

24
26



Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE INGENIERIA



DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE UN
APARATO PARA EL ESTUDIO DE LUBRICACION

"APARATO DE MICHELL"

Y PRACTICAS DEL LABORATORIO DE
MECANICA DE FLUIDOS

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICO
P R E S E N T A
ALBERTO SALOMON CAMARA ESPINOSA



FALLA DE ORIGEN

MEXICO, D. F.

1990



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

RESUMEN

El presente trabajo, tiene su origen en la necesidad de complementar en el laboratorio de Mecánica de Fluidos, un aparato que permita estudiar el fenómeno de lubricación hidrodinámica, ya que hasta el momento se carece de éste.

El trabajo contiene el diseño, construcción y pruebas de un aparato llamado "Aparato de Michell". Con éste, se podrá estudiar la teoría de lubricación hidrodinámica. Así como también se realizó una síntesis de los aspectos teóricos y prácticos de la lubricación hidrodinámica, complementándose con una metodología, una memoria de cálculo y pruebas que permitirán visualizar y evaluar el fenómeno de la lubricación hidrodinámica.

Para complementar el trabajo, se presentan los apuntes de las once prácticas del laboratorio de Mecánica de Fluidos con el fin de proporcionar un apoyo al personal docente y a los alumnos de esta materia.

INDICE

CAPITULO I

INTRODUCCION	1
--------------	---

CAPITULO II

LUBRICACION	5
1. Lubricación	6
1.1. Tipos de lubricación	6
1.2. Viscosidad	7
1.3. Coeficiente de fricción	8
1.4. Lubricación estable	9
2. Lubricación hidrodinámica	10
2.1. Desarrollo de la teoría de la lubricación hidrodinámica	12
3. Teoría de la lubricación hidrodinámica aplicada a superficies en cuña	17
4. Efecto de las fugas laterales	20
4.1. Efecto de las fugas laterales sobre la cuña de aceite	23

CAPITULO III

DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL APARATO DE MICHELL	25
1. Aspectos del diseño	26
2. Planos	27
3. Construcción y montaje	45

CAPITULO IV

PRUEBAS DEL APARATO DE MICHELL	43
1. Teoría básica de la lubricación hidrodinámica	47
2. Aparato de Michell	55
3. Metodología para realizar pruebas en el aparato de Michell	56
4. Memoria de cálculo para las pruebas en el aparato de Michell	58
5. Pruebas en el aparato de Michell	59

PRACTICA 1 ESTATICA DE FLUIDOS

Objetivos	65
1. Introducción	67
1.1. Fluido	67
A. Densidad absoluta	67
B. Densidad relativa	68
C. Gravedad específica	68
d. Peso específico	68
E. Volumen específico	68
F. Viscosidad absoluta o dinámica	69
G. Viscosidad cinemática	70
H. Presión	70
1.2. Ecuaciones diferenciales de la estática de los fluidos (hidrostática)	72
2. Manometría	74
2.1. Barómetro	74
2.2. Manómetro de Bourdon	75
2.3. Micrómetro	75
2.4. Manómetro simple	76
2.5. Manómetro diferencial	77
2.6. Micromanómetro	78
2.7. Manómetro inclinado	78
3. Flotación	79
3.1. Principio de Arquímedes	79
3.2. Estabilidad de cuerpos flotantes y de cuerpos sumergidos	81
4. Tensión superficial	83
4.1. Capilaridad	84
5. Desarrollo de la práctica	85

PRACTICA 2 VISUALIZACION DE FLUIDOS

Objetivos	90
1. Introducción	91
1.1. Línea de traza toral	91
1.2. Línea de corriente	92
1.3. Línea de estela	92
2. Métodos ópticos de visualización de flujos	93
2.1. Método por inserción de colorante	95
2.2. Método por inyección de humo	96
2.3. Método de burbujas de hidrógeno	97
2.4. El rotámetro de sombras	97
2.5. El Schlieren	98
2.6. El interferómetro	100
2.7. El anemómetro de Laser LDA de efecto Doppler	102
3. Desarrollo de la práctica	102

PRACTICA 3 MEDICION DE VELOCIDADES

Objetivos	107
1. Introducción	108
1.1. Características del movimiento de los fluidos	108
1.2. Medidores en fluidos	110
A. Anemómetro	111
B. Caudal de Presión	118
1.3. Solución analítica de fluidos	123
2. Desarrollo de la práctica	127

PRACTICA 4 MEDIDORES DE GASTO

Objetivos	132
1. Introducción	133
1.1. Medidores de gasto	133
A. Medidores de Gasto para Flujo cerrado	134
B. Medidores de Gasto para flujo abierto	146
2. Desarrollo de la práctica	151

PRACTICA 5 PERDIDAS EN TUBERIAS

Objetivos	157
1. Introducción	158
1.1. Pérdidas primarias	158
1.2. Pérdidas secundarias	158
2. Significado físico de las pérdidas	159
3. Cálculo de las pérdidas primarias y secundarias	160
3.1. Cálculo de pérdidas primarias	161
3.2. Cálculo de pérdidas secundarias	167
4. Desarrollo de la práctica	164

PRACTICA 6 VISCOSIMETROS

Objetivos	170
1. Introducción	171
2. Viscosidad	171
3. Efecto de la temperatura y de la presión sobre la viscosidad	172
4. Medición de la viscosidad	175
4.1. Método de cilindro rotatorio concéntrico	175
4.2. Método del tubo capilar	177
4.3. Método de dilatación	179
5. Tipos de viscosímetros	178
5.1. Viscosímetro por Torque de Searle	176
5.2. Viscosímetro Imhoff	179
5.3. Viscosímetro Redwood	180
5.4. Viscosímetro Saybolt	181
5.5. Viscosímetro Oswald	183
5.6. Viscosímetro de Ubbelohde	183
5.7. Viscosímetro Hoeppler	184

5. B. Viscosímetro Braudford	184
6. Desarrollo de la práctica	185
PRACTICA 7 APARATO DE HELE-SHAW	
Objetivos	186
1. Introducción	187
2. Teoría del flujo potencial	191
2.1. Flujo irrotacional	191
2.2. Flujo potencial y potencial de velocidades	192
2.3. Función de corriente	193
2.4. Propiedades de la función de corriente	194
3. Funciones potenciales	196
3.1. Flujo uniforme	196
3.2. Fuente y sumidero	197
3.3. Vórtice	198
3.4. Bobina o dipolo	199
4. Aparato de Hele-Shaw	202
5. Desarrollo de la práctica	204
PRACTICA 8 TOBERAS Y DIFUSORES	
Objetivos	207
1. Introducción	208
1.1. Propiedades críticas y propiedades de estrangulamiento	210
2. Toberas	211
2.1. Tobera convergente	212
2.2. Tobera convergente-divergente	213
2.3. Eficiencia de una tobera	214
3. Difusores	214
3.1. Eficiencia de un difusor	215
4. Efectos del número de Mach en toberas y difusores	216
5. Desarrollo de la práctica	217
PRACTICA 9 CURVAS CARACTERISTICAS DE TURBOMAQUINAS	
Objetivos	226
1. Introducción	227
2. Turbomáquinas	228
2.1. Clasificación de las turbomáquinas	228
3. Turbosoplador (ventilador)	231
3.1. Componentes de un ventilador	231
3.2. Clasificación de los ventiladores	233
3.3. Leyes de semejanza de los ventiladores	234
3.4. Aplicaciones de los ventiladores	235
4. Bombas	235
4.1. Componentes de una bomba	235
4.2. Clasificación de las bombas	236
4.3. Leyes de semejanza de las bombas	241
4.4. Aplicaciones de las bombas	242
5. Turbinas	242

5.1. Componentes de una turbina hidráulica	243
5.2. Clasificación de las turbinas hidráulicas	243
5.3. Turbina Pelton	245
5.4. Turbina Francis	245
5.5. Turbina Kaplan	247
5.6. Leyes de semejanza de las turbinas hidráulicas	248
6. Curvas características de las turbomáquinas	249
6.1. Curvas características de las bombas rotodinámicas y ventiladores	249
6.2. Curvas características de las turbinas hidráulicas	250
7. Desarrollo de la práctica	250

PRACTICA 10 MEDICIONES EN TUNELES DE VIENTO

Objetivos	265
1. Introducción	266
1.1. Fluido alrededor de un cuerpo sumergido	266
1.2. Perfiles aerodinámicos	270
2. Túneles de viento	272
2.1. Túnel de viento	273
2.2. Partes que forman un túnel de viento	273
2.3. Clasificación de los túneles de viento	274
2.4. Ventarinas y desventarinas de los túneles de viento	281
2.5. Aplicaciones de los túneles de viento	282
2.6. Esquemas de los túneles de viento	282
3. Análisis dimensional y semejanza dinámica	284
4. Desarrollo de la práctica	285

PRACTICA 11 LUBRICACION

Objetivos	292
1. Introducción	293
2. Lubricación	293
3. Aparato de Michell	293
4. Desarrollo de la práctica	293

APENDICES

A. Unidades y factores de conversión	294
B. Propiedades de los fluidos	297
C. Tablas para pérdidas primarias y secundarias	304
D. Tablas para flujos compresibles	311
E. Coeficientes de arrastre	317
F. Coeficientes de descarga	320

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	322
--------------------------------	-----

BIBLIOGRAFIA	322
--------------	-----

CAPITULO I

INTRODUCCION

El estudio del fenómeno de lubricación es muy útil, debido a que este fenómeno desempeña un papel primordial en la industria. Su importancia radica en el hecho de que todas las partes en movimiento de las máquinas están sujetas a fricción y desgaste y de alguna manera es necesario evitar estos efectos.

En el laboratorio de Mecánica de Fluidos se contemplan once prácticas, las cuales están formadas por una parte de teoría y la correspondiente realización de los experimentos que comprueban los principios teóricos estudiados. Una de estas prácticas tiene por título **Lubricación (Aparato de Michell)** correspondiente a la práctica once del programa; sin embargo, cabe mencionar que no se contaba con el equipo para la realización de ella, es por esta razón, que surgió la necesidad de diseñar y construir un equipo especial para el desarrollo de la misma.

Por lo anterior, el trabajo contempla los siguientes objetivos:
a) Diseño, construcción y pruebas de un aparato para el estudio del fenómeno de lubricación (Aparato de Michell), ya que dicho dispositivo será de gran utilidad para el apoyo académico en el laboratorio de mecánica de fluidos.

b) Realización del tema de lubricación, abarcando los aspectos teóricos y experimentales, dentro de estos últimos se considera la metodología, la memoria de cálculo y las pruebas que permitirán visualizar y comprender el fenómeno de la lubricación.

c) Desarrollo de los apuntes de las once prácticas del laboratorio de mecánica de fluidos.

Uno de los equipos para el estudio del fenómeno de lubricación es el llamado **Aparato de Michell**, básicamente consta de dos cilindros conectados a través de una banda, la cual, se sumerge en un lubricante, generándose mediante el arrastre del fluido una película de lubricante. Paralela a esta banda se coloca una placa plana (con un pequeño ángulo de inclinación con respecto a la banda), dejando una separación entre la banda y la placa del orden de milímetros, provocando lo que en mecánica de fluidos se conoce como **la cuña de lubricación**. Este fenómeno presenta un gradiente de presiones, el cual puede observarse mediante un tablero de piezómetros que se conectan a la placa.

Con la ayuda de las pruebas que se realizan en el Aparato de Michell y complementándose con el estudio de la **Teoría de la Lubricación Hidrodinámica** se observará básicamente el comportamiento de un lubricante bajo diferentes condiciones de carga y se determinará el gradiente de presiones, el espesor de capa de lubricante y el flujo. Con todo esto no sólo se comprenderá el fenómeno de la lubricación, sino que en aplicaciones reales se podrá controlar y diseñar en forma aproximada, tanto la fricción como el desgaste en las partes que están sujetas a movimiento y que requieren de una lubricación adecuada.

Se brinda los aspectos más importantes de la **Teoría de la Lubricación Hidrodinámica** señalando las ecuaciones que gobiernan a este fenómeno.

En el trabajo se presentan los planos de diseño, así como los aspectos de fabricación y construcción del Aparato de Michell.

Para terminar se contemplan los apuntes de las once prácticas del Laboratorio de Mecánica de Fluidos, las cuales engloban los siguientes temas:

- Práctica 1
Estática de fluidos
- Práctica 2
Visualización de flujos
- Práctica 3
Medición de velocidades
- Práctica 4
Medidores de gasto
- Práctica 5
Pérdidas en tuberías
- Práctica 6
Viscosímetros
- Práctica 7
Aparato de Hele-Shaw
- Práctica 8
Toberas y difusores
- Práctica 9
Curvas características de turbomáquinas
- Práctica 10
Mediciones en túneles de viento
- Práctica 11
Lubricación

CAPITULO II

LUBRICACION

1. LUBRICACION

El objetivo de la lubricación es reducir el rozamiento o fricción, el desgaste y el calentamiento de los elementos de las máquinas que se mueven unos con respecto a otros. Se llaman lubricantes las sustancias que realizan lo anterior al introducirse entre las superficies en movimiento. Por ejemplo, en una cámara o en un buje, en un cojinete antifricción, en una corredera o seguidor, en los dientes de los engranes, en los ábaloos o pistones que se deslizan en sus cilindros, en todas estas aplicaciones y muchas más se requiere lubricación para reducir el rozamiento, el desgaste y el calentamiento.

1.1. TIPOS DE LUBRICACION

Pueden identificarse cinco formas distintas de lubricación:

1. Hidrodinámica
2. Hidrostática
3. Elastohidrodinámica
4. De película mínima o al límite
5. Con material sólido

La lubricación hidrodinámica es aquella en que las superficies del cojinete que soportan la carga están separadas por una capa de lubricante relativamente gruesa a manera de impedir el contacto entre metal y metal, y en que la estabilidad así obtenida pueda explicarse por las leyes de la mecánica de los fluidos. La lubricación hidrodinámica no depende de la introducción del lubricante a presión (porque así puede hacerse); si se requiere que haya un alto rendimiento, suministrando de lubricante en todo momento, la presión en el lubricante, origina la superficie en movimiento, que lo arrastra hasta una zona de forma de cono a una velocidad muy considerable que origina la presión necesaria para separar las superficies actuando contra la carga que obra sobre el cojinete. La lubricación hidrodinámica es llamada también **Lubricación de película completa (o fluida)**.

La lubricación hidrostática es aquella obtenida cuando el lubricante, que a veces es aire o agua, en la zona de soporte de la carga a una presión relativamente elevada para separar las superficies con una capa relativamente gruesa del lubricante de la lubricación hidrodinámica, no se ve afectado por el movimiento de una superficie con respecto a otra. La lubricación hidrostática debe tomarse en cuenta en los cojinetes, en que las velocidades son muy pequeñas o nulas, y cuando la resistencia al rozamiento tiene que reducirse a un mínimo absoluto.

La lubricación elastohidrodinámica es el fenómeno que ocurre cuando se introduce un lubricante entre las superficies que están en contacto rodante, como los engranes y los cojinetes de rodamiento.

Es posible que la área de contacto sea insuficiente, que se aminore la velocidad de la superficie móvil, que se reduzca la cantidad de lubricante suministrada a un cojinete o bien que se produzca un aumento en la carga a soportar o a un incremento en la temperatura del lubricante y, en consecuencia, disminuya la viscosidad. Cualquiera de estas condiciones puede impedir la formación de una película de lubricante lo suficientemente gruesa para que haya lubricación fluida o de película completa. Cuando esto ocurre, las asperezas de más altura quedan separadas por películas de lubricante de sólo unos cuantos diámetros moleculares de espesor. A este tipo de lubricación se le llama **lubricación de película mínima** o **al límite**. El cambio de la lubricación hidrodinámica a la de película mínima nunca es brusco o repentino. Es probable que primero ocurra una lubricación mixta de las clases hidrodinámica y al límite y, al acercarse cada vez más las superficies en movimiento relativo, se vuelve predominante la lubricación del segundo tipo. La viscosidad del lubricante es de menor importancia que su composición química en la lubricación al límite.

Cuando los cojinetes tienen que trabajar a temperaturas extremas debe usarse un lubricante de película sólida, como el grafito o el disulfuro de molibdeno, porque los aceites ordinarios de origen mineral no dan resultados satisfactorios.

12. VISCOSIDAD

Suponiendo que en la figura 1, la placa A se mueve a una velocidad U sobre una película de lubricante de espesor h . Puede considerarse que la película está formada por una serie de capas horizontales, en las que la fuerza F ocasiona su deformación o el deslizamiento de unas sobre otras. Suponiendo también que las capas que están en contacto con la placa móvil tienen una velocidad U y que las que están en contacto con la superficie fija o estacionaria tienen velocidad cero. La velocidad de las capas intermedias depende de su distancia y a la superficie estacionaria. La ley de Newton para el movimiento de un fluido viscoso establece que el esfuerzo cortante o tangencial que se genera en el fluido es proporcional al régimen de variación de la velocidad con respecto a y . En consecuencia:

$$\tau = (F/A) = \mu(du/dy) \dots (1)$$

En donde μ es una constante de proporcionalidad que define la llamada **viscosidad** (o **viscosidad absoluta**). La derivada du/dy es la intensidad de cambio de la velocidad con respecto a la distancia (o **gradiente de velocidad**), y también puede llamarse **rapidez de deformación** por esfuerzo cortante. En consecuencia,

la viscosidad μ es una medida de la resistencia al movimiento interno de un fluido. Si se considera que el gradiente de la velocidad es constante $du/dy = U/h$ y por la ecuación (1) se tiene que:

$$\tau = (F/A) = \mu(U/h) \dots (2)$$

Esta última ecuación representa la ley de Newton para el movimiento de un fluido viscoso con gradientes de velocidad constante.

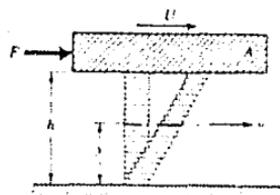


Fig. 1.

13. COEFICIENTE DE FRICCIÓN

El fenómeno del rozamiento en los cojinetes fue explicado por primera vez por Petroff, en base con la hipótesis de que el eje o árbol es concéntrico o coaxial con el cojinete, los espaldas, al respecto, son importantes porque definen grupos de parámetros adimensionales y porque el coeficiente de fricción que produce estos estudios resulta aceptable.

Considerando un eje vertical que gira en un cojinete que. Se supone que éste soporta una carga muy pequeña, que el espacio libre c está completamente lleno de aceite y que las fuerzas son despreciables (figura 2). Denotando el radio del eje por r , la holgura por c y la longitud del cojinete por l . Si el eje gira a N rpm su velocidad periférica o superficial será $U = 2\pi rN$. Como el esfuerzo tangencial o de deslizamiento que se desarrolla en el lubricante es igual al producto del gradiente de la velocidad por la viscosidad, entonces, por la ecuación 2 se tiene:

$$\tau = \mu(U/h) = (2\pi rN\mu)/c \dots (3)$$

En esta expresión la holgura radial c sustituye a la distancia o espesor h . La fuerza que se requiere para hacer deslizar la película es igual al esfuerzo tangencial multiplicado por la área. El momento de la fuerza tangencial o deslizante es igual a la fuerza multiplicada por el brazo de momento. En consecuencia:

$$T = (\tau A)(r) = (2\pi rN\mu/c)(2\pi r)(r) = (4\pi^2 r^3 \mu N/c) \dots (4)$$

Si se designa como W a la fuerza pequeña que actúa sobre el cojinete, entonces la presión o carga P , en unidades de fuerza por unidad de área proyectada, será $P=W/(2rml)$. El rozamiento es W , siendo f el coeficiente de fricción y, por lo tanto, el momento de rozamiento es:

$$T = W r = (l)(2rmlP)(r) = 2r^2 mlP \dots (5)$$

Al sustituir en la ecuación 4 el valor del momento obtenido en la ecuación 5 y despejar el coeficiente de fricción, se obtiene:

$$f = 2\pi(\mu l/P)(r/c) \dots (6)$$

La ecuación 6 recibe el nombre de **ley de Petroff**. Las cantidades $\mu l/P$ y r/c son parámetros muy importantes en el estudio de la lubricación. Estos parámetros son dimensionales.



Fig. 2.

14. LUBRICACION ESTABLE

La diferencia entre la lubricación al límite y la hidrodinámica puede explicarse observando la figura 3. Esta gráfica de la variación del coeficiente de rozamiento, en función del parámetro $\mu l/P$ del cojinete, la obtuvieron los hermanos McKee en un ensayo real de fricción. Esta gráfica es importante porque define la estabilidad de la lubricación y ayuda a entender la lubricación hidrodinámica y la de película muy delgada.

Suponiendo que se analiza lo que está a la izquierda de la ordenada AB y que, por ejemplo, ocurre un aumento en la temperatura del lubricante. Esto da origen a un descenso en la viscosidad y, por lo tanto, a un valor de $\mu l/P$. El coeficiente de rozamiento disminuye, no se genera tanto calor por el rozamiento del lubricante y, en consecuencia, desciende su temperatura. Por lo tanto, la región situada a la derecha de la ordenada BA define la **lubricación estable** porque las variaciones

se corrigen por sí solas.

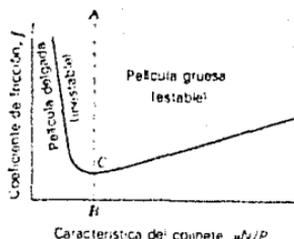


Fig. 3. Variación del coeficiente de fricción con $\mu N/P$.

A la izquierda de la ordenada AB una disminución de la viscosidad haría aumentar la fricción. Por consiguiente, se produciría un aumento de temperatura y la viscosidad se reduciría aún más. El efecto resultante sería de compresión. En consecuencia, la región situada a la izquierda de la ordenada AB represente la lubricación inestable.

También es útil ver que una viscosidad pequeña y, por lo tanto, un valor pequeño de $\mu N/P$ significaría que la película de lubricante es muy delgada y que habrá más posibilidades de que exista cierto contacto directo de metal a metal y, por consiguiente, de mayor fricción. Así pues, el punto C representa lo que es probablemente el principio del contacto entre metal y metal al disminuir el valor de $\mu N/P$.

2. LUBRICACION HIDRODINAMICA

La teoría hidrodinámica de la lubricación se basa, ante todo, en un análisis matemático bastante complicado del movimiento de los líquidos y muchas de las deducciones de los diversos aspectos de esta teoría pueden adquirir un carácter numérico complicado. No obstante, y afortunadamente, los resultados se prestan a interpretaciones sumamente sencillas, por lo que la teoría hidrodinámica de la lubricación se aplica extensamente a muchos millares de cojinetes y elementos de máquinas.

La teoría actual de la lubricación hidrodinámica tuvo su origen en el laboratorio de Beauchamp Tower, en los primeros años de 1830, en Inglaterra. Este investigador estaba encargado de estudiar la fricción en los ejes de los ejes de los carrros de ferrocarril y, además, de determinar el mejor método para lubricarlos. Fue un accidente o algún error en el curso de esta investigación lo que lo llevó a analizar el problema con mayor detalle, y esto resultó un descubrimiento que finalmente condujo al desarrollo de la teoría.

La figura 4 es un esquema del soporte de muñón que investigó Tower. Tiene un cojinete parcial de 4 pulg de diámetro y 6 pulg de logitud, con un arco de contacto de 157° y lubricación del tipo de baño, como se ilustra.

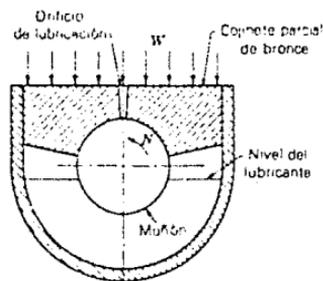


Fig. 4. Esquema del dispositivo de cojinete parcial empleado por Tower.

Los coeficientes de fricción obtenidos por Tower en su investigación con este cojinete fueron bastante bajos, lo cual no sorprende en la actualidad. Después de ensayar este cojinete, Tower abrió un orificio de $\frac{1}{2}$ pulg de diámetro en la parte superior; pero cuando puso en movimiento el aparato el aceite brotó por dicho orificio. Tratando de impedirlo usó un tapón de corcho, pero éste también saltó y entonces lo tapó con un taquete de madera. Cuando también fue expulsado el tapón de madera, Tower se dio cuenta de que, indudablemente, estaba a punto de efectuar un descubrimiento. Después de instalar un manómetro en el agujero lubricador, el medidor indicó una presión mayor que el doble de la carga por unidad de cojinete. Finalmente investigó en detalle las presiones de la película en el cojinete, a todo lo ancho y largo del mismo, y reportó una distribución similar a la de la figura 5.

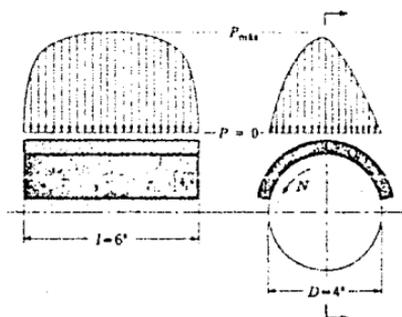


Fig. 5. Gráficas de la distribución aproximada de la presión obtenidas por Tower.

Los resultados obtenidos por Tower tenían tal regularidad que Osborne Reynolds llegó a la conclusión de que debía haber una ley definida que relacionara la fricción, la presión y la velocidad. La teoría matemática actual de la lubricación está basada en el trabajo de Reynolds que siguió a los experimentos efectuados por Tower. La ecuación diferencial original, formulada por Reynolds, la usó para explicar los resultados de Tower. La solución es un problema desafiante que ha interesado a muchos investigadores desde entonces y que sigue siendo el punto de partida para los estudios de lubricación.

Reynolds imaginó que el lubricante quedaba adherido a ambas superficies y era repulsado por la superficie en movimiento hacia un espacio en forma de cuña, de estrechamiento progresivo, lo cual daba origen a una presión en la película de fluido, de intensidad suficiente para soportar la carga del cojinete. Una de las más importantes hipótesis simplificadoras del problema se originó en la apreciación de Reynolds de que las películas de fluido eran tan delgadas, en comparación con el radio del cojinete, que su curvatura podía despreciarse. Esta le permitió sustituir al cojinete parcial curvo con uno plano llamado **cojinete plano de deslizamiento**. Fundamentalmente, la teoría de Reynolds es un análisis de la película en forma de cuña.

2.1. DESARROLLO DE LA TEORIA DE LA LUBRICACION HIDRODINAMICA

El análisis completo está basado en las siguientes suposiciones fundamentales:

1. Prevalecen condiciones de régimen laminar y el lubricante obedece la ley de Newton del deslizamiento de un fluido viscoso.

2. Las fuerzas de inercia que resultan de la aceleración del lubricante son pequeñas cuando se comparan con las de cizallamiento viscoso, y pueden despreciarse, es decir, las fuerzas debidas a la teoría del lubricante son despreciables.

3. El lubricante es incompresible, lo que significa que el volumen que fluye por una sección cualquiera en la unidad de tiempo será constante.

Considerando la forma geométrica que se presenta en la figura 6a. La parte superior se encuentra fija, mientras que la inferior se mueve en la dirección positiva de las x con una velocidad constante, u . El cojinete es de anchura infinita en la dirección z , perpendicular a los ejes de las x y de las y (figura 6b), ello indica que no se registra flujo en la dirección z .

El elemento fluido diferencial dx/dy , de anchura b en la dirección z , acusa algunas fuerzas que actúan sobre él. Para poder formular la ecuación para el equilibrio de las fuerzas que actúan sobre este elemento (figura 7) se establecen otras consideraciones.

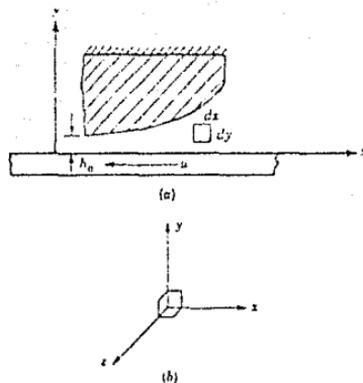


Fig. 6. Geometría de la cuña fluida convergente.

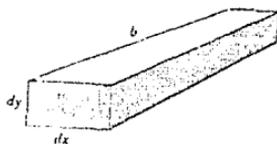


Fig. 7. Volumen unidad de la película hidrodinámica.

4. La presión en la película es tan sólo función de x . Ello significa, que la presión a través de la película en la dirección de las y es una constante. Esta es una consideración válida debido a la extrema delgadez de las películas hidrodinámicas de soporte de carga.

5. La velocidad de una partícula cualquiera del lubricante en el seno de la película depende sólo de las coordenadas x y y .

6. A su paso a través del cojinete la viscosidad del lubricante permanece constante, es decir, la viscosidad es constante en toda la película. En la mayor parte de los casos esta es una suposición razonable, ya que en un cierto número de experimentos los investigadores han concluido en aceptar esta consideración indicando que si se emplea la viscosidad media del lubricante en un cojinete (la media de las viscosidades de entrada y de salida), se introduce un error muy pequeño en la mayor parte de los casos y, por lo tanto, se logra una gran simplificación de análisis.

Considerando un elemento de lubricante en el interior de la película (figura 8) y calculando las fuerzas que actúan en las caras de tal elemento. Las fuerzas normales debidas a la presión actúan sobre las caras derecha e izquierda del elemento, y las fuerzas tangenciales debidas a la viscosidad y a la velocidad del

fluido actúan sobre las caras superior e inferior. La ecuación para la suma de fuerzas en la dirección horizontal es, por consiguiente:

$$[P + (dP/dx)dx]b dy + \tau b dx - [\tau + (\partial\tau/\partial y)dy]b dx - P b dy = 0 \dots (7)$$

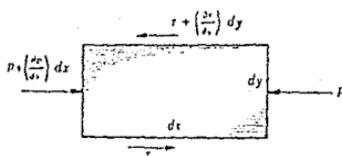


Fig. 8. Equilibrio de la presión en la unidad de volumen de la película hidrodinámica.

Esta expresión se reduce a:

$$dP/dx = \partial\tau/\partial y \dots (8)$$

De la ecuación 1:

$$F = 6\mu(du/dy) \dots (9)$$

O bien:

$$\tau = \mu(du/dy) \dots (10)$$

Para esta aplicación la velocidad v es una función tanto de x como de y y por lo tanto:

$$\tau = \mu(\partial u/\partial y) \dots (11)$$

Sustituyendo la ecuación 11 en la 8 se tiene:

$$dP/dx = \mu(\partial^2 u/\partial y^2) \dots (12)$$

Para obtener la distribución de velocidad en la dirección y , se integra dos veces con respecto a y . En lo que se refiere a dP/dx es una constante. Esto es:

$$u = (1/2\mu)(dP/dx)y^2 + C_1 y + C_2 \dots (13)$$

Debe notarse que el hecho de mantener a x constante significa que C_1 y C_2 pueden ser funciones de x . Ahora se supone que no ocurre deslizamiento alguno entre el lubricante y las superficies confinantes. Esto da dos grupos de condiciones de frontera para evaluar las constantes C_1 y C_2 :

1. $u = 0$ cuando $y=0$ y

2. $u = 0$ cuando $y=h$

Empleando estas dos condiciones y sustituyendo en la ecuación 13, se obtiene:

$$C_1 = (U/h) - (1/2\mu)(dP/dx)h$$

$$C_2 = -U$$

Esto es:

$$u = (1/2\mu)(dP/dx)[y^2 - hy] + U[(y/h) - 1] \dots (14)$$

Esta ecuación da la distribución de la velocidad del lubricante en el seno de la película, en función de la coordenada "y" y del gradiente de presión dP/dx . La ecuación indica que la distribución de la velocidad, transversalmente a la película (desde $y=0$ hasta $y=h$), se obtiene superponiendo una distribución parabólica (el primer término) a una distribución lineal (el segundo término). En general, el término parabólico puede ser aditivo o sustractivo respecto al término lineal, dependiendo del signo del gradiente de la presión. Como la presión varía en función de la longitud de la película, debe alcanzar un máximo en un punto determinado. En ese instante, la velocidad de cambio de presión con respecto a x será cero o $dP/dx = 0$ (figura 2). Sustituyendo el valor de $dP/dx = 0$ en la ecuación 14, se obtiene para el perfil de velocidad:

$$u = U[(y/h) - 1] \dots (15)$$

Esta última ecuación es una relación lineal.

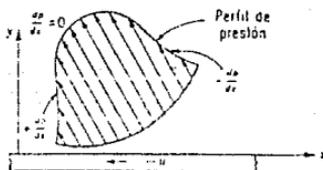


Fig. 2. Perfil de presión en la película hidrodinámica.

Se representa este espesor de película concreto que se registra en el punto de presión máxima, por el símbolo h'' .

Para determinar el valor dP/dx se examina la continuidad del flujo. El flujo de lubricante que pasa a través de una sección

cualquiera es:

$$Q = \int_0^h u b dy \dots (16)$$

Sustituyendo la ecuación 14 por el valor de u:

$$Q = b \int_0^h \left(\frac{1}{2} \mu \left(\frac{dP}{dx} \right) \left(y^2 - h y \right) + \mu \left(\frac{y}{h} \right) - \mu \right) dy$$

Realizando la integral:

$$Q = b \left[- \left(\frac{1}{12} \mu \right) \left(\frac{dP}{dx} \right) h^3 - \left(\mu h / 2 \right) \right] \dots (17)$$

El flujo Q es constante debido al hecho de que no existen fugas laterales y hay una continuidad de flujo (el lubricante se considera incompresible), y en h'' , donde se registra la presión máxima, $dP/dx = 0$; sustituyendo en la ecuación 17, se tiene:

$$Q = - \left(\mu / 2 \right) b h'' \dots (18)$$

Iguando las ecuaciones 17 y 18, esto es:

$$- \left(\mu / 2 \right) b h'' = b \left[- \left(\frac{1}{12} \mu \right) \left(\frac{dP}{dx} \right) h^3 - \left(\mu h / 2 \right) \right] \dots (19)$$

Y simplificando:

$$dP/dx = 6 \mu \left[\left(h'' / h^3 \right) - \left(h / h^3 \right) \right] \dots (20)$$

Esta es la ecuación clásica de Reynolds para flujo unidimensional. En ella se desprecian las fugas laterales, es decir, el flujo en la dirección z. Es además general mientras h pueda expresarse en función de x, esta ecuación predecirá la formación de presión para cualquier forma o configuración geométrica, como las mostradas en la figura 10.

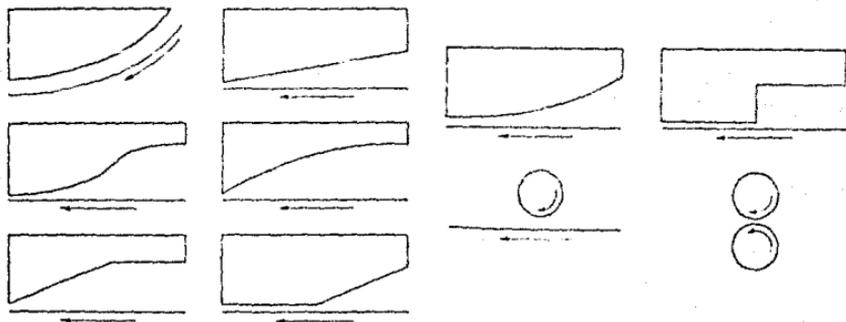


Fig. 10. Geometrías típicas para la formación de películas hidrodinámicas.

3. TEORIA DE LA LUBRICACION HIDRODINAMICA APLICADA A SUPERFICIES EN CUÑA

En base a la ecuación clásica de Reynolds (ecuación 20), para una variedad de perfiles geométricos, se analiza la superficie en forma de cuña de aceite para estudiar sus variables hidrodinámicas de modo cuantitativo.

Cuando la cuña está limitada por superficies planas como en la figura 11.

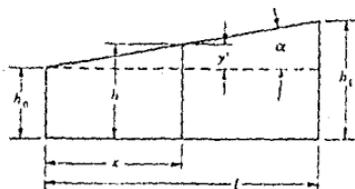


Fig. 11. Geometría de una cuña convergente.

De la figura:

$$h = h_0 + y' \dots (21)$$

Por semejanza:

$$y' / (h_1 - h_0) = x / l \dots (22)$$

De donde:

$$y' = (x/l)(h_1 - h_0) \dots (23)$$

Y entonces:

$$h = h_0 + (x/l)(h_1 - h_0) \dots (24)$$

O bien:

$$h = h_0 [1 + m(x/l)] \dots (25)$$

Donde:

$$m = (h_1/h_0) - 1 \dots (26)$$

Desde el punto de vista físico, m variará generalmente entre 0.5 y 2.0, aunque para la mayoría de los casos tendrá el valor de 1. Siendo $m = 1$, $h_1 = 2h_0$, es decir, que el espesor de la película del borde anterior es el doble del espesor de la película en el posterior. El valor h'' de la ecuación 20 puede

sustituirse por $C^* h_0$, $h^* = C^* h_0$, donde, claro está, $C^* > 1$.
Sustituyendo las ecuaciones anteriores en la ecuación 20, se tiene:

$$dP/dx = \sigma \mu J (C^* h_0 - h_0 (1+m(x/l))) / (h_0^3 (1+m(x/l))^3) \dots (27)$$

Resolviendo la ecuación diferencial:

$$dP = ((\sigma \mu J) / h_0^2) [C^* (1+m(x/l))^{-3} dx - (1+m(x/l))^{-2} dx] \dots (28)$$

Integrando:

$$P = ((\sigma \mu J) / (m h_0^2)) [(C^* / (-2(1+m(x/l))^2)) + (1/(1+m(x/l))) + B] \dots (29)$$

La constante de integración B, y la constante C^* pueden determinarse partiendo de las condiciones físicas límite:

1. Cuando $x = l$: $P = 0$
2. Cuando $x = 0$: $P = 0$

Empleando los valores de la condición 1 en la ecuación 29, se obtiene el valor de B:

$$B = C^* / (2(1+m)^2) - 1/(1+m) \dots (30)$$

Y empleando los valores de la condición 2:

$$D = (C^* / 2) - 1 \dots (31)$$

Resolviendo simultáneamente:

$$C^* = (2m^2 + 2) / (2 + m^2) \dots (32)$$

Y:

$$B = -1 / (2 + m^2) \dots (33)$$

Entonces la función de presión (ecuación 29), se convierte en:

$$P = ((\sigma \mu J) / (m h_0^2)) [((2m^2 + 2) / (-2(2+m^2)(1+m(x/l))^2)) + (1/(1+m(x/l))) - (1/(2+m^2))] \dots (34)$$

Se puede escribir como:

$$P = (\sigma \mu J / (h_0^2)) \cdot Y_p \dots (35)$$

Donde la Y_p es el término que se encuentra entre los paréntesis y dividido por $1/m$, de la ecuación 34.

Por lo tanto puede trazarse un perfil de la presión empleando

la ecuación 34 para todos los valores de K_p y para cualquier combinación de las variables con que se opera. Los valores de K_p se incluyen en la una gráfica que se muestra en la figura 12.

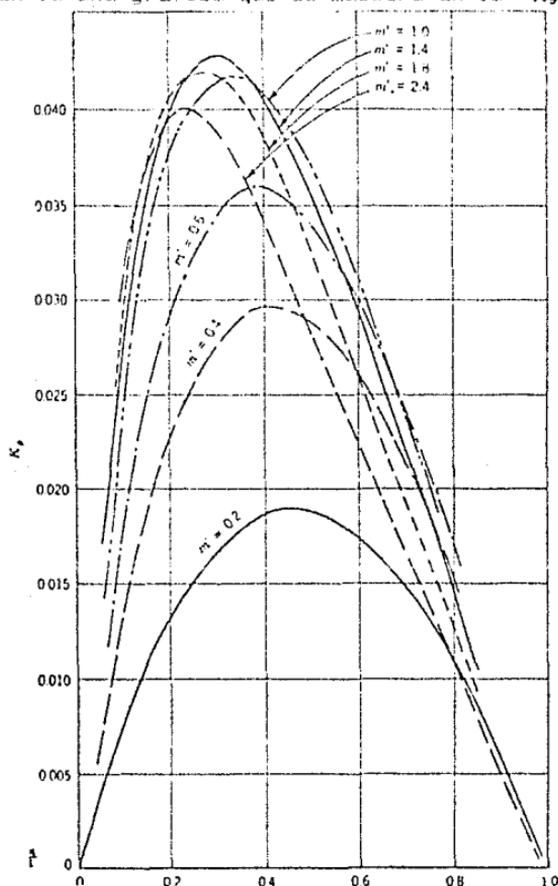


Fig. 12. Gráfico de los coeficientes de presión en un cojinete deslizante.

Si se conoce la distribución de la presión, se pueden calcular la capacidad de carga, sumando el efecto de la presión a lo largo de todo el patín, donde la presión media es:

$$P_{med} = (1/D) \int_0^1 P dx \dots (35)$$

Sustituyendo el valor de P de la ecuación 34 e integrando, se tiene:

$$P_{med} = (C \mu \beta l^2 / h_0^2) \left\{ (C/m^2) \log_p (1+m) - (2/m(2+m)) \right\} \dots (27)$$

Donde en este caso f_p es el término de la ecuación 27 que aparece comprendido entre los corchetes []. La capacidad de carga es el producto de la presión media por la superficie, (16 a 1), esto es:

$$W = (C \mu \beta l^2 b) / h_0^2 + f_p \dots (28)$$

De donde:

$$h_0 = \left((C \mu \beta l^2) / P_{med} + f_p \right)^{\frac{1}{2}} \dots (29)$$

Se observa que los valores de f_p y la capacidad de carga son muy insensibles a los cambios de m que, según los casos, representa la pendiente de la guía o el ángulo de inclinación del patín. En vista de ello, algunos proyectistas emplean un valor medio de f_p , igual a 0.925 y, así, se simplifican los cálculos.

4. EFECTO DE LAS FUGAS LATERALES

Las ecuaciones 27 y 28 han sido desarrolladas para el caso en que la anchura, b , es grande en comparación con la longitud, l . Ello quiere decir que no existe ningún flujo en la dirección del eje de coordenadas z , y que, por consiguiente, no se registrará ningún descenso de la presión en esta dirección. Estas ecuaciones pueden aplicarse con suficiente precisión a espaldas reales sólo en el caso de que su anchura sea, por lo menos, cuatro veces mayor que su longitud. Si el ancho es inferior, hay que recurrir a una modificación de la deducción, para considerar la pérdida de la capacidad de carga y de la presión, originadas por las fugas laterales.

En el supuesto de que no se registre ningún flujo en la dirección z , el esquema de la presión para un régimen se parecería al de la figura 13. Sin embargo, en presencia de fugas laterales, el esquema de la presión se parecería más al representado en la figura 14, en el que la pérdida de capacidad de carga se pone de manifiesto con toda claridad.

En la deducción anterior para el caso de un plano de anchura infinita se desarrolló la ecuación 17:

$$\partial P / \partial x = \mu (\partial^2 u / \partial y^2) \dots (32)$$

En presencia de fugas laterales hay que tener en cuenta la dependencia de la presión P , tanto de las coordenadas x , como de las z . Por tanto, la ecuación 17 se convierte en:

$$\partial P / \partial y = \mu (\partial^2 v / \partial y^2) \dots (40)$$

Y:

$$\partial P / \partial z = \mu (\partial^2 v / \partial y^2) \dots (41)$$

Para establecer las ecuaciones básicas para la acción hidrodinámica, incluyendo las fuerzas laterales, puede considerarse un cubo diferencial de dimensiones dx , dz y dy que se extiende entre la superficie estacionaria y la superficie en movimiento. El volumen de fluido que penetra en este elemento es igual al que sale en un momento dado.

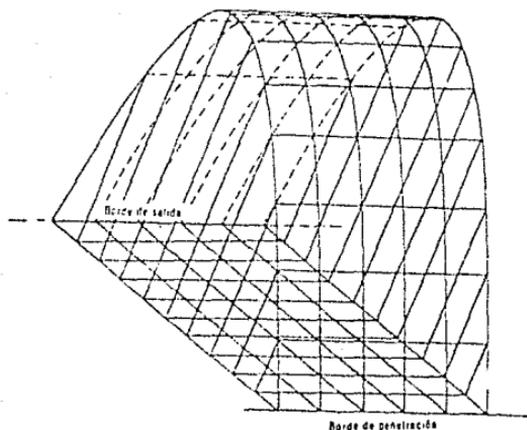


Fig. 13. Esquema de la presión en un cojinete deslizando desprovisto de flujo lateral.

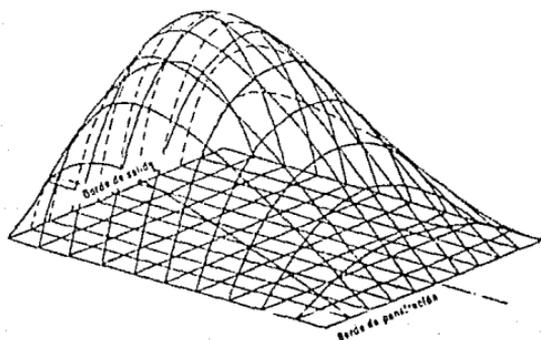


Fig. 14. Esquema de la presión en un cojinete deslizando con flujo lateral.

La q_x es el flujo unitario en la dirección x , mientras que q_z es el correspondiente, en la dirección z . En la figura 15 se representan los volúmenes que entran y salen de las cuatro caras posibles de este elemento. Para el caso de la continuidad de flujo, el volumen que penetra en el elemento es igual al que sale del mismo.

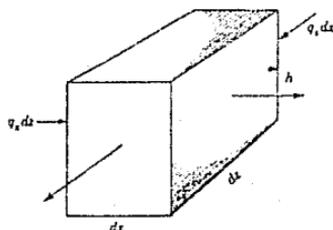


Fig. 15. Flujo a través de un volumen elemental de altura h .

Las ecuaciones son:

$$q_x dz + q_z dx = [q_x + (\partial q_x / \partial x) dx] dz + [q_z + (\partial q_z / \partial z) dz] dx \dots (42)$$

$$q_x dz + q_z dx = q_x dz + (\partial q_x / \partial x) dx dz + q_z dx + (\partial q_z / \partial z) dx dz \dots (43)$$

Con lo que reduciendo:

$$\partial q_x / \partial x = - \partial q_z / \partial z \dots (44)$$

De la ecuación 17, se tiene:

$$Q = b[-(1/12\mu)(\partial P / \partial x)h^3 - (U_0 h/2)] \dots (45)$$

Se divide por b y la ecuación se convertirá en una que expresará el flujo unitario en cm^3 por segundo por centímetro de anchura. Reconociendo, también que P es ahora una función tanto de x , como de z , la ecuación 17 puede expresarse como a continuación se indica:

$$q_x = [-(1/12\mu)(\partial P / \partial x)h^3 - (U_0 h/2)] \dots (45)$$

En vista de que no se registra ningún movimiento deslizante en la dirección z , el flujo en dicha dirección será únicamente consecuencia de la diferencia de presión que actúa. Por tanto,

q_z corresponderá al flujo que tiene lugar a través de dos piezas planas y que resulta de una presión diferencial, esto es:

$$Q = (bh^3 \Delta P) / (12\mu) \dots (45)$$

Aplicada a esta derivación:

$$Q_z = ((bh^3) / (12\mu)) (dP/dz) \dots (47)$$

Dividiendo por b para obtener la unidad de flujo en cm^3 por segundo por centímetro lineal, se tiene:

$$q_z = (h^3 / 12\mu) (dP/dz) \dots (48)$$

Sustituyendo las ecuaciones 45 y 48 en la 44:

$$(d/dx) [-(1/12\mu) (dP/dx) h^3 - (U/h/z)] + (d/dz) [(h^3/12\mu) (dP/dz)] = 0$$

O también:

$$(d/dz) [(h^3/12\mu) (dP/dz)] - (d/dx) [(h^3/12\mu) (dP/dx)] = (d/dx) [(U/h)/z]$$

Finalmente:

$$(d/dz) [(h^3/\mu) (dP/dz)] - (d/dx) [(h^3/\mu) (dP/dx)] = (d/dx) [dh] \dots (49)$$

La ecuación 49 es la de Reynolds en tres dimensiones, para la que no existe ninguna solución de carácter general. Las dificultades de lograr una solución exacta para cualquier cojinete real son muy grandes y, en muchos casos, imposibles, teniendo en cuenta los conocimientos matemáticos actuales. No obstante, hay que construir cojinetes y máquinas y, por lo tanto, se ha recurrido a métodos más o menos parecidos y aproximados con objeto de que la ecuación diferencial de Reynolds suministre la información que se requiera.

Los métodos empleados con esta finalidad han sido los siguientes: (a) representación de la ecuación de Reynolds en función de unidades plásticas y elaboración del modelo correspondiente, para medir la relación existente entre las variables, estos estudios a cargo de Kingsbury y Needs; (b) empleo de integraciones matemáticas aproximadas, como las de Mitchell para el cojinete de apoyo, la de Roswell y Brierly para los cojinetes parciales para carga radial; (c) aplicación de métodos numéricos y gráficos como los de Karelitz para cojinetes completos y parciales para carga radial.

4.1. EFECTO DE LAS FUGAS LATERALES SOBRE LA CUÑA DE ACEITE

Para cojinetes que toman una cufia geométrica, las modificaciones de la capacidad de carga y espesor de película pueden efectuarse recurriendo a la introducción del factor η , tomado de los experimentos de Kingsbury y Needs. Estos valores presentados en la tabla 1, rigen para el caso en que $m=1$, es decir, $h_1 = 2h_0$ y, con bastante aproximación, para otras posibles inclinaciones.

b/λ	η
1/4	0.050
1/3	0.090
1/2	0.135
2/3	0.278
1	0.440
1 1/3	0.550
2	0.650
4	0.835
5 3/4	0.920
∞	1.000

Tabla 1

En este caso las ecuaciones 38 y 39 se transforman en:

$$W = (C\sigma\mu_1^2 b \eta) / (h_0^2) \cdot P \dots (50)$$

Y:

$$h_0 = (C\sigma\mu_1 \eta / P m \eta) \cdot P \dots (51)$$

Se han tratado de definir las expresiones que resuelvan la ecuación de Reynolds considerando el efecto de las fugas laterales, pero hasta el momento no se tiene una solución general y exacta.

CAPITULO III

DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL APARATO DE MICHELL

1. ASPECTOS DE DISEÑO Y CONSTRUCCION

Para realizar el diseño del **Aparato de Michell** se considero los principios de la Teoría de Lubricación Hidrodinámica, la cual contempla como variables importantes: velocidad de arrastre o velocidad deslizante, espesor del lubricante (superficie de cuña), distribución de presiones, dimensiones de la placa y viscosidad del lubricante.

Para simular el fenómeno de la cuña de lubricación, se cuenta con el Aparato de Michell, el cual consta de dos tambores conectados mediante una banda que se encuentra sumergida en un depósito con lubricante, la cual a su vez arrastra el lubricante formando un espesor de película. Con una placa plana (inclinada) a la superficie de la banda se simula el fenómeno de la cuña de lubricación. La placa tiene orificios que conectados a manómetros permiten medir la distribución de presiones.

A partir de lo anterior, se contemplaron para el diseño del Aparato de Michell, los siguientes parámetros:

1. Dimensiones de las partes del equipo:

- Diámetros de tambores
- Longitud de la banda
- Dimensiones de la placa
- Longitud de los manómetros

2. Velocidades:

- Velocidad tangencial de los tambores
- Velocidad lineal de la banda
- Velocidad de rotación de los tambores

3. Espesor de la capa de lubricante

4. Sistema de elevación y control de la capa de lubricante

5. Sistema motriz:

- Motor de corriente directa
- Control de velocidades

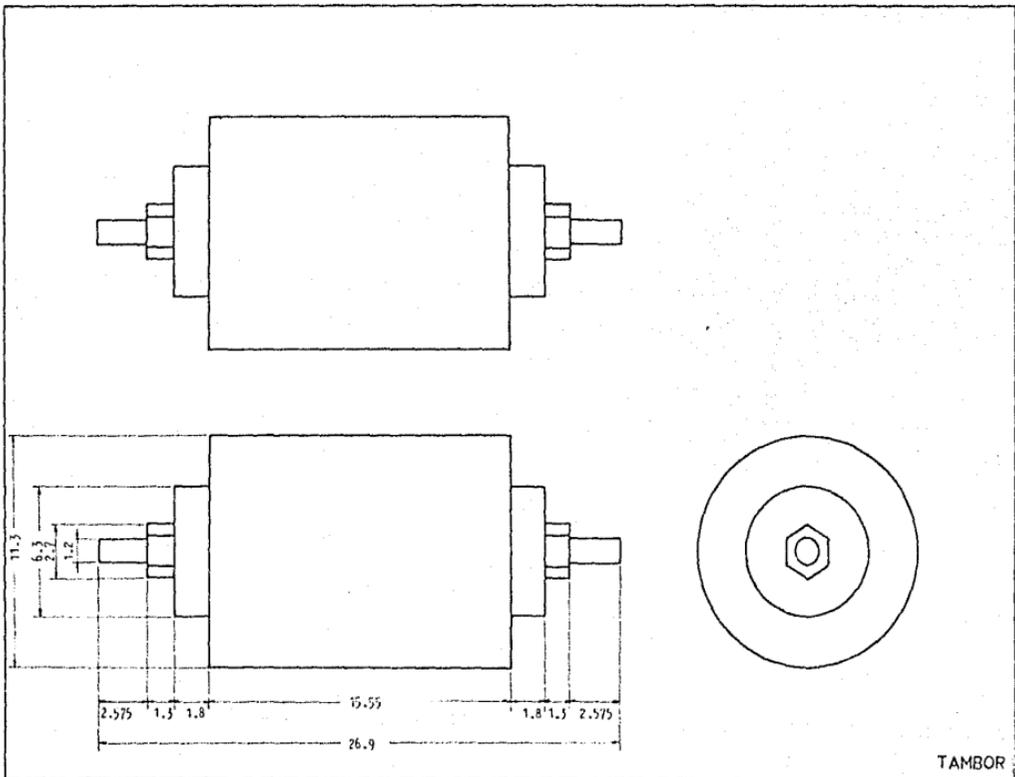
Tomando en cuenta estos parámetros, se procedió a realizar los planos de diseño, que se utilizaron también como los planos de construcción.

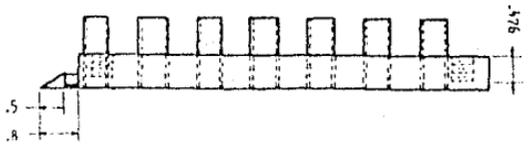
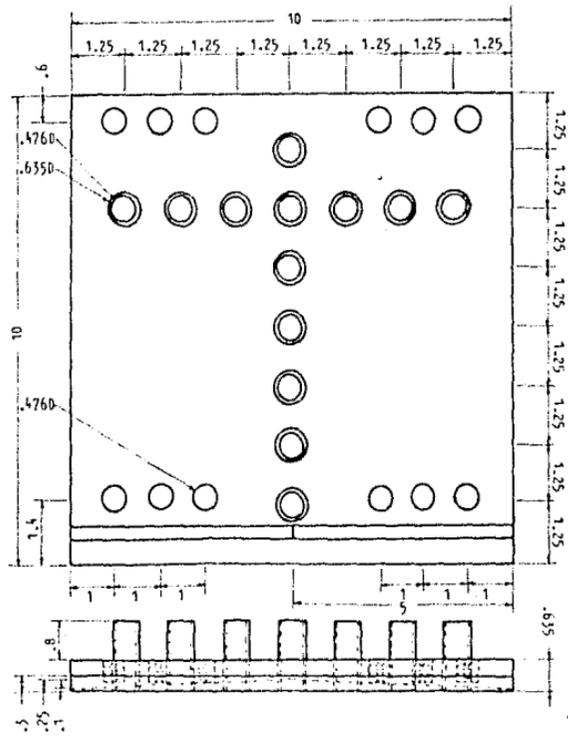
2. PLANOS

Los planos se presentan en forma de proyecciones, anotando las dimensiones en centímetros y con las siguientes acotaciones:

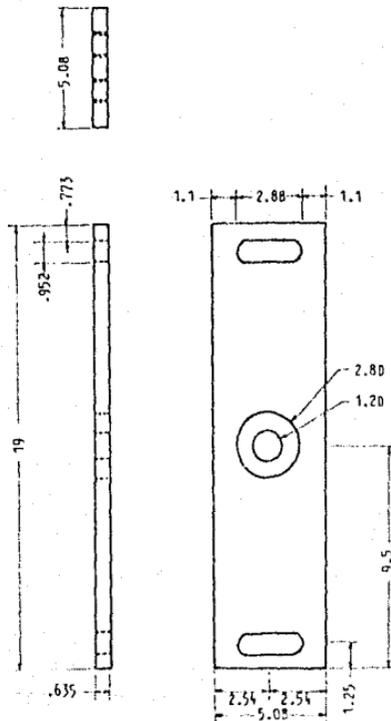
NOMBRE DE LA PIEZA	ESCALA
Tambor	2:1
Placa	1:1
Soporte tambor	2:1
Extensión	1:1
Base tablero	1:1
Recipiente	6:1
Soporte elevador	2:1
Base tablero	2:1
Banda	4:1
Estructura	5:1
Elevador	3:1
Tornillo elevador	1:1
Ferilla graduada	1:1
Manguera conectora	1:3
Tornillo de extensión	1:2
Manómetro	3:1
Aparato de Michell	10:1

A continuación se presentan los planos indicados.

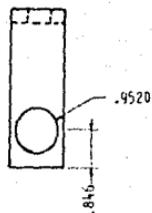
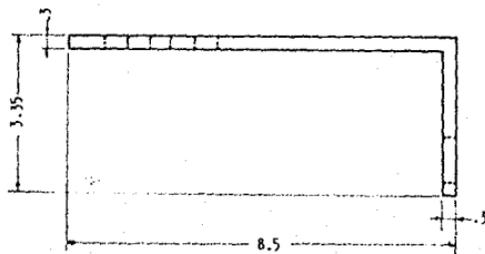
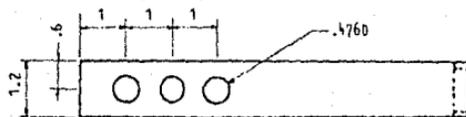




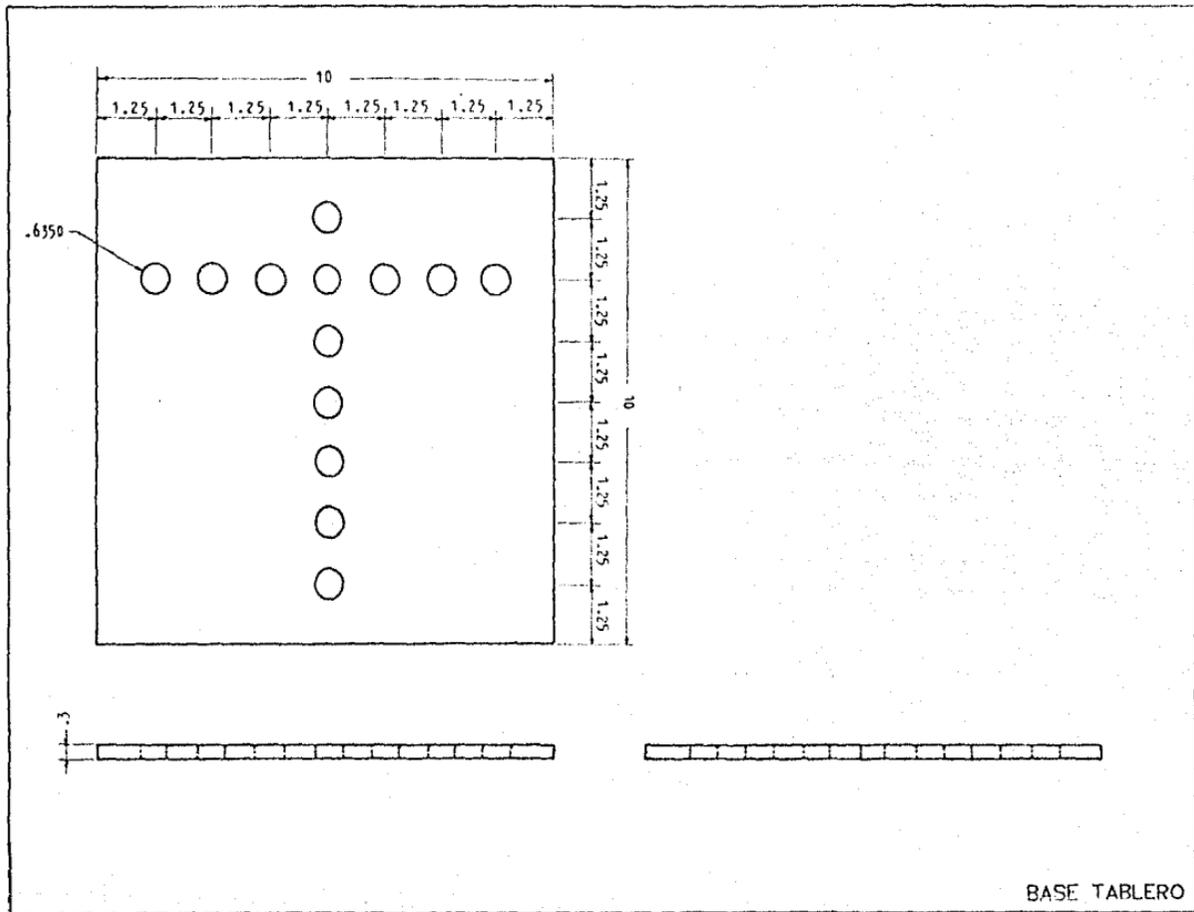
PLACA



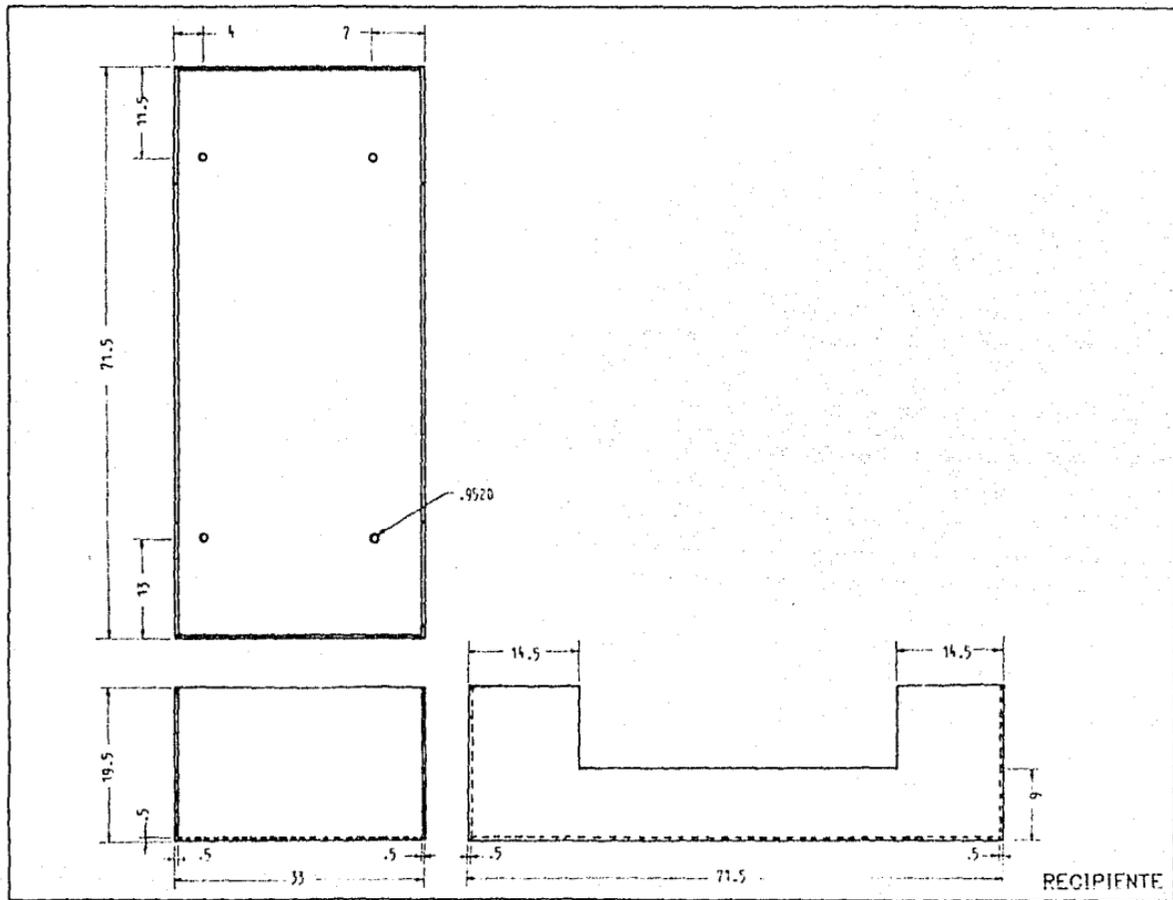
SOPORTE TAMBOR

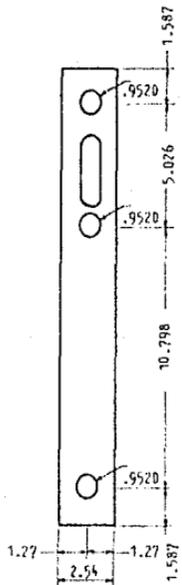
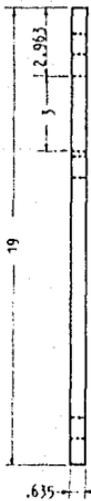


EXTENSION

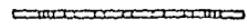
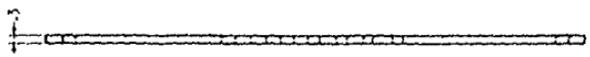
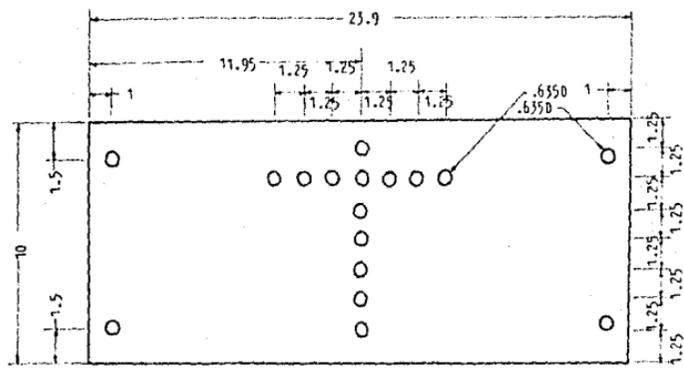


BASE TABLERO

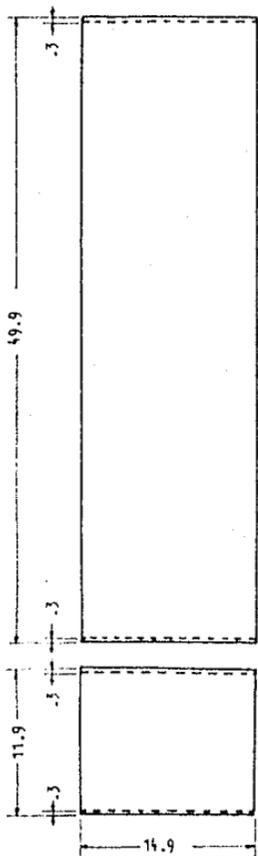




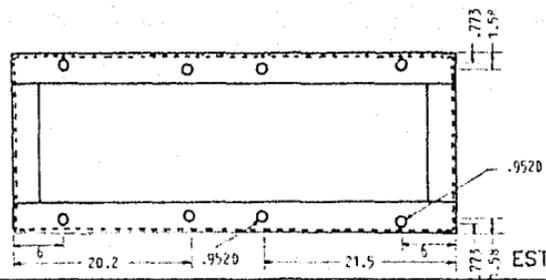
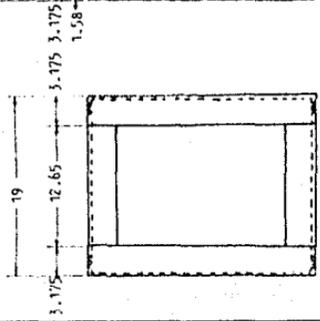
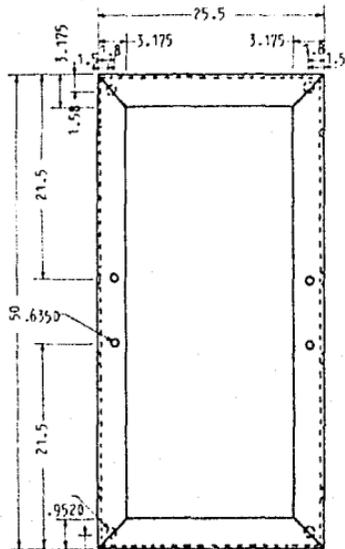
SOPORTE ELEVADOR



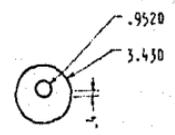
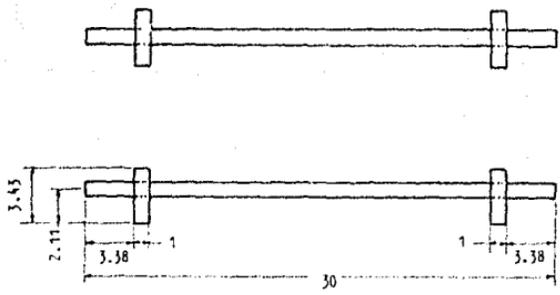
BASE TABLERO



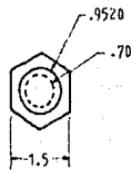
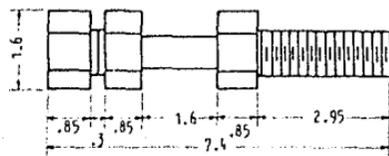
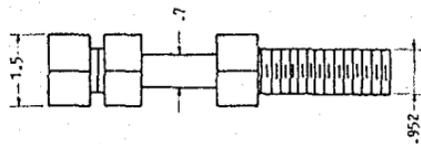
BANDA



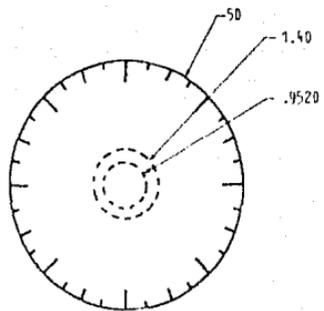
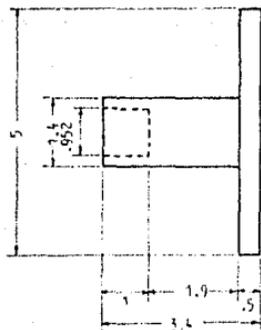
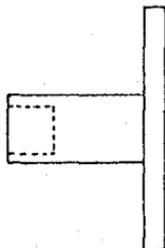
ESTRUCTURA



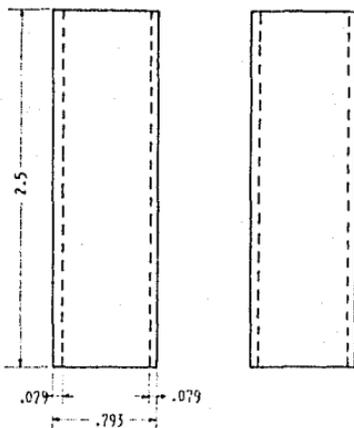
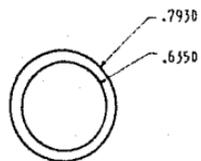
ELEVADOR



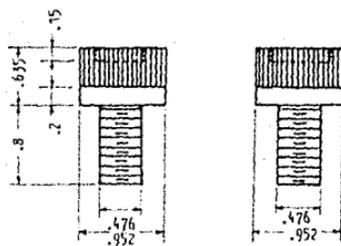
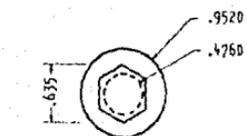
TORNILLO DE ELEVADOR



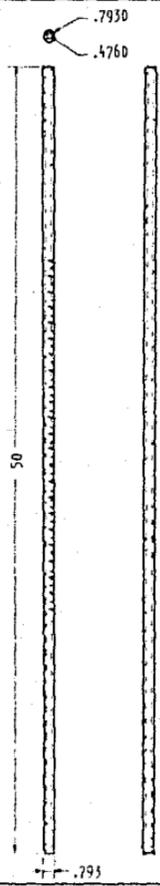
PERILLA



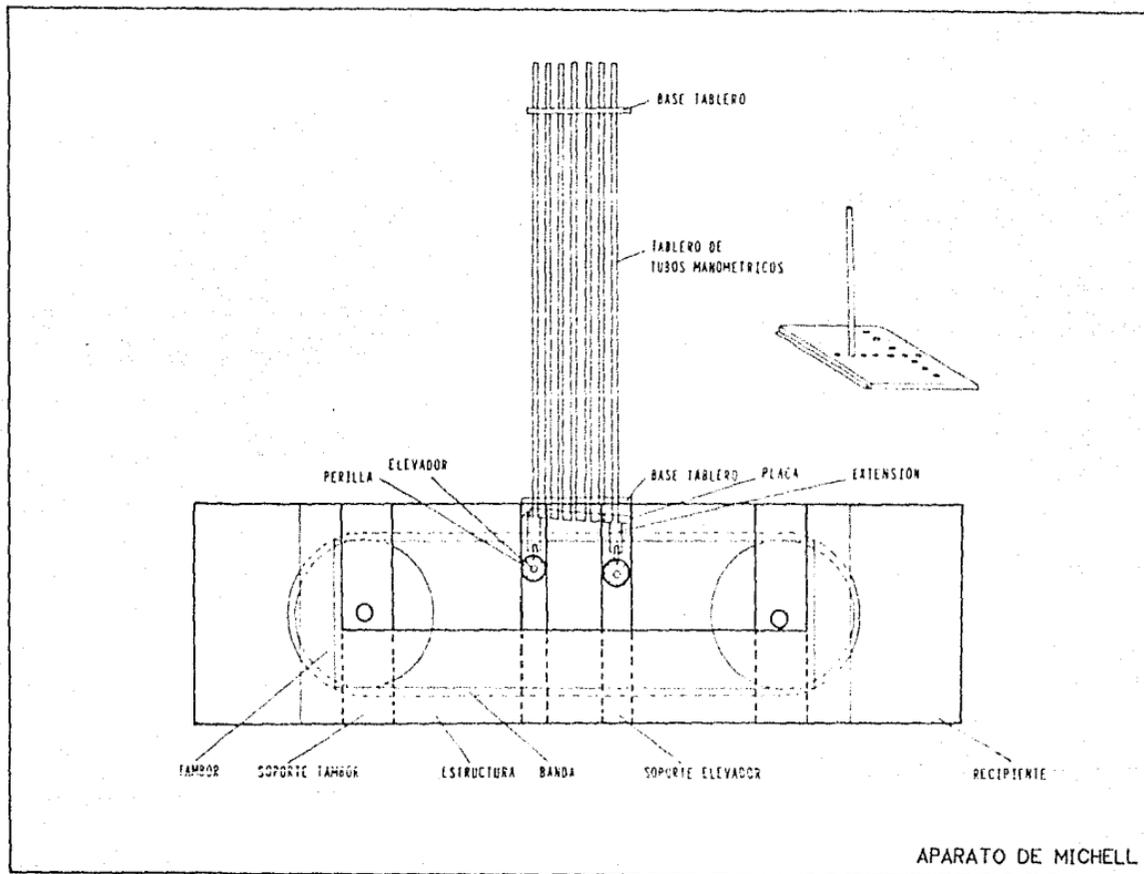
MANGUERA CONECTORA



TORNILLO DE EXTENSION



PIEZOMETRO



3. CONSTRUCCION Y MONTAJE

Se procedió a considerar los materiales de fabricación, de acuerdo a las condiciones de operación, a los parámetros y a la disponibilidad de los materiales en el mercado. Cabe mencionar que entre las condiciones de operación se tomaron en cuenta, los esfuerzos presentes en las partes, el movimiento de rotación y tener presente que el aparato se encuentra en contacto continuo con el lubricante. Se eligieron como materiales más adecuados a los siguientes:

NOMBRE DE LA PIEZA	NO. DE PIEZAS	MATERIAL
Tambor	2	aluminio
Eje de tambor	2	acero
Soporte de eje de tambor	4	acero
Balero de eje de tambor	4	acero
Banda	1	hule natural
Placa	1	aluminio
Extensión de placa	4	aluminio
Tornillos tipo prisionero	12	acero de 1/4"
Manguera conectora	13	hule
Leva	4	acero
Eje de leva	2	acero
Ferilla graduada	2	acero
Prisionero	6	acero de 1/16"
Soporte de eje de leva	4	acero
Estructura	1	ángulo de acero
Recipiente	1	acrílico
Soporte de manómetros	2	acrílico
Manómetro	13	tubo de vidrio
Tornillo de extensión	4	acero de 3/8"
Tornillo sujetador	20	acero de 3/8"
Tornillo fijador	4	acero de 1/4"
Gomas de soporte	16	hule
Banda	1	hule natural
Poleas	2	aluminio de 2"
Motor de corriente directa de 1/2 HP, 90 VCD, 1750 rpm, con campo de imán permanente	1	
Control de velocidad electrónico para motor CD	1	

Para poder obtener la forma y dimensión adecuada de cada elemento, se maquinaron en torno, tresa y cepillo, las siguientes partes:

Tambores
Ejes de tambores
Soportes
Placa
Extensiones de la placa
Levas
Ejes de levas
Ferillas graduadas

Tornillos de extensión
Poleas

La estructura (cuerpo), se fabricó con ángulo de acero, soldado con soldadura eléctrica.

Las levas se construyeron de manera que fueran circulares excéntricas, con 4 mm de separación entre centros.

A los soportes de los ejes de las levas, se les realizó una corredera que permite alojar al tornillo de la extensión de la placa, este tornillo, tiene la posibilidad de deslizarse sobre la corredera para variar las alturas del fluido, tanto de entrada, como de salida.

A la placa se le maquinó un chaflán con un canal de desague, para retirar el exceso de lubricante.

Las partes que requirieron rectificación son:

Tambores
Ejes de tambores
Levas
Ejes de levas

Para montar los ejes de los tambores a los baleros se requirieron de ajustes normales.

En la etapa de montaje, se instalaron las partes, de acuerdo a la siguiente secuencia de armado:

1° Sistema de arrastre:

Tambores
Ejes de tambores
Baleros
Soportes de ejes de tambores
Estructura
Banda

2° Sistema de placa:

Placa
Extensiones
Tornillos de extensión
Mangueras
Manómetros

3° Sistema regulador de espesor de lubricante:

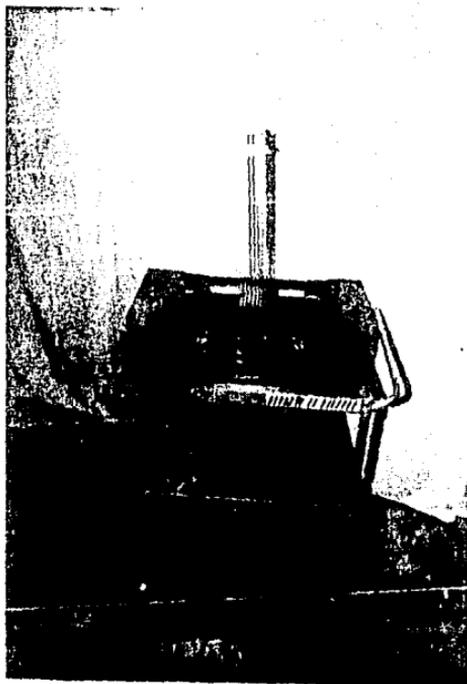
Levas
Ejes de levas
Soportes de ejes de levas
Perillas graduadas

4° Depósito de lubricante

5° Sistema motriz:

Motor de corriente directa
de 1/2 HP, 90 VCD, 1750 rpm.
con campo de imán permanente
Control de velocidad
electrónico
Poleas transmisoras
Banda transmisoras

Se acoplaron los componentes y se instalaron como lo muestra
la siguiente fotografía .



CAPITULO 1V

PRUEBAS DEL APARATO DE MICHELL

1. TEORIA BASICA DE LA LUBRICACION HIDRODINAMICA

La teoría que involucra la acción lubricante usando líquidos o gases forma una importante rama de la Mecánica de Fluidos. Un tratamiento simple de la materia involucra un análisis matemático extenso, por ejemplo, el mecanismo de una chumacera, que soporta una carga, puede ser estudiado por medio de experimentos simples en el laboratorio, pero soportado por un análisis matemático completo.

Se pueden distinguir dos tipos de lubricación, la hidrostática y la hidrodinámica. En la primera, la película que soporta la carga entre los componentes es mantenida bajo presión, mediante la cual, el lubricante es suministrado. En la lubricación hidrodinámica la película de lubricante se genera por el movimiento relativo de los componentes del rodamiento.

En el caso de una placa, la cual se encuentra sobre una mesa que tiene perforaciones por las cuales se hace circular una corriente de aire perpendicular a la superficie y permite mantener una separación entre la placa y la mesa, mediante un colchón de aire, (es un caso de lubricación hidrostática) este fenómeno se puede utilizar para mantener una flecha separada de la superficie sobre la cual gira (lubricación con aire).

El rodamiento hidrodinámico es incapaz de mantener una película lubricante en reposo, es necesario generar altas presiones en la película lubricante cuando ésta se encuentra en movimiento. Mientras el lubricante puede ser suministrado a una baja presión o puede introducirse dentro del rodamiento por su propio movimiento, por ejemplo, en el caso de un plato fijo y una placa móvil entre las cuales se encuentra el lubricante (aparato de Michell).

El mecanismo por el cual, se genera la presión en un rodamiento en movimiento, depende de la configuración de la cufía de la película lubricante, sin embargo, cabe mencionar que ningún gradiente de presión puede ser generado en una película paralela. La figura 1 representa las dos principales configuraciones de película lubricante que tienen importancia técnica.

La figura 1a representa una superficie plana infinita en movimiento relativo a una placa fija (principio del aparato de Michell) y la figura 1b representa a una chumacera convencional. La aplicación de una carga resulta en un pequeño desplazamiento del eje de la chumacera en una dirección normal a la carga, como resultado se generan dos cufías entre la flecha y el rodamiento, una, en la cual, la película converge en la dirección del movimiento y la otra diverge. La cufía convergente es de primordial importancia en el soporte de la carga.

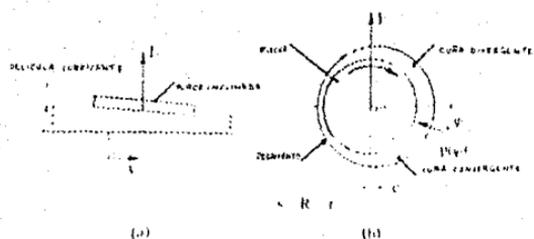


Fig. 1. Configuraciones de película lubricante.

Estudiando la primera configuración (figura 1a) y considerando que la dimensión de la placa normal al movimiento es infinita, además suponiendo un flujo en dos dimensiones, en el caso más simple, que es el de una placa paralela (figura 2), en la cual la distribución de velocidad a través de la película es lineal, es evidente que sólo la fuerza requerida para mantener el movimiento es aquella necesaria para vencer la viscosidad del lubricante. Se observa que no se desarrolla gradiente de presión en la película como resultado del movimiento relativo.

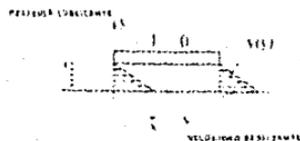


Fig. 2. Película paralela deslizante.

Ahora considerando la situación en la cual la superficie inferior está en reposo pero la superior es presionada hacia abajo debido a una carga normal a su superficie como se muestra en la figura 3. El lubricante entre las superficies se expande, y mostrará una distribución de velocidad parabólica en la dirección y del lubricante, una distribución de velocidad lineal en la dirección x , tendiendo al valor cero en el centro y con una distribución de presión parabólica en la dirección x .

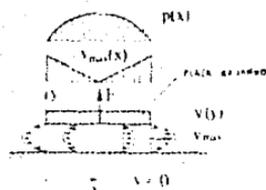


Fig. 3. Película paralela con expansión.

No se puede utilizar el arreglo de la figura 3 con fines prácticos debido a que el lubricante sería rápidamente arrojado hacia el exterior. Mientras el rodamiento hidrostático puede operar sin movimiento relativo, debido al continuo suministro del lubricante por medio de una fuente externa, en el rodamiento hidrodinámico éste debe generar el suministro por su propio movimiento. Se puede ver fácilmente que éste puede ser logrado por la combinación de las configuraciones de las figuras 2 y 3, ver figura 4. Un suministro continuo de lubricante es transportado desde el extremo izquierdo, pero encontrando a su paso un estrechamiento, una porción es arrojada fuera del estrechamiento, reduciéndose el flujo de aceite que entra a la cuña.

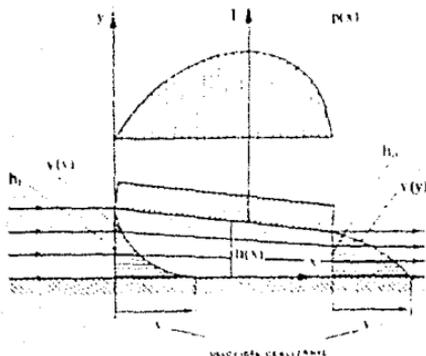


Fig. 4. Cuña de lubricación.

La forma de la distribución de presión desarrollada como consecuencia de esta trayectoria del lubricante y la distribución de la velocidad en la entrada y la salida, tienen la forma mostrada en la figura 4. El área bajo cada perfil de velocidad debe ser igual ya que el flujo que entra debe ser igual al flujo que sale.

Es necesario hacer ciertas consideraciones para simplificar el problema y obtener una solución matemática de él. La más importante de estas, es que las fuerzas de inercia en el fluido deben ser despreciadas; solamente las fuerzas de presión y las fuerzas cortantes, se deben tomar en cuenta. Con estas suposiciones, la fuerza de presión resultante y la fuerza cortante resultante sobre el elemento de fluido debe ser igual a (figura 5):

$$\mu(d^2u/dy^2) = (dP/dx) \dots (1)$$

La tabla siguiente resume los tres tipos principales de flujo que se estudian (flujo potencial, flujo real y flujo en rodamientos), indicando cuales son las fuerzas que se desprecian en el tratamiento teórico.

	Fuerzas de presión	Fuerzas de viscosidad	Fuerzas inerciales resultantes
Flujo potencial	F ₁	cero	F ₁
Flujo generalizado fluido real	F ₁	F ₂	F ₃ =F ₁ +F ₂
Flujo en rodamientos	F ₁	F ₂ ≈F ₁	≈cero

Además se considera:

- Flujo incompresible.
- Flujo laminar.
- Fluido newtoniano.
- No existe variación de presión a través del espesor de película.
- Condición de no deslizamiento entre el fluido y la superficie.
- Las componentes de la velocidad en la dirección y son despreciadas (ángulos de cuña muy pequeños).

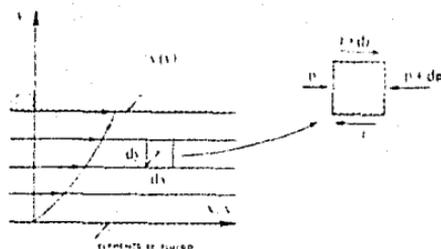


Fig. 5. Fuerzas en una película lubricante.

Como P es por la suposición (d) independiente de y , la ecuación 1 puede ser integrada con respecto a y y para cualquier posición de x obteniéndose un perfil parabólico. Las constantes de integración se obtienen de las condiciones de frontera y también la ecuación de continuidad puede ser aplicada. Este procedimiento lleva a la siguiente ecuación relacionando la presión y la variable x (posición longitudinal):

$$dP/dx = 6\mu U(C_1/h^2) + (K_1/h^3) \dots (2)$$

Donde K_1 es una constante.

Esta ecuación indica que para una película paralela (h =constante) P es también constante, puesto que la presión a la entrada y a la salida son iguales.

Para una cufía definida por dos superficies planas se puede escribir:

$$h(x) = h_0 + (C(h_1 - h_0)/L)x \dots (3)$$

Sustituyendo esta expresión en la ecuación 2 y considerando un rodamiento de ancho finito y tomando en cuenta las fugas laterales y la notación de la figura 6, se tiene:

$$(d/dx)(h^3(dP/dx)) + (d/dz)(h^3(dP/dz)) = 6\mu U(dh/dx) \dots (4)$$

Esta se conoce como la ecuación de Reynolds. Las soluciones tabuladas se encuentran en la literatura. Las soluciones son obtenidas por una presión adimensional P^* , ésta es:

$$P^* = Ph_0^2 / (6\mu U) \dots (5)$$

Las soluciones para una placa cuadrada, se muestran en la tabla

1. aquí $k = \frac{h}{h_0}$ (figura 4) y P^* define la presión sobre la línea central longitudinal de la placa. La distribución de presión transversal es aproximadamente parabólica tendiendo a cero en los extremos.

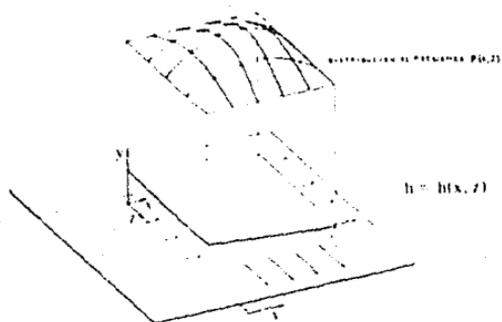


Fig. 6. Distribución de presión en una cuña de forma cuadrada plana.

x/h	P^*			
	$k = 2$	$k = 2\frac{1}{2}$	$k = 3$	$k = 4$
0	0	0	0	0
1/8	0.038	0.032	0.026	0.018
2/8	0.073	0.063	0.053	0.038
3/8	0.104	0.095	0.082	0.061
4/8	0.132	0.126	0.113	0.088
5/8	0.152	0.154	0.145	0.120
6/8	0.154	0.168	0.167	0.151
7/8	0.118	0.140	0.150	0.154
1	0	0	0	0

Tabla 1. Distribución de presión sobre la línea central de la placa cuadrada.

Para requisitos prácticos la capacidad de carga F es de vital importancia. Esta se puede obtener por integración y se tabula en términos de la fuerza adimensional f^* , siendo esta última:

$$f^* = (Fh_0^2) / (k\mu b l^2) \dots (6)$$

La tabla 2 da los valores de f^* en términos de k .

$k: 1$	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	3	4	5	∞
$f^* = 0$	0.056	0.069	0.070	0.067	0.058	0.050	0.043

Tabla 2.

La ecuación 6 implica las siguientes relaciones: la capacidad de carga F para una relación particular de los espesores de película k de la entrada y la salida, el cual es proporcional a μ , U , la área de la superficie bl , y la longitud del rodamiento, l , e inversamente proporcional al cuadrado del claro en el extremo de salida de la película. La última de estas relaciones es particularmente influenciada, una reducción del claro de 1 a 10 resulta en un incremento de cien veces en la carga que puede ser soportada.

2. APARATO DE MICHELL

Para estudiar la distribución de presión en una cuña (de aceite) convergente se utiliza el Aparato de Michell, el cual se muestra esquemáticamente en la figura 7.

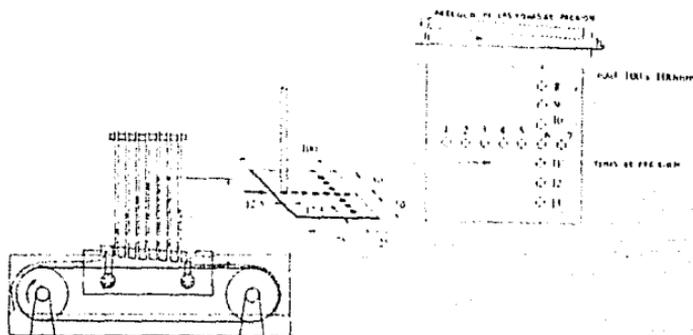


Fig. 7. Arreglo esquemático del Aparato de Michell.

Básicamente el Aparato de Mitchell, consiste en una banda de plástico, la cual está soportada por dos rodillos, los cuales a su vez giran a una velocidad variable, esto se consigue por medio de un motor de corriente directa mediante un regulador de velocidad, moviendo a uno de estos rodillos. El aparato está contenido en un recipiente cerrado que está almacenando al aceite (lubricante) a un nivel tal que, la parte inferior de la banda quede sumergida. Encima de la banda se encuentra una placa de aluminio, la cual es soportada en ejes excéntricos que se controlan por unos perillos graduados, permitiendo con esto controlar la separación del orden de 2mm de separación entre la banda y la placa.

La distribución de presiones en la cuña lubricante se indica por un conjunto de tubos manométricos conectados a las tomas de presión en la placa, las tomas se realizan por medio de perforaciones que tiene la placa en forma longitudinal y transversal como lo muestra la figura 7. Las mediciones de presión se leen directamente por medio de los tubos manométricos. Los tubos manométricos se encuentran graduados en centímetros. En cuanto a las perillas que permiten seleccionar la separación entre la banda y la placa, estas se gradúan en milímetros, teniendo que un giro en el sentido de las manecillas del reloj, de 0° a 180° , se tendrá una variación de separación de 0 a 4mm y de 180° a 360° de 4 a 0mm.

Como se mencionó se cuenta con un regulador de velocidad conectado al motor, el cual permite regular la velocidad lineal de la banda, de acuerdo a la escala graduada en la perilla del regulador.

3. METODOLOGIA PARA REALIZAR PRUEBAS EN EL APARATO DE MICHELL

Es necesario familiarizarse con el funcionamiento del Aparato de Mitchell, para lo cual se recomienda la siguiente metodología.

PROCEDIMIENTO

1. Verificar que el nivel del lubricante (aceite) contenido en el recipiente moje a la parte inferior de la banda.

2. Se debe ajustar el aparato mediante el incremento del ángulo de cuña convergente (ángulo de la placa), observando que el gradiente de presión que se tenga sea máximo. Para evitar que el lubricante salga por los tubos manométricos, la máxima presión medida está limitada por la altura de dichos tubos.

3. Se debe tener en cuenta que no se genera gradiente de presión en una película paralela o en un flujo de cuña divergente, es decir, si la placa se coloca en forma paralela o divergente con respecto a la superficie de la banda. Teniendo en cuenta lo anterior, se selecciona la separación entre la banda y la placa (formando un ángulo de cuña convergente), mediante las perillas

escogiendo la altura de entrada h_1 y la de salida h_0 , fijando la la altura con las tuercas que se encuentran en las correderas, para cambiar la altura se aflojan las tuercas y se ponen a nivel cero las perillas.

4. Se enciende el motor y el regulador de velocidad, fijandose que la velocidad al inicio sea cero. El regulador de velocidad se gradua en rpm, para encontrar la velocidad de la banda, que es la tangencial del tambor, se considera un radio de giro de 0.0595 m.

5. Se establece la velocidad de prueba mediante el regulador de velocidad partiendo de la velocidad cero e incrementando hasta alcanzar la velocidad deseada.

6. Se espera a que el sistema se estabilice, es decir, que las alturas de presión no fluctuen.

7. Se toman lecturas de las alturas manométricas (H) mediante los tubos manométricos en ambas direcciones (longitudinal y transversal al flujo).

8. La secuencia anterior permite realizar las pruebas, pero se pueden conseguir otros resultados, para diferentes velocidades, distintas separaciones y utilizando varios tipos de lubricantes (aceites).

Los datos de las pruebas se pueden presentar en la tabla 9.

		0.0116 (vario)					
h_0 (mm)	1	1	1	1	1	1	
h_1 (mm)	1.5	2	3	4	2	2	
k	1.5	2	3	4	2	2	
v (m/s)	2.10	2.10	2.10	2.10	2.03	1.67	
	H (m)	H (m)	H (m)	H (m)	H (m)	H (m)	
1	0.037	0.034	0.033	0.032	0.03	0.03	
2	0.038	0.037	0.036	0.035	0.032	0.031	
3	0.04	0.039	0.038	0.037	0.035	0.032	
4	0.042	0.041	0.04	0.039	0.036	0.035	
5	0.046	0.045	0.045	0.046	0.04	0.039	
6	0.045	0.044	0.044	0.044	0.029	0.038	
7	0.039	0.038	0.037	0.039	0.038	0.027	
8	0.03	0.021	0.018	0.021	0.019	0.018	
9	0.029	0.04	0.039	0.039	0.036	0.035	
10	0.044	0.043	0.043	0.044	0.039	0.038	
11	0.044	0.043	0.043	0.044	0.039	0.038	
12	0.039	0.04	0.039	0.039	0.036	0.035	
13	0.02	0.02	0.018	0.02	0.017	0.018	

Tabla 9.

4. MEMORIA DE CALCULO PARA LAS PRUEBAS EN EL APARATÓ DE MICHELL

Se deben definir las condiciones del lubricante en estudio (aceite):

1. Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
2. Viscosidad cinemática (m^2/s)
3. Densidad (kg/m^3)

También se debe establecer, tanto las características de la prueba como las del aparato:

1. Separación de entrada entre la placa y la banda (h_1)
2. Separación de salida entre la placa y la banda (h_0)
3. Cociente de h_1 entre h_0
4. Ancho de la placa ($b=10\text{cm}$)
5. Largo de la placa ($l=10\text{cm}$)
6. Velocidad de la banda (velocidad tangencial del tambor)

Tomando en cuenta que la presión es igual a:

$$P = \rho g h \dots (7)$$

Donde:

- ρ : densidad del aceite (kg/m^3)
- h : altura medida en el tubo manométrico (m)
- g : aceleración de la gravedad del lugar (m/s^2)

Para obtener la presión adimensional se aplica la ecuación:

$$P^* = (\rho g h_0^2) / (\mu U L) \dots (8)$$

Para calcular la carga F , es necesario integrar la distribución de presiones. La presión media en la línea central longitudinal se obtiene a través de la Regla de Simpson, utilizando ocho intervalos, esto es:

$$F_1 = (C_0 h_1^2 + 2C_1 h_1^2 + 3C_2 h_1^2 + 4C_3 h_1^2 + 3C_4 h_1^2 + 2C_5 h_1^2 + C_6 h_1^2) / (8L) \dots (9)$$

Aquí F_1 es la carga que podría ser soportada, si la presión en la dirección transversal fuese constante. Sin embargo, como la distribución de presión transversal es aproximadamente parabólica, (figura 8), se considera que la carga es:

$$F = (2/3) F_1 \dots (10)$$

Ahora, para encontrar la fuerza adimensional f^* , se toma la ecuación 6, esta es:

$$\tau = (Fh_0^2) / (\mu b^2) \dots (10)$$

5. PRUEBAS EN EL APARATO DE MICHELL

Se deben cumplir los siguientes objetivos al realizar las pruebas:

1. La influencia de la viscosidad en la presión y en la carga y compararla con las predicciones de las ecuaciones 5 y 6.
2. La influencia de la presión y de la carga con la velocidad de la banda y compararla con las predicciones de las ecuaciones 5 y 6.

Para conseguir los objetivos anteriores, se llevan a cabo las siguientes pruebas, se realizan los experimentos para diferentes velocidades, cargas y tipos de lubricantes (aceites).

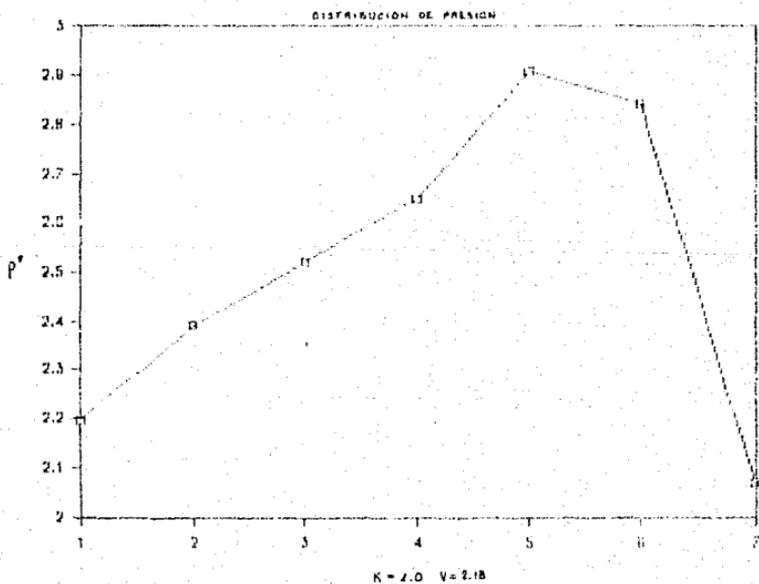
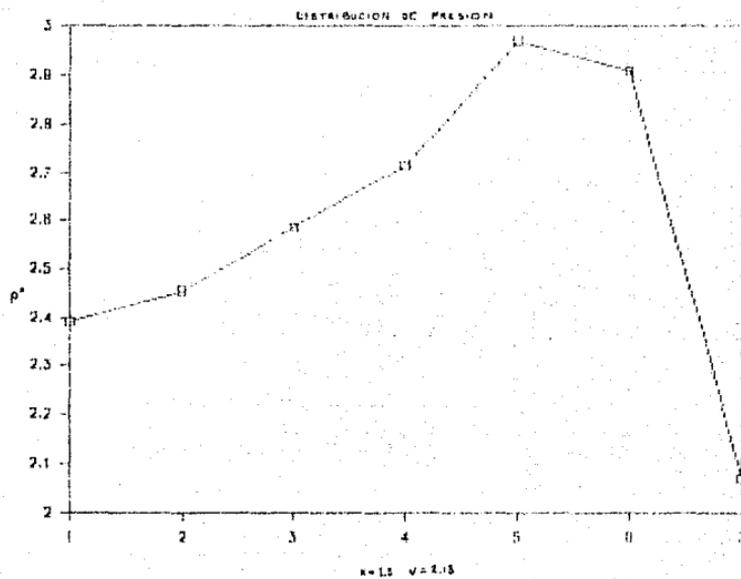
Los resultados se registran en la tabla 4, estos obtenidos en base a la memoria de cálculo antes descrita.

Las pruebas se efectuarán para una temperatura ambiente de $T_{amb}=19(^{\circ}C)$, $T_{acete}=19(^{\circ}C)$ y una $\rho=9.78(m/e^2)$.

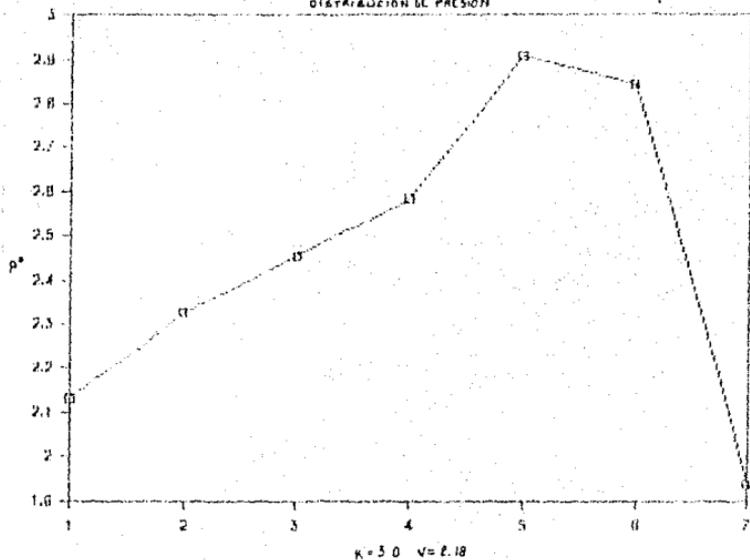
Con los resultados y datos, se construyen las siguientes gráficas.

ACETIC ACID						
$\rho = 0.9444 \text{ g/cm}^3 \text{ (at } 20^\circ\text{C)}$						
$\rho = 900 \text{ (CGZMS)}$						
h ₀ (mm)	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
h ₁ (mm)	1.5	2.0	2.0	3.0	2.0	2.0
E	1.5	2.0	2.0	3.0	2.0	2.0
ν (m/s)	2.18	2.10	2.10	2.10	2.02	1.07
	p410-3	p410-3	p410-3	p410-3	p410-3	p410-3
1	2.5902	2.1964	2.1718	2.0672	2.0812	2.1257
2	2.4548	2.3992	2.3256	2.264	2.22	2.3343
3	2.504	2.5124	2.4569	2.3962	2.3594	2.4689
4	2.7122	2.6496	2.588	2.5194	2.4979	2.6189
5	2.9717	2.9671	2.9671	2.9717	2.959	2.9571
6	2.9071	2.8429	2.8424	2.8424	2.8056	2.8419
7	2.0672	2.0672	1.933	1.8734	1.9429	2.0734
8	1.7755	1.7297	1.6798	1.6513	1.6157	1.7112
9	1.292	1.3364	1.3239	1.3566	1.3181	1.3556
10	2.5194	2.584	2.5194	2.5194	2.4979	2.6359
11	2.8424	2.7778	2.7778	2.8424	2.8056	2.8618
12	2.9671	2.8926	2.8924	2.8924	2.8056	2.8518
13	2.8424	2.7778	2.7778	2.8424	2.8056	2.8618
14	2.5194	2.584	2.5194	2.5194	2.4979	2.6359
15	1.292	1.3364	1.3239	1.292	1.3181	1.3556

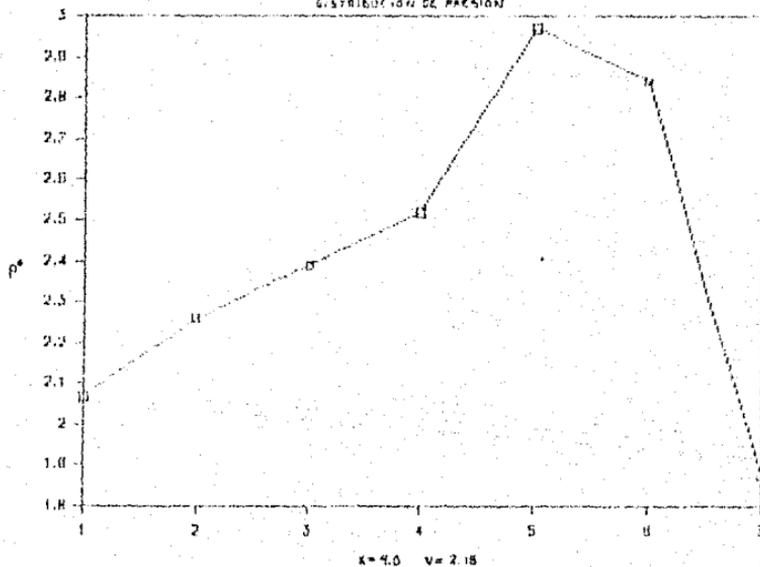
Table 4.

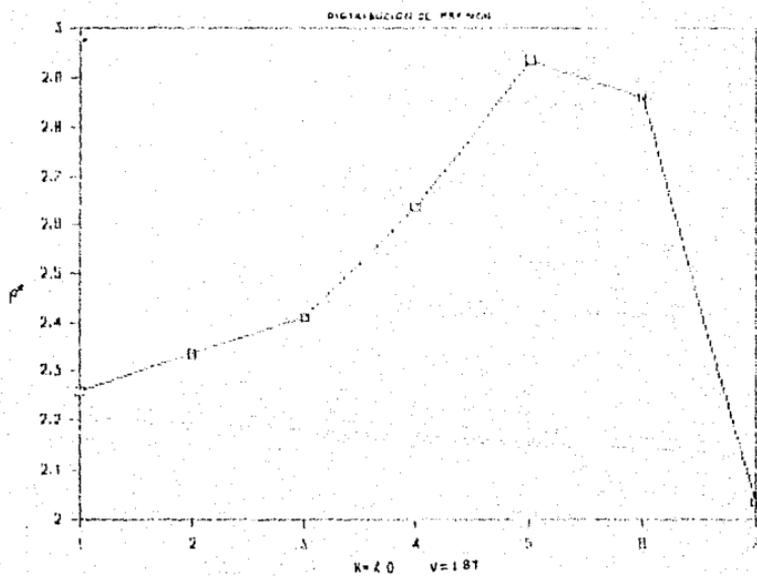
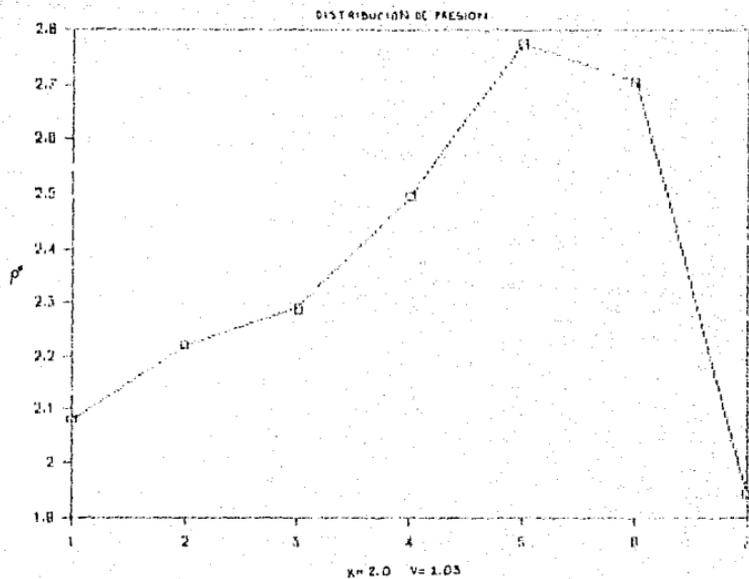


DISTRIBUCION DE PRESION

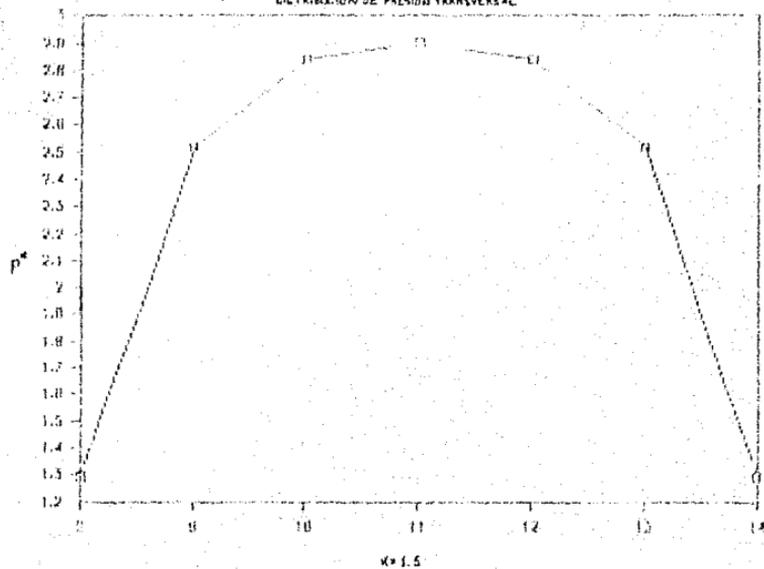


DISTRIBUCION DE PRESION

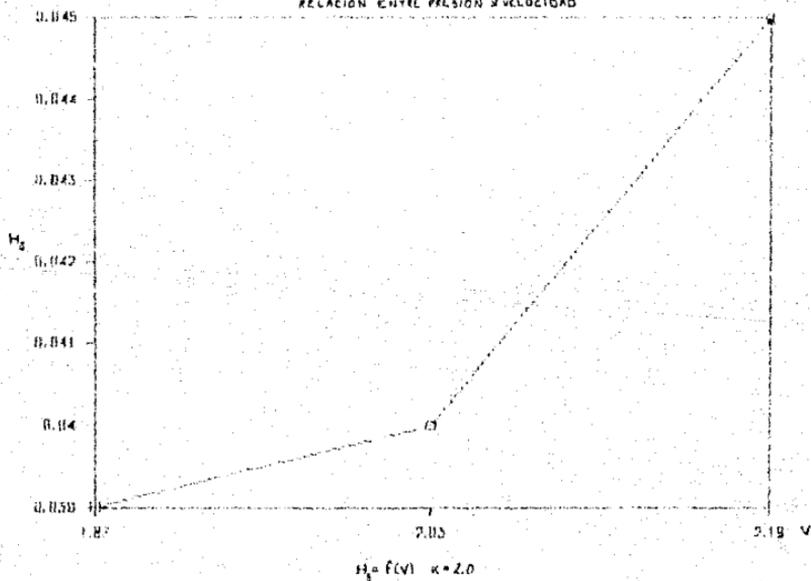




DISTRIBUCION DE PRESION TRANSVERSAL



RELACION ENTRE PRESION Y VELOCIDAD



CAPITULO V

PRACTICAS DE LABORATORIO DE MECANICA DE FLUIDOS

PRACTICA 1

ESTATICA DE FLUIDOS

OBJETIVOS

1. Introducir al alumno en algunos conceptos básicos de la Mecánica de Fluidos, por ejemplo, presión, manometría, tensión superficial, principio de Arquímedes, etc.
2. Visualizar y cuantificar la tensión superficial del aire con un fluido.
3. Identificar y cuantificar la densidad de un fluido.
4. Determinar experimentalmente la presión barométrica.

PRACTICA I

ESTATICA DE FLUIDOS

1. INTRODUCCION

La Mecánica de Fluidos es la ciencia que se ocupa del estudio de los fluidos en movimiento o en reposo. Esta ciencia se ha dividido en tres ramas: **Estática de fluidos**, que estudia la mecánica de fluidos en reposo; **Cinemática de fluidos**, que trata la velocidad y trayectoria de estos sin considerar la fuerza o energía que la provoca; **Hidrodinámica**, que se encarga de la relación entre la velocidad, aceleración y las fuerzas ejercidas por o sobre los fluidos en movimiento.

El conocimiento y entendimiento de los principios y conceptos básicos de la Mecánica de fluidos son esenciales para el análisis y el diseño de cualquier sistema en el cual un fluido sea el medio de trabajo.

1.1. FLUIDO

Un fluido es aquella sustancia (medio continuo) que al aplicarle un esfuerzo cortante, sin importar la magnitud de éste se deforma continuamente.

Los fluidos pueden dividirse en fluidos compresibles y fluidos incompresibles, en los primeros la densidad es variable y en los segundos, la densidad permanece constante.

Las propiedades de los fluidos son las siguientes:

A. Densidad Absoluta (ρ)

La densidad ρ de un fluido se define como su masa por unidad de volumen, esto es:

$$\rho = (\text{masa/volumen}) = (m/v)$$

Las dimensiones de la densidad son:

$$(\rho) = (M^1 L^{-3})$$

Es muy común manejar las del S.I.:

$$(\rho) = (kg/m^3)$$

B. Densidad Relativa (ρ_r)

La densidad relativa de un cuerpo (sólido o líquido), es un número adimensional que está dado por la relación del peso del cuerpo al peso de un volumen igual de una sustancia que se toma como referencia; en este caso se hace con el agua pura a 4°C y 1.0 atm de presión.

Es equivalente tomar la relación entre la densidad o el peso específico de la sustancia con su correspondiente al agua pura, esto es:

$$\rho_r = (\text{peso del cuerpo/peso del agua}) = (\gamma/\gamma_v) = (\rho/\rho_v)$$

C. Gravedad Específica (S)

La gravedad específica de un gas es la relación entre la densidad de un gas y la de otro, que puede ser aire, libre de bióxido de carbono, o el hidrógeno, medidos a una presión y temperatura determinadas, esto es:

$$S = (\rho_{\text{gas}}/\rho_{\text{aire}}) = (\gamma_{\text{gas}}/\gamma_{\text{aire}})$$

También es común obtener la gravedad específica de un gas, haciendo la relación del peso molecular (M) con respecto al del aire.

$$S = (\text{peso molecular del gas/peso molecular del aire})$$

Es adimensional.

D. Peso Específico (γ)

El peso específico de una sustancia se define como la relación entre su peso por unidad de volumen y representa la fuerza que ejerce la aceleración de la gravedad por unidad de volumen de fluido, esto es:

$$\gamma = (\text{fuerza de gravedad/volumen}) = (\text{peso/volumen}) = (w/v)$$

Sus dimensiones son:

$$(\gamma) = (M L^{-2} T^{-2}) = (F L^{-3})$$

La densidad y el peso específico, de acuerdo a la segunda ley de Newton, se relacionan de la siguiente manera:

$$\gamma = \rho g$$

Donde g es la aceleración de la gravedad.

E. Volumen Específico (V)

El volumen específico de una sustancia, es el volumen ocupado por unidad de masa del fluido, es decir, el recíproco de la densidad absoluta, esto es:

$$\gamma = (\text{volumen/masa}) = (V/m) = (1/\rho)$$

Sus dimensiones son:

$$(\gamma) = (\text{M}^{-1} \text{L}^3)$$

F. Viscosidad Absoluta o Dinámica (μ)

Es la resistencia que presentan los fluidos al deformarse, debido a la acción de un esfuerzo cortante y se le llama **viscosidad absoluta** o simplemente viscosidad y tomando en cuenta sus unidades, se le dá el nombre de **viscosidad dinámica**.

La viscosidad tiene un doble origen: por un lado, las moléculas se atraen entre sí mediante las fuerzas de cohesión que dificultan un desplazamiento relativo entre ellas y por otro, la agitación térmica produce una transferencia de cantidad de movimiento entre capas que no se mueven con la misma velocidad, con esto, la viscosidad depende de la presión y la temperatura.

Al aumentar la temperatura, se incrementa la viscosidad de un gas, mientras que la viscosidad de un líquido disminuye.

Para presiones ordinarias, la viscosidad es independiente de la presión y depende solo de la temperatura. Para presiones muy grandes, la viscosidad de los gases y de la mayoría de los líquidos presenta variaciones de tipo errático con la presión.

La Ley de Newton de la viscosidad establece que para una rapidez de deformación angular dada, el esfuerzo cortante es proporcional a la viscosidad, esto es:

$$\tau = \mu (du/dy)$$

Donde:

τ : es el esfuerzo cortante
 du/dy : rapidez de deformación
 μ : viscosidad

Las dimensiones de la viscosidad absoluta son:

$$(\mu) = (\text{F}^1 \text{L}^{-2} \text{T}^1) \quad (\text{Sistema Inglés de Unidades})$$

$$(\mu) = (\text{M}^1 \text{L}^{-1} \text{T}^{-1}) \quad (\text{Sistema Internacional de Unidades})$$

Se acostumbra manejar las siguientes unidades para la viscosidad absoluta:

Sistema Inglés de Unidades: $\mu = (\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}^2)$

Sistema Internacional de Unidades: $\mu = (\text{kg} / \text{m} \cdot \text{s})$

Existe otra unidad: $\mu = (\text{g} / \text{cm} \cdot \text{s})$ ó $(\text{Dina} \cdot \text{s} / \text{cm}^2)$

A esta última unidad se le denomina **poise**.

G. Viscosidad Cinemática (ν)

Es el cociente de la viscosidad absoluta entre la densidad del fluido, cuyo nombre proviene de que sus dimensiones son únicamente de tipo cinemático. Su fórmula es:

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

Las dimensiones de la viscosidad cinemática son:

$$(\nu) = (L^2 T^{-1})$$

Como unidad de la viscosidad cinemática, se acostumbra manejar el Stoke, el cual se define como:

$$\text{Stokes} = (\text{cm}^2/\text{s})$$

* En el apéndice B, se pueden encontrar las tablas y gráficas de las propiedades antes mencionadas para diferentes fluidos.

H. Presión (P)

La intensidad de la presión se define como la fuerza normal que actúa sobre una superficie, en otras palabras, es la fuerza ejercida sobre una área unitaria.

Si F representa la fuerza total en una área finita A, entonces dF representa la fuerza sobre una área infinitesimal dA y por lo anterior, la presión en ese punto es:

$$P = (dF/dA)$$

Si la presión está uniformemente distribuida sobre la área total, se tiene:

$$P = (F/A)$$

Las dimensiones de la presión son:

$$(P) = (F^1 L^{-2}) \quad \text{ó} \quad (M^1 L^{-1} T^{-2})$$

En el sistema técnico, se usa como unidad de presión:

$$1 (\text{kgf}/\text{cm}^2) = 1 \text{ bar} = 10^4 (\text{kgf}/\text{m}^2)$$

En el sistema internacional MKS, se tiene:

$$1 \text{ bar} = 10^5 (\text{N}/\text{m}^2) = 10^5 \text{ Pa}$$

En el sistema inglés, la unidad de presión usual es:

$$1 (\text{lb}/\text{pg}^2) = 144 (\text{lb}/\text{ft}^2)$$

A continuación se mencionan las diferentes escalas y tipos de presiones:

a. Presión atmosférica

También se le conoce como **presión barométrica**, es la fuerza que ejerce el peso de la columna de aire sobre una área unitaria en un lugar determinado, es decir, la presión producida por la atmósfera de la Tierra y se puede definir como la presión producida por una columna de mercurio de 760 mm exactamente, ya que:

$$P_{atm} = 760 \text{ mm Hg} \quad (\text{al nivel del mar})$$

$$P_{atm} = 502 \text{ mm Hg} \quad (\text{a la altura de la Cd. de México})$$

b. Presión manométrica

Cuando la presión se expresa como una diferencia entre su valor real y la presión atmosférica local, se le llama **presión manométrica**, es decir, es la presión medida, tomando como referencia la presión atmosférica local.

La presión manométrica es positiva cuando está por encima de la atmosférica y cuando está por debajo es negativa y se le conoce como **presión vacuométrica**.

c. Presión absoluta

Cuando la presión se expresa como una diferencia entre su valor real y el vacío completo, se le llama **presión absoluta**, esto es, la presión medida con respecto al cero absoluto de presión.

De lo anterior se puede escribir que: $P_{abs} = P_{man} + P_{atm}$

Donde:

P_{abs} : presión absoluta
 P_{man} : presión manométrica
 P_{atm} : presión atmosférica

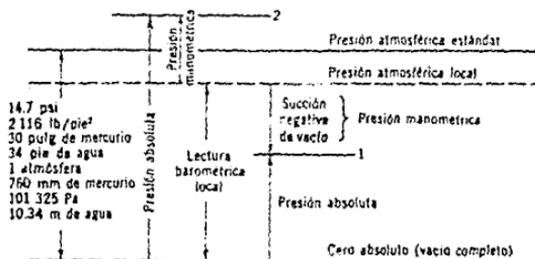


Fig. 1.1. Unidades y marco de referencia para la presión.

1.2. ECUACIONES DIFERENCIALES DE LA ESTÁTICA DE LOS FLUIDOS (HIDROSTÁTICA)

Considerando un elemento cúbico diferencial de fluido en reposo, en el cual, las únicas fuerzas que actúan son aquellas debidas a la presión y al peso del elemento (W).

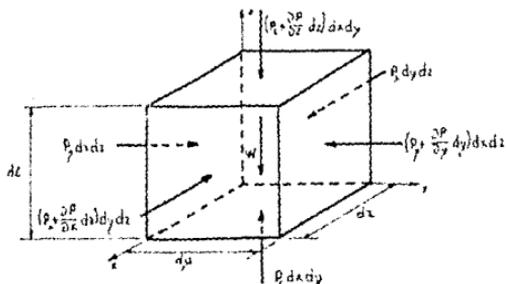


Fig. 1.2. Elemento diferencial de fluido, indicando las fuerzas resultantes que actúan sobre el elemento.

Realizando un balance de fuerzas que actúan en el elemento diferencial, en la dirección x:

$$P_x dydz - [P_x + (\partial P / \partial x) dx] dydz = 0 \dots (1)$$

En la dirección y:

$$P_y dx dz - [P_y + (\partial P / \partial y) dy] dx dz = 0 \dots (2)$$

En la dirección z:

$$P_z dx dy - [P_z + (\partial P / \partial z) dz] dx dy - \rho g dx dy dz = 0 \dots (3)$$

Debido a que el elemento se encuentra en reposo la suma de fuerzas en las tres direcciones es cero y sabiendo que el peso es:

$$W = \rho g dx dy dz$$

Simplificando (1), (2) y (3):

$$(\partial P / \partial x) = 0; \quad (\partial P / \partial y) = 0 \quad \text{y} \quad (\partial P / \partial z) = -\rho g$$

Con lo que la ecuación fundamental de la hidrostática en forma diferencial es:

$$(dP/dz) = -\rho g \dots (4)$$

La ecuación fundamental de la hidrostática en forma diferencial tiene como solución dos casos, es decir, esta ecuación se resuelve para los fluidos incompresibles y para los compresibles, debido a que para integrarla se debe considerar tanto la variación de la densidad (ρ) como la de la aceleración de la gravedad (g) con respecto a la altura z y poder establecer la solución.

Caso 1. Fluido Incompresible:

Los fluidos líquidos se comportan como incompresibles incluso a presiones muy altas ($\rho = \text{cte.}$) y por lo tanto, integrando la ecuación fundamental de la hidrostática, se tiene:

$$\int_{P_1}^{P_2} dP = -\rho g \int_{z_1}^{z_2} dz$$

Entonces la ecuación de la hidrostática para un fluido incompresible es:

$$P_2 - P_1 = -\rho g(z_2 - z_1) \dots (5)$$

Caso 2. Fluido Compresible

En el caso de gases cuya densidad varía con la presión la integración de la ecuación (4) se lleva a cabo con alguna relación de estado.

Considerando que sea gas ideal y a temperatura constante, mediante la ecuación de gases ideales:

$$(P/\rho) = RT_0$$

De donde:

$$\rho = (P/RT_0)$$

Y sustituyendo en (4):

$$(dP/dz) = - (P/RT_0)g$$

Resolviendo esta ecuación diferencial, mediante separación de variables, se obtiene que la ecuación de la hidrostática para un fluido compresible y atmósfera isoterma, es decir, a temperatura constante, es:

$$(P_2/P_1) = e^{- (g/RT_0)(z_2 - z_1)} \dots (6)$$

Como realmente la temperatura varía con la altura, esta ecuación es sólo una aproximación.

Se pueden establecer las siguientes **Propiedades de la presión** para un fluido en reposo:

1. **Isotropía:** la presión en un punto de un fluido en reposo es igual en todas sus direcciones.
2. La presión en todos los puntos situados en un mismo plano horizontal en el seno del fluido en reposo es la misma, es decir, tienen la misma presión.

3. La fuerza debida a la presión en un fluido en reposo siempre es normal a la superficie de contacto.

4. La fuerza de presión en un fluido en reposo siempre es de compresión y nunca de tensión.

2. MANOMETRIA

La medición de presión en un flujo es esencial en cualquier experimento de Mecánica de Fluidos. Los manómetros más primitivos se basan en el concepto de presión estática.

En general, en los manómetros convencionales, utilizan fluidos de distintas densidades y algunas veces gases, ya que en manometría las diferencias de altura son pequeñas.

A continuación se describen algunos de los instrumentos más usuales en la medición de la presión.

2.1. BAROMETRO

Este sirve para medir la presión absoluta de la atmósfera y consiste esencialmente en un tubo de vidrio cerrado en uno de sus extremos, lleno de mercurio e invertido, de tal manera que su extremo abierto quede sumergido en un recipiente con mercurio (figura 1.9). Mediante una escala apropiada, se puede determinar la altura de la columna R quedando el espacio por encima de la columna, lleno de vapor de mercurio. Si la presión de este vapor se da en centímetros de mercurio y R se mide en las mismas unidades, la presión en el punto A se puede expresar como:

$$P_a = \gamma_{\text{Hg}} R + P_{\text{atm}} = P_{\text{barométrica}}$$

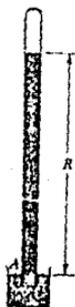


Fig. 1.9. Barómetro de Mercurio.

2.2. MANOMETRO DE BOURDON

Es un instrumento típico para medir presiones manométricas. El elemento sensor de la presión consiste en un tubo de metal hueco, aplanado en su sección transversal y encorvado en su longitud, el cual se encuentra cerrado en un extremo y comunicado a la presión que ha de medirse en el otro extremo. Cuando aumenta la presión interna, el tubo tiende a estirarse accionando una manecilla mediante una serie de eslabones. Dicha manecilla indica el valor cero cuando las presiones interna y externa al tubo son iguales, sin importar que valor tengan. La escala del cuadrante se puede graduar de acuerdo con un sistema de unidades conveniente, siendo los más comunes libras sobre pulgada cuadrada, libras sobre pie cuadrado, pulgadas de mercurio, pies de agua, centímetros de mercurio, milímetros de mercurio y kilogramos-fuerza sobre centímetro cuadrado. Debido a las características propias de construcción de este instrumento, la presión que se puede medir mediante su uso es la relativa a la del medio que rodea al tubo, generalmente.

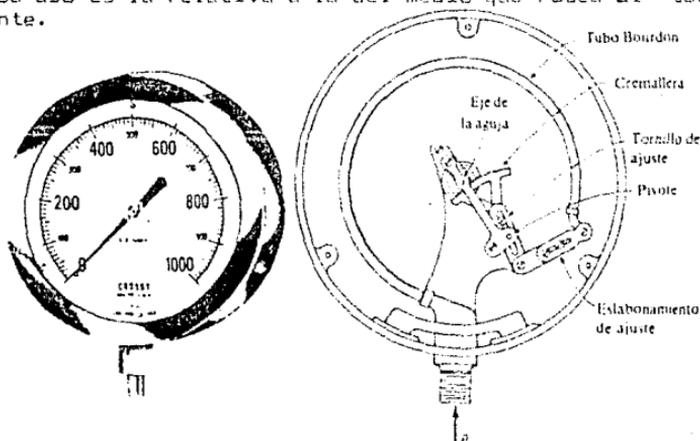


Fig. 1.4. Esquema de un Manómetro con tubo Bourdon.

2.3. PIEZOMETRO

El piezómetro es un dispositivo que se emplea para medir diferencias de presión mediante columnas de líquido, éste se ilustra en la figura 1.5 y sirve para medir la presión de un fluido, por encima del cero manométrico (presión atmosférica). Dicho dispositivo consiste en un tubo vertical de vidrio conectado al recipiente cuya presión se va a medir, el líquido que lleva en su interior asciende hasta alcanzar el equilibrio, determinándose entonces la presión mediante la distancia vertical h desde el menisco (en la superficie libre del líquido) hasta el punto de interés, en unidades de altura de columna del líquido en el piezómetro.

Ovviamente, el piezómetro no trabaja con presiones manométricas negativas, ya que en tal caso tendría el paso del aire hacia el recipiente a través del tubo manométrico. Por otro lado, es impráctico medir presiones muy grandes en el punto A pues en tal caso se necesitaría un tubo demasiado largo. Si el peso específico del líquido dentro del piezómetro es γ , la presión en el punto A será p_A .

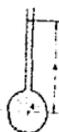


Fig. 1.5. Piezómetro.

2.4. MANOMETRO SIMPLE

Dado que el piezómetro es un tubo abierto, es inadecuado usarlo para medir presiones relativamente altas en líquidos, en tanto que el manómetro simple o tubo en U de mercurio, figura 1.6a, es un instrumento conveniente para medir estas presiones. Para determinar la presión en A, se puede escribir una ecuación basada en la ecuación fundamental de las presiones hidrostáticas. Así, si s se define como la relación de pesos específicos, γ_m/γ , del fluido manométrico y la del líquido al cual se le mide la presión, la carga de presión en el punto C es $s \cdot \gamma$. Esta es también la carga en B, mientras, la carga en A es mayor que ésta y es debida a Z, por lo tanto:

$$0 + s \cdot \gamma \cdot z = p_A / \gamma$$

Si se desea obtener la presión absoluta en A, entonces hay que sustituir el cero de esta ecuación por el valor de la presión atmosférica expresado como columna del fluido al que se hace la medición.

A causa de la baja densidad de los gases, cuando el fluido es uno de éstos, se puede despreciar el valor de Z.

Al medir un vacío como se muestra en la figura 1.6b, se obtiene:

$$0 - s \cdot \gamma \cdot z = p_A / \gamma$$

El arreglo de la figura 1.6c, es más ventajoso, porque evita que queden atrapados vapores o gases, y en este caso:

$$p_A / \gamma = -(Z + s \cdot \gamma)$$

Aunque generalmente se usa mercurio en un manómetro simple, también se pueden emplear otros líquidos.

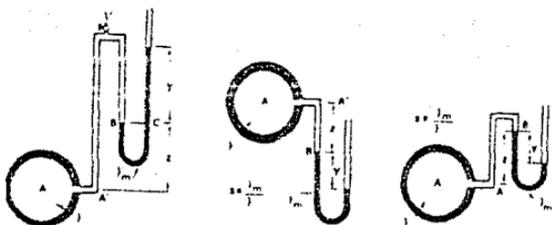


Fig. 1.6.

- a) Manómetro Simple para medir P/γ en líquidos o gases.
 b) Manómetro Simple que mide una presión de vacío.
 c) Manómetro de presión negativa.

2.5. MANÓMETRO DIFERENCIAL

Una aplicación importante de la ecuación fundamental de la hidrostática es la medición de la diferencia de presiones entre dos puntos a través de la elevación de una columna de fluido.

Un manómetro diferencial figura 1.7 sirve para medir la diferencia de presiones entre dos puntos A y B cuando no se puede determinar la presión en ninguno de los dos puntos, de manera independiente.

El manómetro diferencial, se compone por un tubo transparente en forma de "U", conteniendo algún líquido, el cual es conectado en cada uno de sus extremos a dos sistemas diferentes y con presiones distintas.

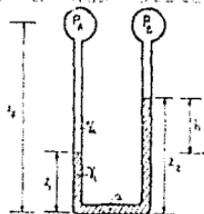


Fig. 1.7. Manómetro Diferencial.

Partiendo de la base de que la presión en el punto a es la referencia.

$$P_a = z_1 \gamma_l + (z_3 - z_1) \gamma_a + P_A \quad P_A : \text{presión del sistema A}$$

$$P_a = z_2 \gamma_l + (z_3 - z_2) \gamma_a + P_B \quad P_B : \text{presión del sistema B}$$

Se puede restar estas dos ecuaciones, dando como resultado:

$$P_A - P_B = (z_2 - z_1) \gamma_l - (z_2 - z_1) \gamma_a$$

En el caso particular de que el fluido manométrico fuese agua $\gamma_l = \gamma_{\text{agua}}$ y γ_a fuese la del aire y considerando entonces que:

$$P_A - P_B = (z_2 - z_1) \gamma_{\text{agua}} \text{ y como } z_2 - z_1 = h, \text{ entonces:}$$

$$P_A - P_B = h \cdot \gamma_{\text{agua}} \dots (7)$$

Si P_B es la presión atmosférica, la presión en el punto A es manométrica.

2.6. MICROMANOMETRO

Son empleados para medir con precisión diferencias de presión muy grandes o muy pequeñas. En cierto tipo de manómetros, es posible medir con bastante exactitud la diferencia de altura entre dos meniscos mediante pequeños telescopios provistos de retículas horizontales. La posición de los telescopios se puede variar con un piñón y un tornillo de movimiento lento, ajustando con gran precisión las retículas a los meniscos. La diferencia en elevación de los meniscos puede leerse con un vernier.

Se puede construir un manómetro para medir pequeñas diferencias de presión a través de grandes diferencias de nivel entre meniscos. Para ello, se emplean dos líquidos manométricos inmiscibles entre sí e inmiscibles en el fluido, cuyas presiones se han de medir (figura 1.8). El líquido manométrico más pesado se coloca en la parte baja del tubo en forma de U, llenando hasta el nivel 0-0; a continuación se agrega el segundo líquido manométrico a ambos lados del tubo, hasta el nivel 1-1 en los depósitos superiores de base amplia. El resto del espacio de los recipientes queda lleno del fluido del sistema.

Cuando la presión en el punto C es ligeramente mayor que la presión en el punto D, los meniscos se moverán como se indica en la figura 1.8.

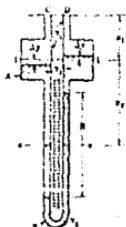


Fig. 1.8. Micromanómetro con dos líquidos de trabajo.

2.7. MANOMETRO INCLINADO

El manómetro de la figura 1.9 se emplea frecuentemente para medir pequeñas diferencias de presión en gases. Estando A y B abiertos a la atmósfera, se ajusta la escala inclinada de tal

manera que el menisco ocupe la posición cero. Dado que se necesita mayor desplazamiento del menisco en un tubo inclinado que en uno vertical para una misma diferencia de presión, el instrumento permite mayor precisión al hacer una lectura en la escala.

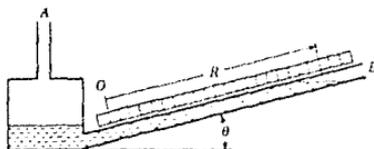


Fig. 1.9. Manómetro inclinado.

3. FLOTACION

3.1. PRINCIPIO DE ARQUIMEDES

Las dos Leyes de Flotación enunciadas por Arquímedes en el siglo tercero antes de Cristo son:

1. Un cuerpo sumergido en un fluido experimenta una fuerza de flotación vertical igual al peso del fluido que desaloja, es decir, cualquier cuerpo sumergido en un fluido está sostenido a una fuerza ascendente igual al peso del volumen de fluido desplazado.
2. Un cuerpo que flota desaloja su propio peso en el fluido en el que flota.

La fuerza que un fluido en reposo ejerce sobre un cuerpo sumergido total o parcialmente en él se conoce como **fuerza de flotación**. Esta fuerza actúa verticalmente hacia arriba y en un cuerpo sumergido, es igual a la fuerza de presión que actúa verticalmente sobre su lado inferior y la fuerza vertical sobre su lado superior, ya que no puede existir una componente horizontal sobre el cuerpo sumergido, debido a que en proyección sobre cualquier plano vertical vale cero.

El cuerpo ABCD sumergido en un fluido (figura 1.10), está sujeto a la gravedad y a la presión del fluido circundante. En la superficie superior la componente vertical de la fuerza es F_2 y es igual al peso del volumen del fluido contenido en el prisma ABCFEA. De forma similar la componente vertical en la superficie inferior es F_1 y es igual al peso del volumen del fluido contenido en ABCFEA. La diferencia entre estos dos volúmenes es el volumen del cuerpo ABCD.

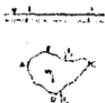


Fig. 1.10. Cuerpo sumergido en un fluido en reposo.

La fuerza de flotación de un fluido (F_B), es la fuerza vertical hacia arriba que ejerce el mismo, y es igual a $F'_z - F_z$ lo que también es igual al peso del volumen del fluido contenido en ABCDA. Esto es, la fuerza de flotación sobre un cuerpo dado es igual a el peso del fluido desplazado por el mismo (Principio de Arquímedes).

Lo anterior, también se puede demostrar considerando la siguiente figura:

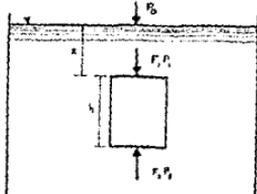


Fig. 1.11. Principio de Arquímedes.

Se tiene que:

$$F_1 = P_1 A = (P_0 + \rho g x) A$$

$$F_2 = P_2 A = [P_0 + \rho g(x+h)] A$$

Como el empuje es:

$$F_2 - F_1 = \rho g h A$$

Y como el volumen del cuerpo es $v = hA$, sustituyendo en la ecuación anterior:

$$F_2 - F_1 = \rho g v$$

Donde $\rho g v$ es igual al peso de un volumen del fluido equivalente al volumen del cuerpo sumergido.

Los cuerpos en flotación son un caso particular de los cuerpos sumergidos, para que esto suceda el peso del cuerpo debe ser menor o igual a la fuerza de flotación, ya que en los cuerpos sumergidos la fuerza de flotación y el peso del cuerpo son equivalentes, mientras que en los cuerpos sujetos a flotación la fuerza de flotación es mayor al peso del cuerpo.

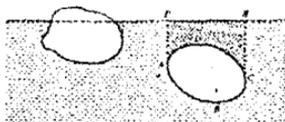


Fig. 1.12. Cuerpo flotante y cuerpo sumergido.

3.2. ESTABILIDAD DE CUERPOS FLOTANTES Y DE CUERPOS SUMERGIDOS

Un cuerpo que se encuentre flotando sobre un líquido en reposo posee una estabilidad de flotación en el sentido vertical. En efecto, un pequeño desplazamiento del cuerpo hacia arriba, hace disminuir el volumen de líquido desplazado y da como resultado una fuerza desbalanceada dirigida hacia abajo, que tiende a regresar al cuerpo a su posición original. Análogamente, un pequeño desplazamiento hacia abajo da como resultado una fuerza de flotación mayor, ocasionando una fuerza desbalanceada dirigida hacia arriba.

Un cuerpo puede flotar en equilibrio estable, inestable o neutral.

a) En el caso de equilibrio inestable, cualquier pequeño desplazamiento angular desarrollará un par de fuerzas que tenderá a incrementar el desplazamiento angular. En este caso el centro de flotación (o de empuje) (F), se encuentra abajo del centro de gravedad (G).

b) En el caso de equilibrio neutral, no se desarrollará par alguno ya que el centro de flotación y el centro de gravedad coinciden.

c) En el caso de equilibrio estable, el centro de flotación se encuentra arriba del centro de gravedad.

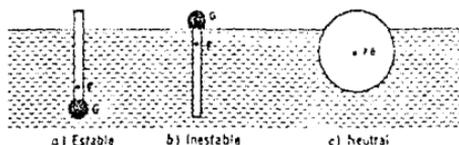


Fig. 1.13. Estados de equilibrio estable, inestable y neutral.

Un cuerpo completamente sumergido en un líquido, es rotacionalmente estable sólo cuando su centro de gravedad está por debajo de su centro de flotación, como en la figura 1.14a. Si el objeto se gira en el sentido contrario al de las manecillas del reloj, como en la figura 1.14b, la fuerza de flotación y el peso formarán un par en el sentido de las manecillas, que tenderá a restaurar la posición del cuerpo.

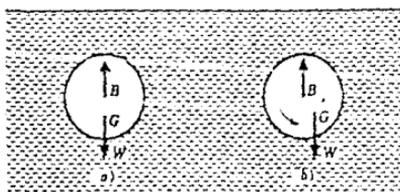


Fig. 1.14. Cuerpo sumergido rotacionalmente estable.

Para diferenciar el centro de gravedad del centro de flotación, se puede observar la figura 1.15, en la cual el centro de

flotación se encuentra a una distancia $z/2$ y el centro de gravedad a una distancia $b/2$.

En el caso general el centro de flotación se encuentra situado en el centroide del volumen sumergido y el centro de gravedad siempre será el centro de gravedad de todo el cuerpo.

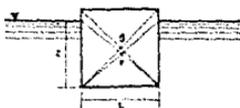


Fig. 1.15. Diferencia entre centro de flotación y centro de gravedad.

Otro parámetro importante en el estudio de la estabilidad de los cuerpos sumergidos, es el **metacentro**, el cual se define como el punto donde se intersectan la línea de acción de la fuerza de empuje antes y después de una inclinación del cuerpo. Su ubicación esta dada por la altura metacéntrica, esto es:

$$MG = (I/V) - EG$$

Donde:

I : momento de inercia del cuerpo.

V : volumen desplazado por el cuerpo al girar.

EG : distancia del centro de flotación al centro de gravedad.

MG : altura metacéntrica.

Se pueden presentar tres casos:

- Si $MG > 0$ Estable.
- Si $MG < 0$ Inestable.
- Si $MG = 0$ Neutro.

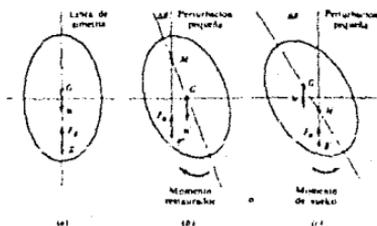


Fig. 1.16. Cálculo de la altura metacéntrica M de un cuerpo flotante para determinar su estabilidad estática: (a) posición de flotación inicial; (b) B' se aleja del punto M sobre O denota estabilidad; (c) B' se mueve ligeramente (el punto M por debajo de O) denota inestabilidad.

4. TENSION SUPERFICIAL.

Una propiedad comúnmente observada en la superficie de los líquidos, es la de que la superficie siempre tiende a contraerse espontáneamente a la menor área superficial posible, ya que en la interacción de un líquido y un gas, o de dos líquidos inmiscibles, parece que se forma una película o capa especial sobre el líquido, debido, al parecer, a la atracción de las moléculas debajo de la superficie. A la fuerza que produce este efecto se le conoce como **tensión superficial**.

La tensión superficial es la tendencia de un líquido a ofrecer la mínima superficie libre, es decir, la superficie líquida en contacto con un gas tiende a contraerse.

El origen de la tensión superficial, es la cohesión intermolecular y la fuerza de adhesión del fluido en la interfase manifestandose como si el fluido formara una fina membrana.

Los líquidos tienen dos formas de atracción molecular: la cohesión que permite a un líquido a resistir los esfuerzos cortantes y la adhesión que le permite adherirse a otros cuerpos.

La atracción capilar se origina por la acción combinada de la tensión superficial y el valor relativo de las fuerzas de adhesión entre el líquido, el sólido y fuerzas de cohesión en el líquido. Para un líquido que moja a la pared de un sólido, la adhesión es mayor que la cohesión. En este caso la tensión superficial ocasiona que el líquido suba a través del tubo capilar de diámetro pequeño. En el caso de líquidos que no mojan al sólido, la tensión superficial tiende a abatir el menisco en un pequeño tubo vertical.

Lo anterior se puede entender debido a que una partícula de líquido colocada sobre una superficie formara un **ángulo de contacto** θ . Si θ es mayor de 90 grados el líquido no moja la superficie y si θ es menor de 90 grados el líquido moja la superficie.

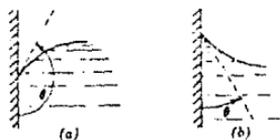


Fig. 1.17. Ángulo de contacto de un líquido con la superficie: (a) ángulo de contacto $> 90^\circ$, el líquido no moja a la superficie. (b) ángulo de contacto $< 90^\circ$, el líquido moja a la superficie.

La tensión superficial se denota por σ cuyas unidades son de fuerza por unidad de longitud y es numéricamente igual a la

fuerza de estiramiento necesaria para formar la película, por unidad de longitud de una línea hipotética trazada sobre la película en equilibrio.

* En el apéndice B se muestran algunos valores de la tensión superficial para líquidos comunes.

4.1. CAPILARIDAD

El fenómeno de ascenso o descenso de un líquido en un tubo de diámetro pequeño capilar recibe el nombre de **capilaridad**.

Considerando un tubo capilar circular, de radio r , mojado por un líquido de densidad ρ . Si se sumerge en un recipiente que este lleno con el mismo líquido (figura 1.10), éste último asciende inmediatamente a una altura h , arriba de la superficie del líquido en el recipiente.

Considerando σ la tensión superficial del líquido con respecto al aire (es igual a la fuerza ejercida por la tendencia a contraerse de la superficie líquida). La columna de líquido en el capilar es levantada por una fuerza que actúa en contra de la atracción de la gravedad. La magnitud del levantamiento capilar es función del tamaño del tubo, del ángulo θ formado entre la fase mojada y el tubo y de la tensión superficial que existe en las superficies de la fase mojada. La magnitud sobre la cual la fuerza de tensión superficial es aplicada en un capilar, es igual a $2\pi r$. Así, la fuerza capilar total es $2\pi r\sigma$ y la fuerza vertical se puede expresar como $2\pi r\sigma\cos\theta$. La presión ejercida por la columna del líquido (ρgh) sobre el área transversal del tubo (πr^2), es igual a la atracción de la gravedad ($\rho gh\pi r^2$). Igualando la fuerza capilar con la fuerza de atracción de la gravedad, se tiene:

$$2\pi r\sigma\cos\theta = \rho g\pi r^2 h$$

El valor de la tensión superficial se puede calcular:

$$\sigma = [(g\rho hr)/(2\cos\theta)] = [(\gamma hr)/(2\cos\theta)]$$

Y como γh es la presión hidrostática (ΔP), ejercida por la columna de líquido en el capilar, se tiene:

$$\sigma = [(r\Delta P)/(2\cos\theta)]$$

También se puede despejar la presión capilar:

$$\Delta P = P_c = [(2\sigma\cos\theta)/(r)]$$

Si el tubo está limpio, $\theta = 0^\circ$ para el agua y aproximadamente 140° para el mercurio. Para tubos con diámetros mayores de 12 milímetros, los efectos capilares son despreciables.

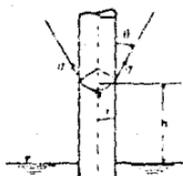


Fig. 1.18. Nomenclatura para la tensión superficial.

En la figura 1.19 se muestra la variación del levantamiento capilar en función del diámetro del tubo, para el agua, a diferentes temperaturas.

La tensión superficial disminuye ligeramente con el aumento de la temperatura, como se puede ver en la figura 1.19.

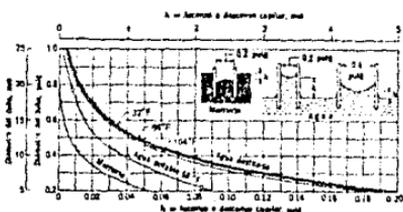


Fig. 1.19. Capilaridad en tubos circulares de vidrio.

5. DESARROLLO DE LA PRACTICA

PRUEBA 1. MEDICION DE LA TENSION SUPERFICIAL

Para determinar la tensión superficial entre el aire y un fluido líquido, el dispositivo que se usa para realizarlo se muestra en la figura 1.20.

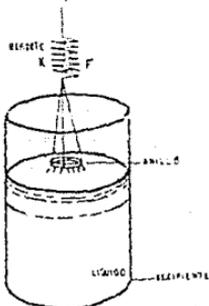


Fig. 1.20. Dispositivo para medir la tensión superficial.

Este dispositivo consta de un soporte, un resorte, un contenedor de líquido (recipiente) y un anillo de latón (en realidad, debería de ser de platino).

Después de introducir el anillo en el líquido como se muestra en la figura 1.20, se succiona al líquido con una jeringa para que la longitud y adquiera diferentes valores. La longitud se determina hasta que apenas se desprenda la película de líquido del anillo, y a continuación se mide la y para diferentes eventos.

MEMORIA DE CALCULO

Se sabe que la superficie libre de los fluidos está sometida a un estado de esfuerzo, de manera de que si se traza una línea imaginaria por ella, existiría una fuerza de cada lado de la línea.

La magnitud de esta fuerza, que es la fuerza necesaria para elevar de la superficie del líquido el anillo, como se ilustra en la figura 1.20, estará dada por:

$$F = 2\pi D\sigma \dots (1)$$

Donde:

F : fuerza necesaria para elevar de la superficie del líquido el anillo (N)

$2\pi D$: perímetro del anillo (m)

σ : tensión superficial (N/m)

D : diámetro del anillo (m).

Estos parámetros se muestran en la figura 1.21.

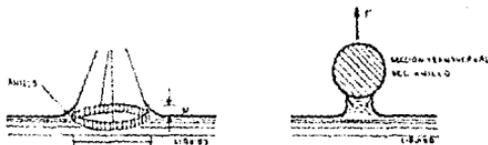


Fig. 1.21. Parámetros para el cálculo de la tensión superficial.

Pero se tiene que la magnitud de la fuerza se determina con:

$$F = Ky \dots (2)$$

Donde:

K : constante del resorte ($K=20$ N/m)

y : longitud (m).

Sustituyendo (2) en (1), y despejando la tensión superficial, se tiene:

$$\sigma = (Ky) / (2\pi D) \dots (3)$$

La siguiente tabla, se utiliza para colocar los datos y resultados obtenidos.

EVENTO	y mm.	F N.	d mm.	ρ_{L} kg/m ³ .
1				
2				
3				
4				

TABLA 1.1

PRUEBA 2. APARATO DE HARE

Este aparato sirve para determinar la densidad de un líquido desconocido a partir de la densidad del agua.

El aparato de Hare, consta de dos tubos de vidrio que se introducen, uno dentro de un recipiente con agua y otro dentro del recipiente con el líquido a probar. Los líquidos se aspiran dentro de los tubos succionando por el extremo superior, para después cerrar y efectuar la medición. El aparato se muestra en la figura 1.22.

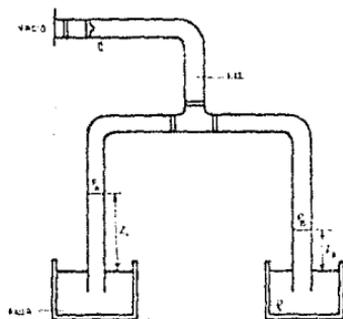


Fig. 1.22. Aparato de Hare.

El desarrollo de esta prueba, consiste en que en la rama A del aparato se coloca un depósito con agua y en la rama B, un depósito con el líquido cuya densidad se desea determinar. Se hace una succión por la rama C hasta que el líquido de densidad desconocida y el agua alcancen ciertas alturas z_2 y z_1 respectivamente. Estas alturas se registran en la TABLA 1.2, realizándose dos eventos para diferentes líquidos (aceite SAE 20,

aceite SAE 40, diesel, etc.). No es necesario que los niveles de los líquidos en los recipientes sean iguales.

MEMORIA DE CALCULO

Naturalmente la presión en la parte superior de cada tubo es la misma. Al ocurrir el equilibrio de cada columna con la presión atmosférica, se generan las alturas z_1 y z_2 , y mediante la igualación de presiones:

$$P_{atm} - (\rho_{H_2O} g z_1) = P_{atm} - (\rho_{muestra} g z_2) \dots (4)$$

De donde la densidad del líquido en prueba es:

$$\rho_{muestra} = (z_1 / z_2) \rho_{H_2O} \dots (5)$$

Se puede considerar que la densidad del agua es $1000 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ y colocar los datos y resultados en la TABLA 1.2.

MUESTRA	EXENTO	z_1 cm.	z_2 cm.	$\rho_{muestra}$ g/cm ³
AGUA	1			
	2			
ACEITE	1			
	2			
DIESEL	1			
	2			

TABLA 1.2

PRUEBA 3. EXPERIMENTO DE TORRICELLI

La presión barométrica o atmosférica se mide con el llamado barómetro de Torricelli, es decir, el cual determina la presión barométrica en el lugar donde se lleva a cabo la prueba.

En la figura 1.29, se muestra el barómetro de Torricelli, el cual es un instrumento integrado por un recipiente lleno de mercurio y un tubo de vidrio cerrado en uno de sus extremos con una longitud no menor de 80 (cm), el cual inicialmente se llena de mercurio para posteriormente ser volteado sobre el recipiente evitando que salga el mercurio del tubo.

La prueba se desarrolla de la siguiente manera, se llena el tubo con mercurio, tratando de que no exista ninguna burbuja dentro de él, luego se vierte en el recipiente de mercurio, colocando el tubo lo más vertical posible y esperando a que la altura z se establezca. Esta altura es la que se utiliza para determinar la presión barométrica, se repite esta secuencia para

un número razonable de eventos, con lo que se obtiene un promedio de dicha altura.

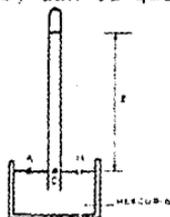


Fig. 1.29. Aparato de Torricelli.

MEMORIA DE CALCULO

Basándose en que la presión en los puntos A, B y C debe ser la misma, puesto que están en el mismo plano horizontal y sabiendo que la presión de los puntos A y B es la atmosférica, se puede asegurar que la presión del punto C se debe exclusivamente al peso de la columna de mercurio y equivale a la presión atmosférica, entonces la presión barométrica se determina con:

$$P_{atm} = \rho_{Hg} g z \dots (6)$$

Donde:

P_{atm} : presión atmosférica (presión barométrica)

ρ_{Hg} : densidad del mercurio (13600 kg/m^3)

g : aceleración de la gravedad (m/s^2)

z : altura medida en el aparato de Torricelli (m).

PRACTICA 2

VISUALIZACION DE FLUIDOS

OBJETIVOS

1. Introducir al alumno en el conocimiento de las distintas técnicas y métodos usados en visualización de flujos así como observar su utilidad en la Mecánica de Fluidos.
2. Establecer las ecuaciones usadas en visualización de flujos y analizar el manejo matemático de las mismas.
3. Visualización de problemas de Mecánica de Fluidos que no tienen solución analítica, mediante algún método de visualización.
4. Elaborar un modelo de visualización usando algún método o técnica.

PRACTICA 2

VISUALIZACION DE FLUJOS

1. INTRODUCCION

El estudio del flujo de fluidos es una disciplina sumamente complicada debido a que no se han conseguido todavía técnicas analíticas precisas para este estudio. Los problemas de medición de flujo no siempre son simples y precisos, ya que no existen relaciones analíticas para los cálculos y reducción de los datos experimentales.

Generalmente no es fácil la interpretación de datos que involucren turbulencia o mediciones de efectos complicados de capas límite, viscosidad y ondas de choque. Con frecuencia puede alterarse el flujo como resultado de las técnicas que se emplean para medir los perfiles de presión, velocidad y temperatura. Como resultado de esto, no se tiene seguridad del efecto medido.

Por lo anterior en la visualización de flujos los métodos ópticos son los que se utilizan con mayor frecuencia.

Es importante mencionar que en la visualización de flujos, los factores a considerar son entre otros, características del fluido, la velocidad del fluido, tipo de fluido (laminar o turbulento), las fases del fluido, etc.

En la visualización de flujos, existen tres tipos de líneas de flujo: las de trayectoria, de corriente y de emisión (fluidos en la misma fase).

1.1 LINEA DE TRAYECTORIA

Es la huella marcada o trazada por una partícula en un flujo en un período de tiempo, es decir, es el camino trazado que recorre una partícula de fluido en su movimiento. Estas líneas se muestran en la figura 2.1.

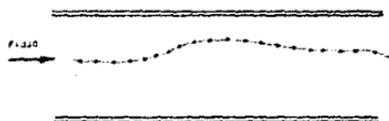


Fig. 2.1. Línea de trayectoria.

La línea de trayectoria muestra la dirección de la velocidad en el tiempo.

1.2. LINEA DE CORRIENTE

Es aquella línea tangente al vector velocidad en todo punto, es decir, es la línea dibujada en el campo de flujo de tal manera que en un instante dado se encuentran siempre tangentes a la dirección del flujo en cada punto del campo de flujo. Esta línea se muestra en la figura 2.2.

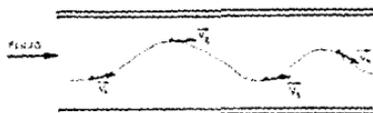


Fig. 2.2. Línea de corriente.

La forma de las líneas de corriente puede cambiar de un instante a otro si la velocidad del flujo es una función del tiempo, es decir, si se trata de un flujo no estacionario. Dado que las líneas de corriente son tangentes al vector velocidad de cada punto del flujo, el fluido nunca puede cruzar una línea de corriente.

En un flujo estacionario, la velocidad en cada punto del campo permanecerá constante con el tiempo y en consecuencia, las líneas de corriente no cambian de un instante a otro. Lo anterior implica que una partícula localizada en una línea de corriente determinada permanecerá en la misma línea de corriente y las partículas consecutivas que pasan a través de un punto fijo del espacio se encontrarán en la misma línea de corriente y permanecerán en ella.

1.3. LINEA DE EMISION

Es la línea formada por todas las partículas que pasaron por un punto fijo.

Cuando se selecciona un punto fijo del espacio, e identificándolo, mediante un colorante, todas las partículas que pasan a través de este punto. Después de un corto periodo se tendrá cierta cantidad de partículas de fluido identificables en el flujo, todas las cuales han pasado en algún momento a través del punto fijo previamente seleccionado. La línea que une todas estas partículas define una línea de emisión, la cual se muestra en la figura 2.8.



Fig. 2.8. Línea de emisión.

1.2. LINEA DE CORRIENTE

Es aquella línea tangente al vector velocidad en todo punto, es decir, es la línea dibujada en el campo de flujo de tal manera que en un instante dado se encuentran siempre tangentes a la dirección del flujo en cada punto del campo de flujo. Esta línea se muestra en la figura 2.2.

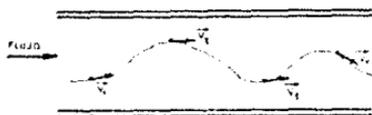


Fig. 2.2. Línea de corriente.

La forma de las líneas de corriente puede cambiar de un instante a otro si la velocidad del flujo es una función del tiempo, es decir, si se trata de un flujo no estacionario. Dado que las líneas de corriente son tangentes al vector velocidad de cada punto del flujo, el fluido nunca puede cruzar una línea de corriente.

En un flujo estacionario, la velocidad en cada punto del campo permanecerá constante con el tiempo y en consecuencia, las líneas de corriente no cambian de un instante a otro. Lo anterior implica que una partícula localizada en una línea de corriente determinada permanecerá en la misma línea de corriente y las partículas consecutivas que pasan a través de un punto fijo del espacio se encontrarán en la misma línea de corriente y permanecerán en ella.

1.3. LINEA DE EMISION

Es la línea formada por todas las partículas que pasaron por un punto fijo.

Cuando se selecciona un punto fijo del espacio, e identificándolo, mediante un colorante, todas las partículas que pasan a través de este punto. Después de un corto periodo se tendrá cierta cantidad de partículas de fluido identificables en el flujo, todas las cuales han pasado en algún momento a través del punto fijo previamente seleccionado. La línea que une todas estas partículas define una línea de emisión, la cual se muestra en la figura 2.3.

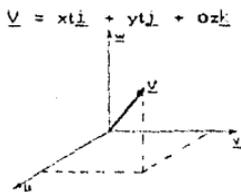


Fig. 2.3. Línea de emisión.

Cuando el flujo es permanente, esto es, cuando el campo de velocidades es independiente del tiempo, las líneas de corriente, de trayectoria y de emisión coinciden.

Podemos ejemplificar las ecuaciones que representan a los tres tipos de corriente mediante el siguiente ejemplo:

Dado el campo de velocidades se debe determinar las líneas de corriente, de trayectoria y de emisión en el punto $(1,1,0)$, en $t=0$.



Como el campo se puede expresar también:

$$\underline{V} = \underline{V}_x + \underline{V}_y + \underline{V}_z = \underline{u} \underline{i} + \underline{v} \underline{j} + \underline{w} \underline{k}$$

Obteniendo las líneas de corriente, como no existe componente en el eje z , tenemos que:

$$(dy/dx) = (V_y/V_x) = (v/u)$$

Y como:

$$\begin{aligned} u &= x t \\ v &= y t \\ w &= 0 z \end{aligned}$$

Entonces:

$$(dy/dx) = (y/x) = (y/x)$$

Esta es una ecuación diferencial de 1er. orden, la cual se resuelve por integración, esto es:

$$\int (dy/y) = \int (dx/x)$$

Donde la solución es:

$$y=x \quad (\text{para el punto } (1,1,0) \text{ y } t=0)$$

Ahora obteniendo las líneas de trayectoria mediante las expresiones:

$$\underline{u} = [(x_2 - x_1)/\Delta t] = (dx/dt)$$

$$\underline{v} = [(y_2 - y_1)/\Delta t] = (dy/dt)$$

$$\underline{w} = [(z_2 - z_1)/\Delta t] = (dz/dt)$$

Como: $\underline{u} = (dx/dt) = xt$, se resuelve la integral:

$$\int (dx/x) = \int dt$$

Dando como solución:

$x = e^{(t^2/2)}$, y de manera análoga: $y = e^{(t^2/2)}$, entonces se tiene que:

$$x=y \quad (\text{para el punto } (1,1,0) \text{ y } t=0)$$

Finalmente, para las líneas de emisión, se considera un tiempo $t=\tau$ y resolviendo con las mismas expresiones que para las líneas de trayectoria, se tendrá que:

$x = e^{(-\tau^2/2)}$, y $y = e^{(-\tau^2/2)}$, entonces se tiene que:

$$x=y \quad (\text{para el punto } (1,1,0) \text{ y } t=\tau)$$

Se observa que las tres líneas son iguales, por lo tanto, es un régimen permanente.

2. METODOS OPTICOS DE VISUALIZACION DE FLUJOS

Los métodos ópticos de visualización de flujos ofrecen la ventaja de que, cuando se efectúan en forma adecuada, no se altera la corriente del fluido y por esto son muy usados estos métodos.

En algunos casos, las técnicas de visualización de flujo por métodos ópticos, pueden emplearse para mediciones precisas de parámetros importantes del flujo, mientras que en otros casos pueden servir sólo para proporcionar información cualitativa, respecto al comportamiento global del flujo.

El principio de operación de cualquier método óptico se basa en la relación que hay entre la deflexión angular que existe en un rayo de luz que atraviesa transversalmente al flujo y el gradiente de densidad en el flujo.

Considerando el campo de flujo gaseoso mostrado en la figura 2.4. El flujo está en dirección perpendicular a la figura, es decir, la dirección z . En un rayo incidente de la luz se deflexiona en un ángulo θ , como resultado de los gradientes de densidad del flujo, donde el ángulo de deflexión para gradientes de pequeña densidad es:

$$\theta = (L/n_1) \left(\frac{dn}{dy} \right)_{y=y_1} = (L/\rho_0) \left(\frac{d\rho}{dy} \right)_{y=y_1}$$

donde L es el ancho del campo del flujo, ρ la densidad local del fluido, ρ_0 una densidad de referencia que por lo general se toma en condiciones estándar y n el índice de refracción, el cual, para los gases es:

$$n = [1 + \beta(\rho/\rho_0)] n_1$$

β es una constante adimensional con un valor de 0.000292 para el aire, y n_1 es el índice de refracción fuera del campo de flujo, que puede tomarse como muy cercano a la unidad.

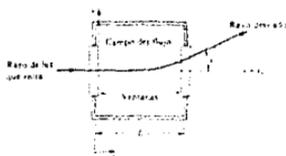


Fig. 2.4. Efectos ópticos básicos usados para visualización del flujo.

Como la deflexión angular del rayo de luz es proporcional al gradiente de densidad del flujo. Este, es el efecto óptico básico que se usa para el trabajo de visualización del flujo. De aquí, que el efecto es útil para indicar las variaciones de densidad.

Los métodos ópticos de visualización de flujos se pueden clasificar de la siguiente manera:

- | | | | | |
|--|---|------------------------------------|---|-----------------------------|
| Métodos ópticos de visualización de flujos | { | 1. Por inyección | { | a) Colorante (tinte) |
| | | | | b) Humo |
| | | 2. Método de burbujas de Hidrógeno | | |
| | | 3. Por métodos ópticos | { | a) Fotograma de Sombras |
| | | | | b) Schlieren estroboscópico |
| | | | | c) Interferómetro |
| | | | | d) Anemómetro de Laser LDA. |

2.1. METODO POR INYECCION DE COLORANTE

Esta técnica consiste en agregar, por medio de inyección continua de partículas marcadas (tinte) desde un punto fijo, al líquido con objeto de estudiar los fenómenos de flujo y poder visualizar el movimiento.

Como se mencionó anteriormente, la marca de tinta resultante se le conoce como línea de emisión.

La figura 2.5 muestra un ejemplo de esta técnica, en donde, el patrón curvo muestra la posición de las partículas del fluido, mediante una línea de tinta.

El perfil de la velocidad mostrada es típico de un flujo laminar y esto se puede establecer debido a que la posición relativa de las partículas es una función de la velocidad del fluido.



Fig. 2.3. Línea de flujo mediante la técnica de inyección de colorante.

2.2. METODO POR INYECCION DE HUMO

Es un método muy simple de visualización de flujo mediante la inyección de humo trazador en una corriente de gas. para seguir las líneas de la corriente de flujo. El método es de utilidad cualitativa ya que las mediciones directas son difíciles de obtener, excepto para ciertos fenómenos especiales. La figura 2.3 muestra un ejemplo de un sistema de flujo donde se usa la visualización con humo para verificar un cálculo analítico. En este caso, se usa el humo para ver las figuras complicadas secundarias de flujo en un canal, mediante el cual un flujo forzado está acoplado con una onda estacionaria de sonido. Las figuras de humo en la figura 2.4a coinciden con las predicciones analíticas de la figura 2.4b.

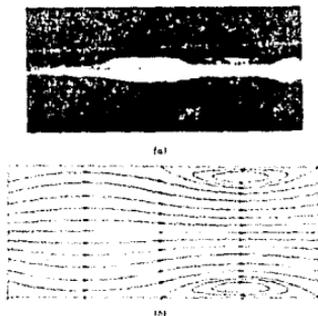


Fig. 2.4. a) Fotografía de humo; b) Líneas de corriente del flujo en el sistema a) obtenidas en el análisis teórico.

Con objeto de que los filamentos de humo representen las líneas de corriente del flujo, es necesario que las partículas individuales de humo sean de masa suficientemente pequeña para que sean transportadas juntas y con libertad a la velocidad de flujo. Por lo general, el humo filtrado de leña podrida o cigarro es adecuado para estos estudios, así como el humo del

tetracloruro de titanio, cuando reacciona con la humedad en el aire para formar ácido clorhídrico y óxido de titanio; sin embargo, esta última sustancia corroe muchos de los materiales usados para la construcción de recipientes.

Uno de los mejores combustibles que produce buses no tóxicos ni corrosivos densos es un producto llamado **Type 1964 Foy Juice**, este combustible tiene una temperatura de ebullición de 370°F (275°C), contiene hidrocarburos.

2.3. METODO DE BURBUJAS DE HIDROGENO

Una técnica muy empleada para la visualización de flujo de líquidos es el método de burbujas de hidrógeno, que consiste en usar un alambre fino colocado en el agua como cátodo de un circuito de C. A., para electrolizarla, con lo que se generan burbujas muy pequeñas de hidrógeno en el líquido. El movimiento de las burbujas puede estudiarse iluminando el flujo.

La figura 2.7 indica los circuitos de descarga de voltaje empleados. El circuito a diodos rectifica y proporciona una entrada variable de voltaje de 10 a 250V. Se usa un relevador para cargar y descargar el capacitor en forma periódica y se inserta un resistor variable en el circuito cargador para sintonizar el sistema para rendimiento óptimo de cada diámetro de alambre y condición de flujo. En algunos casos es necesario añadir una pequeña cantidad de sulfato de sodio al agua, con objeto de alcanzar una concentración electrolítica satisfactoria.

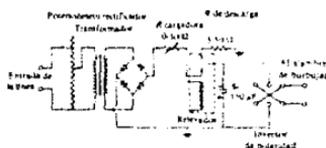


Fig. 2.7. Circuito de Voltaje pulsante para el método de burbujas de hidrógeno.

2.4. EL FOTOGRAMA DE SOMBRAS

La técnica de sombras es un método para ver de manera directa los fenómenos de flujo. Considerando un campo de flujo como se muestra en la figura 2.8, con un gradiente de densidad en la dirección y . Los rayos paralelos de luz entran a la sección de prueba, como se indica. En las regiones en donde no hay gradiente de densidad, los rayos de luz atraviesan la sección de prueba sin deflexión, pero en las regiones donde existe un gradiente, los rayos se deflexionan. El efecto es que los rayos se agrupan después de salir de la sección de prueba, y forman puntos brillantes y oscuros. La iluminación depende de la

deflexión relativa de los rayos de luz ($d\theta/dy$), y, por lo tanto, del gradiente de densidad ($d^2\rho/dy^2$). Entonces, la iluminación de una pantalla colocada por fuera de la sección de prueba depende de la segunda derivada de la densidad en el punto particular.

El fotograma es una herramienta óptica muy simple, y sus efectos pueden verse en varios fenómenos cotidianos observables a simple vista y con la iluminación local del cuarto. La capa límite de convección libre en una capa calentada eléctricamente es visible cuando se ve desde la orilla. Este fenómeno es observable por los gradientes de densidad que resultan de la calefacción del aire cerca de la superficie caliente. Resulta difícil evaluar las densidades locales usando la fotografía de sombras; sin embargo, el fotograma es de mucha utilidad para ver las regiones de flujo turbulento y para establecer con alta precisión la localización de las ondas de choque.



Fig. 2.8. Dispositivo del fotograma de sombras para la visualización del flujo.

2.5. EL SCHLIEREN

Es un dispositivo que indica directamente el gradiente de densidad y mediante el uso de fotografías Schlieren se pueden localizar ondas de choque y fenómenos complicados de capa límite en sistemas de flujo supersónico.

En base a la figura 2.9, el principio de funcionamiento, consiste en que la luz de la fuente de ranura ab se colima por el lente L_1 y se enfoca al plano 1 de la sección de prueba. Después de que pasa por el lente L_2 , produce una imagen invertida de la fuente en el plano focal 2, entonces, la L_3 enfoca la imagen de la sección de prueba en la pantalla del plano 3. El proceso de la imagen consiste, en que los haces de luz que se originan en el punto a ocupan una porción diferente en las diversas lentes que aquellas que se originan en el punto b o en cualquier otro punto de fuente de ranura. Las regiones en que se superponen estos haces se muestra en la figura 2.9. Observando que todos los haces de luz pasan a través del plano cd de la imagen en la sección de prueba en dc se ilumina de manera uniforme ya que la imagen en ba así está iluminada. Esto significa que a todos los puntos del plano ba los afecta de la misma forma cualquier efecto que ocurra en el fluido de la sección de prueba.

Si la sección de prueba tiene una densidad completamente uniforme, los haces de luz aparecen como lo muestra la figura; un haz que se origina en el punto c se deflexiona en una magnitud igual que un haz que se origina en el punto d. Considerando el efecto de la introducción de una obstrucción en el plano b_1 , esta obstrucción disminuye de manera uniforme la iluminación en la pantalla, en un factor proporcional a la cantidad de área b_1 interceptada.

Si existe un gradiente de intensidad en el plano focal de la sección de prueba cd, significa que todos los haces de luz que se originan en este plano ya no llenan el plano de imagen b_1 por completo. Si se obstruye el plano b_1 , se intercepta más luz en algunos puntos del plano de la sección de prueba que en otros, resultando regiones iluminadas y oscuras en la pantalla del plano 3. La obstrucción se llama **filo de navaja**, y las variaciones resultantes en la iluminación en la pantalla se llaman efecto **Schlieren**.

La variación de iluminación según la figura 2.06, en la que la altura total de la imagen fuente es y y la porción no interceptada por el filo de navaja es y_1 ; por tanto, la iluminación general en la pantalla 1 es proporcional a y , el desplazamiento angular de un haz de luz en el plano 1 es α ; lo que produce una deflexión vertical en el plano 2 de:

$$\Delta y = f_2 \alpha$$

Donde f_2 es la longitud focal de la lente L_2 , esta deflexión, produce un cambio fraccional en la iluminación en la pantalla.

El contraste en cualquier punto de la pantalla puede definirse como la razón del cambio fraccional de iluminación a la iluminación general,

$$C = (\Delta I/I) = (\Delta y/y) = (f_2 \alpha / y)$$

De modo que el contraste puede escribirse:

$$C = \left[(f_2 L \beta) / (y_1 p_0) \right] (dp/dy)_{cd}$$

Con lo que el contraste en la pantalla es directamente proporcional al gradiente de densidad en el flujo. El contraste puede elevarse reduciendo la distancia y_1 , es decir, interceptando más luz en el plano de la imagen fuente, esto reduce también la iluminación general, de modo que no hay necesidad de aumentar el contraste en forma indefinida y considerarse un término medio. En la práctica real, la mayor parte de los sistemas Schlieren usan espejos en lugar de lentes, por razones de economía.

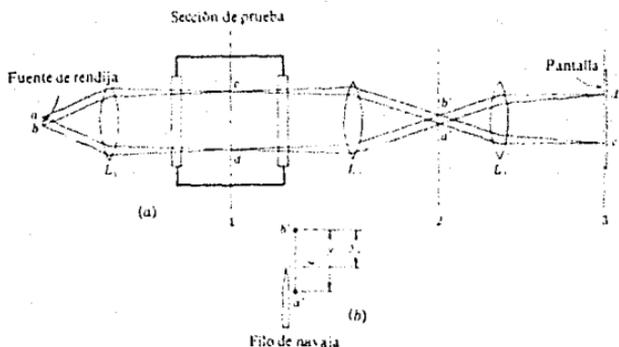


Fig. 2.9. a) Esquema de la visualización Schlieren del flujo.
b) Detalle del filo de navaja.

2.6. EL INTERFEROMETRO

El interferómetro Mach-Zehnder es el instrumento más preciso para visualizar un flujo.

El interferómetro da una indicación directa cuantitativa de los cambios de densidad en la sección de prueba, pero estos cambios están representados como valores integrados en el espesor del campo de flujo. Esto es aplicable a una amplia gama de condiciones de flujo que varían desde la baja velocidad (10 cm/s) de flujo en capas límite de convección libre, hasta fenómenos de onda de choque en flujo supersónico.

El funcionamiento del interferómetro, en base a la figura 2.10, en donde la fuente de luz se colima a través de la lente L_1 , en la placa divisora s_1 . Esta placa permite que la mitad de la luz se transmita al espejo m_2 , en tanto que la otra mitad se refleja en el espejo m_1 . El haz 1 pasa a través de la sección de prueba, en tanto que el haz 2 viaja una trayectoria alterna de longitud aproximadamente igual. Los dos haces se unen otra vez por medio de la placa divisora s_2 y finalmente entocan en la pantalla. Si los dos haces viajan por trayectorias de diferente longitud óptica, ya sea por la geometría del sistema o por las propiedades de refracción de cualquier elemento de las trayectorias ópticas, los dos haces estarán fuera de fase y se interferirán cuando se unen en s_2 . Habrá regiones alternadamente brillantes y oscuras llamadas franjas; el número de franjas es función de la diferencia de las longitudes de la trayectoria óptica de los dos haces; una diferencia de longitudes de trayectoria de una longitud de onda presenta una franja; una diferencia de dos longitudes de onda, dos franjas, y así sucesivamente.

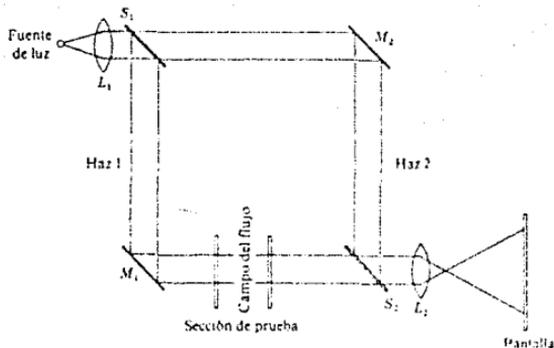


Fig. 2.10. Esquema del interferómetro Mach-Zehnder.

El interferómetro se utiliza para obtener una medición directa de las variaciones de densidad en la sección de prueba. Si la densidad en la sección de prueba (es decir, el haz 1) es diferente de la del haz 2, hay un cambio en las propiedades de refracción del medio fluido. Si el medio de la sección de prueba tiene las mismas propiedades ópticas que el medio en el haz 2, no hay corrimientos de franja, excepto los que resultan del arreglo geométrico del aparato. Estos corrimientos de franja pueden neutralizarse con los movimientos apropiados de los espejos y de las placas divisoras. Entonces, la aparición de franjas en la pantalla pueden relacionarse directamente con los cambios de densidad del campo de flujo dentro de la sección de prueba, mediante el uso del siguiente análisis.

El cambio de la trayectoria óptica en la sección es:

$$\Delta L = L(n - n_0)$$

Donde L es el espesor del campo de flujo. El cambio de la trayectoria óptica puede relacionarse con un cambio de la densidad gaseosa por:

$$\Delta L = \beta L[(\rho - \rho_0)/\rho_0]$$

El número de corrimientos de franja N es:

$$N = (\Delta L/\lambda) = (\beta L/\lambda) [(\rho - \rho_0)/\rho_0]$$

Donde λ es la longitud de onda de la luz, $\rho - \rho_0$ representa el cambio de densidad en la condición de franja cero, ρ_0 es la condición de franja cero y ρ_0 es la densidad de referencia de las condiciones estándar.

La fuente usada en los trabajos de interferometría es la de mercurio. La figura 2.11 muestra una fotografía de un interferómetro.



Fig. 2.11. Fotografía de interferómetro de la interacción de las capas límites de convección libre en tres cilindros horizontales calientes. El fluido es aire y cada línea de franja representa una línea de temperatura constante.

2.7. EL ANEMOMETRO DE LASER LDA DE EFECTO DOPPLER

El anemómetro laser es un dispositivo que ofrece la ventaja de no alterar el flujo durante el proceso de medición, al mismo tiempo que permite mediciones cuantitativas muy precisas de las velocidades; tiene una respuesta rápida y es adecuado para medir fluctuaciones turbulentas de alta frecuencia.

La figura 2.12 muestra un esquema posible de un LDA. El rayo laser se aloja a un pequeño elemento de volumen en el flujo mediante la lente L_1 . Un objetivo de que funciona el dispositivo, el flujo debe contener algún tipo de partículas pequeñas para dispersar la luz, aunque la concentración de partículas requerida es muy pequeña; el agua ordinaria contiene suficientes impurezas para dispersar el haz incidente. Se colocan dos lentes adicionales L_2 y L_3 para recibir el haz laser que se transmite por el fluido (lente L_3), y cierta parte del haz se dispersa por el ángulo θ (lente L_2). La luz dispersada experimenta un experimento un movimiento Doppler en frecuencias directamente proporcional a la velocidad del flujo. El cambio de densidad neutro reduce la intensidad de la porción que dispersa del haz y entonces, se recombina con el haz dispersado a través del divisor de haz.

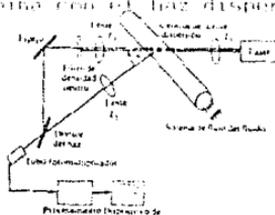


Fig. 2.12. Sistema de medición de flujo con anemómetro Laser.

El anemómetro laser debe construirse de manera que los haces manera que los haces directo y dispersado viajen por la misma trayectoria óptica, de modo que en el fotomultiplicador se observe una interferencia proporcional al corrimiento de frecuencia. Este corrimiento da una indicación de la velocidad del flujo. Con objeto de obtener la velocidad de la señal del fotomultiplicador, se deben emplear técnicas electrónicas de gran complejidad para el procesamiento de la señal.

3. DESARROLLO DE LA PRACTICA

PRUEBA 1. EXPERIMENTO DE REYNOLDS

Este experimento que realizó el físico inglés Reynolds, a fines del siglo pasado, sirve para conocer la naturaleza del flujo a través de un tubo. Se puede determinar la diferencia cualitativa entre la naturaleza del flujo laminar, el de transición y el turbulento.

También permite encontrar el significado físico del número de Reynolds. El aparato para realizar el experimento se muestra en la figura 2.19, el cual consta de un tubo de cristal con su boca abocinada (en forma de campana) y en su extremo una válvula. En el tubo entra agua desde un recipiente colocado en la parte superior y que se encuentra en reposo. En este otro depósito que contiene un colorante (anilina, tinta, etc.) inyectándose éste a la entrada del tubo de vidrio por un tubo pequeño.

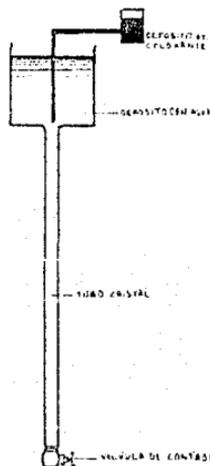


Fig. 2.19. Aparato utilizado en el experimento de Reynolds.

Para efectuar el experimento, se llena el depósito con agua (con la válvula inicialmente cerrada) y se adiciona la tinta o colorante, es decir, se inyecta la tinta a la entrada del tubo para permitir la observación visual del flujo. Primeramente se abre la válvula de tal manera que se visualice un flujo laminar, en éste, la tinta inyectada al flujo permanece como un solo filamento (figura 2.14a), midiéndose también el gasto por medio de la cuantificación del volumen desplazado y el tiempo en realizarlo. Una vez hecho esto se abre más la válvula para visualizar un flujo en transición, en el cual, empieza a existir un poco de dispersión en la tinta inyectada (figura 2.14b), midiendo también el gasto. Finalmente se abre más la válvula hasta visualizar un flujo turbulento, en éste, el movimiento de la tinta es completamente aleatorio, la línea de la tinta experimenta alargamientos y torsiones espaciándose en numerosas ramificaciones y dispersándose rápidamente en todo el campo de flujo (figura 2.14c), es decir, la tinta presenta características oscilantes hasta que súbitamente se rompe, difundiéndose la tinta a todo lo ancho del tubo, también para este experimento se mide el gasto.

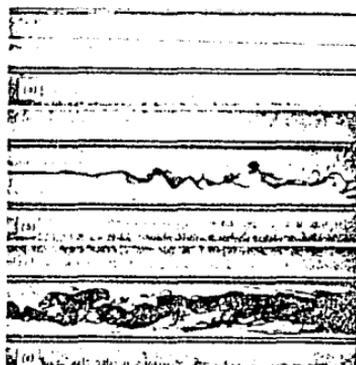


Fig. 2.14. Flujos en el experimento de Reynolds. (a) baja velocidad, movimiento laminar; (b) movimiento de transición a flujo turbulento; (c) alta velocidad, movimiento turbulento.

MEMORIA DE CALCULO

Para cuantificar el gasto, se procede de la siguiente manera:

$$Q = V/t \dots (1)$$

Donde:

- V: volumen que se mide en las pruebas, mediante un recipiente graduado (ml)
- t: tiempo en que se verifica la cuantificación del volumen (s).

Con lo anterior para conocer la velocidad, se tiene:

$$v = Q/A \dots (2)$$

Donde:

Q: caudal que se cuantifica en los tres experimentos

A: Área del tubo de vidrio ($D = \frac{3}{4}$ pulg.).

Finalmente se calcula el número de Reynolds en los tres casos.

El número de Reynolds, en la corriente del tubo de vidrio, está dado por:

$$Re = (vD)/\nu \dots (3)$$

Donde:

v: velocidad de la corriente (ecuación 2)

D: diámetro del tubo de vidrio

ν : viscosidad cinemática ($\nu_{H_2O} = 1,007 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$).

Para saber la naturaleza de los flujos, se considera el siguiente criterio, para los números de Reynolds calculados.

Si: $0 \leq Re \leq 2300$ es régimen laminar

$2500 \leq Re \leq 10000$ es régimen de transición o turbulencia.

$10000 \leq Re \leq \infty$ es régimen turbulento.

Los resultados se pueden anotar en la TABLA 2.1.

LÍNEA	v m/s	t s	Ω rad/s	v m/s	Re	REGIMEN

TABLA 2.1

PRUEBA 2. MODELO DE VISUALIZACION

Para este experimento se requiere de la construcción de un modelo para poder visualizar el flujo, utilizando el túnel de viento. El modelo que se puede utilizar es un avión a escala, el cual, tiene hilos de nylon dispuestos, tanto en sus alas, parte delantera y trasera del cuerpo del avión. El viento se realiza en la zona de pruebas del túnel de viento.

Se pretende que el alumno construya cualquier modelo en el que se puedan visualizar las líneas de corriente, por ejemplo, en el caso del avión a escala se pretende visualizar el flujo alrededor de la estructura del avión con ayuda de los hilos de nylon.

Esta técnica de visualización en el caso de los aviones, ayudará al progreso en la aviación.

La prueba se realiza en un túnel de viento semejante al de la figura 2.15.

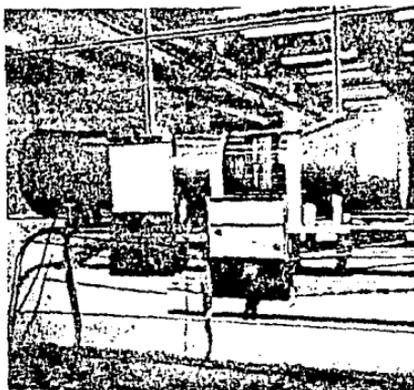


Fig. 2.15. Túnel de viento subsónico.

Se puede realizar la prueba, variando el ángulo de ataque del ala del avión y observar lo que ocurre.

Se presenta a continuación (figura 2.16) un posible comportamiento de lo que se pretende visualizar.

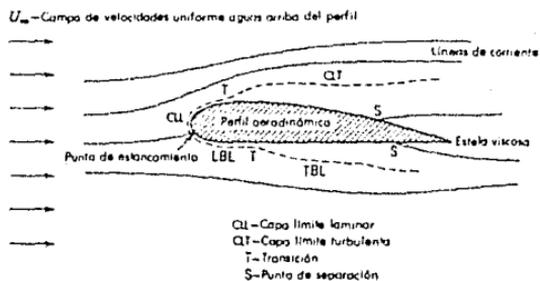


Fig. 2.16. Características del flujo alrededor del perfil del ala del avión.

PRACTICA 3

MEDICION DE VELOCIDADES

OBJETIVOS

1. Conocer el uso de algunos dispositivos utilizados en la medición de velocidades.

2. Obtención del perfil de velocidades de flujo, tanto en ductos abiertos como en cerrados, mediante los aparatos disponibles en el laboratorio y comparar estos perfiles experimentales con los correspondientes perfiles teóricos.

PRACTICA 3

MEDICION DE VELOCIDADES

1. INTRODUCCION

Casi todos los problemas prácticos con fluidos en ingeniería están relacionados con una medida precisa del flujo ya sea para determinar su velocidad, su campo de velocidades en determinado tiempo o su distribución en determinadas secciones.

También se utiliza la medición de la velocidad para determinar el flujo volumétrico y el flujo másico que son parámetros importantes en cualquier estudio de la Mecánica de fluidos.

Todas las razones anteriores son suficientes para tener mecanismos de medición de la velocidad de los diferentes tipos de fluidos, que existen en la naturaleza por lo que es necesario tener un panorama general de los instrumentos y de las técnicas de medición que existen para conocer dichas medidas.

1.1. CARACTERISTICAS DEL MOVIMIENTO DE LOS FLUIDOS

Cuando se habla de flujo de fluidos, generalmente se está hablando del flujo en un fluido ideal, es decir, un fluido carente de viscosidad. Esta es una situación idealizada, sin embargo, hay situaciones en los problemas de ingeniería donde es útil la suposición de un fluido ideal.

Al referirse al flujo de un fluido real, los efectos de la viscosidad se consideran en su estudio. Esto resulta del desarrollo del esfuerzo cortante entre las partículas de fluido cuando se mueve a diferentes velocidades. En el caso de un fluido ideal que fluye a través de un conducto recto, todas las partículas se mueven en líneas paralelas con igual velocidad (figura 9.1a). En el flujo de un fluido real, las partículas adyacentes a la pared del conducto tienen una velocidad igual a cero y ésta se incrementa conforme aumenta la distancia a la pared, produciéndose un perfil de velocidades como el mostrado en la figura 9.1b.

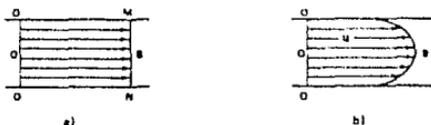


Fig. 9.1. Perfiles típicos de velocidad
(a) fluido ideal, (b) fluido real.

Los fluidos se puede clasificar en fluidos incompresibles o compresibles. Puesto que los líquidos son prácticamente incompresibles, generalmente se tratan como si fueran totalmente incompresibles. Bajo condiciones particulares dando se tienen ligeras variaciones en la presión, los gases se pueden tratar como incompresibles.

En suma, los diferentes tipos de fluidos, sea: real, ideal, compresible o incompresible, tienen varias clasificaciones de flujo. El flujo puede ser permanente o no permanente (transitorio), turbulento o laminar, uniforme o no uniforme y rotacional o no rotacional.

Regímenes de Corriente de fluidos:

Osborne Reynolds demostró en 1883 que existen dos diferentes tipos de flujo. Inyectó finas hebras de líquido coloreado con la misma densidad del agua, a la entrada de un tubo de vidrio conectado a un tanque con agua. Al final del tubo colocó una válvula que le permitía variar el flujo. Cuando la velocidad en el tubo es pequeña, el líquido coloreado se ve como una línea recta a lo largo de todo el tubo, mostrando que las partículas de agua se mueven en líneas paralelas rectas. Aumentando la velocidad del agua gradualmente, esto se logra abriendo la válvula, existe un punto en el cual el flujo cambia. La línea empieza a ondularse y a corta distancia de la entrada se romen en numerosos vórtices, entonces el colorante queda distribuido uniformemente sin que se distingan las líneas del flujo.

Se ha demostrado que en el último tipo de flujo las velocidades están sujetas a fluctuaciones irregulares continuas.

El primer tipo se le conoce como **flujo laminar**, el significado de este término es porque pareciera que el fluido se mueve por el deslizamiento de laminas de espesor infinitesimal con relación a las capas adyacentes, o sea, las partículas se mueven en trayectorias definidas y observables.

El segundo se conoce como **flujo turbulento** en el cual se presenta el movimiento irregular de un gran número de partículas durante un intervalo pequeño de tiempo. Una característica distintiva de la turbulencia es que es irregular, o sea, no existe una frecuencia definida.

El **flujo permanente**, es aquél en el que todas las condiciones en cualquier punto del flujo permanecen constantes respecto al tiempo, pero las condiciones pueden ser a diferentes tiempos, aunque varien de un punto a otro, en particular su velocidad y su presión.

El **flujo no permanente**, puede ser un fenómeno transitorio en el cual se puede tener flujo permanente o no haber flujo y es aquél en que todas las condiciones en cualquier punto del flujo pueden variar respecto al tiempo.

El flujo uniforme, es aquél en el que en cualquier sección transversal a la corriente, la velocidad en puntos homólogos es igual en magnitud y dirección, es decir, en el que la velocidad es la misma en dirección y magnitud a un instante dado, en todos los puntos del fluido.

El flujo no uniforme, es aquél en que la velocidad cambia en dirección y magnitud a un instante dado, en todos los puntos del fluido.

El flujo permanente (o no permanente) y uniforme (o no uniforme), pueden existir independientemente uno de otro, de tal manera que es posible tener cualquiera de las cuatro combinaciones.

Caracterizando la naturaleza del flujo a través de un ducto circular, la cual está determinada por el valor del número de Reynolds, esto es:

$$Re = \rho V D / \mu$$

Donde:

Re: número de Reynolds
 ρ : densidad del fluido
V: velocidad
D: diámetro del ducto
 μ : viscosidad.

En base a este parámetro se pueden detectar algunos rangos aproximados de operación,

$0 < Re < 1$: movimiento laminar altamente viscoso.

$1 < Re < 100$: flujo laminar, fuerte dependencia del Re.

$100 < Re < 10^3$: flujo laminar, es útil la teoría de la capa límite.

$10^3 < Re < 10^4$: transición a la turbulencia.

$10^4 < Re < 10^6$: flujo turbulento, moderada dependencia del Re.

$10^6 < Re < \infty$: flujo turbulento, débil o poca dependencia del Re.

Estos rangos pueden variar con la geometría del flujo, la rugosidad de la superficie y el nivel de fluctuación de la corriente a la entrada.

Se puede obtener una mejor imagen cuantitativa de la diferencia entre un flujo laminar y un flujo turbulento examinando la medición de la velocidad resultante de un dispositivo lo suficientemente sensible que se sumerge en el flujo; para un flujo laminar la velocidad en un punto permanece constante en el tiempo mientras que en un flujo turbulento, el registro de la velocidad indica una fluctuación aleatoria de la velocidad instantánea.

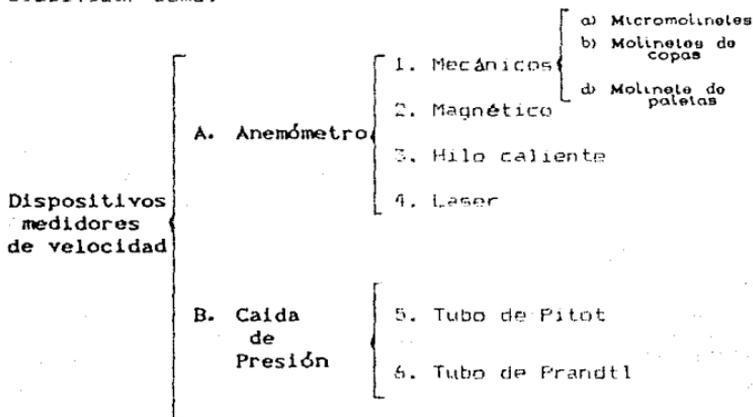
12. MEDIDORES EN FLUIDOS

En muchos instrumentos empleados para determinar la velocidad de una corriente o el gasto transportado por ella, es necesario

medir la presión y la velocidad expresada en la ecuación de la energía.

Dado que el conocer la velocidad de un conveniente número de puntos de una sección transversal permite calcular el gasto que circula a través de la sección, la medición de la velocidad es un aspecto importante en la caracterización de una corriente de fluido.

La velocidad medida en una región pequeña o puntual puede ser mediante diversos dispositivos y entre los cuales se pueden clasificar como:



A. ANEMOMETRO

1. **Anemómetros Mecánicos:** Son dispositivos giratorios que se pueden usar en gases o en líquidos.

Molinetes y Micromolinetes (a y b): estos se suelen sostener con la mano, introduciéndolos en una corriente de agua o aire. Tienen la ventaja de la asimetría de modo que giran en sentido contrario cuando el flujo se invierte. Estos medidores pueden conectarse a contadores que registran la cantidad de vueltas o el flujo que pasa por ellas. Tienen la desventaja de que son relativamente grandes y no dan, por tanto, una medida puntual.

(Figura 9.2.)

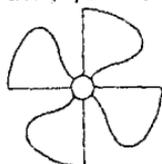


Fig. 9.2. Molinete.

Molinete de copas (c): para medir la velocidad de un líquido en canales abiertos se utilizan estos molinetes, el cual se muestra en la figura 9.3. Las copas del instrumento se construyen de tal manera que el arrastre es diferente según la orientación de las primeras ocasionando así una rotación relativamente lenta. Con un circuito eléctrico sencillo y unos audifonos se puede detectar una señal correspondiente a un número de revoluciones fijo; el número de señales en un tiempo determinado está en función de la velocidad del flujo. Los molinetes generalmente se calibran arrastrándolos a velocidades conocidas a través del líquido en reposo. En el caso de flujos de alta velocidad, generalmente se utilizan molinetes con una hélice como elemento giratorio, ya que de esa manera, se ofrece menor resistencia al flujo.



Fig. 9.3. Molinete de copas.

Anemómetro de paletas (d): las velocidades del viento se miden con un anemómetro de aspas (hélices), como el que se muestra en la figura 9.4. Este instrumento generalmente mueve un pequeño generador eléctrico, el cual indica en forma directa la velocidad del aire, o hace que opere un contador de vueltas.

Las paletas se pueden diseñar de tal manera que tengan muy poca inercia, lo que, aunado al empleo de cojinetes de precisión y tacómetros ópticos, los cuales consumen muy poca energía en su operación y por tanto reducen a un mínimo la interferencia en la medición, permite construir anemómetros que pueden leer velocidades del aire muy pequeños.

Estos instrumentos pueden ser tan sensibles como para medir las corrientes convectivas del aire ocasionadas por el cuerpo humano en su disipación de calor hacia la atmósfera.

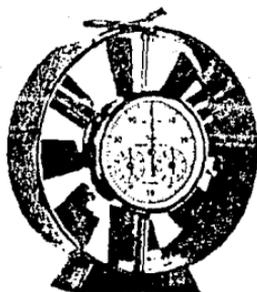


Fig. 9.4. Anemómetro de paletas.

2. Medidor magnético.

Si se aplica un campo magnético a un fluido conductor, el movimiento del fluido inducirá una diferencia de voltaje entre dos electrodos situados dentro o en las proximidades del flujo. Los electrodos se pueden construir fuselados o puestos en la pared de modo que no pertuben apenas al flujo. La señal es muy fuerte en líquidos muy conductores, como los metales líquidos. El agua de mar también da buena señal, y estos medidores se usan corrientemente en oceanografía. Incluso se puede medir en agua dulce de baja conductividad, amplificando la señal y aislando los electrodos.

Hay equipos comerciales para la mayor parte de los líquidos, pero son relativamente costosos.

Ya que el fluido representa un conductor que se mueve en el campo, hay un voltaje inducido de acuerdo con:

$$E = BLU \times 10^{-8} \text{ V}$$

Donde:

- B: densidad del flujo magnético
- U: velocidad del conductor, cm/s
- L: longitud del conductor, cm

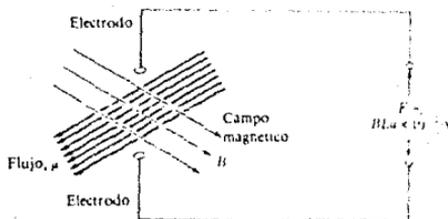


Fig. 9.5. Flujo de un fluido conductor en un campo magnético.

La longitud del conductor es proporcional al diámetro del tubo y la velocidad es proporcional a la velocidad media del flujo. Los dos electrodos detectan el voltaje inducido, lo cual puede tomarse como una indicación directa de la velocidad del flujo. La construcción de un medidor de flujo magnético comercial se muestra en la figura 9.6.

Comercialmente se usan dos tipos de medidores de flujo magnético: uno tiene un revestimiento de tubo no conductor para usarse en fluidos con bajas conductividades, como el agua. Los electrodos están montados de modo que quedan al ras del revestimiento no conductor y hacen contacto con el fluido. Por lo regular se usan campos magnéticos alternos en estos medidores, ya que la salida es baja y requiere amplificación. El segundo tipo de medidor de flujo magnético se usa en fluidos de alta conductividad, en particular metales líquidos. Se emplea en este caso un tubo de acero inoxidable con los electrodos agregados al exterior del tubo y opuestos diametralmente. La salida de este tipo de medidores es tan alta como para que pueda usarse en lectura directa.

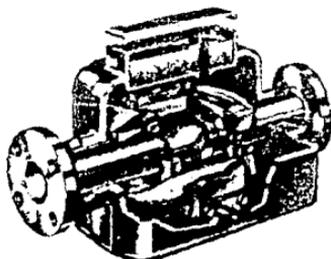


Fig. 9.6. Construcción de un medidor comercial magnético.

3. Anemómetro de hilo caliente.

Se le conoce también como anemómetro de alambre caliente y es un dispositivo, que se usa con frecuencia en trabajos de investigación para estudiar las condiciones de flujo que varían con la rapidez. Se calienta eléctricamente un alambre fino y se coloca en la corriente del flujo; los experimentos demuestran que la tasa de transferencia de calor del alambre puede expresarse como:

$$q = (a + bu^{0.5}) (T_w - T_\infty)$$

Donde:

- T_w : temperatura del alambre
- T_∞ : temperatura libre de la corriente fluido
- u : velocidad del fluido
- a, b : constantes obtenidas mediante una calibración del dispositivo

La tasa de transferencia de calor también debe darse por:

$$q = i^2 R_w i^2 \alpha_0 [1 + \alpha (T_w - T_0)]$$

Donde:

- i : corriente eléctrica.
- R_w : resistencia del alambre a la temperatura de referencia T_0 .
- α : coeficiente de temperatura de la resistencia.

Para propósitos de medición, el alambre caliente se conecta a un circuito puente, como se muestra en la figura 3.7. La medición de la caída de voltaje en el resistor estándar R_0 , determina la corriente y la resistencia del alambre. Para mediciones en estado estacionario puede usarse la condición nula, en tanto que para las mediciones transitorias se utiliza la salida de un oscilógrafo. Con i y R_w determinados, se calcula la velocidad del flujo con las dos ecuaciones anteriores.

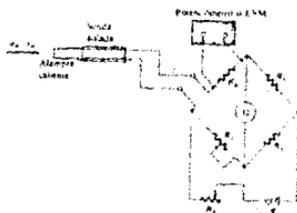


Fig. 3.7. Esquema del circuito con hilo caliente para medición del flujo.

Las sondas de hilo caliente se han usado en forma exitosa para medir flujos transitorios, especialmente en las mediciones de fluctuaciones turbulentas. Pueden obtenerse constantes de tiempo del orden de 1 ms con hilo de platino o tungsteno con 0.001 in de diámetro operando en el aire.

Quando se emplea el hilo caliente para medir patrones de flujo que cambian con la rapidez, debe tomarse en cuenta la respuesta transitoria de las características de resistencia térmica y eléctrica del hilo. En la práctica se emplean dos tipos de compensación eléctrica: (1) un arreglo de corriente constante donde se conecta una gran resistencia en serie con el hilo caliente y entonces se aplica un circuito compensador térmico a la salida del voltaje de corriente alterna, y (2) un arreglo con temperatura constante donde se usó un circuito de rehabilitación para control que varía la corriente de modo que la temperatura del hilo permanezca casi constante.

La respuesta del hilo depende del ángulo de la velocidad de flujo con el eje del hilo, y existen técnicas para tomar esto en cuenta. La razón de longitud y diámetro del hilo (L/d) también posee un efecto significativo en el ramplamiento de la medición. L/d tiene un valor de cerca de 50 para los hilos calientes.

Una modificación del método de hilo caliente consiste en un pequeño cilindro aislador revestido con una película metálica delgada. Este dispositivo se llama **sonda de película caliente**, y la figura 3.9. muestra el esquema de una sonda típica (no a escala). Los elementos de la sonda ilustrados en esta figura son:

- Pierna metálica del soporte del sensor, la cual actúa como terminal eléctrica.
- Revestimiento de cobre.
- Uniones de oro para las conexiones eléctricas y aerodinámicas.
- Tapa de oro electrodepositada, con un espesor de 5 μm .
- Tubo de vidrio, con un diámetro de 25 a 100 μm .

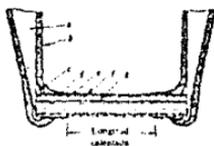


Fig. 3.9. Construcción de una sonda de película caliente.

Las sondas de película caliente son sensibles en extremo a las fluctuaciones de la velocidad del fluido y se han usado para mediciones que involucran frecuencias hasta de 50,000 Hz. Se requiere instrumental electrónico moderno para tales mediciones.

4. Anemómetro Laser LDA de efecto Doppler.

El anemómetro Laser es un dispositivo que permite la visualización de flujos sin alterar el flujo durante el proceso de medición, al mismo tiempo que permite mediciones cuantitativas muy precisas de las velocidades. Por otra parte, tiene una respuesta rápida y es adecuada para medir fluctuaciones turbulentas de alta frecuencia.

La figura 3.9a. muestra un esquema posible de un LDA. El rayo laser se acerca a un pequeño elemento de volumen en el flujo mediante la lente L_1 . Con objeto de que funcione el dispositivo, el flujo debe contener algún tipo de partículas pequeñas para dispersar la luz, aunque la concentración de partículas requeridas es muy pequeña; el agua ordinaria contiene ciertas impurezas para dispersar el haz incidente. Se colocan dos lentes adicionales L_2 y L_3 , para recibir el haz laser que se transmite

por el fluido (lente L₁), y cierta porción del haz se dispersa en ángulo θ (lente L₂). La luz dispersada experimenta un corrimiento Doppler en frecuencia directamente proporcional a la velocidad del flujo. El filtro de densidad neutra reduce la intensidad de la porción sin dispersar el haz y entonces se combina con el haz disperso a través del divisor de haz.

El dispositivo de anemómetro con laser debe construirse de manera que los haces directo y dispersado viajen por la misma trayectoria óptica, de modo que en el tubo fotomultiplicador se observe una interferencia proporcional al corrimiento de frecuencia. Este corrimiento da una indicación de la velocidad del flujo. Con objeto de recuperar los datos de velocidad de la señal del fotomultiplicador, se deben emplear técnicas electrónicas de gran complejidad para el procesamiento de la señal. Puede usarse un analizador de espectro para determinar la velocidad del flujo continuo laminar, lo mismo que la velocidad media a la intensidad de la turbulencia del flujo turbulento.

Las figuras 3.9b y 3.9c, muestran esquemas alternos para efectuar los procesos de dispersión y medición. En (b), el gas laser se divide hacia de la sección de prueba y los dos haces pueden enfocarse en el punto exacto que se va a estudiar en el campo de flujo. La abertura actúa como un blindaje para la luz dispersa no coherente y la luz de fondo. El sistema en la figura 3.9c, es una modificación adicional y permite el ajuste de la longitud de la trayectoria.

El laser de gas de He-Ne, opera a una longitud de onda de 632.8 nm ($\sim 5 \times 10^{14}$ Hz) con un ancho de banda cercano a 10 Hz. Aunque el corrimiento Doppler causado por el movimiento de los centros de dispersión es pequeño comparado con la frecuencia de la fuente de laser, es muy grande comparado con el ancho de banda detectable mediante técnicas heterodinas.

En este procedimiento el fotocatodo acerca el haz disperso con el haz de referencia, para generar una corriente con una frecuencia igual a la diferencia de frecuencia de los dos haces. El procesamiento electrónico requiere un análisis espectral de la corriente del fotomultiplicador para determinar la frecuencia Doppler y, consecuentemente, la velocidad de flujo.

Es claro que el LDA mide la velocidad de las partículas dispersoras. Si éstas son suficientemente pequeñas, la velocidad de deslizamiento entre las partículas y el fluido es pequeña y, por lo tanto, se obtiene una indicación adecuada de la velocidad del fluido. Se han desarrollado anemómetros laser que miden más de una componente de velocidad al mismo tiempo, pero las técnicas ópticas y de procesamiento electrónico de la señal tienden a ser bastante complejas y costosas. Aun así, la técnica ofrece una promesa desusada para investigaciones detalladas de turbulencia y otros fenómenos de flujo que no pueden llevarse a cabo en ninguna otra forma.

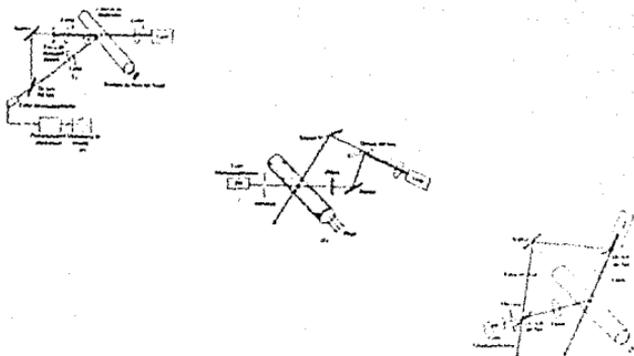


Fig. 3.9. Esquema del sistema de medición de flujo con anemómetro de laser.

B. CAÍDA DE PRESION

En muchos instrumentos empleados para determinar la velocidad de una corriente o el gasto transportado por ella, es necesario medir la presión, debido a la relación que existe entre la presión y la velocidad expresada en la ecuación de la energía, es decir, estos instrumentos se basan en la ecuación de Bernoulli; la figura 3.10, ilustra un método empleado para medir la presión estática: la abertura piezométrica.

Cuando el flujo es paralelo, como se indica en la figura, la variación de la presión normal a las líneas de corriente es hidrostática; por tanto, al medir la presión en la pared se puede determinar la presión en cualquier otro punto de la misma sección transversal. La abertura piezométrica debe de ser pequeña, con su longitud igual o por lo menos el doble del diámetro y debe ser perpendicular a la superficie, sin rebabas en la orilla del orificio pues de otra manera se podrían producir pequeños remolinos y alterar la medición. Es posible que dicha orilla sea ligeramente redondeada. Cualquier pequeño error de alineación del orificio o rugosidad en la superficie puede ocasionar un considerable error en la medición; por esta razón, se aconseja utilizar varias aberturas piezométricas alrededor del conducto y conectarlas todas a un mismo anillo piezométrico. Cuando la superficie del conducto en las cercanías de la abertura es muy rugosa, las lecturas que se hayan con el piezómetro no resultan confiables.

En tales casos, es necesario limar las asperezas alrededor de la abertura.



Fig. 3.10. Abertura piezométrica para medir la presión estática.

Quando la superficie del conducto es muy gruesa, se puede emplear el tubo estático (figura 3.11). Este dispositivo consiste en un tubo cerrado en su extremo y dirigido contra la corriente; sin embargo, posee pequeños agujeros en la parte cilíndrica abajo de la punta. Se supone que el flujo cercano a las pequeñas aberturas no sufre alteración alguna, de cualquier manera, existen alteraciones debidas a la presencia tanto de la punta del tubo como de la rama en forma de ángulo recto perpendicular al flujo.

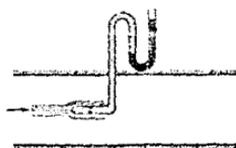


Fig. 3.11. Tubo estático.

Los tubos estáticos son relativamente insensibles al número de Reynolds o al de Mach, si éste es menor que uno. La alineación del tubo con el flujo no es crítica de manera que un error de muy bajo porcentaje resulta para desalineamientos de hasta 15°.

5. Tubo de Pitot.

Es un dispositivo de uso muy difundido, el cual mide la velocidad directamente pero para ello requiere una cantidad relacionada con la velocidad con bastante precisión. La figura 3.12, muestra este instrumento para medir la velocidad V_0 en un canal abierto utilizando un tubo delgado de vidrio o una aguja hipodérmica con un doblez en ángulo recto se coloca de tal manera que ofrezca la abertura del tubo contra la corriente, el fluido se introduce a través de la abertura hasta que la presión desarrollada en el interior del tubo sea lo suficiente para resistir el impacto de la velocidad del fluido. El fluido directamente en frente del tubo se encuentra en reposo (punto 1, de estancamiento) y la línea de corriente que pasa el punto 2 con el 1 se divide después de este último y prosigue alrededor del

tubo. La presión en 1 se conoce una vez que se mide la columna del líquido dentro del tubo, y la ecuación de Bernoulli, aplicada entre 0 y 1, da como resultado:

$$(P_1/\gamma) + (V_1^2/2g) + z_1 = (P_0/\gamma) + (V_0^2/2g) + z_0$$

Consideraciones que se aplican:

- I. Estado estable o flujo estacionario
- II. Flujo incompresible ($\rho = \text{cte}$)
- III. Las pérdidas por fricción despreciables
- IV. Ya que los dos puntos se encuentran al mismo nivel $z_0 = z_1$
- V. En el punto 1 el fluido está en reposo, esto es, $V_1 = 0$.

La expresión anterior se reduce a:

$$(V_0^2/2g) = [(P_1 - P_0)/\gamma]$$

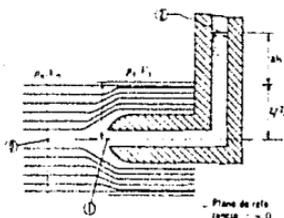


Fig. 3.12. Tubo de Pitot y líneas de corriente alrededor del mismo.

Pero como:

$$P_1 = P_{atm} + \gamma \Delta h + \gamma z_1 \quad \text{y}$$

$$P_0 = P_{atm} + \gamma z_0, \text{ entonces:}$$

$$P_1 - P_0 = \gamma \Delta h$$

Con lo que la velocidad del fluido será:

$$V_0 = (2g\Delta h)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Fórmula de Pitot}$$

En la práctica, es muy difícil leer la altura Δh sobre la superficie libre directamente.

El tubo de Pitot sirve para medir la presión de estancamiento, llamada muchas veces **presión total**. Esta se compone de dos partes: la presión estática z_1 y la presión dinámica Δh , expresado como la longitud de una columna del mismo fluido (figura 3.12). La presión dinámica se relaciona con la carga de velocidad mediante la fórmula de Pitot.

Este instrumento fue diseñado por el ingeniero francés Pitot en 1732. Su principal desventaja es que el tubo debe estar alineado con la corriente, cuya dirección puede no ser conocida: esto

produce errores en las medidas de la presión estática y en la presión de remanso, como lo muestra la figura 9.13, en la cual se indica el diseño de este tubo. Por ejemplo, con un ángulo de 10° , la presión estática es un 2% mayor que su valor real respecto a la presión dinámica y la de remanso un 3% menor, de modo que en la diferencia de la presión estática y la de remanso hay un 5% de error total.

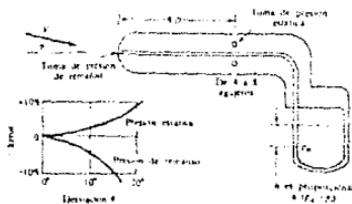


Fig. 9.13. Dimensiones del tubo de Pitot.

El tubo de Pitot es muy útil en líquidos y gases, en gases, si el número de Mach de la corriente es alto, se debe introducir un término de corrección por compresibilidad. Debido a la lentitud de respuesta de los tubos llenos de líquido que transmiten la presión a los sensores, el Pitot no es útil en flujos no estacionarios. Tampoco es adecuado para bajas velocidades en gases debido a las pequeñas diferencias de presión que aparecen.

6. Tubo de Prandtl.

Fue idea de Prandtl combinar en un sólo instrumento un tubo de Pitot y un tubo piezométrico; ya que el tubo de Pitot mide la presión total; el tubo piezométrico mide la presión estática, y el tubo de Prandtl mide la diferencia de las dos, que es la presión dinámica. Este instrumento fue desarrollado en base a la ecuación de Bernoulli.

En la figura 9.14, se muestra un tubo de Prandtl, introducido en una corriente de fluido, de peso específico γ y conectado a un manómetro diferencial, cuyo líquido manométrico tiene un peso específico γ' .



Fig. 9.14. El tubo de Prandtl, combina en un único instrumento un tubo de Pitot 1 y un tubo piezométrico 2 y conectado a un manómetro diferencial mide la presión dinámica.

Aplicando la ecuación de Bernoulli: entre 1 y 2, da como resultado:

$$(P_1/\gamma) + (V_1^2/2g) + z_1 = (P_2/\gamma) + (V_2^2/2g) + z_2$$

Consideraciones que se aplican:

- I. Estado estable o flujo estacionario
- II. Fluido incompresible ($\rho = \text{cte}$)
- III. Las pérdidas por fricción despreciables
- IV. Ya que los dos puntos se encuentran al mismo nivel $z_1 = z_2$
- V. En el punto 1 el fluido está en reposo esto es, $V_1 = 0$.

El tubo de Prandtl al ser introducido en el fluido produce una perturbación que se traduce en la formación, en (1) de un punto de estancamiento (velocidad V_1 igual a cero).

P_0 y V_0 serán la presión y la velocidad del fluido no perturbado en el punto (0), y la velocidad V_0 es la velocidad que nos interesa, con lo que la $V_2 = V_0 = V$ y también $P_2 = P_0$, entonces la ecuación queda:

$$(P_1 - P_2/\gamma) = (V^2/2g)$$

Haciendo un balance de presiones en el manómetro diferencial:

$$P_1 + \gamma' l + \gamma \Delta h = P_2 + \gamma' l + \gamma \Delta h$$

Reduciendo:

$$(P_1 - P_2/\gamma) = (\gamma' \Delta h - \gamma \Delta h/\gamma) = \Delta h [(\gamma'/\gamma) - 1]$$

Entonces para conocer la velocidad:

$$(V^2/2g) = \Delta h [(\gamma'/\gamma) - 1]$$

Finalmente la velocidad del flujo es:

$$V = \left\{ 2g \Delta h [(\gamma' - \gamma)/\gamma] \right\}^{\frac{1}{2}}$$

Velocidad teórica de la corriente, tubo de Prandtl

En la práctica V_2 es algo menor que V , y por lo tanto, según la ecuación de Bernoulli, y teniendo en cuenta las pérdidas P_2 algo menor que P_0 . Además en el punto (1), si el eje del tubo de Prandtl está inclinado con relación a las líneas de corriente puede producirse una velocidad distinta de cero y por tanto una presión P_1 menor que la presión de estancamiento. La velocidad real V_r estará afectada mediante un coeficiente de corrección o coeficiente de velocidad C_v para obtener esta velocidad:

$$V_r = C_v \left\{ 2g \Delta h [(\gamma' - \gamma)/\gamma] \right\}^{\frac{1}{2}}$$

Donde C_v : coeficiente de velocidad del tubo de Prandtl, que oscila de 0.01 a 1.05 y que se determina experimentalmente. Sin embargo, si el tubo de Prandtl se orienta paralelamente a las líneas de corriente, en la mayor parte de los problemas de ingeniería puede tomarse para C_v el valor 1.

El dimensionado de los tubos de Prandtl de está normalizado y puede verse en la figura 9.15.

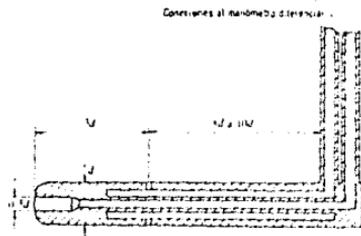


Fig. 9.15. Dimensiones normalizadas del tubo Prandtl.

El tubo de Prandtl es muy usado en los laboratorios con líquidos y gases, siendo el instrumento estándar para medir la velocidad del aire en aerodinámica, la velocidad y el caudal en los ventiladores.

Como se acaba de describir existen métodos directos, indirectos, electrónicos, electromagnéticos, para determinar la velocidad de un fluido. Así, como por ejemplo, la velocidad se puede encontrar si se mide el tiempo que transcurre cuando una partícula identificable del fluido recorre una distancia conocida, este procedimiento se puede efectuar siempre que sea conveniente o necesario, así todos y cada uno de los métodos tienen sus aplicaciones y características.

Existen también expresiones analíticas que tratan de modelar y predecir el perfil de velocidades tanto en régimen laminar como turbulento, generalmente no se trabaja en el régimen de transición; en tales modelos se hacen con varias consideraciones. A continuación se analizan dos casos en donde se aplica el método analítico como una de las opciones para determinar la velocidad de un flujo, el primero es la velocidad del flujo entre placas paralelas planas y el segundo, la velocidad del flujo en un tubo circular.

13. SOLUCION ANALITICA DE FLUJOS

a) Flujo entre placas planas paralelas

El perfil de velocidades para el flujo laminar completamente desarrollado entre dos placas paralelas de extensión infinita será:

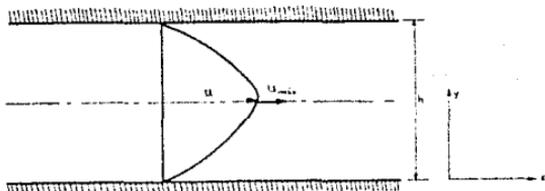


Fig. 9.16. Flujo completamente desarrollado entre placas paralelas.

Se deben considerar las siguientes suposiciones:

- I. El flujo es completamente desarrollado
- II. Sólo existe velocidad sobre el eje x , es decir, $v = w = 0$
- III. Estado permanente
- IV. El gradiente de presiones sólo en dirección axial, entonces:
 $(\partial P / \partial y) = (\partial P / \partial z) = 0$
- V. La separación entre las placas (h) es pequeña comparado con el ancho de las placas.

Aplicando la ecuación de continuidad en coordenadas cartesianas:

$$(\partial u / \partial x) + (\partial v / \partial y) + (\partial w / \partial z) = 0$$

De acuerdo con la segunda condición, la ecuación se reduce a:

$$(\partial u / \partial x) = 0$$

Ahora aplicando la ecuación de Navier-Stokes a largo de x , se tiene:

$$\rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) + v \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) + w \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] + \rho g_x$$

Con todas las condiciones anteriores, resulta:

$$\mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) = \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)$$

Se puede transformar esta ecuación diferencial en derivadas parciales a una en derivadas totales:

$$\mu \left(\frac{d^2 u}{dy^2} \right) = \left(\frac{dp}{dx} \right)$$

Resolviendo la ecuación diferencial, integrando dos veces:

$$u = \left(\frac{1}{\mu} \right) \left(\frac{dp}{dx} \right) \left(\frac{y^2}{2} \right) + C_1 y + C_2$$

Para valorar las constantes C_1 , C_2 , se tiene las condiciones de frontera, siguientes:

$$\begin{aligned} u &= 0 \quad \text{en } y=0 \\ u &= 0 \quad \text{en } y=h \end{aligned}$$

Aplicando estas condiciones de frontera, se tiene:

$$C_2 = 0$$

$$C_1 = - (1/2\mu)(dp/dx) h$$

Entonces la velocidad será:

$$u = (1/2\mu)(dp/dx)(y)(y - h)$$

El perfil de velocidad sólo es función de y , entonces:

$$u(y) = (1/2\mu)(dp/dx)(y)(y - h)$$

(Perfil de velocidad en un flujo entre placas planas paralelas)

Para calcular la velocidad máxima se obtiene la primera derivada y se iguala a cero, esto es:

$$du/dy = (1/2\mu)(dp/dx)(2y - h) = 0$$

Como se quiere conocer el valor de y :

$$2y - h = 0; \quad y = (h/2)$$

Entonces la velocidad máxima es:

$$u_{\text{máx}} = - (1/8\mu) (dp/dx) h^2$$

b) Flujo en un tubo circular

El perfil de velocidades para el flujo laminar completamente desarrollado en un tubo circular será:

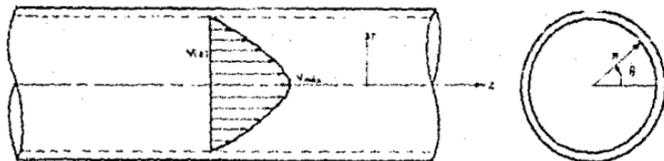


Fig. 9.17. Flujo completamente desarrollado en un tubo circular.

Se deben considerar las siguientes restricciones:

- I. El flujo es completamente desarrollado
- II. Sólo existe velocidad en dirección de z en función del radio
 $v_z = v_z(r)$ y por lo tanto $v_r = v_\theta = 0$
- III. Estado permanente
- IV. El gradiente de presiones sólo en dirección axial, entonces:
 $(\partial P / \partial \theta) = (\partial P / \partial r) = 0$

Aplicando la ecuación de continuidad en coordenadas cilíndricas:

$$(1/r)(\partial / \partial r)(r v_r) + (1/r)(\partial / \partial \theta)(v_\theta) + (\partial v_z / \partial z) = 0$$

Simplificando:

$$(\partial v_z / \partial z) = 0$$

Aplicando la ecuación de Navier-Stokes en dirección de z , se tiene:

$$(\partial v_z / \partial t) + (v_r)(\partial v_z / \partial r) + (v_\theta)(\partial v_z / \partial \theta) + (v_z)(\partial v_z / \partial z) =$$

$$F_z - (1/\rho)(\partial P / \partial z) + \nu \left[(\partial^2 v_z / \partial r^2) + (1/r)(\partial v_z / \partial r) + (1/r^2)(\partial^2 v_z / \partial \theta^2) + \right.$$

$$\left. (\partial^2 v_z / \partial z^2) \right]$$

Con todas las condiciones anteriores, además de que $\mu = \rho \nu$, y cambiando las derivadas parciales a totales, se tiene:

$$(d/dr) \left[(r) (dv_z/dr) \right] = (r/\mu) (dP/dz)$$

Resolviendo la ecuación diferencial e integrando con respecto a r :

$$v_z = (r^2/4\mu) (dP/dz) + C_1 \ln r + C_2$$

Aplicando las condiciones de frontera, en $r=R$, $v_z=0$ y en

$$r=0; \quad v_z = \text{valor finito}$$

$$C_1 = 0; \quad C_2 = - (R^2/4\mu) (dP/dz)$$

Entonces la velocidad será:

$$v_z = (1/4\mu) (dP/dz) (r^2 - R^2)$$

(Perfil de velocidad en un flujo en un tubo circular, flujo de Hagen-Poiseuille)

Esta ecuación indica que el perfil de velocidades de flujo laminar es un paraboloide que cae a cero en la pared y alcanza su máximo en el eje z , como lo muestra la figura 9.17.

Se tiene que la velocidad máxima se obtiene en $r=0$ (centro de la tubería), entonces:

$$v_{\text{máx}} = (CR^2/4\mu)(-dP/dz)$$

Para este caso es importante conocer el flujo volumétrico, y se puede calcular como:

$$Q = \int v dA$$

Entonces, la solución es:

$$Q = \frac{1}{2} v_{\text{máx}} \pi R^2 = (\pi R^4/8\mu)(-dP/dz)$$

Se observa que la velocidad media en régimen laminar es la mitad de la velocidad máxima, ya que, la velocidad media es:

$$v_m = (Q/A) = (CR^2/8\mu)(-dP/dz) = \frac{1}{2} v_{\text{máx}}$$

Exceptuando el flujo de una sustancia muy viscosa a través de un conducto de diámetro pequeño, los flujos internos son en general turbulentos, en éstos no existe una relación universal entre el campo de esfuerzos y el campo de velocidades. El perfil de velocidades en régimen turbulento se puede representar mediante ecuaciones obtenidas como resultado del análisis dimensional o por experimentos.

2. DESARROLLO DE LA PRACTICA

PRUEBA 1. TUBO DE PRANDTL

Se sabe que el tubo de Prandtl, mide la diferencia entre la presión total y la presión estática, es decir, mide la presión dinámica. Para la prueba se usa el flujo de aire en un ducto, esto se muestra en la figura 3.18.

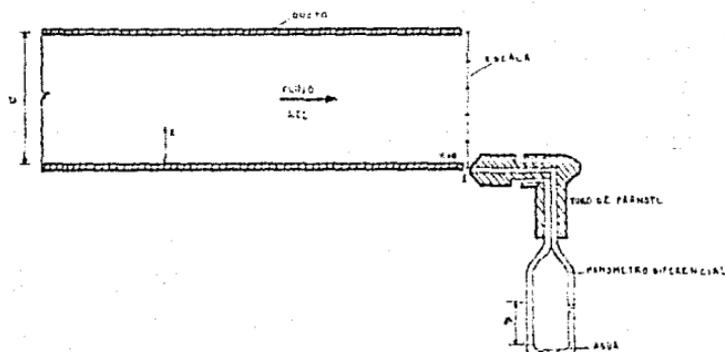


Fig. 3.18. Tubo de Prandtl usado para medir la velocidad del aire.

El sistema de prueba consta de un ducto por donde circula el flujo de aire, el cual será medido por medio del tubo de Prandtl, que básicamente consiste en la combinación de un tubo de Pitot y un tubo piezométrico. Para determinar la presión dinámica se conecta a un manómetro diferencial en donde se toma la lectura de esta diferencia de presiones, cuenta con una escala graduada que permite colocar el tubo de Prandtl para diferentes posiciones a lo largo del diámetro del ducto.

PROCEDIMIENTO

1. Se coloca el tubo de Prandtl (la punta) de manera que este en forma paralela al flujo y en la posición 1, nivel de referencia en x igual a cero.
2. Se toma la lectura de Δh en el manómetro diferencial que está conectado al tubo de Prandtl y se registra en la **TABLA 3.1.**
3. Se coloca el tubo de Prandtl en el valor de $x=1$ (cm), es decir, incrementando en un centímetro la brasa de la lectura, conservando la posición del tubo de Prandtl paralela al flujo.
4. Se toma la lectura del manómetro diferencial y se registra en la **TABLA 3.1.**
5. El proceso anterior se repite hasta alcanzar la altura máxima, es decir, la medida del diámetro del ducto.

MEMORIA DE CALCULO

La velocidad del flujo se puede obtener en base a la ecuación:

$$v = (2g\Delta h(\rho_{H_2O}/\rho_{aire}))^{1/2} \dots (1)$$

Donde:

- v : velocidad del flujo (m/s)
- g : aceleración de la gravedad (m/s^2)
- Δh : diferencia de presión (m)
- ρ_{H_2O} : densidad del fluido manométrico
- ρ_{aire} : densidad del fluido de prueba.

La densidad del aire se debe calcular como:

$$\rho_{aire} = \frac{P_{atm}}{RT_{amb}} \dots (2)$$

Donde:

- P_{atm} : presión atmosférica del lugar de prueba
- R : constante particular del aire
- T_{amb} : temperatura.

Los resultados y cálculos se colocan en la TABLA 9.1.

LECTURA	x cm	Δh cm	V m/s
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
.			
.			
.			

TABLA 9.1

En base a la TABLA 9.1 se construye una gráfica, que muestra la variación de la velocidad en base a las diferentes posiciones en que fueron tomados los valores de Δh , es decir, una gráfica de $v=f(x)$ (Perfil de velocidad en el ducto circular).

PRUEBA 2. TUBO DE PITOT

El tubo de Pitot sirve para medir la presión de estancamiento, llamada también presión total, la cual se compone de dos partes, la presión estática y la presión dinámica. Para la prueba se usa el flujo de agua en un canal abierto, este sistema se muestra en la figura 9.19.

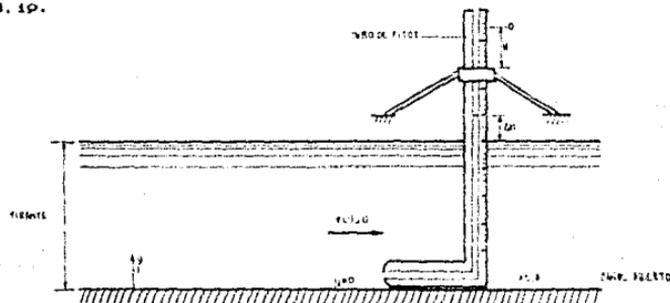


Fig. 9.19. Tubo de Pitot para medir la velocidad del flujo.

En esta prueba el sistema consta de un flujo de agua en un canal abierto, el cual será medido por medio del tubo de Pitot, el cual, consiste en un tubo delgado de vidrio con un doblez en ángulo recto, se coloca de tal manera que ofrezca la abertura del tubo contra la corriente. El tubo de Pitot se fija en una base para mantenerlo estático, además consta de una escala para medir la Δh que permitirá calcular la velocidad a lo largo del tirante del canal.

PROCEDIMIENTO

1. Se fija una altura total del flujo (tirante).
2. Se coloca el tubo de Pitot en una base para mantenerlo fijo.
3. Se empieza la lectura de Δh a partir del nivel cero de referencia (figura 9.19), esto es, en y igual a cero, tomándose la lectura de Δh en la escala del tubo, hasta el momento en que el fluido que se introduce en la abertura logra que la presión desarrollada en el interior del tubo sea lo suficiente para resistir el impacto de la velocidad del escurrimiento. Para la lectura de Δh corresponde una altura de referencia H .
4. Se coloca ahora el tubo de Pitot un centímetro arriba y se fija.
5. Nuevamente se toma la lectura de Δh y se coloca en la TABLA 9.2.
6. El procedimiento se repite hasta llegar a la altura del tirante.

MEMORIA DE CALCULO

La velocidad de flujo en el tubo de Pitot, se puede encontrar en base a la siguiente ecuación:

$$v = (2g\Delta h)^{\frac{1}{2}} \dots (9)$$

Donde:

- v : velocidad del flujo (m/s)
- g : aceleración de la gravedad (m/s^2)
- Δh : diferencia de altura (m).

Los resultados y cálculos se presentan en la TABLA 9.2.

Con los datos de la TABLA 9.2, se construye una gráfica de la velocidad en función de la altura y , es decir, $v=f(y)$, para conocer la variación de la velocidad en base a las diferentes posiciones (alturas) (Perfil de velocidad en un canal abierto).

№ЗЕРНКА	β ср	Δh мм	ν м/с
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
*			
*			
*			

ТАБЛА 9.2

PRACTICA 4

MEDIDORES DE GASTO

OBJETIVOS

1. Introducir en el conocimiento de algunos dispositivos para la medición de gasto.
2. Obtención del gasto de un flujo mediante tres aparatos disponibles en el laboratorio: placa de orificio, venturi y vertedero triangular.

PRACTICA 4

MEDIDORES DE GASTOS

1. INTRODUCCION

La medición de gasto es importante en aplicaciones que varían desde mediciones de la velocidad de flujo sanguíneo en una arteria humana, hasta la medición del gasto del oxígeno líquido de un cohete. Muchos proyectos de investigación de procesos industriales dependen de una medición del gasto a fin de proporcionar datos importantes al análisis. En algunos casos se requiere extrema precisión en la medición del flujo, en tanto que en otros no es necesaria una gran precisión y sólo se requiere una medición burda.

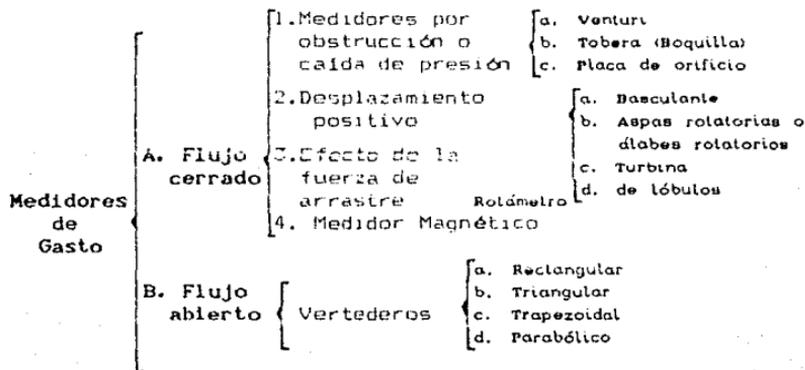
Con frecuencia, los dispositivos de medición de gasto requieren mediciones exactas de presión y temperatura con objeto de calcular la salida del instrumento.

1.1. MEDIDORES DE GASTO

Un medidor de gasto es un dispositivo que permite obtener, generalmente por medio de una sola medición, el peso o el volumen que por unidad de tiempo pasa a través de determinada sección transversal.

La selección de un instrumento de medición de gasto depende de muchos factores, por ejemplo, fluido de trabajo, condiciones de operación (presión, temperatura), aproximación requerida, el costo, la complejidad del diseño, la facilidad de la lectura o la interpretación de los resultados y la duración.

A continuación se presenta una clasificación de los medidores de gasto:



En continuación se describe algunos de los dispositivos medidores de gasto, tanto su principio de funcionamiento como la expresión que permite calcular el gasto.

A. MEDIDORES DE GASTO PARA FLUJO CERRADO

Se trata de la medición del gasto por tuberías y en general, flujo a través de conductos cerrados.

1. Medidores por obstrucción o caída de presión:

Estos son llamados también por obstrucción del flujo. Funcionan a base de permitir la aceleración de una corriente de fluido a través de una cierta tipo de boquilla, como se muestra esquemáticamente en la figura 4.1.

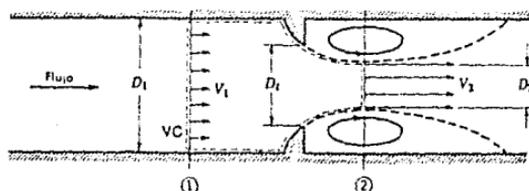


Fig. 4.1. Flujo interno a través de una boquilla generalizada bajo el principio de obstrucción.

La separación del flujo en la arista afilada de la garganta de la boquilla de longitud que se forma una zona de recirculación como se muestra mediante las líneas punteadas, inmediatamente aguas abajo de la boquilla. La corriente principal del flujo se acelera aun más después de que pasa a través de la garganta formando una sección contraída o vena contracta en la sección 2 y después se expande disminuyendo su velocidad para llenar todo el conducto. En la sección contraída el área del flujo adquiere su valor mínimo.

Aplicando las ecuaciones de continuidad (conservación de la masa) y de Bernoulli se puede relacionar el gasto ideal con la caída de presión, una vez establecida esta relación, se pueden considerar factores empíricos de corrección para obtener la expresión general de este tipo de medidores y tener el gasto másico real con la siguiente ecuación:

$$m_{\text{real}} = K A_1 \cdot [2\rho (P_1 - P_2)]^{\frac{1}{2}}$$

Donde:

K=coeficiente de flujo

$$K = (C_c C_v) / [1 - C_c^2 (A_1 / A_2)^2]^{\frac{1}{2}}$$

Cc= coeficiente de contracción

$$C_c = A_{\text{sección contraída}} / A_{\text{garganta}}$$

en la ecuación de la energía, entonces se trata de velocidades reales.



- 1) $D = 100$ mm
- 2) $d = 50$ mm
- 3) $L_1 = 100$ mm
- 4) $L_2 = 100$ mm
- 5) $L_3 = 100$ mm
- 6) $L_4 = 100$ mm
- 7) $L_5 = 100$ mm
- 8) $L_6 = 100$ mm
- 9) $L_7 = 100$ mm
- 10) $L_8 = 100$ mm
- 11) $L_9 = 100$ mm
- 12) $L_{10} = 100$ mm
- 13) $L_{11} = 100$ mm
- 14) $L_{12} = 100$ mm
- 15) $L_{13} = 100$ mm
- 16) $L_{14} = 100$ mm
- 17) $L_{15} = 100$ mm
- 18) $L_{16} = 100$ mm
- 19) $L_{17} = 100$ mm
- 20) $L_{18} = 100$ mm
- 21) $L_{19} = 100$ mm
- 22) $L_{20} = 100$ mm

Fig. 4.3. Proporciones recomendadas de tubos de Venturi.

El tubo de Venturi, consta de tres partes: una convergente, otra de sección mínima o garganta y finalmente una tercera parte divergente como lo muestra la figura 4.4.

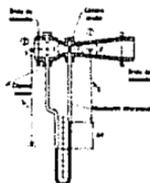


Fig. 4.4. Venturi conectado a manómetro diferencial.

Para calcular el gasto se mide la diferencia de presiones entre la sección 1, aguas arriba de la sección convergente y la sección 2, garganta del venturi, utilizando un sólo manómetro diferencial como se muestra en la figura 4.4.

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre los puntos 1 y 2, despreciando las pérdidas, se tiene:

$$P_1/\gamma + z_1 + v_1^2/2g = P_2/\gamma + z_2 + v_2^2/2g$$

La ecuación de continuidad aplicada en los puntos 1 y 2,

$$v_1 A_1 = v_2 A_2$$

de donde:

$$v_1 = (A_2/A_1)(v_2)$$

Sustituyendo en la ecuación Bernoulli y despejando v_2 :

$$v_2 = \left[\frac{1}{1 - (A_2/A_1)^2} \right]^{1/2} \cdot \left[2g \left[(P_1 - P_2)/\gamma + (z_1 - z_2) \right] \right]^{1/2}$$

Como $z_1 = z_2$, entonces:

$$v_2 = \left[\frac{1}{1 - (A_2/A_1)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot [2g (P_1 - P_2/\gamma)]^{\frac{1}{2}}$$

Por otra parte considerando el tubo piezométrico, se tiene:

$$P_1 + \gamma h_1 = P_2 + \gamma h_2 + \gamma_{\text{man}} \Delta h$$

De donde:

$$(P_1 - P_2)/\gamma = [(\gamma_{\text{man}}/\gamma) - 1] \Delta h$$

γ_{man} : peso específico del fluido manométrico.

γ : peso específico del fluido en estudio.

Entonces la velocidad será:

$$v_2 = \left[\frac{1}{1 - (A_2/A_1)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot [2g [(\gamma_{\text{man}}/\gamma) - 1] \Delta h]^{\frac{1}{2}}$$

Esta velocidad del fluido es sin considerar pérdidas, la velocidad real será menor que ésta, ya que si se considera el rozamiento, puede valorarse un coeficiente de velocidad C_v , que oscila de 0.95 o poco menos que la unidad, pudiendo tomar como valor indicativo 0.985 para los Venturis nuevos y 0.98, para los que ya han estado en servicio, entonces la velocidad real es:

$$v_{2\text{real}} = [C_v / [1 - (A_2/A_1)^2]^{\frac{1}{2}}] \cdot [2g \Delta h [(\gamma_{\text{man}}/\gamma) - 1]]^{\frac{1}{2}}$$

El gasto real que pasa por la garganta será:

$$Q_{\text{real}} = v_{2\text{real}} A_2, \text{ entonces:}$$

$$Q_{\text{real}} = [A_2 C_v / [1 - (A_2/A_1)^2]^{\frac{1}{2}}] \cdot [2g \Delta h [(\gamma_{\text{man}}/\gamma) - 1]]^{\frac{1}{2}}$$

Definiendo un coeficiente de caudal C_q :

$$C_q = C_v / [1 - (A_2/A_1)^2]^{\frac{1}{2}}$$

Finalmente el gasto real es:

$$Q_{\text{real}} = C_q A_2 [2g \Delta h [(\gamma_{\text{man}}/\gamma) - 1]]^{\frac{1}{2}} \text{ (Gasto en tubo Venturi)}$$

Tanto C_v como C_q , son constantes que se obtienen de tablas y son funciones del número de Reynolds y de la relación de áreas.

Para aminorar las pérdidas el ángulo α de la parte convergente suele hacerse del orden de 20° y el ángulo β de la parte divergente suele estar comprendido entre 5° y 7° .

b. Tobera o Boquilla.

Las toberas en general son conductos convergentes en la dirección del flujo (con fluido compresible son divergentes si la velocidad del fluido excede la del sonido), que producen un aumento de velocidad y una disminución de la presión.

Las toberas se utilizan para múltiples fines, entre los cuales entre los cuales está medir caudales o gastos en conductos.

La figura 4.5. es un esquema de una tobera, en donde, se han dibujado las líneas de corriente. No es más que un Venturi al que le falta la parte divergente. Es por tanto más económica que un Venturi: pero tiene más pérdidas y es más cara en su funcionamiento. Las tomas de presión se deberían hacer en las secciones 1 (aproximadamente un diámetro aguas arriba de la tobera) y 2 justo en la sección de salida de la tobera.

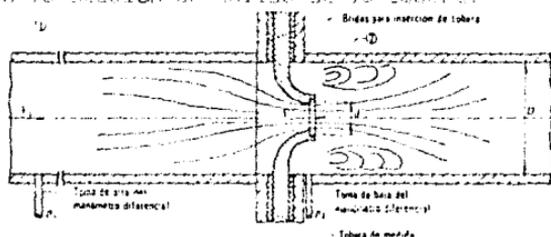


Fig. 4.5. La tobera o boquilla de medida de caudales.

Experimentalmente, se ha comprobado que la presión en 2 es muy próxima a la que se tiene, donde se ha hecho la toma 2 en la figura, es decir, en la pared de la tobera, no en la tobera misma donde sería más difícil de medir. La diferencia de presiones que pudiera existir quedaría absorbida por el coeficiente de caudal, C_q . Por eso se hace la toma como lo muestra la figura 4.5.

Se aplican las mismas ecuaciones que para el Venturi, descritas anteriormente.

La figura 4.6. muestra las dimensiones recomendadas por la ASME para boquillas o toberas de flujo.

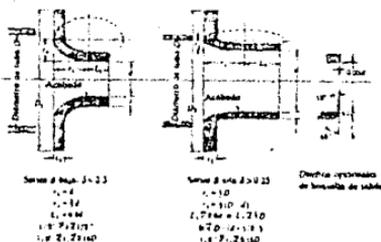


Fig. 4.6. Proporciones recomendadas de la boquilla ASME de radio largo para flujo.

c. Placa de orificio.

También se le conoce como **diafragma**, consiste en una placa delgada de metal, bronce, acero inoxidable, etc: que lleva un orificio circular de diámetro d concéntrico con el eje de la tubería de diámetro D , donde se instala entre dos bridas provistas de las juntas de estanqueidad convenientes. Como su geometría es muy simple, su costo es bajo y se puede fácilmente instalar o reemplazar, por estas razones se le usa para medir gastos tanto de líquidos como gases. Resulta aun más económico que la tobera; pero tiene aun más pérdidas. En las secciones 0 y 2 se hacen las tomas piezométricas que se conectan a un manómetro diferencial como en la figura 4.7.



Fig. 4.7. La placa de orificio.

La arista que forma el orificio generalmente es muy afilada de tal modo que no se forman depósitos en ella. Sin embargo, en tuberías horizontales se pueden acumular materiales en suspensión del lado aguas arriba del orificio. Las desventajas principales de la placa de orificio son su capacidad limitada y la alta pérdida de carga (altura piezométrica) que se ocasiona debido a la expansión no controlada que se presenta en la parte aguas abajo del elemento medidor.

Se pueden colocar pequeños orificios para medir la presión, en la vena contracta, o bien, en una sección a una distancia aguas abajo de la placa equivalente a la mitad del diámetro del conducto; también se acostumbra colocar estos orificios en las bridas de los tubos. Debido a que la localización de los orificios para medir la presión influyen en el valor del coeficiente determinado empíricamente, está su deba seleccionar de los valores de los manuales, de modo que sean consistentes con la localización de los orificios de presión.

Las instalaciones recomendadas para los orificios concéntricos en placa delgada aparecen en la figura 4.8. Donde se usan tres instalaciones estándar para la localización de las tomas de presión:



Fig. 4.8. Lugar recomendado de las tomas de presión para usarse en orificios concéntricos de placa delgada con bordes a escuadra.

1. Ambas tomas de presión se instalan en las bridas, como se muestra.

2. La toma de presión en la entrada se localiza a una distancia de un diámetro de tubo, corriente arriba y la toma de la salida de la presión a una distancia de medio diámetro corriente abajo del orificio medida desde la cara corriente arriba del orificio.

3. La toma de presión en la entrada se localiza a una distancia de un diámetro de tubo corriente arriba, y la toma de salida está en la vena contracta del orificio.

La forma de obtener el gasto para una placa de orificio, se puede hacer mediante la teoría aplicable al tubo de Venturi y según la figura 4.7, el gasto real estará dado por:

$$Q_{\text{real}} = [C_c \cdot C_v \cdot A_2 / [1 - (A_2/A_1)^2]^{1/2}] \cdot [2g \Delta h ((\gamma_{\text{man}} / \gamma) - 1)]^{1/2}$$

Donde: C_c : coeficiente de contracción
 C_v : coeficiente de velocidad (Tablas)

Se puede definir el coeficiente de caudal o carga:

$$C_q = (C_c \cdot C_v) / [1 - (A_2/A_1)^2]^{1/2}$$

Entonces:

$$Q_{\text{real}} = (C_q A_2) [2g \Delta h ((\gamma_{\text{man}} / \gamma) - 1)]^{1/2}$$

(Gasto en placa de orificio)

Como se menciona, la elección de un medidor de gasto depende de varios factores, entre ellos, las pérdidas y el costo. En la tabla 4.1, se comparan estos factores para la placa de orificio, la boquilla y el medidor Venturi.

Tipo de medidor	Diagrama esquemático	Pérdida de carga	Costo relativo
Orificio		Alta	Bajo
Boquilla		Intermedia	Intermedio
Venturi		Baja	Alto

Tabla 4.1. Características de los medidores de orificio, de boquilla y Venturi.

2. Medidores de desplazamiento positivo:

El medidor de desplazamiento positivo, un medidor volumétrico dispone tanto de pistones o compartimentos que se desplazan por la acción del flujo, como de un mecanismo de conteo que registra el número de desplazamientos de los compartimentos en unidades convenientes, por ejemplo, en galones o en pies cúbicos.

Por lo general, los medidores de flujo de desplazamiento positivo se usan para aquellas aplicaciones donde se desea alta exactitud en condiciones de flujo constante.

a. Medidor Basculante.

Es un dispositivo de medición de agua (doméstico), cuyo esquema se muestra en la figura 4.9. Este medidor opera con el principio del disco oscilante. El agua entra por el lado izquierdo del medidor y choca con el disco, el cual está asentado excéntricamente. Con objeto de que el fluido se mueva por el medidor, el disco puede "cabecear" u oscilar sobre su eje vertical, ya que la parte superior y el fondo del disco permanecen en contacto con la cámara de montaje. Una pared separa las cámaras de entrada y salida del disco. Conforme el disco oscila da una indicación directa del volumen del líquido que pasa por el medidor, la indicación del flujo volumétrico la da un arreglo del tren de engranes y registrador conectado con el disco que oscila. El medidor con disco oscilante puede dar mediciones confiables de flujo hasta de 1% cuando se encuentran en buenas condiciones; sin embargo, cuando se encuentran gastados por el uso excesivo, pueden dar lugar a errores muy grandes, sobre todo si el gasto es pequeño, por ejemplo, en el caso de fugas en válvulas.

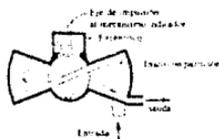


Fig. 4.9. Esquema de un medidor con disco oscilante.

b. Medidor de aspas rotatorias o álabes rotatorios.

El medidor de aspas rotatorias se muestra en la figura 4.10. Las aspas están cargadas con resorte, de modo que mantienen contacto continuo con el cuerpo del medidor. Se encierra una cantidad fija de fluido en cada sección conforme el tambor excéntrico gira; este fluido finalmente encuentra su camino a la salida, un registrador conectado al eje del tambor excéntrico registra el volumen del fluido desplazado. Las incertidumbres de los medidores de aspas rotatorias están dentro del orden de 0.5% y los medidores son relativamente insensibles a la viscosidad, ya que las aspas siempre mantienen buen contacto con el interior del cuerpo del medidor. Entonces, el volumen del fluido desplazado se obtiene mediante un registro apropiado conectado a la flecha del tambor excéntrico.



Fig. 4.10. Medidor de flujo con aspas rotatorias.

El flujo de aceites o de gas a alta presión en una tubería se suele medir mediante este medidor.

c. Medidor tipo turbina.

Se trata de una pequeña turbina o impulsor provisto de paletas que puede girar libremente y que va montado en una sección cilíndrica de un conducto (figura 4.11). La rapidez de rotación del impulsor es prácticamente proporcional al gasto volumétrico en un rango muy amplio de este último. Esta característica lineal constituye una de las principales ventajas del medidor de turbina.

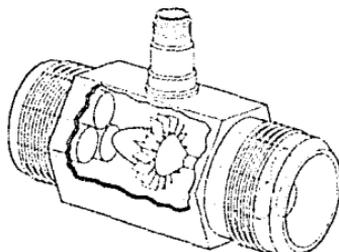


Fig. 4.11. Medidor tipo turbina.

La velocidad de rotación del rodete se puede detectar mediante un elemento magnético colocado en el exterior del medidor. De este modo, no se requiere que el sensor penetre en el conducto evitándose en consecuencia, la necesidad de sellos especiales. Los medidores de turbina se pueden emplear así de manera segura para medir gasto volumétricos de fluidos corrosivos o tóxicos. La señal eléctrica se registra e integra para obtener la medida del gasto total.

d. Medidor con impulsor de lóbulos.

El medidor con impulsor de lóbulos mostrado en la figura 4.12, puede usarse para mediciones de flujo de gases o líquidos. El impulsor y el cuerpo se acoplan con cuidado de modo que se mantiene un ajuste exacto. En esta forma, el fluido que entra siempre está encerrado entre los dos rotores y se transporta a la salida como resultado de su rotación. El número de revoluciones de los rotores es una indicación del flujo volumétrico.

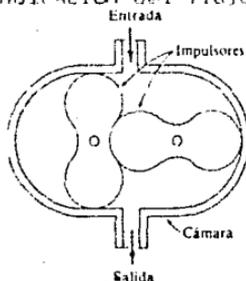


Fig. 4.12. Medidor con lóbulos impulsores.

3. Medidores por efecto de la fuerza de arrastre:

a. Rotámetro.

Uno de los dispositivos usados para la medición de flujo es el rotámetro, cuyo esquema se muestra en la figura 4.13. Es un medidor de sección transversal variable, que consiste en un conducto transparente y un flotador (en realidad es más pesado que el líquido). El tubo se gradúa para leer el gasto directamente. Varias ranuras practicadas en el flotador ocasionan que éste gire, manteniendo así una posición central en el tubo.

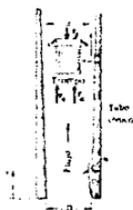


Fig. 4.13. Esquema de un rotámetro.

El flujo entra por la parte inferior del tubo cónico vertical y ocasiona que el trompo o "flotador" se mueva hacia arriba. El trompo sube a un punto tal en el tubo que las fuerzas de arrastre quedan balanceadas con las del peso y flotación. Esto es, en el tubo cónico, se desplaza verticalmente el flotador, debido a la fuerza de arrastre, provocada por el movimiento del fluido. La posición del flotador una vez que la fuerza de arrastre iguala a las fuerzas de flotación y al peso del mismo, en estas condiciones la posición del flotador dentro del tubo será una indicación del gasto.

Para determinar el gasto, se efectúa un análisis de equilibrio de las fuerzas que interactúan en el sistema (figura 4.13), se tiene:

$$F_d + F_e = F_g$$

Se sabe que:

$$F_e = \rho_f v_d g$$

$$F_g = \rho_a v_d g$$

$$F_d = (C_d \lambda_d \rho_f v_m^2) / (2)$$

Donde:

F_d : fuerza de arrastre

F_e : fuerza de empuje

F_g : fuerza debida al peso del flotador
 ρ_f : densidad del fluido
 ρ_d : densidad del flotador
 V_d : volumen del flotador
 a : conicidad del tubo
 D : diámetro del tubo a la entrada
 d : diámetro máximo del flotador
 C_d : coeficiente de arrastre
 A_d : área frontal del flotador
 u_m : velocidad media del fluido en el espacio anular entre el flotador y el tubo.

Con lo que el equilibrio de fuerzas es:

$$(C_d A_d \rho_f u_m^2) / (C_2) + \rho_f V_d g = \rho_d V_d g$$

Despejando u_m , se tiene:

$$u_m = [(2gV_d) / (C_d A_d)]^{1/2} [(\rho_d / \rho_f) - 1]^{1/2}$$

Definiendo una constante:

$$\kappa_1 = [(2gV_d) / (C_d A_d)]^{1/2}$$

La velocidad se puede escribir como:

$$u_m = \kappa_1 [(\rho_d / \rho_f) - 1]^{1/2}$$

El gasto está dado por el producto de la velocidad y la área:

$$Q = A \cdot u_m$$

Donde el área anular está dada por:

$$A = (\pi/4) \cdot [(D + 2ay)^2 - d^2]$$

Desarrollando esta expresión:

$$A = (\pi/4) \cdot (D^2 + 4ayD) + 4a^2 y^2 - d^2$$

Considerando que como a es muy pequeña, el producto $a^2 y^2$ tiende a cero, y si el diámetro del tubo a la entrada y el diámetro del flotador son muy parecidos, $(D^2 - d^2)$, tiende a cero, entonces:

$$A = (\pi/4) (4ayD) = \pi(ayD)$$

Definiendo una constante:

$$\kappa_2 = \pi a D$$

El gasto será:

$$Q = \kappa_1 \kappa_2 y [(\rho_d / \rho_f) - 1]^{1/2} \quad (\text{Gasto en rotámetro})$$

El gasto másico es:

$$\dot{m} = Q \rho_f$$

Con frecuencia conviene tener un rotámetro que dé una indicación independiente de la densidad del fluido. esto es, derivando el gasto másico con respecto a la densidad del fluido e igualando a cero:

$$(\partial \dot{m} / \partial \rho_f) = 0$$

Realizando la derivación se obtiene:

$$\rho_d = 2\rho_f$$

Sustituyendo en el gasto másico:

$$\dot{m} = (k_1 k_2 \rho_d / 2) y$$

Considerando una nueva constante: propia del aparato y que depende solamente de parámetros geométricos y de las propiedades del flotador, la cual es:

$$C = \frac{1}{2} (k_1 k_2 \rho_d)$$

El gasto másico es:

$$\dot{m} = Cy \quad (\text{Gasto másico en el rotámetro})$$

El error en esta última ecuación es menor del 0.2% para una desviación de densidad en el fluido del 5% de acuerdo a la relación:

$$\rho_d = 2\rho_f$$

4. Medidor magnético:

Considerando el flujo de un fluido conductor que circula en un campo magnético, como muestra la figura 4.14. Ya que el fluido representa un conductor que se mueve en el campo, hay un voltaje inducido de acuerdo con:

$$E = BLu \times 10^{-8} \text{ V}$$

Donde:

B: densidad del flujo magnético, gauss

u: velocidad del conductor, cm/s

L: longitud del conductor, cm

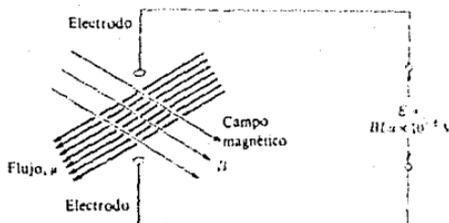


Fig. 4.14. Flujo de un fluido conductor en un campo magnético.

La longitud del conductor es proporcional al diámetro del tubo y la velocidad es proporcional a la velocidad media del flujo. Los dos electrodos detectan el voltaje inducido, lo cual puede tomarse como una indicación directa de la velocidad del flujo.

El voltaje inducido es función del gasto que fluye a través del tubo, pudiéndose emplear un campo de corriente alterna y otro de corriente directa, con su correspondiente señal generada en los electrodos. Una desventaja del método, es que la señal generada es relativamente pequeña, por lo cual es necesario emplear amplificación de alta ganancia. El gasto a través de los conductos sanguíneos se ha medido con un dispositivo de este tipo.

B. MEDIDORES DE GASTO PARA FLUJO ABIERTO

Son los que se emplean para flujos en canales abiertos:

Vertederos.

El vertedero es un dique o pared que intercepta la corriente de un fluido, causando una elevación del nivel aguas arriba, y que se emplea para control de nivel o para medición de gasto. Es sencillamente una pared de chapa, ladrillo, hormigón, tablonés de madera, etc.

Como el vertedero consiste en una obstrucción en el canal, donde el líquido se acumula para después pasar sobre él. Al medir la altura de la superficie del líquido aguas arriba del vertedero, se puede determinar el gasto.

Tipos de vertederos.

Los vertederos se puede clasificar de acuerdo:

1. Según la altura de la lámina aguas abajo en:
Vertederos de lámina libre si $z < z_c$ (figura 4.15a)
Vertederos sumergidos si $z > z_c$ (figura 4.15b)

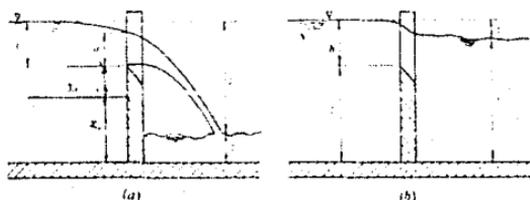


Fig. 4.15. (a) Vertedero de lámina libre
(b) Vertedero sumergido.

2. Según la disposición en planta del vertedero con relación a la corriente en:

- Vertederos normales (figura 4.16a)
- Vertederos inclinados (figura 4.16b)
- Vertederos quebrados (figura 4.16c)
- Vertederos curvilíneos (figura 4.16d)

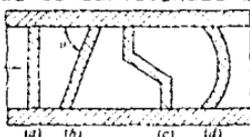


Fig. 4.16. (a) Vertedero normal; (b) inclinado; (c) quebrado; (d) curvilíneo.

3. Según el espesor de la pared en:

- Vertederos de pared delgada (figura 4.17a)
- Vertederos de pared gruesa (figura 4.17b)



Fig. 4.17. (a) Vertedero de pared delgada; (b) de pared gruesa.

Los vertederos de pared delgada, con cresta en arista viva sirven para medir caudales con gran precisión, mientras que los vertederos de pared gruesa desaguan un caudal mayor. De aquí, la diferencia de aplicaciones: los de pared delgada se emplean para medir caudales y los de pared gruesa, como parte de una presa u otra estructura hidráulica, para control de nivel, aunque también se pueden usar como medidores de flujo pero con menor precisión que los de pared delgada.

Los vertederos de pared delgada, según la forma de la abertura, se clasifican en:

- Vertederos rectangulares (figura 4.18a)
- Vertederos trapezoidales (figura 4.18b)
- Vertederos triangulares (figura 4.18c)
- Vertederos parabólicos (figura 4.18d)

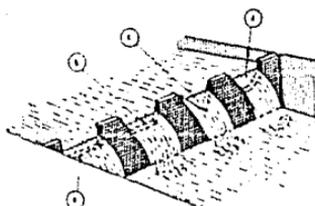


Fig. 4.18. a) Vertedero rectangular; b) trapezoidal; c) triangular; d) parabólico.

a. Vertedero Rectangular.

Los vertederos rectangulares son los más sencillos, ya que el dique es sencillamente una pared rectangular. Los vertederos rectangulares se clasifican en vertederos sin contracción lateral, si el ancho de la abertura del vertedero es igual al ancho del canal (figura 4.19a), y vertedero con contracción lateral en caso contrario (figura 4.19b).

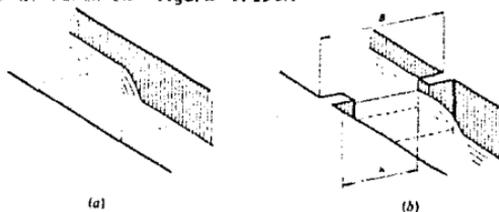


Fig. 4.19. (a) Vertedero sin contracción lateral;
(b) Vertedero con contracción lateral.

Los vertederos rectangulares, sobre todo en los vertederos con contracción lateral la exactitud de la medida solamente se puede garantizar si el vertedero está bien ventilado. La ventilación tiene por objeto introducir aire debajo de la lámina de agua. El agua arrastra el aire que se encuentra debajo de la lámina aguas abajo del vertedero, allí se crea una succión, la lámina baja y el gasto aumenta, o bien, el gasto se mantiene constante y la altura disminuye.

Para determinar el gasto en un vertedero rectangular, se considera la figura 4.20, en la cual la área elemental $dA = bdy$ en el plano del vertedero.

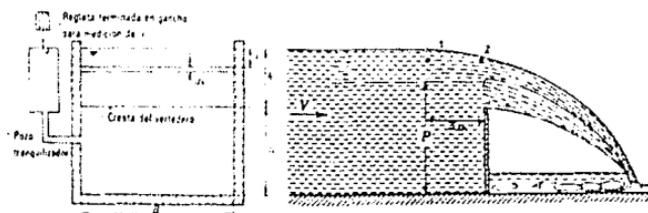


Fig. 4.20. Deducción de la formula de gasto de un vertedero rectangular.

Donde b es el ancho de la abertura, constante. En el vertedero sin contracción lateral $b=R$, donde R es el ancho del vertedero.

Escribiendo la ecuación de Bernoulli entre el punto 1 en la estación de medida de la altura de lámina que ha de situarse a una distancia no menor que $5a$, donde a es el espesor de la lámina en el vertedero y un punto cualquiera situado en la lámina y en el plano mismo del vertedero, se tendrá:

$$h + 0 + 0 = (v^2/2g) + h - y + 0$$

Despreciando la altura de velocidad en la sección 1:

$$v = (2gy)^{\frac{1}{2}}$$

El caudal diferencial teórico será:

$$dQ^* = b(2g)^{\frac{1}{2}} y^{\frac{1}{2}} dy$$

El caudal teórico Q^* que fluye a través de todo el vertedero, se calcula con la integral de 0 a h:

$$Q^* = (2/g)bh(2gh)^{\frac{1}{2}}$$

El caudal real Q , se obtendrá multiplicando el caudal teórico por un coeficiente de caudal C , es decir:

$$Q_{\text{real}} = C \frac{2}{3} b(2g)^{\frac{1}{2}} h^{\frac{3}{2}} \quad (\text{Gasto en un vertedero rectangular})$$

Se puede definir un coeficiente adimensional:

$$Cq = \frac{2}{3} bC(2g)^{\frac{1}{2}}$$

Este coeficiente de caudal, por lo general, su valor oscila entre 0.64 y 0.79.

b. Veredero triangular.

Este vertedero se muestra en la figura 4.21 y se emplea mucho para medir gastos pequeños, inferiores a 6 (U_6). El ángulo α puede ser cualquiera. Es muy frecuente el vertedero triangular con $\alpha = 90^\circ$.

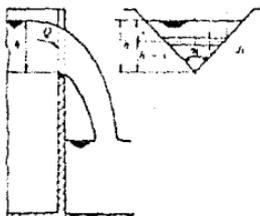


Fig. 4.21. Deducción de la fórmula de gasto de un vertedero triangular.

A continuación se deduce la fórmula para obtener el gasto. Aplicando la ecuación de Bernoulli, se obtiene que:

$$v = (2gy)^{\frac{1}{2}}$$

Donde el gasto teórico será:

$$dQ^* = (2gy)^{\frac{1}{2}} dA$$

De la figura:

$$dA = 2x dy, \text{ y como de la misma figura:}$$

$$\tan(\alpha/2) = x/(h - y)$$

Entonces el caudal teórico se encontrará integrando de 0 a h:

$$Q^* = (8/15)(2g)^{\frac{1}{2}} \tan(\alpha/2) h^{5/2}$$

Y multiplicando el gasto teórico por el coeficiente de caudal C_q , se tiene el gasto real:

$$Q_{\text{real}} = C_q (8/15) \tan(\alpha/2) h^2 (2gh)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{gasto del vertedero triangular})$$

El coeficiente C_q para $\alpha=90^\circ$, $\tan(\alpha/2)=1$ y $0.05 < h < 0.25$, vale aproximadamente 0.593.

Si se toma aproximadamente $C_q=C$, se tiene que:

i. La fórmula del gasto del vertedero rectangular con y sin contracción lateral será:

$$Q = Ch^{\frac{3}{2}}$$

Donde C es una constante para cada vertedero rectangular.

ii. La fórmula del gasto del vertedero triangular será:

$$Q = Ch^{5/2}$$

Donde C es una constante para cada vertedero triangular.

c, d. Vertederos trapezoidal y parabólico.

Estos son vertederos de pared delgada y se muestran en la figura 4. 22.

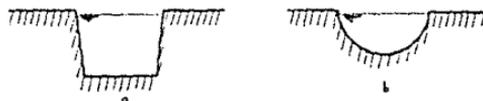


Fig. 4. 22. a) Vertedero trapezoidal; b) parabólico.

Para este caso se puede generalizar una expresión para calcular el gasto, ya que la abertura del vertedero puede ser cualquiera, como por ejemplo, trapezoidal o parabólica y la ecuación del gasto tiene la forma:

$$Q = Ch^n$$

Donde C es una constante de cada tipo de abertura de vertedero.

Bastará, por tanto, el diseñar la forma de la abertura del vertedero de manera que el área sea proporcional a $h^{n-\frac{1}{2}}$, en efecto:

$$Q \sim (C_2gh)^{\frac{1}{2}} h^{n-\frac{1}{2}}$$

Y por tanto:

$$Q = Ch^n$$

Por depender el caudal del vertedero de una sola variable se adapta el vertedero al registro del caudal instantáneo, así como a su integración para hallar el gasto horario. Los aparatos que realizan la integración mecánica o eléctricamente se llaman integradores.

2. DESARROLLO DE LA PRACTICA

PRUEBA 1. MEDICION DEL GASTO EN EL VERTEDERO TRIANGULAR

Con el vertedero triangular (figura 4.29), en donde el ángulo del triángulo (compuerta) puede ser cualquiera, en este caso 90° , se mide el gasto de agua que pasa por un canal abierto.

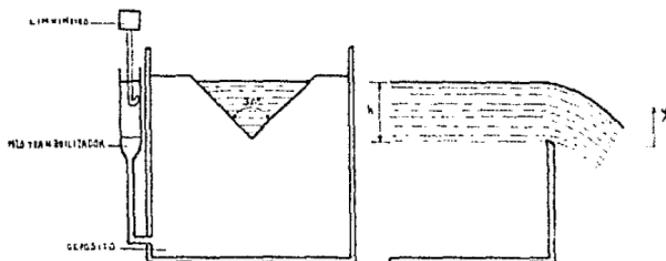


Fig. 4.29. Vertedero triangular.

Este depósito del canal abierto, consta de un vertedero triangular y el pozo tranquilizador con la regleta de gancho (limnómetro), para realizar la medición de h .

PROCEDIMIENTO

1. Se toma la referencia en el pozo tranquilizador con la regleta de gancho (limnómetro) cuando el nivel del agua se encuentra en el vértice del vertedero.
2. Se pone a funcionar la bomba.
3. Se espera a alcanzar el régimen permanente, el nivel del agua subirá hasta estabilizarse.
4. Se toma la lectura del incremento de altura (h) en el pozo del tranquilizador.
5. Variando el gasto se vuelven a tomar las lecturas de h . El gasto se varía cerrando la válvula de la tubería de descarga.
6. Se realizan cinco eventos de esta prueba, los datos se colocan en la TABLA 4.1.

7. Se considera una altura de referencia h_{ref} en base a la escala del pozo tranquilizador.

MEMORIA DE CALCULO

El gasto para un vertedero triangular se obtiene a partir de:

$$Q_v = C_v h^{5/2} \dots (4)$$

Donde:

Q_v : gasto del vertedero triangular (m^3/s)

C_v : constante del vertedero (0.667)

h : altura medida en el vertedero triangular (m).

Con los datos obtenidos y en base a la ecuación del gasto para un vertedero triangular, se llena la TABLA 4.1.

EVENTO	h' m	h_{ref} m	$h+h'-h_{ref}$ m	Q_v m^3/s
1				
2				
3				
4				
5				

TABLA 4.1

PRUEBA 2. MEDICION DEL GASTO EN LA PLACA DE ORIFICIO

Mediante esta placa de orificio la cual se muestra en la figura 4.24, se mide el gasto de aire a través de un tubo.

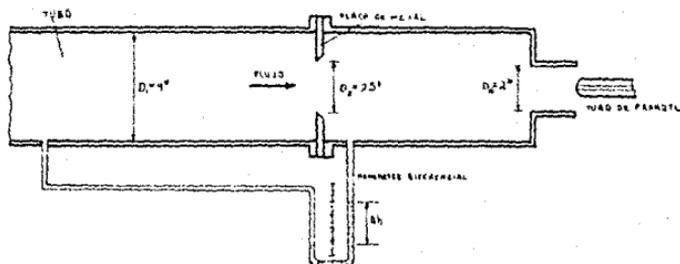


Fig. 4.24. Placa de orificio.

Este equipo consta de un ducto por donde circula aire, una placa delgada de metal, que lleva un orificio circular de diámetro concéntrico con el eje del tubo, donde se instala entre dos bridas. Para hacer las lecturas manométricas consta de un manómetro diferencial colocado aguas abajo y aguas arriba como se ilustra en la figura 4.24. Además se instala un tubo de Prandtl para medir la velocidad de salida.

PROCEDIMIENTO

1. Se pone a funcionar el turbosoplador que alimenta el tubo.
2. Se realiza la lectura manométrica (Δh) en el manómetro, antes y después de la placa de orificio.
3. Se conecta un tubo de Prandtl a la salida del tubo, el cual permite medir la altura manométrica (Δz).
4. Se realizan cinco eventos, variando en cada caso, el gasto mediante la abertura diferente de la válvula del tubo.

Los datos se colocan en la TABLA 4.2.

MEMORIA DE CALCULO

El gasto en la placa de orificio, está dado por:

$$Q_{PR} = C_q A_2 [2g \Delta h \left(\frac{\gamma_m}{\gamma_f} - 1 \right)]^{\frac{1}{2}} \dots (2)$$

Donde:

- Q_{PR} : gasto real en la placa de orificio
- C_q : coeficiente de carga (apéndice F)
- A_2 : área del orificio de la placa
- g : aceleración de la gravedad
- Δh : diferencia manométrica ($\Delta h = h_1 - h_2$)
- γ_m : peso específico del fluido manométrico
- γ_f : peso específico del aire.

Además, el coeficiente de carga C_q se obtiene de tablas del apéndice F, entrando con el número de Reynolds y la relación de áreas.

El número de Reynolds es:

$$Re = \left(\rho_{\text{aire}} v_1 D \right) / \mu_{\text{aire}} \dots (3)$$

Donde se tiene:

$$v_1 = \left(D_2 / D_1 \right)^2 v_2 \dots (4)$$

Y con la relación de áreas:

$$\beta = D_2^2 / D_1^2 \dots (5)$$

Donde:

Re: número de Reynolds

ρ_{aire} : densidad del aire

D_2 : diámetro de salida

μ_{aire} : viscosidad del aire

D_2 : diámetro del orificio

D_1 : diámetro de entrada del tubo

v_2 : velocidad a la salida del tubo, la cual esta dada por:

$$v_2 = [2g\Delta z ((\gamma_m / \gamma_f) - 1)]^{1/2} \dots (6)$$

Donde:

Δz : altura manométrica medida en el tubo de Frandtl

γ_m : peso específico del fluido manométrico del tubo de Frandtl

γ_f : peso específico del aire.

En base a los datos tomados y con los cálculos realizados de acuerdo a la memoria de cálculo, se llena la TABLA 4.2.

altura	Δh m	Δz m	V_1 m/s	V_2 m/s	Re	C_d	Q_m m ³ /s
1							
2							
3							
4							
5							

TABLA 4.2

PRUEBA 9. MEDICION DEL GASTO EN EL TUBO VENTURI

El tubo venturi mostrado en la figura 4.20, permite medir el gasto de aire a través de un tubo.

El tubo de venturi consta de una sección como se muestra en la figura 4.25, en la que se distingue una sección aguas arriba, de igual diámetro que la tubería por donde se requiere medir y contiene un anillo de metal con una serie de aberturas piezométricas para medir la presión estática, una sección cónica convergente, una garganta cilíndrica provista de su anillo piezométrico y una sección cónica con una divergencia gradual hasta alcanzar el diámetro original de la tubería. Los anillos

piezométricos se conectan a un manómetro diferencial. Se instala un tubo de Prandtl para poder medir la velocidad de salida.

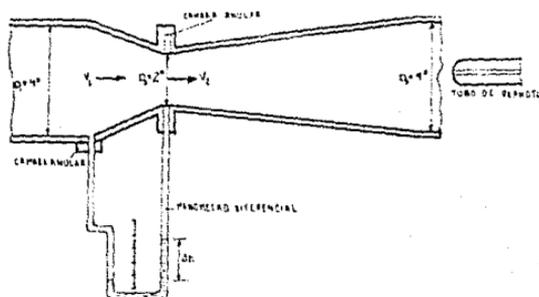


Fig. 4.25. Tubo venturi.

PROCEDIMIENTO

1. Se pone a funcionar el turbosoplador que alimenta con aire a la tubería.
2. Se realiza la lectura manométrica Δh en el manómetro.
3. Se conecta un tubo de Prandtl a la salida del tubo, el cual permite medir la altura manométrica (Δz).
4. Se realizan cinco eventos, variando el gasto, en cada caso, con la abertura diferente de la válvula de la tubería.

Los datos se colocan en la TABLA 4.9.

MEMORIA DE CALCULO

El gasto en el tubo de venturi, se obtiene mediante:

$$Q_{VR} = C_q A_2 \sqrt{2g \Delta h \left(\frac{\gamma_m}{\gamma_f} - 1 \right)^{\frac{1}{2}}} \dots (7)$$

Donde:

- Q_{VR} : gasto real en el tubo venturi
- C_q : coeficiente de caudal (apéndice F)
- A_2 : área de la garganta
- g : aceleración de la gravedad
- Δh : diferencia manométrica ($\Delta h = h_1 - h_2$)
- γ_m : peso específico del fluido manométrico
- γ_f : peso específico del aire.

El coeficiente de carga o caudal C_q se obtiene de tablas apéndice F1, en base al número de Reynolds y la relación de áreas.

El número de Reynolds es:

$$Re = (\rho_{\text{aire}} v_1 D_1) / \mu_{\text{aire}} \dots (8)$$

De donde se tiene:

$$v_1 = (D_2 / D_1)^2 v_2 \dots (9)$$

Y con la relación de áreas:

$$\beta = (D_2 / D_1)^2 \dots (10)$$

Donde:

Re : número de Reynolds

ρ_{aire} : densidad del aire

D_1 : diámetro de entrada

μ_{aire} : viscosidad del aire

D_2 : diámetro de la garganta

D_3 : diámetro de salida

v_2 : velocidad a la salida del tubo, la cual se calcula

mediante:

$$v_2 = [2 \Delta z (C_{mp} / \gamma_f - 1)]^{1/2} \dots (11)$$

Donde:

Δz : altura manométrica medida en el tubo de Prandtl

γ_{mp} : peso específico del fluido manométrico en el tubo de Prandtl

γ_f : peso específico del aire.

En base a los datos tomados y con los cálculos realizados de acuerdo a la memoria de cálculo, se completa la TABLA 4.3.

EXENTO	Δh m	ΔZ m	v_1 m/s	v_2 m/s	Re	C_q	β_{FA} m/s
1							
2							
3							
4							
5							

TABLA 4.3

PRACTICA 5

PERDIDAS EN TUBERIAS

OBJETIVOS

1. Determinación experimental de las pérdidas por fricción en una tubería con accesorios y comparación con las pérdidas teóricas calculadas.
2. Identificar los efectos en las pérdidas al someter al fluido a diferentes condiciones de flujo.
3. Aplicar los diferentes métodos teóricos en el cálculo de pérdidas.

PERDIDAS EN TUBERIAS

1. INTRODUCCION

En cualquier instalación en la industria, en donde se requiere del transporte de fluidos de cualquier clase, es necesario conocer las características de las tuberías y de los accesorios que se requieren en las líneas de transporte de los fluidos. Un aspecto importante y que se requiere para conocer los equipos que se necesitarán instalar para brindar la transportación de los fluidos es el del cálculo de pérdidas de carga en las tuberías, ya que es un estudio que el ingeniero instalador y el proyectista de los sistemas de flujo de gasolina, gas-oil, fuel, aceites lubricantes, redes de suministro de agua, sistemas de refrigeración y calefacción, deben de conocer.

Las pérdidas de carga en las tuberías son de dos clases: primarias y secundarias. También a estas se les llamo como mayores y menores respectivamente.

En los sistemas de tuberías, la pérdida de carga total se considera como la suma de las pérdidas primarias (mayores) y las pérdidas secundarias (menores).

Las causas que originan las pérdidas de carga (pérdida de energía) son, cambios de nivel, cambios de velocidad o en estas últimas se contemplan los dos cambios en la sección transversal de los ductos y fricciones con la pared de la tubería.

1.1. PERDIDAS PRIMARIAS

Son las pérdidas de superficie en el contacto del fluido con la superficie de la tubería (capa límite), rozamiento de unas copas de fluido con otras (régimen laminar) o de las partículas de fluido entre sí (régimen turbulento), tiene lugar en un flujo uniforme, por tanto principalmente en los tramos de tubería de sección constante.

1.2. PERDIDAS SECUNDARIAS

Son las pérdidas de forma, que tienen lugar en las transiciones (estrechamientos o expansiones de la corriente), codos, válvulas y en toda clase de accesorios de tubería.

Si la conducción es larga (oleoductos, gasoductos), las pérdidas secundarias tienen poca importancia, pudiendo a veces despreciarse; o bien se tienen en cuenta al final, sumando de un 5% al 10% de las pérdidas principales halladas. Si la conducción es corta y complicada (flujo de gasolina y de aire en un carburador) las pérdidas secundarias pueden jugar un papel

preponderante y pueden incluso, llegar a ser despreciables en comparación con ellas, las pérdidas primarias.

2. SIGNIFICADO FISICO DE LAS PERDIDAS

Considerando, el flujo estacionario a través de la sección de una tubería como se muestra en la figura 3.1.



Fig. 3.1. Flujo en una sección de tubería.

Aplicando la primera ley de la termodinámica al sistema:

$$\dot{Q} + \dot{W}_B + \dot{W}_T + \dot{W}_{\text{otros}} = \left(\frac{\partial}{\partial t} \right) \int_{V_c} (\rho + P/\rho) \rho dV +$$

$$\int_{A_c} (\rho + P/\rho) \rho v \cdot dA$$

Donde:

$$e = u + (v^2/2) + gz$$

Suposiciones:

- i) $\dot{W}_B = 0$; $\dot{W}_{\text{otros}} = 0$
- ii) $\dot{W}_T = 0$ (si bien los esfuerzos cortantes están presentes en las paredes, la velocidad del fluido es nula en dichas paredes).
- iii) Estado estable.
- iv) Flujo incompresible.
- v) Energía interna y presión uniformes en las secciones 1 y 2.

Entonces la ecuación se reduce a:

$$\dot{Q} = \dot{m} [(P_2/\rho) + (\alpha_2 v_2^2/2) + gz_2 + u_2] - \dot{m} [(P_1/\rho) + (\alpha_1 v_1^2/2) + gz_1 + u_1]$$

Donde:

α : coeficiente de energía cinética.

\dot{Q} : $(\partial Q/\partial t)$

\dot{m} : $(\partial m/\partial t)$

Y se tiene:

$$[(P_1/\rho) + (\alpha_1 v_1^2/2) + gz_1] - [(P_2/\rho) + (\alpha_2 v_2^2/2) + gz_2] = -(\partial Q/\partial m) + (u_2 - u_1)$$

Disponibilidad de energía mecánica que se tiene en 1.

Disponibilidad de energía mecánica que se tiene en 2.

hLT

Pérdidas de energía o de carga por unidad de masa.
(Pérdidas totales por fricción).

Considerando un caso particular para el sistema, en donde el área transversal de la tubería es constante y el nivel de altura de referencia es $z_1 = z_2$, utilizando la ecuación de continuidad:

$$v_1 A_1 = v_2 A_2$$

Y como:

$$A_1 = A_2$$

De aquí:

$$v_1 = v_2$$

Y se considera que:

$$\alpha_1 \cong \alpha_2 \cong 1$$

Se obtiene:

$$(P_1 - P_2 / \rho) = hLT \quad (\text{Por unidad de masa})$$

O bien:

$$(P_1 - P_2 / \gamma) = (hLT / g) \quad (\text{Por unidad de peso})$$

La hLT se conoce como pérdida de carga y consta de:

$$hLT = hLT_p + hLT_s$$

Donde:

hLT_p : pérdida de carga primaria

hLT_s : pérdida de carga secundaria.

3. CALCULO DE LAS PERDIDAS PRIMARIAS Y SECUNDARIAS

En el cálculo de las pérdidas de carga en tuberías juegan un papel importante, dos factores: el que la tubería sea lisa o rugosa y el que el régimen de flujo sea laminar o turbulento.

Si en una tubería de sección constante la velocidad del fluido en la tubería es pequeña, el régimen es laminar. Entonces, se observa en la figura 5.2, trazada en papel doblemente logarítmico la pérdida de carga es proporcional a la primera potencia de la velocidad. En el punto A el régimen pasa de laminar a turbulento (zona de transición). En el punto B el régimen es ya turbulento. Como se ve en régimen turbulento la pérdida de carga es mucho mayor, siendo en este caso, ésta, proporcional a la segunda potencia de la velocidad. No es la velocidad la que condiciona este fenómeno sino el número de Reynolds. En el punto C, el régimen empieza a hacerse turbulento.

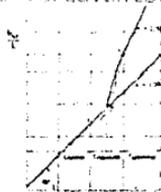


Fig. 5.2. La pérdida de energía por unidad de longitud de tubería en función de la velocidad, para régimen laminar, de transición y turbulento.

3.1. CALCULO DE PERDIDAS PRIMARIAS

La ecuación general, que rige las pérdidas primarias es la de Darcy-Weisbach. Los experimentos realizados con tuberías de agua de diámetro constante, demuestran que las pérdidas primarias dependen tanto de parámetros del fluido como de las características de la tubería, por lo tanto, mediante un análisis dimensional, se tiene que los parámetros que intervienen son:

$$\Delta P = f(\rho, \mu, v, D, L, e)$$

Del análisis dimensional, se obtiene la siguiente relación de parámetros adimensionales:

$$[\Delta P / (\rho v^2 / 2)] = f[(L/D), (\rho v D / \mu), (e/D)]$$

Donde:

$\Delta P / (\rho v^2 / 2)$: número de Euler
 $(\rho v D / \mu)$: número de Reynolds
 (e/D) : rugosidad relativa

Estos parámetros adimensionales, se pueden escribir como:

$$[\Delta P / (\rho v^2 / 2)] \cdot (D/L) = f[Re, (e/D)]$$

De donde:

$$f = (D/L) \cdot [\Delta P / (\rho v^2 / 2)]$$

De aquí:

$$(\Delta P / \rho) = f(L/D) \cdot (v^2 / 2)$$

Dividiendo entre la aceleración de la gravedad:

$$(\Delta P / \rho g) = f(L/D) \cdot (v^2 / 2g)$$

Entonces se observa que la pérdida de carga es el término de la izquierda, por lo tanto:

$$h_{LTP} = f(L/D) \cdot (v^2 / 2g) \quad (\text{Ecuación de Darcy-Weisbach})$$

Donde:

h_{LTP} : pérdida de carga primaria
 L : longitud de la tubería
 D : diámetro de la tubería
 v : velocidad media del fluido
 f : coeficiente de pérdida de carga.

El coeficiente de pérdida de carga, depende del número de Reynolds y de la rugosidad relativa, este coeficiente se encuentra graficado en el diagrama de Moody.

El diagrama de Moody, resuelve los problemas de pérdidas de carga primarias en tuberías con cualquier diámetro, cualquier material de tubería y cualquier flujo; puede emplearse con tuberías de sección no circular sustituyendo el diámetro D por el radio hidráulico $R_h = D/4$, también el diagrama de Moody se usa para determinar el coeficiente f , el cual luego se lleva a la ecuación de Darcy-Weisbach. El diagrama de Moody se encuentra en el apéndice C.

El coeficiente de pérdidas primarias (f), que depende del número de Reynolds y de la rugosidad relativa, se puede calcular de diferentes maneras, dependiendo del tipo de flujo, en la tabla 5.1, donde se muestra el tipo de régimen, características, rango del número de Reynolds y la ecuación que permite calcular el coeficiente de pérdidas.

Tuberías	Régimen	Fórmula	Nota
línea y riego	Laminar $Re < 2300$	$f = \frac{64}{Re}$	Presión
línea	Turbulento* $Re > 100000$	$f = \frac{0.316}{Re^{0.25}}$	Resaca
línea	Turbulento $Re > 100000$	$f = 2.0 \log \left(\frac{Re^{0.75}}{2.44} + \frac{0.0005}{Re^{0.4}} \right)^{-2}$	Régimen Prandtl (presión acumulada)
riego	Turbulento (zona de transición)	$f = \frac{1}{2} \left[2.44 \log \left(\frac{Re^{0.75}}{2.44} + \frac{0.0005}{Re^{0.4}} \right) \right]^{-2}$	Contracción
riego	Turbulento (zona Resa)	$f = 2.0 \log \left(\frac{Re^{0.75}}{2.44} + 0.0005 \right)^{-2}$	Régimen Prandtl (presión acumulada)

* La fórmula no para transición de laminar a turbulento. Para una línea en un régimen puede ser usado.

Tabla 5.1. Coeficiente f de la ecuación de Darcy-Weisbach para tuberías comerciales.

3.2. CALCULO DE PERDIDAS SECUNDARIAS

Las pérdidas secundarias se pueden calcular por dos métodos:

PRIMER METODO

Mediante la ecuación fundamental de las pérdidas secundarias:

$$h_{L2} = K \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

Donde:

h_{L2} : pérdida de carga secundaria.

v: velocidad media en la tubería, si se trata de codos, válvulas, etc. Si se trata de un cambio de sección como contracción o ensanchamiento, suele tomarse la velocidad en la sección menor.

g: aceleración de la gravedad.

K: coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria, depende del tipo de accesorio, del número de Reynolds, de la rugosidad y hasta de la configuración de la corriente antes del accesorio.

Los coeficientes de pérdida de carga secundaria, para algunos accesorios se presentan en el apéndice C.

SEGUNDO METODO

Utilizando la misma ecuación general de las pérdidas primarias,

sustituyendo en esta ecuación la longitud de la tubería L, por la longitud equivalente L_e . Aquí se consideran las pérdidas secundarias como "longitudes equivalentes", es decir, longitudes en metros de un trozo de tubería del mismo diámetro que produciría las mismas pérdidas de carga que los accesorios en cuestión. Así, cada accesorio, se sustituye por su longitud de tubería equivalente L_e . A este método se le conoce como el de longitud de tubería equivalente.

A continuación se muestra la ecuación de las pérdidas secundarias empleando la longitud equivalente:

$$h_{LTe} = f(L_e/v) \cdot (v^2/2g)$$

Donde:

h_{LTe} : pérdida de carga secundaria.

f: coeficiente de pérdidas, del diagrama de Moody.

v: velocidad media en la tubería.

D: diámetro de la tubería.

g: aceleración de la gravedad.

L_e : longitud equivalente del accesorio. Se puede obtener mediante el nomograma de la figura 5.9 o mediante tablas o gráficas que se encuentran en el apéndice C.

El nomograma es un ejemplo de aplicación de este método. Este nomograma consta de tres escalas: uniendo con una recta el punto de la escala izquierda correspondiente al accesorio de que se trata con el punto de la escala derecha correspondiente al diámetro interior de la tubería, el punto de intersección de esta recta con la escala central, da la Longitud equivalente L_e del accesorio.

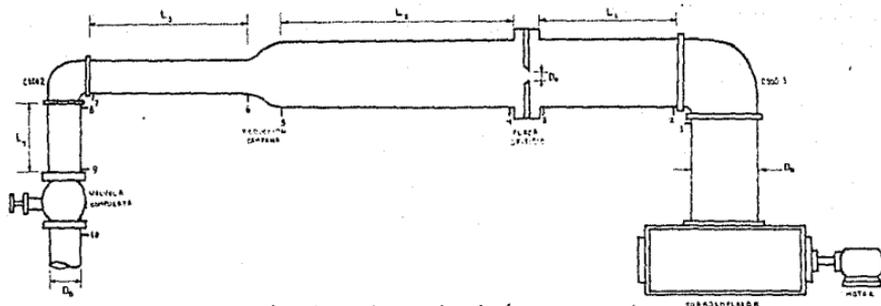


Fig. 5.4. Sistema de tubería con accesorios.

El sistema de la instalación, esta formado por:

a) Accesorios:

- Una válvula de compuerta.
- Un codo de 2" (90°).
- Un codo de 4" (90°).
- Una reducción tipo campana.
- Una placa de orificio.

b) Tubería:

Consta de cuatro secciones de tubería.

c) Equipo:

Turbosoplador con motor.

d) Aparatos de medición:

- Tablero con piezómetros.
- Tubo de Prandtl.

Las medidas del sistema son:

- $L_1 = 5.9\text{m}$
- $L_2 = 9.25\text{m}$
- $L_3 = 2.02\text{m}$
- $L_4 = 0.78\text{m}$
- $D_1 = 0.1016\text{m}$ (4")
- $D_2 = 0.0635\text{m}$ (2.5")
- $D_3 = 0.0508\text{m}$ (2").

La tubería es de acero comercial con una rugosidad de:

$$\epsilon = 0.046\text{mm}$$

La viscosidad y densidad del aire se deben considerar para las condiciones de la prueba, así como la aceleración de la gravedad.

PROCEDIMIENTO

1. Se pone a funcionar el turbosoplador.

2. Se miden las alturas piezométricas, es decir, en cada punto que se indica en la figura 5.4 (1,2,3,4,5,6,7,8,9,10), con lo que se tienen 10 lecturas que se miden en el tablero de piezómetros. Los datos se colocan en la TABLA 5.1 o 5.2.

3. Se mide la altura manométrica con el tubo de Prandtl a la salida de la válvula de compuerta para poder conocer la velocidad del fluido a la salida.

4. La prueba se realiza para:

a) Cuando la válvula de compuerta se encuentra completamente abierta.

b) Cuando la válvula de compuerta se encuentra medio abierta.

Con esto se deben de repetir los pasos 2 y 3 del procedimiento.

Punto	h cm
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
9	
10	
Manómetro	

Punto	h cm
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
9	
10	
Manómetro	

TABLA 5.1. Válvula completamente abierta.

TABLA 5.2. Válvula medio abierta.

Las alturas piezométricas, están en columna de agua.

MEMORIA DE CALCULO

Los cálculos se deben realizar de dos maneras:

A. Cálculos prácticos. Con los datos de la práctica.

B. Cálculos teóricos. Mediante el método de la ecuación fundamental de pérdidas y el método de la longitud equivalente.

Los cálculos se realizan para cuando la válvula se encuentra completamente abierta y cuando está medio abierta.

A. Cálculos prácticos:

Se considera la pérdida, como la diferencia de presiones, es decir:

$$\Delta P = \rho g \Delta h \dots (1)$$

En donde para:

Codo 1:	$P_1 - P_2 = \rho_{H_2O} g (h_1 - h_2)$
Tramo L1:	$P_2 - P_3 = \rho_{H_2O} g (h_2 - h_3)$
Boquilla:	$P_3 - P_4 = \rho_{H_2O} g (h_3 - h_4)$
Tramo L2:	$P_4 - P_5 = \rho_{H_2O} g (h_4 - h_5)$
Reducción:	$P_5 - P_6 = \rho_{H_2O} g (h_5 - h_6)$
Tramo L3:	$P_6 - P_7 = \rho_{H_2O} g (h_6 - h_7)$
Codo 2:	$P_7 - P_8 = \rho_{H_2O} g (h_7 - h_8)$
Tramo L4:	$P_8 - P_9 = \rho_{H_2O} g (h_8 - h_9)$
Válvula	$P_9 - P_{10} = \rho_{H_2O} g (h_9 - h_{10})$

La pérdida total de presión se calcula como:

$$\Delta P_{TOT} = \sum_{i=1}^n \Delta P_i \dots (2)$$

B. Cálculos teóricos:

a) Codo 1. (pérdida secundaria)

i) Método de la ecuación fundamental de las pérdidas. En base a la ecuación:

$$h_{LTs} = K (v_e^2 / 2g) \dots (3)$$

Donde:

K: coeficiente de pérdida de carga secundaria (apéndice C).

La velocidad media de entrada v_e , se obtiene:

$$v_e = (D_1 / D_2)^2 [2g H_{Frantil} ((\rho_{H_2O} / \rho_{aire}) - 1)]^{1/2} \dots (4)$$

Con lo cual, la pérdida es:

$$\Delta P_{1-2} = \rho_{aire} g h_{LTs1-2} \dots (5)$$

ii) Método de la longitud equivalente. Mediante la ecuación:

$$h_{LTS} = f(L_0/D_0)(v_0^2/2g) \dots (6)$$

Donde:

f: coeficiente de fricción (Diagrama de Moody)

L_0 : nomograma (apéndice c)

v_0 : velocidad media a la entrada (ecuación 4).

Con lo que la pérdida se obtiene con la ecuación 5.

b) Tramo L_1 . (pérdida primaria)

La pérdida se obtiene como:

$$\Delta P_{2-3} = \rho_{aire} g f(L_1/D_0)(v_0^2/2g) \dots (7)$$

c) Placa de orificio. (pérdida secundaria)

En base a la ecuación:

$$h_{LTS} = K(v_0^2/2g) \dots (8)$$

Donde el coeficiente de carga se obtiene con:

$$K = [1 - (C_D/D_0)^2]^2 \dots (9)$$

Y la velocidad:

$$v_0 = (C_D/D_0)^2 v_0 \dots (10)$$

Y entonces la pérdida es:

$$\Delta P_{3-4} = \rho_{aire} g h_{LTS} \dots (11)$$

d) Tramo L_2 . (pérdida primaria)

La pérdida está dada por:

$$\Delta P_{4-5} = \rho_{aire} g f(L_2/D_0)(v_0^2/2g) \dots (12)$$

e) Reducción campana. (pérdida secundaria)

Mediante la ecuación:

$$h_{LTS} = K(v_0^2/2g) \dots (13)$$

Donde:

$$K = [1 - (C_D/D_0)^2]^2 \dots (14)$$

Y además:

$$v_0 = [2g h_{Frondtl} ((\rho_{H2O}/\rho_{aire}) - 1)]^{1/2} \dots (15)$$

La pérdida es:

$$\Delta P_{5-6} = \rho_{\text{aire}} g h_{L_{T5-6}} \dots (16)$$

f) Tramo L_3 . (pérdida primaria)

La pérdida está dada por:

$$\Delta P_{6-7} = \rho_{\text{aire}} g f(L_3 / D_3) (V_3^2 / 2g) \dots (17)$$

g) Codo 2. (pérdida secundaria)

En forma análoga a la del codo 1, pero en la ecuación 3, la velocidad es la de salida.

h) Tramo L_4 . (pérdida primaria)

Análogamente al tramo L_3 , nada más que en la ecuación 17, la longitud es L_4 .

i) Válvula de compuerta. (pérdida secundaria)

Mediante la ecuación:

$$h_{L_{T8}} = K (V_8^2 / 2g) \dots (18)$$

Donde el coeficiente de pérdida K , de las tablas del apéndice c.

Y la pérdida será:

$$\Delta P_{9-10} = \rho_{\text{aire}} g h_{L_{T9-10}} \dots (19)$$

En el caso de los cálculos teóricos, la pérdida total de presión se calcula con la ecuación 2.

Se elabora una tabla de comparaciones, tanto para cuando la válvula está completamente abierta, como cuando está medio abierta, esta tabla es de la forma:

ELEMENTO	PERDIDA DE PRESION PERI P_a	PERDIDA DE PRESION SECUNDA P_a	% PERDIDA
CODO 1 (1-1)			
TRAMO L_1 (2-3)			
PLACA ORIFICIO (3-4)			
TRAMO L_2 (4-5)			
REDUCCION DE DIAMETRO (5-6)			
TRAMO L_3 (6-7)			
CODO 2 (7-8)			
TRAMO L_4 (8-9)			
VÁLVULA DE COMPUERTA (9-10)			
PERDIDA TOTAL DE PRESION			

TABLA 5.9

PRACTICA 6

VISCOSIMETROS

OBJETIVOS

1. Introducir al alumno en el concepto de viscosidad así como los parámetros que influyen en la medición de ésta y en su comportamiento.
2. Conocer los diferentes tipos de viscosímetros usados en la medición de la viscosidad.
3. Determinar mediante el viscosímetro Brookfield la viscosidad de diferentes fluidos.

PRACTICA 6

VISCOSIMETROS

1. INTRODUCCION

En la mayoría de los procesos industriales se utilizan diferentes fluidos, incluso algunos que muchas veces cambian de estado, por ejemplo, los plásticos, el vidrio, los metales, etc. Es por esta razón que es necesario conocer las propiedades de los fluidos. Existe para tal estudio una gran variedad de instrumentos y técnicas, sin embargo, esto depende de las condiciones que se tengan para el fluido.

Entre las principales propiedades de un fluido se encuentran, la densidad, la temperatura, la presión, la viscosidad, etc.

La viscosidad es una de las propiedades con mayor importancia en el estudio del movimiento de los fluidos de aquí su importancia dentro de todo proceso industrial, en el que constantemente se requiere determinar los fluidos que resultan más adecuados para el proceso y para ello es de gran importancia caracterizarlos por medio de su viscosidad.

Es importante señalar, que la viscosidad solo tiene importancia cuando existe movimiento en el fluido o por el fluido ya que depende del gradiente de velocidades.

2. VISCOSIDAD

La viscosidad se deriva de la cohesión e interacción entre las moléculas del fluido. Desde el punto de vista mecánico, se define a la viscosidad como una oposición a la deformación de un fluido, ocasionada por las fuerzas de tipo cortante que actúan tangencialmente a la superficie del fluido. Las fuerzas actúan y ocasionan (cuando se considera un elemento rectangular) una deformación angular en un elemento del fluido.

Básicamente se debe entender a la viscosidad, como la propiedad de un fluido mediante la cual se ofrece resistencia al corte, ya sea al moverse un cuerpo en su seno, o bien al moverse tal fluido alrededor de un cuerpo.

Prácticamente se puede decir que la viscosidad es la oposición de un fluido a moverse a lo largo de fronteras sólidas, es decir, a tomar la condición de un flujo dentro de un conducto.

Para poder entender lo anterior, considérese una partícula fluida sometida a un esfuerzo cortante de valor τ en un plano, como se indica en la figura 6.1a. El ángulo θ de la deformación

aumentará continuamente con el tiempo mientras siga actuando el esfuerzo τ , moviéndose la superficie superior con una velocidad δu mayor que la de la parte inferior.

Los fluidos comunes como el agua, el aceite y el aire presentan una relación lineal entre el esfuerzo aplicado y la velocidad de deformación resultante, esto es:

$$\tau \propto (d\theta/dt)$$

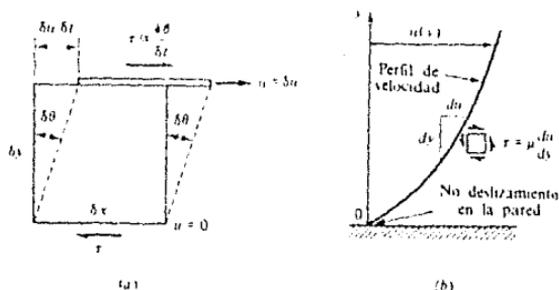


Fig. 6.1. El esfuerzo cortante produce una deformación continua en el fluido. (a)Elemento deformándose a una velocidad $d\theta/dt$; (b)Esfuerzo cortante en un fluido newtoniano en la zona cercana a la pared.

De la geometría de la figura 6.1a, se tiene:

$$\tan(\delta\theta) = (\delta u \delta t) / \delta y$$

En el caso límite de variaciones infinitesimales:

$$(d\theta/dt) = (du/dy)$$

Y como el esfuerzo aplicado es también proporcional al gradiente de la velocidad para los fluidos comunes, la constante de proporcionalidad es el coeficiente de viscosidad μ :

$$\tau = \mu(d\theta/dt) = \mu(du/dy)$$

Los fluidos que obedecen a esta ecuación se denominan fluidos newtonianos, debido a que se acostumbra llamar a esta ecuación, la **Ley de Newton de la Viscosidad**, y la cual establece que para una rapidez de deformación angular dada, el esfuerzo cortante es proporcional a la viscosidad.

3. EFECTO DE LA TEMPERATURA Y DE LA PRESION SOBRE LA VISCOSIDAD

La magnitud de la viscosidad depende de las fuerzas de cohesión y de la transferencia de cantidad de movimiento de las moléculas del fluido.

En los fluidos líquidos debido a la proximidad de las

moléculas, las fuerzas de cohesión son relevantes, mientras que en los gases la transferencia de cantidad de movimiento molecular es importante.

Las fuerzas de cohesión disminuyen al aumentar la temperatura, es por esto que en los fluidos líquidos la viscosidad disminuye al aumentar la temperatura, ya que la viscosidad depende directamente de las fuerzas de cohesión, entonces, se concluye que, la viscosidad varía inversamente proporcional a la temperatura (en los líquidos solamente).

La transferencia de cantidad de movimiento es proporcional a la temperatura del sistema, en un gas las fuerzas de cohesión son muy pequeñas debido al alejamiento que existe entre sus partículas, es por esto que su viscosidad se debe a la transferencia de movimiento principalmente, en consecuencia, la viscosidad en los gases, aumenta proporcionalmente cuando aumenta la temperatura del gas.

La variación de la viscosidad de un fluido respecto a la presión que el fluido tiene, depende de la magnitud que de este parámetro se tiene. Para presiones ordinarias y variaciones dentro de este rango (en los fluidos), la viscosidad es independiente de la presión.

Para presiones muy grandes, la viscosidad de los gases y de la mayoría de los líquidos presentan variaciones de tipo errático debidas a las variaciones de presión.

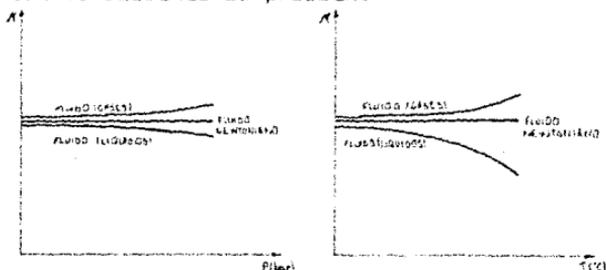


Fig. 6.2. Comportamiento de la viscosidad en líquidos y gases de acuerdo a la presión y temperatura.

Otro parámetro importante que afecta directamente a la viscosidad es el tiempo. Se ha observado que en algunos fluidos después del tiempo de fluir, su viscosidad varía en magnitud, bajo condiciones controladas de presión y temperatura. Esto se explica basándose en que son fluidos de moléculas no homogéneas, que pueden cambiar su orientación o su tamaño, variando con esto el valor de la viscosidad.

Si la viscosidad no mantiene un valor constante en el flujo como debería de ser, entonces la rapidez de deformación es una función del tiempo y en consecuencia la viscosidad también lo es.

Se ha tomado la convención de llamar a los fluidos de viscosidad constante como fluidos newtonianos y los que varían su viscosidad no newtonianos.

Los fluidos de acuerdo a esto se pueden clasificar en:

1. Fluido ideal. La viscosidad es nula, este fluido no existe en la realidad, aunque algunos modelos matemáticos así lo consideran.

2. Fluido real. Es cualquier fluido con viscosidad (por pequeño que sea el valor) y puede ser constante o variable.

3. Fluido newtoniano. Es un fluido donde la viscosidad se considera constante bajo condiciones estables de presión y de temperatura.

4. Fluido no newtoniano. Es un fluido en el que la viscosidad varía en el tiempo, aunque se tengan condiciones controladas, debido ésto a sus moléculas.

5. Fluido dilatante. Es aquél que baja el valor de su viscosidad en el tiempo, es decir, aquél en que la resistencia a la deformación aumenta al aumentar el esfuerzo cortante, debido al aumento de tamaño de sus moléculas.

6. Fluido pseudo-plástico. Es aquél que aumenta el valor de su viscosidad después de un tiempo, o bien, aquél que disminuye su resistencia al aumentar el esfuerzo cortante, esto debido a que existe una orientación preferente de sus moléculas, (figura 6.3).

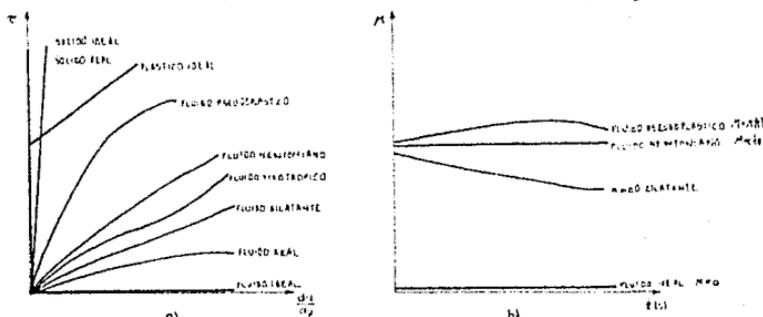


Fig. 6.3. Comportamiento reológico de diversos fluidos.
a) Variación del esfuerzo en función de la velocidad de deformación.
b) Variación de la viscosidad en relación al tiempo.

Una variación adicional al comportamiento de los fluidos no newtonianos es el efecto transitorio que se muestra en la figura 6.4. Algunos fluidos precisan un aumento gradual en el esfuerzo cortante para mantener constante la velocidad de deformación, a

éstos se les denomina **reopécticos**. El caso opuesto es de un fluido que requiere esfuerzos decrecientes, es el denominado **tixotrópico**.

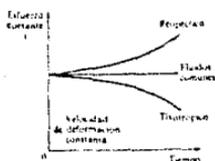


Fig. 6.4. Efecto del tiempo sobre los esfuerzos aplicados.

4. MEDICION DE LA VISCOSIDAD

La presencia de viscosidad representa que un fluido ofrece una determinada resistencia al movimiento, y que los objetos que se mueven en el seno de un fluido viscoso alcanzan rápidamente el reposo, a menos que se aplique una fuerza que mantenga el movimiento. En la práctica, cuando es necesario que un cuerpo se mueva en el seno de un fluido viscoso, hace falta que una gran proporción de la fuerza disponible quede destinada a contrarrestar los efectos de la viscosidad. De aquí, que hay mucha importancia en conocer la magnitud tanto de las fuerzas de frenado que actúan sobre un cuerpo y que son proporcionales al valor de la viscosidad, como el comportamiento de la viscosidad en los diferentes fluidos, para lo cual se han diseñado técnicas, instrumentos y métodos para tal estudio.

La viscosidad se puede medir de varias maneras (principios):

a) por medio de la ley de Newton de la viscosidad (viscosímetro de cilindro concéntrico rotatorio); b) a través de la ecuación de Hagen-Poiseuille (tubo capilar) o c) mediante procedimientos que requieren calibración con fluidos de viscosidad conocida.

4.1 METODO DE CILINDRO ROTATORIO CONCENTRICO

Considerando dos placas paralelas separadas una distancia b como se muestra en la figura 6.5. Una placa se desplaza a una velocidad u debido a la aplicación de la fuerza F y la otra placa permanece fija.

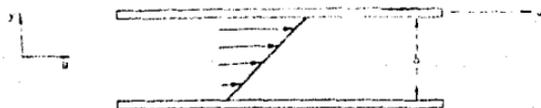


Fig. 6.5. Distribución de la velocidad entre placas paralelas grandes.

El perfil de velocidad del fluido entre las dos placas es una línea recta y el gradiente de velocidad es:

$$(du/dy) = u/b$$

Debido a que el esfuerzo cortante provocado por la placa sobre el fluido es:

$$\tau = F/A$$

Y éste es proporcional al gradiente de velocidades (rapidez de deformación):

$$\tau = \alpha(du/dy)$$

Para obtener la igualdad, se incorpora una constante μ (coeficiente de viscosidad), y se tiene:

$$\tau = \mu(du/dy)$$

El sistema, puede usarse para medir la viscosidad al medir la fuerza requerida para mantener la placa móvil a la velocidad constante u . Una de las características de este sistema es que no se considera el efecto de los extremos, lo cual implicaría que las placas son de longitud infinita, esto, físicamente no es posible, por esto, una manera de resolver este problema, es aproximando la disposición de placas planas paralelas con un par de cilindros concéntricos mostrados en la figura 6.6.



Fig. 6.6. Aparato de cilindro concéntrico rotatorio para medir la viscosidad.

El cilindro interior permanece inmóvil y está acoplado a un dispositivo que permite la medición del par (momento de torsión) apropiado, mientras que el cilindro exterior se mueve a una velocidad angular constante w .

Si el espacio anular b es suficientemente pequeño en comparación con el radio del cilindro interior, entonces este arreglo se aproxima al de las placas paralelas y por lo tanto se puede suponer que el perfil de velocidad entre los cilindros es lineal y entonces:

$$(du/dy) = (C r_2 w) / b$$

El fluido, al moverse al cilindro exterior, ejerce un par l sobre el cilindro interior, el esfuerzo cortante se puede expresar como:

$$\tau = F/A = l / (2\pi r_1^2 L)$$

Donde L es la longitud del cilindro interior. Aplicando la ecuación de Newton de la viscosidad:

$$\tau = \mu (du/dy) = \mu (C r_2 w / b)$$

Entonces:

$$\mu = (C b) / (2\pi r_1^2 r_2 w)$$

Si la separación entre las bases de ambos cilindros (espacio anular a) es pequeña, entonces el disco del fondo contribuye al momento de torsión y se produce un cierto par, y este par ocasionado es:

$$l_d = \mu [(\pi w) / (2a)] r_1^4$$

Por lo tanto la viscosidad, al combinar los pares, estará dada por:

$$\mu = l / \left\{ \pi w r_1^2 \left[(C r_1^2 / 2a) + (C r_2^2 / b) \right] \right\}$$

Con esta ecuación se puede calcular la viscosidad dinámica o absoluta.

4.2. METODO DEL TUBO CAPILAR

El método de medición de viscosidad más común consiste en la medición de la caída de presión del flujo laminar en un tubo capilar. (Re₁₀₀₀). Si a través de un ducto de diámetro pequeño (capilar) figura 6.7 y considerando el perfil de velocidades parabólico, en estado permanente y completamente desarrollado, y además si el fluido se considera incompresible, se puede demostrar que el gasto volumétrico Q , está dado por:

$$Q = [\pi r^4 (P_1 - P_2) / (8\mu L)]$$

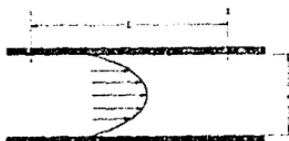


Fig. 6.7. Flujo laminar a través de un tubo capilar.

Por lo cual la viscosidad se puede determinar midiendo el gasto volumétrico y la caída de presión para un flujo dado en el tubo.

Cuando se efectúa la medición de viscosidad en un gas es necesario tomar en cuenta la compresibilidad de éste. La expresión que resulta para el gasto másico en un gas en condiciones de flujo laminar en el tubo capilar es:

$$m = \left[\frac{K r^4}{10 \mu R T} \right] \cdot C P_1^2 - P_2^2$$

Donde K es la constante particular del gas.

Se debe considerar que el flujo este completamente desarrollado, y asegurarse que las mediciones de presión deben hacerse suficientemente lejos, corriente abajo de la entrada del tubo.

4.3. METODO DE CALIBRACION

En este método, se calibra con fluidos de viscosidad conocida, para cada caso especial con el fin de convertir a las unidades absolutas de la viscosidad.

En este método se deben tener varios tubos que contengan líquidos (viscosidad conocida) y un pequeño balón de acero en cada uno de ellos. El tiempo que tarda el balón en caer a lo largo del tubo depende de la viscosidad del fluido. Si se coloca el líquido que se desea probar en un tubo semejante y se mide el tiempo que tarda el balón en recorrerlo, se podrá determinar la viscosidad del líquido de manera aproximada al compararlo con los tubos de referencia.

5. TIPOS DE VISCOSIMETROS

En la industria se han desarrollado varios instrumentos para medir la viscosidad, encontrando una gran variedad hoy en día de éstos, entre los cuales se encuentran:

- Viscosímetro por fuerza de arrastre
- Viscosímetro Engler (países europeos, Alemania)
- Viscosímetro Redwood (países europeos, Gran Bretaña)
- Viscosímetro Saybolt Furol (E.U.A.)
- Viscosímetro Saybolt Universal (E.U.A.)
- Viscosímetro Oswald
- Viscosímetro Ubbelohde
- Viscosímetro Hoppler
- Viscosímetro Inghelield

5.1. VISCOSIMETRO POR FUERZA DE ARRASTRE

Se sabe que un fluido en movimiento ocasiona una fuerza de arrastre en un cuerpo sumergido en el flujo, esta fuerza se relaciona directamente con la viscosidad. Por lo anterior, una forma alternativa y muy sencilla de medir la viscosidad es utilizar el principio de la manera siguiente.

Si se deja caer un objeto como una esfera sólida en un fluido en reposo, contenido en un depósito amplio, puede efectuarse un balance de fuerzas que interviene en el fenómeno como son el peso, el empuje y la fuerza de arrastre. Al llegar al equilibrio dinámico, puede medirse el tiempo de caída del objeto en una distancia y determinar con esto la velocidad. Conociendo también las dimensiones ademas puede valorarse la viscosidad, por medio de la siguiente ecuación:

$$\mu = [(2a^2g)/(9v)] \cdot (\rho_{esf} - \rho_f)$$

Donde:

- a: radio de la esfera
- v: velocidad
- g: aceleración de la gravedad
- E: empuje
- W: peso
- F_a: fuerza de arrastre
- ρ_f : densidad del fluido
- ρ_{esf} : densidad de la esfera.

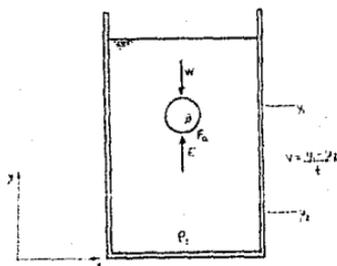


Fig. 6.8. Recipiente que permite cuantificar la viscosidad mediante la relación con la fuerza de arrastre.

5.2. VISCOSIMETRO ENGLER

El viscosímetro Engler (figura 6.9) consta de un recipiente cilíndrico de latón de 196 mm de diámetro interior y de fondo esférico, que desahoga por un tubo de 19 mm de diámetro y 200 de longitud, que se cierra mediante un obturador. El recipiente se llena del líquido cuya viscosidad se quiere medir, hasta una señal y se mantiene a una temperatura constante en un baño María; a continuación se levanta el obturador y se cronometra el tiempo necesario para evacuar 200 cm³ de líquido. Todas las dimensiones del viscosímetro anteriormente indicadas están normalizadas. El resultado de la medida se expresa en grados Engler (°E), esta unidad de viscosidad, que se define como la relación entre los tiempos necesarios para evacuar 200 cm³ de líquido y el mismo volumen de agua a 20°C (49.51 segundos).

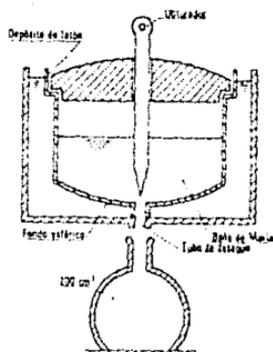


Fig. 6.9. El viscosímetro Engler.

Se puede utilizar una fórmula empírica para obtener la viscosidad cinemática a partir de los grados Engler, con la expresión:

$$\nu = [0.0731^{\circ}E - (0.0031/\circ E)] \quad \text{Cm}^2/\text{s}$$

La viscosidad cinemática tiene dimensiones (L^2T^{-1}) y los grados Engler son dimensionales.

Se trata de una unidad empírica basada en un fenómeno (caudal de un depósito) que es función de la viscosidad. Los grados Engler no pueden ser usados directamente en una fórmula física, sino que deben transformarse a un sistema de unidades coherente, como se indica en la tabla 6.1.

$\text{cm}^2/\text{s} \times 10^6$	SEG. REDWOOD		SEG. SAYBOLT		GRADOS ENGLER
	N.º 1	N.º 2	Universal	Engr	
0.05	.38	—	12	—	1.3
0.1	.52	—	20	—	1.84
0.2	.86	—	38	—	2.88
0.3	1.25	—	44	—	4.77
0.4	1.65	—	48	21	5.34
0.5	2.05	21	53	35	6.63
1.0	4.00	41	69	69	13.3
1.5	6.00	61	77	72	19.8

Tabla 6.1. Sistema de unidades de viscosidad.

Los resultados obtenidos en el viscosímetro Engler se aproximan mucho a la viscosidad real, su porcentaje de error es mínimo.

5.3. VISCOSIMETRO REDWOOD

Este viscosímetro se representa en la figura 6.10 y es de construcción similar al viscosímetro Saybolt. Se mide el tiempo necesario para recoger 50 ml de fluido en el frasco, pudiendo la viscosidad expresarse en segundos Redwood, que son proporcionales a la misma. Existen dos tamaños de tubo de salida. El tubo de diámetro mayor se utiliza para líquidos más viscosos. Este

viscosímetro cuenta con una copa receptora aforada a 50 ml. Los resultados del ensayo Redwood, suelen expresarse en segundos Redwood, pueden convertirse fácilmente al coeficiente de viscosidad.

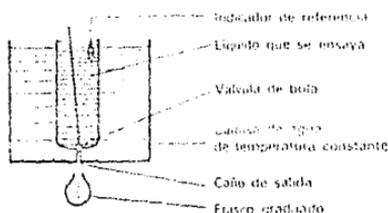


Fig. 6.10. Viscosímetro Redwood.

5.4. VISCOSIMETRO SAYBOLT

El viscosímetro Saybolt es un dispositivo industrial que se basa en el principio del tubo capilar para la medición de viscosidades de los líquidos. El fundamento teórico de este dispositivo se basa en que el tiempo que tarda cierto volumen de un fluido en pasar a través de un capilar, es proporcional a la viscosidad del fluido. La figura 6.11. muestra un esquema de este dispositivo.

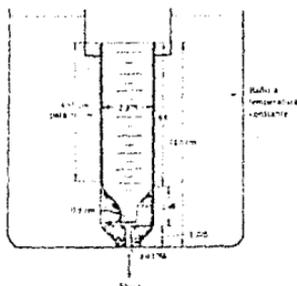


Fig. 6.11. Esquema del viscosímetro Saybolt.

El funcionamiento es de tal manera que un cilindro se llena hasta la parte superior con el líquido de interés y se mantiene en un baño a temperatura constante para asegurar la uniformidad de la temperatura durante las mediciones. Posteriormente se permite que el líquido escurra a través del tubo capilar corto y se mide el tiempo necesario para que los 60 ml de líquido escurran y el valor de este tiempo se toma como indicador de la viscosidad del líquido. Como el tubo capilar es corto, no se establece un perfil de velocidades laminar ni flujo completamente desarrollado, por lo que se hace necesario aplicar una corrección que tome en cuenta el perfil verdadero. Si el perfil de velocidades fuera completamente desarrollado, la viscosidad cinemática sería proporcional al tiempo de escurrimiento, esto es:

$$\nu = \mu / \rho = C_1 t$$

Para corregir el error debido al perfil de velocidades no desarrollado, se añade otro término, con lo que:

$$\nu = C_1 t + (C_2 / t)$$

Sustituyendo las constantes que se obtienen experimentalmente, se tiene:

$$\nu = [0.219t - (176.35/t)] \times 10^{-6} \quad (\text{m}^2/\text{s})$$

Y también:

$$\nu = [0.00237t - (1.93/t)] \times 10^{-9} \quad (\text{ft}^2/\text{s})$$

Donde t designa el tiempo de drenaje en segundos para 50 ml de líquido.

Es común expresar la viscosidad en unidades tales como segundos Saybolt, cuando se utiliza este método de medición. Las dos últimas ecuaciones proporcionan una forma de convertir a unidades más útiles a fin de obtener la viscosidad cinemática.

El viscosímetro descrito corresponde a uno que indica la medida en segundos Saybolt Universal. La Bureau Standards de E.U.A., recomienda el uso del viscosímetro Saybolt Furol para aceites, en los que el tiempo de drenaje en un viscosímetro Saybolt Universal es demasiado largo.

El viscosímetro Saybolt Furol ha sido destinado para determinar la viscosidad de los productos del petróleo.

El producto del petróleo se hace pasar a través de un tubo que tiene un orificio de dimensiones conocidas, midiéndose el tiempo que tarda en pasar, o sea, el flujo de un determinado volumen de aceite a una temperatura dada.

Se recomienda que el viscosímetro Saybolt Furol debe utilizarse únicamente con aceites cuyo tiempo de flujo sea mayor que 25 segundos. El tiempo de flujo del instrumento Furol es aproximadamente un décimo del tiempo que utiliza el Saybolt Universal.

El viscosímetro Saybolt Furol debe usarse para los aceites a una temperatura de 70°F a 210°F.

El viscosímetro Furol es idéntico al Universal, con la excepción de que el tubo de salida, que tiene la misma longitud, es de diámetro mayor.

Se tiene que para la viscosidad saybolt Universal, las unidades son los segundos Saybolt Universal y para la Saybolt Furol son los segundos Saybolt Furol.

5.5. VISCOSIMETRO OSWALD

El escurrimiento de un fluido a través de un tubo capilar constituye la base para el viscosímetro de tipo Oswald. Este es utilizado para fluidos newtonianos y sus características principales son: bajo costo, sencillez y facilidad de manejo. Esencialmente, el viscosímetro consiste en un tubo en forma de U, una de cuyas ramas es un tubo capilar que principia en B, unido por la parte superior a un bulbo A, y por la parte inferior a un tubo de vidrio doblado en U, provisto de un bulbo C.

Encima y debajo del bulbo A, se encuentran las marcas 1 y 2. El tubo se coloca verticalmente y se vierte en D, una determinada cantidad del líquido bajo estudio en el depósito permitiendo que escurra a través del tubo capilar por la acción de la gravedad o bien se sopla por D, hasta que el líquido haya subido en el bulbo A, un poco encima de la marca 1. Se registra el tiempo transcurrido mientras que la superficie libre del líquido en el depósito recorrió la distancia entre 1 y 2.

Para cada instrumento en particular, una constante de calibración implica la variación del diámetro del tubo respecto al estándar, la uniformidad del tubo, las condiciones en la entrada y las pequeñas desviaciones de la condición de flujo permanente debidas a la carga variable durante la prueba, que dura de 1 a 2 minutos. Se pueden obtener diferentes diámetros de tubo para cubrir un amplio rango de viscosidades.

La figura 6.12. muestra a grandes rasgos este tipo de viscosímetro.

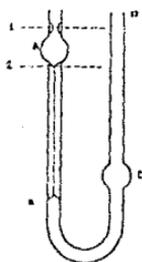


Fig. 6.12. Viscosímetro Oswald.

5.6. VISCOSIMETRO DE UBBELOHDE

Es un viscosímetro que se utiliza para mediciones relativas, y debido a esto, se simplifica su construcción. En la figura 6.19 un aparato típico de Ubbelohde. Este viscosímetro se llena por aspiración hasta que el líquido se detiene en a y b'. Entonces, mediante aire comprimido, se le obliga a pasar por el capilar, anotándose el tiempo que tarda el líquido en desplazarse entre

las marcas b' y a' y de esta manera mediante la relación de presiones y tiempo del fenómeno se puede calcular la viscosidad del líquido.



Fig. 6.13. Viscosímetro Ubbelohde.

5.7. VISCOSIMETRO HOEPLER

El viscosímetro Hoepler, opera bajo el principio de esfera descendente y es empleado para determinar la viscosidad dinámica de sustancias Newtonianas, aunque en algunos casos se puede medir la viscosidad de sustancias no newtonianas, pero a estas últimas se les determina más exactamente la viscosidad con otro tipo de aparatos. El principio de funcionamiento del viscosímetro Hoepler, consiste en que la esfera rodará hacia abajo de un tubo cilíndrico inclinado lleno de líquido. Como la bola esta siempre en contacto con el tubo en un punto, es posible la observación del descenso de la misma, en un cilindro de vidrio, aunque el líquido sea opaco. En la figura 6.14, se muestra este viscosímetro.



Fig. 6.14. Viscosímetro Hoepler.

5.8. VISCOSIMETRO BROOKFIELD

El viscosímetro Brookfield, se muestra en la figura 6.15. Este viscosímetro se emplea bastante en las industrias de pinturas y de otros productos químicos. La viscosidad se mide en función del par de frotamiento necesario para girar un cilindro o un disco, a velocidad constante, en un matraz que contiene el líquido de ensayo. La resistencia que se opone al movimiento, se mide por medio de un resorte o muelle que acciona un indicador colocado sobre la carátula. Para medir distintos valores de viscosidad (dependiendo del fluido) dispone de varios tipos de discos de diferentes tamaños y se logran distintas velocidades de los discos, cambiando la velocidad angular del motor. Por medio

de un factor que proporciona el fabricante y de acuerdo con la lectura en la carátula se puede determinar el valor de la viscosidad.



Fig. 6.15. Viscosímetro Brookfield.

6. DESARROLLO DE LA PRACTICA

PRUEBA 1. OBTENCION DE LA VISCOSIDAD

Para obtener la viscosidad de diferentes sustancias líquidas, se cuenta con un viscosímetro tipo Brookfield.

Este tipo de Viscosímetro, corresponde a los viscosímetros de discos giratorios. Mide el arrastre viscoso en un elemento giratorio (disco) sumergido en el fluido de prueba. El recipiente de la muestra tiene un diámetro que es grande en relación con el diámetro del disco.

En la mayor parte de los casos, el viscosímetro de Brookfield está calibrado con fluidos newtonianos de viscosidad conocida. La relación matemática entre la geometría, la velocidad, el par de torsión, la fuerza de deslizamiento y la tasa de deslizamiento está bien establecida.

En la figura 6.16 se muestra el viscosímetro Simple Electric Brookfield, con el que se dispone en el laboratorio. En la misma figura, se muestran sus partes.

La configuración de los rotores para el viscosímetro Brookfield son discos, contando con discos de diferentes tamaños. El disco es accionado mediante una correa de transmisión de velocidades múltiples y un resorte, y por un motor giratorio. La escala, unido con el eje de producción de la tasa de deformación y puede ser visto a través de una ventanilla en la carátula. El arrastre viscoso del fluido de prueba sobre el disco, causa un desplazamiento regular en el resorte sobre el disco y la escala. Una flecha unida al rotor debajo del resorte, se mueve con el disco, indicando así la posición del desplazamiento angular en la escala. A bajas velocidades la lectura puede ser fácil de leer a medida que pasa por la ventanilla visora. A velocidades más elevadas, un embrague permite fijo la posición de la flecha de forma que se puede leer al parar el motor accionante.

3. Se nivela el viscosímetro mediante el nivel de burbuja.
4. Se selecciona el fluido de prueba y el número de disco para realizar la prueba. Se selecciona la velocidad angular para 2, 4, 10 o 20 rpm del disco y se enciende el motor.
5. Usando el embrague del aparato, se fija la aguja de la carátula y se efectúan las lecturas.
6. Mediante la tabla proporcionada por el fabricante (catálogo del viscosímetro) se obtiene el factor de conversión para obtener la viscosidad, el factor depende del número de disco y del número de revoluciones por minuto a las que gira el disco.
7. Se multiplica cada factor por las lecturas obtenidas para cada rpm y con esto se obtienen los valores de las viscosidades en centipoises.

Con estos pasos se llena la **TABLA 6.1.**

8. Utilizando el mismo fluido de prueba y el disco adecuado, se selecciona otra velocidad angular y se enciende el motor.
9. Se toman lecturas en la carátula, variando el tiempo, es decir, se toman lecturas para 2, 4, 6, 8 y 10 minutos.
10. Del catálogo del viscosímetro, se obtiene el factor de conversión.
11. Se multiplica el factor por las lecturas obtenidas, para cada tiempo, con lo que se obtienen las viscosidades dinámicas.

Llenándose con esto la **TABLA 6.2.**

12. En este paso, se utiliza el mismo fluido de prueba y el disco adecuado, se escoge otra velocidad angular de 20 rpm del disco y se enciende el motor.
13. Se toman lecturas, para diferentes temperaturas, 10, 30, 40, 50 y 60°C.
14. Del catálogo del viscosímetro con las rpm y el número del disco se obtiene el factor de conversión.
15. Multiplicando el factor de conversión por las lecturas obtenidas, para cada temperatura, se encuentran las viscosidades dinámicas.

Se completa la **TABLA 6.3.**

16. Se puede repetir todo el procedimiento para diferentes fluidos de prueba.

MEMORIA DE CALCULO

Como se explica en el procedimiento, el factor del catálogo multiplicado por la lectura en la carátula, da la viscosidad en centipoises, esto es:

$$\mu(\text{CPS}) = \text{Factor} \times \text{Lectura}$$

Donde tenemos que:

$$\mu(\text{N-s})/\text{m}^2 = 0.001 \mu(\text{CPS})$$

GRAFICAS

1. Con la **TABLA 6.1** se puede construir la gráfica del comportamiento de la viscosidad en función de las revoluciones por minuto a las que gira el disco.

2. Mediante la **TABLA 6.2** se puede hacer la gráfica de como se comporta la viscosidad en función del tiempo.

3. En base a los datos de **TABLA 6.3** se construye la gráfica de la variación de la viscosidad en relación con la temperatura.

Los resultados y cálculos de la práctica se pueden colocar en las siguientes tablas.

FLUIDO	DISCO	R.P.M.	FACTOR	LECTURA DE CARÁTULA	VISCOSIDAD (CPS)	VISCOSIDAD EN SI/m ²

TABLA 6.1

FLUIDO	DISCO	R.P.M.	FACTOR	LECTURA DE CARÁTULA	VISCOSIDAD (CPS)	VISCOSIDAD EN SI/m ²	TIEMPO s

TABLA 6.2

FLUIDO	DISCO	R.P.M.	FICHA	LECTURA DE ESPELULA	VISCOSIDAD [cP]e	VISCOSIDAD EN ST/IN ²	TEMPERAT. °C

TABLA G. 9

PRACTICA 7

APARATO DE HELE-SHAW

OBJETIVOS

1. Manejo matemático de la teoría de flujo potencial.
2. Evaluación numérica de las funciones potenciales.
3. Descripción y utilidad del aparato de Hele-Shaw.
4. Observación experimental de algunos flujos potenciales ideales en el aparato de Hele-Shaw.
5. Identificar las líneas de corriente, los puntos de estancamiento, los de máxima velocidad en flujos potenciales bidimensionales, mediante el aparato de Hele-Shaw y compararlo con los modelos teóricos.

PRACTICA 7

APARATO DE HELE-SHAW

1. INTRODUCCION

En muchos problemas de diseño se necesita tener un conocimiento completo de las distribuciones de velocidad y de presión en cada sección transversal del flujo: tal es el caso en que se tiene un flujo a lo largo de una superficie curva, como el ala de un avión, entre los álabes de una bomba o de un compresor, o sobre la cresta del vertedor de una presa. Lo anterior se puede lograr si se obtiene un conocimiento claro del flujo en dos y en tres dimensiones de un fluido no viscoso e incompresible. Además, el estudio de este flujo idealizado permite desarrollar métodos aplicables, mediante analogías, al flujo a través de medios porosos.

2. TEORIA DEL FLUJO POTENCIAL

El flujo potencial es un flujo ideal, en el cual, la velocidad proviene de un potencial escalar llamado ϕ . Este flujo se utiliza para modelar diversos fenómenos físicos tales como el flujo para mantos de agua subterránea, o filtraciones a través de un medio poroso homogéneo.

El flujo viscoso e irrotacional a velocidades extremadamente pequeñas a través de un medio poroso se comporta como flujo ideal.

2.1. FLUJO IRROTACIONAL

Un flujo irrotacional es aquél en el que no existe rotación, es decir, los elementos de fluido se mueven en el campo de flujo sin sufrir ninguna rotación $\omega = 0$. Se entiende también como el flujo en el que no existe desplazamiento angular en sus moléculas, o sea, que la vorticidad vale cero $\nabla \times \underline{v} = 0$.

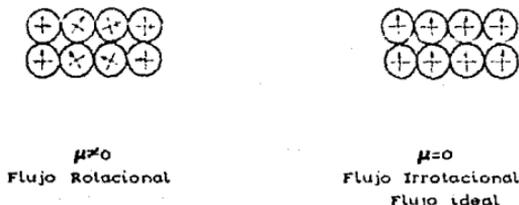


Fig. 7.1. Comportamiento de las moléculas de un fluido para flujo rotacional e irrotacional.

Las partículas individuales de un fluido incompresible sin fricción inicialmente en reposo, no pueden hacerse girar. Lo anterior se puede observar si se considera un pequeño elemento de fluido en forma de esfera; las fuerzas de superficie actúan perpendicularmente a la superficie de la esfera, pues el fluido es sin fricción, pasando sus líneas de acción a través del centro de la esfera; así mismo, las fuerzas másicas actúan a través del mismo centro. Entonces, se concluye que no se ejerce ningún par sobre la esfera, permaneciendo, por tanto, sin rotación. De manera parecida, si un fluido ideal posee alguna rotación, no hay forma de alterar dicho movimiento, pues no se puede ejercer ningún par sobre la esfera elemental del fluido. Esto se muestra en la figura 7.1.

La rotación de un fluido se define mediante:

$$\Omega = \frac{1}{2} (\mathbf{v}_x \times \mathbf{v}_y + \mathbf{v}_y \times \mathbf{v}_z + \mathbf{v}_z \times \mathbf{v}_x) = \frac{1}{2} [(\partial v/\partial t)_z - (\partial v/\partial z)_t] + [(\partial u/\partial z)_x - (\partial u/\partial x)_z] + [(\partial v/\partial x)_y - (\partial v/\partial y)_x]$$

Si se supone que el fluido no tiene rotación, es decir, es irrotacional. La condición de irrotacionalidad es:

$$[(\partial v/\partial y)_x - (\partial v/\partial x)_y] = [(\partial u/\partial z)_x - (\partial u/\partial x)_z] = [(\partial v/\partial x)_y - (\partial v/\partial y)_x] = 0$$

Estas restricciones para la velocidad deberán satisfacerse en todo punto (excepto en puntos o líneas singulares).

2.2. FLUJO POTENCIAL Y POTENCIAL DE VELOCIDADES

Si el flujo de un fluido ideal alrededor de un cuerpo es irrotacional, se garantiza que dicho flujo sigue siendo irrotacional aun cerca del cuerpo. Y como ya se comentó, un flujo se dice irrotacional cuando el vector vorticidad es nulo, esto se escribe como $\nabla \times \mathbf{v} = 0$, donde \mathbf{v} es el vector velocidad.

Para un fluido incompresible con campo de velocidades sujeto a la condición de irrotacionalidad se puede establecer una relación llamada **función potencial** ϕ , esto es:

$$\nabla \times \nabla \phi = 0$$

La relación es válida si ϕ es cualquier función escalar, resulta entonces que para un flujo irrotacional en el cual $\nabla \times \mathbf{v} = 0$, debe existir una función escalar, tal que su gradiente es igual al vector velocidad. Con objeto de que la dirección positiva del flujo se tome en el sentido en que disminuye ϕ , de tal modo que para un flujo irrotacional:

$$\mathbf{v} = - \nabla \phi$$

Donde ϕ se llama **potencial de velocidades** y el campo de flujo, que además es irrotacional, que se puede expresar con la última relación, se llama **flujo potencial**. Entonces:

$$u = -(\partial\phi/\partial x); \quad v = -(\partial\phi/\partial y); \quad w = -(\partial\phi/\partial z)$$

La condición de irrotacionalidad constituye una hipótesis válida para aquellas regiones de un flujo donde las fuerzas viscosas son despreciables.

El procedimiento para encontrar la ecuación que se satisface por el potencial de velocidades, es sustituir $\underline{v} = -\nabla\phi$, en la ecuación de continuidad, esto es:

$$\underline{v} = -\nabla\phi = -(\partial\phi/\partial x) - (\partial\phi/\partial y) - (\partial\phi/\partial z)$$

Y la ecuación de continuidad es:

$$(\partial u/\partial x) + (\partial v/\partial y) + (\partial w/\partial z) = 0$$

Con lo que:

$$(\partial^2\phi/\partial x^2) + (\partial^2\phi/\partial y^2) + (\partial^2\phi/\partial z^2) = 0$$

Escrita en forma vectorial: $\nabla^2\phi = 0$.

Esta ecuación se llama **ecuación de Laplace**. La cual resolviendo y con $\underline{v} = -\nabla\phi$, se puede establecer el campo de velocidades sin necesidad de resolver las ecuaciones generales del movimiento de una partícula; sin embargo, sólo se satisface para flujos irrotacionales. El análisis de la ecuación de Laplace, se conoce como "Teoría Potencial".

2.3. FUNCION DE CORRIENTE

Es otra función escalar que permite describir de una manera concisa la forma de cualquier estructura particular de flujo.

Con la función de corriente, se tiene una noción de la forma de la línea de corriente (incluyendo las fronteras) y la escala de velocidad en puntos representativos del flujo. De aquí, que la función de corriente se especifica como una relación entre las líneas de corriente y el principio de conservación de masa.

Para un flujo incompresible bidimensional en el plano xy, la ecuación de conservación de masa, se puede escribir como:

$$(\partial u/\partial x) + (\partial v/\partial y) = 0$$

Si se define una función escalar continua, $\psi(x,y,t)$, llamada **función de corriente**, de tal manera que cumple con la ecuación de Laplace, esto es:

$$u = (\partial\psi/\partial y); \quad v = -(\partial\psi/\partial x)$$

Esta función de corriente se define de tal forma que automáticamente satisface la ecuación de continuidad (conservación de masa). La ecuación de la función de corriente deberá satisfacerse, y se determina por la condición de irrotacionalidad.

Como la función ψ satisface la ecuación de continuidad, se tiene que sustituyendo a u, v , en función de ψ , en la ecuación de continuidad:

$$(\partial u / \partial x) + (\partial v / \partial y) = (\partial^2 \psi / \partial x \partial y) - (\partial^2 \psi / \partial y \partial x) = 0$$

La función de corriente, es válida para flujos rotacionales o irrotacionales. Y tanto ψ como ϕ satisfacen la ecuación de Laplace.

2.4. PROPIEDADES DE LA FUNCIÓN DE CORRIENTE

La función de corriente tiene algunas propiedades, que son:

A. Las líneas de flujo, correspondientes a ψ constante son líneas de corriente del flujo. Para demostrar esto, se sabe que las líneas de corriente, en movimiento bidimensional se definen como:

$u dy - v dx = 0$ y como la variación de ψ puede expresarse, introduciendo la función de corriente, esto es:

$$d\psi = (\partial \psi / \partial x) dx + (\partial \psi / \partial y) dy = 0$$

Entonces, el cambio de ψ a lo largo de las líneas de corriente es cero.

Con esto, se tiene que dada una solución $\psi(x, y)$, se puede representar las líneas ψ constante para obtener las líneas de corriente de flujo.

B. Existe una interpretación física que relaciona ψ con el gasto volumétrico. En las líneas de corriente de un campo de flujo incompresible bidimensional para un instante dado, son como se muestra en la figura 7.2, el gasto entre las líneas de corriente ψ_1 y ψ_2 que pasa a través de los segmentos AB, BC, DE y DF deben ser igual.

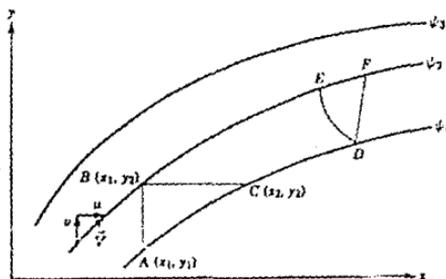


Fig. 7.2. Líneas de corriente instantáneas en un flujo bidimensional.

El gasto volumétrico, Q , entre las líneas de corriente ψ_1 y ψ_2 se puede calcular teniendo en cuenta el flujo que cruza AB o bien, BC . El gasto a través de AB por unidad de ancho es:

$$Q = \int_{\psi_1}^{\psi_2} z u dy = \int_{\psi_1}^{\psi_2} z (\partial\psi/\partial y) dy$$

Y como a lo largo de AB , x es constante y $d\psi = (\partial\psi/\partial y) dy$, entonces:

$$Q = \int_{\psi_1}^{\psi_2} z (\partial\psi/\partial y) dy = \int_{\psi_1}^{\psi_2} z d\psi = \psi_2 - \psi_1$$

Lo mismo ocurre con el gasto que cruza BC , en donde a lo largo de BC , y es constante y entonces:

$$Q = \int_{x_1}^{x_2} z (\partial\psi/\partial x) dx = - \int_{\psi_2}^{\psi_1} z d\psi = \psi_2 - \psi_1$$

De lo anterior se puede concluir que la diferencia de los valores entre dos líneas de corriente proporciona el gasto volumétrico (por unidad de ancho) de fluido que está fluyendo entre esas dos líneas de corriente.

C. Las líneas de corriente ψ y las líneas equipotenciales ϕ , son ortogonales.

Para demostrar esto, se tiene que el cambio total de ϕ es:

$$d\phi = (\partial\phi/\partial x) dx + (\partial\phi/\partial y) dy = u dx + v dy$$

Y como para ϕ constante, se tiene:

$$u dx + v dy = 0$$

El cambio total de ψ es:

$$d\psi = (\partial\psi/\partial x) dx + (\partial\psi/\partial y) dy = -v dx + u dy$$

Con lo que para ψ constante:

$$-v dx + u dy = 0$$

Se cumple que:

$$(dx/dy)_{\psi=\text{cte}} = v/u$$

Y también:

$$(dy/dx)_{\phi=\text{cte}} = u/v = 1/(dy/dx)_{\psi=\text{cte}}$$

Esta es la condición de ortogonalidad mutua entre las líneas ϕ y ψ constantes. La figura 7.3 muestra esta propiedad.

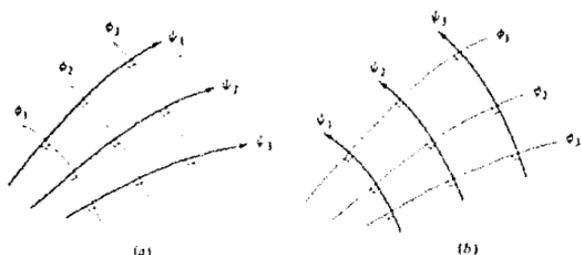


Fig. 7.3. Las líneas de corriente y equipotenciales son ortogonales.

3. FUNCIONES POTENCIALES

El análisis de la ecuación de Laplace que constituye la teoría potencial se puede realizar por medio de las funciones potenciales, las cuales satisfacen la ecuación de Laplace.

A continuación se mencionan algunas funciones potenciales.

3.1. FLUJO UNIFORME

Una corriente de velocidad $U\infty$ constante tiene derivadas espaciales nulas y, por lo tanto, satisface la condición de irrotacionalidad y la ecuación de continuidad. Suponiendo que la corriente es en la dirección del eje x , las funciones ϕ y ψ resultantes son:

$$u = U\infty = (\partial\psi/\partial y) = (\partial\phi/\partial x) = \text{constante}$$

$$v = 0 = -(\partial\psi/\partial x) = (\partial\phi/\partial y)$$

Integrando:

$$\psi = U\infty y + C_1 \quad \phi = U\infty x + C_2$$

Las constantes C_1 y C_2 no afectan ni a las velocidades ni a las presiones, por lo que no se consideran.

Entonces el flujo uniforme en la dirección x es:

$$\psi = U\infty y, \quad \phi = U\infty x$$

Estas funciones se representan en la figura 7.4a y consisten en una malla de líneas de corriente rectas perpendiculares a las líneas equipotenciales, también rectas. Las flechas en las líneas de corriente muestran la dirección del flujo.

En coordenadas polares el flujo uniforme se expresa como:

$$\psi = U\omega \cdot r \cdot \sin\theta \quad , \quad \phi = U\omega \cdot r \cdot \cos\theta$$

La representación gráfica de estas funciones es la misma que la de la figura 7.4a.

Si se generaliza al flujo uniforme que forma un ángulo α con el eje x, como en la figura 7.4b, se necesita que:

$$u = U\omega \cdot \cos\alpha = (\partial\psi/\partial y) = (\partial\phi/\partial x)$$

$$v = U\omega \cdot \sin\alpha = -(\partial\psi/\partial x) = (\partial\phi/\partial y)$$

Integrando, el flujo uniforme a un ángulo α es:

$$\psi = U\omega(y \cdot \cos\alpha - x \cdot \sin\alpha)$$

$$\phi = U\omega(x \cdot \cos\alpha - y \cdot \sin\alpha)$$

Esto se utiliza en problemas de perfiles con ángulo de ataque.

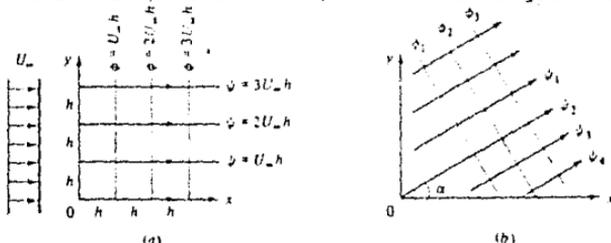


Fig. 7.4. Red de flujo uniforme. (a) flujo en la dirección x; (b) flujo a un ángulo α .

3.2. FUENTE Y SUMIDERO

Una fuente es un punto en el espacio a través del cual brota un fluido con gasto uniforme en todas direcciones, es decir, suponiendo un tubo delgado situado en el eje z, que estuviese perforado y emitiese transversalmente un caudal uniforme a lo largo de su longitud. Mirando a lo largo del eje z, se vería un flujo radial como se muestra esquemáticamente en la figura 7.5.

La intensidad m de una fuente es igual, al gasto que pasa a través de cualquier superficie que encierra a la fuente.

Dado que el flujo se encuentra uniformemente distribuido en todas direcciones, la cantidad de fluido que atraviesa una superficie cilíndrica de radio r cualquiera y longitud b constante, es:

$$Q = v(2\pi r b) = \text{constante} = 2\pi r b m$$

también:

$$v_r \text{ fuente} = m/r$$

Donde m es una constante. Si m es positiva se tiene una línea de fuentes o fuente bidimensional y un sumidero bidimensional, si m es negativa, es decir, un sumidero se define como una fuente negativa, se supone que el fluido escurre uniformemente hacia el sumidero y desaparece una vez que pasa por ese punto.

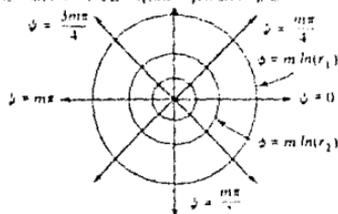


Fig. 7.5. Red de flujo para fuente.

Las líneas de corriente de las fuentes apuntan hacia afuera como en la figura 7.5, y la velocidad tangencial v_θ es cero.

Para obtener ϕ y ψ en coordenadas polares, se tiene que:

$$v_r = m/r = (1/r)(\partial\psi/\partial\theta) = \partial\phi/\partial r$$

$$v_\theta = 0 = \partial\psi/\partial r = (1/r)(\partial\phi/\partial\theta)$$

Integrando, la línea de fuentes o de sumideros es:

$$\psi = m \cdot \theta \qquad \phi = m \cdot \ln r$$

Se han representado en la figura 7.5 y tienen una forma en coordenadas cartesianas de:

$$\psi = m \cdot \arctan(y/x)$$

$$\phi = m \cdot \ln(x^2 + y^2)^{\frac{1}{2}}$$

3.3. VORTICE

Suponiendo que se invierten los papeles de la línea de fuentes o sumideros, se tendrá:

$$\psi = -k \cdot \ln r \qquad \phi = E \cdot \theta$$

Esto satisface la ecuación de Laplace, se puede observar que las líneas equipotenciales son rectas radiales y las líneas de corriente son círculos concéntricos. La única componente de la velocidad en éste es tangente a los círculos, dicha velocidad es:

$$v_r = 0$$

$$v_\theta = K/r$$

Es un flujo circulatorio pero con una velocidad tangencial que disminuye como $1/r$. Se muestra esquemáticamente en la figura 7.6 y tiene una singularidad en el origen, donde la velocidad es infinita y ϕ y ψ no están definidas.

La intensidad del vórtice K tiene las mismas dimensiones que la intensidad m de la fuente, esto es, velocidad por longitud.

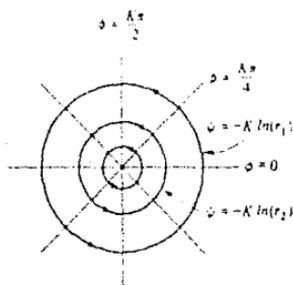


Fig. 7.6. Red de flujo para vórtice.

Un vórtice se caracteriza por su magnitud, la cual puede ser medida por la circulación. Haciendo referencia a la figura 7.7, la **circulación** se define como la integral a lo largo de una curva C , en el sentido contrario al de las agujas del reloj, de la componente de la velocidad tangente a la curva por la longitud de arco ds , o también se puede integrar una circunferencia de radio r alrededor del núcleo del vórtice, esto es:

$$\Gamma = \int_C v_\theta ds = \int_0^{2\pi} (K/r) r d\phi = 2\pi K.$$

En general, Γ es igual a la suma algebraica de las intensidades de todos los vórtices que haya en la región interior a la curva cerrada.

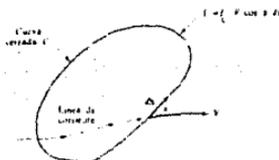


Fig. 7.7. Definición de la circulación Γ del fluido.

3.4. DOBLETE O DIPOLO

El doblete, fuente doble o dipolo consiste en la combinación de una fuente y un sumidero de igual intensidad, a los cuales se les ha permitido acercarse entre sí, de tal manera que se mantenga constante el producto de su intensidad por la distancia que los separa.

La figura 7.8 muestra la operación anterior, la cual conduce en el límite a definir el doblete. En efecto, tanto la fuente de intensidad m localizada en $(a,0)$ como el sumidero de la misma intensidad localizado en $(-a,0)$ satisfacen la ecuación de Laplace, por lo que la suma de ambos también satisface dicha ecuación, esto es:

$$\phi = (m/4\pi) \left[(1/r_1) - (1/r_2) \right]$$

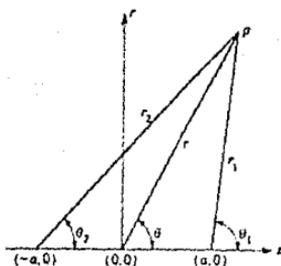


Fig. 7.8. Sistemas auxiliares de coordenadas empleadas para el cuerpo de Rankine.

Al aplicar a esta ecuación la ley de los senos, en base a la figura 7.8, se obtiene que:

$$\phi = \left[\mu \cos \frac{1}{2}(\theta_1 + \theta_2) \right] / \left[r_1 r_2 \cos \frac{1}{2}(\theta_1 - \theta_2) \right]$$

Donde:

$$\mu = (2am/4\pi)$$

En el límite, conforme a se acerca a cero, se tiene:

$$\phi = (\mu/r^2) \cos \theta$$

Esta función representa el potencial de la velocidad para un doblete situado en el origen con su eje localizado sobre la dirección positiva del eje x. La función de corriente será:

$$\psi = -(\mu \sin^2 \theta) / r$$

En la figura 7.9 se muestra un doblete, en el caso limite de la figura 7.8 cuando se mira desde lejos. Las líneas de corriente son círculos tangentes al eje x en el origen.

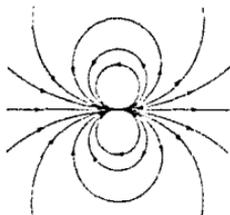


Fig. 7.9. Un doblete o par fuente-sumidero.

A continuación se presenta en la tabla 7.1 las funciones de corriente de los flujos potenciales descritos anteriormente, en coordenadas cartesianas, coordenadas polares y representación compleja.

FLUJO	COORDENADAS CARTESIANAS	COORDENADAS POLARES	COMPLEJA
UNIFORME	$\psi = U (y \cos \alpha - x \sin \alpha)$ $\phi = U (x \cos \alpha + y \sin \alpha)$	$\psi = Ur (\cos \theta \cos \alpha - \sin \theta \sin \alpha)$ $\phi = Ur (\cos \theta \cos \alpha + \sin \theta \sin \alpha)$	$F(z) = U z e^{i\alpha}$
FUENTE	$\psi = m \operatorname{ang} \tan (y/x)$ $\phi = m \ln (x^2 + y^2)^{1/2}$	$\psi = m \theta$ $\phi = m \ln r$	$F(z) = \frac{m}{2\pi} \ln z$
SUMIDERO	$\psi = -m \operatorname{ang} \tan (y/x)$ $\phi = m \ln (x^2 + y^2)^{1/2}$	$\psi = -m \theta$ $\phi = -m \ln r$	$F(z) = -\frac{m}{2\pi} \ln z$
VERTICE	$\psi = -c \ln (x^2 + y^2)^{1/2}$ $\phi = c \tan^{-1} (y/x)$	$\psi = -c \ln r$ $\phi = c \theta$	$F(z) = -i \frac{c}{2\pi} \ln z$
DIFOLO	$\psi = -m \operatorname{ang} \tan \left(\frac{2ay}{x^2 + y^2 + a^2} \right)$ $\phi = \frac{1}{2} m \ln \left(\frac{(x+a)^2 + y^2}{(x-a)^2 + y^2} \right)$	$\psi = -m \operatorname{ang} \tan \left(\frac{2a \operatorname{sen} \theta}{r^2 - a^2} \right)$ $\phi = \frac{1}{2} m \ln \left(\frac{r^2 + 2ar \cos \theta + a^2}{r^2 - 2ar \cos \theta + a^2} \right)$	$F(z) = \frac{m}{2\pi} \ln \left(\frac{z+a}{z-a} \right)$

Tabla 7.1

4. APARATO DE HELE-SHAW

Para flujos potenciales con geometrías complicadas se pueden usar métodos distintos al de superposición de funciones de corriente (fuentes, sumideros y vórtices). Hay una gran variedad de aparatos de visualización de las soluciones de la ecuación de Laplace, uno de estos es el Aparato de Hele-Shaw.

Hele-Shaw entre 1907 y 1909 desarrolló una técnica mediante la cual un flujo viscoso y laminar, entre dos placas planas paralelas y muy próximas, simula el flujo potencial cuando se observa en dirección transversal a las placas. Cuando se colocan obstáculos entre las placas, las líneas de corriente, visualizadas mediante trazas de colorantes mezclados con las del flujo potencial alrededor de los obstáculos. La figura 7.10 ilustra el flujo experimental de Hele-Shaw alrededor de una red de cilindros limitados por dos placas. El aparato de Hele-Shaw permite hacer representaciones excelentes en el laboratorio de las formas de flujos reales.

Como ya se mencionó, el aparato de Hele-Shaw es un equipo que permite visualizar flujos potenciales, ya sean puros (fuentes, sumideros, uniformes) o compuestos (combinaciones de los puros).

El aparato de Hele-Shaw consta de una mesa sobre la cual se encuentran dos placas de vidrio, separadas por un espesor pequeño para permitir el flujo de agua a través de ellas. Tienen cada una orificios en la placa inferior, los cuales pueden usarse según sea el caso que se desea representar. Por lo común se usa un dispositivo que permite introducir tinta a través del espesor de las placas, mediante agujas muy delgadas.

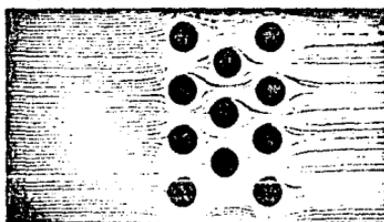


Fig. 7.10. Flujo potencial alrededor de un conjunto de cilindros circulares, visualizado por el método de Hele-Shaw.

El aparato sólo permite visualizar flujos bidimensionales; esto es posible gracias a las dos placas de vidrio que se encuentran superpuestas en forma horizontal dejando entre ellas una holgura de 2 ó 3 mm, es por esta holgura entre las placas por donde se permite el flujo. Dicho flujo ocurre debido a que existe una diferencia de alturas entre la parte aguas arriba y la parte aguas abajo del flujo.

En forma detallada se tiene que, una vez que se ha llenado el depósito ubicado aguas arriba, el fluido penetra a través de la holgura, llevándose a cabo el flujo hasta que el fluido sale de las placas, descargándose en un depósito aguas abajo. El depósito aguas arriba se llena continuamente de modo que se mantiene la diferencia de alturas que permite el flujo.

Para poder visualizar las líneas de corriente, el aparato cuenta con un depósito de colorante, el cual está conectado con una manquera flexible a un peine, el cual es un tubo con agujas de jeringa fijadas a éste radialmente, pero todas en una sola dirección. De esta forma, cuando el peine se coloca en la holgura de las placas y se llena el depósito de colorante, comienzan a visualizarse las líneas de corriente del flujo en cuestión, gracias a que el colorante sale por las agujas del peine.

Por otro lado, para poder visualizar flujos como fuentes, sumideros o combinaciones de estos, se tienen colocadas en una región central de la placa inferior (la cual se encuentra fija) ocho cavidades (orificios), cada una con dos válvulas. En un panel superior se encuentran las ocho válvulas que permiten que cada una de las cavidades (mismas que se encuentran numeradas) funcione como fuente; mientras que en un panel ubicado en la parte inferior, se encuentran las válvulas que permiten que cada una de las cavidades funcione como sumidero. De esta forma, manipulando las 16 válvulas se pueden visualizar las combinaciones entre fuentes, sumideros y flujos uniformes. Un flujo uniforme se visualiza teniendo todas las fuentes o sumideros cerrados.

Ahora bien, si se quiere visualizar un flujo uniforme alrededor de un cuerpo (como un cilindro, un triángulo, un perfil de ala de avión, etc), solamente se levanta la placa superior y se coloca el cuerpo que debe tener exactamente el espesor de la holgura entre las placas y se cierra tratando de que no queden burbujas atrapadas entre las placas que puedan influir en el flujo. Y así además se desea arrancar uno(s) fuente(s) y/o sumidero(s), sólo hay que manipular el arreglo de las válvulas.

A continuación en la figura 7.11 se representa el aparato de Hele-Shaw, descrito.

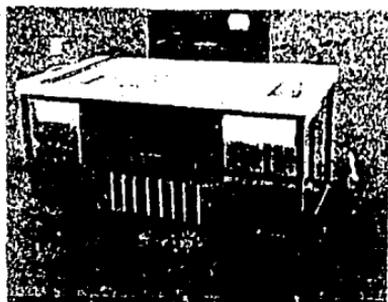


Fig. 7.11. Aparato de Helmholtz.

5. DESARROLLO DE LA PRACTICA

PRUEBA 1. EVALUACION NUMERICA DE UN FLUJO POTENCIAL

Para evaluar numéricamente la superposición de un flujo uniforme y un dipolo, se tiene que las líneas de corriente que representan a cada flujo son:

$$\psi_{\text{UNIFORME}} = U r \sin \theta \dots (1)$$

$$\psi_{\text{DIPOLO}} = -(\lambda/r) \sin \theta \dots (2)$$

Y la superposición es:

$$\psi = \psi_{\text{UNIFORME}} + \psi_{\text{DIPOLO}}$$

$$\psi = U r \sin \theta - (\lambda/r) \sin \theta = \sin \theta [U r - (\lambda/r)] \dots (3)$$

Para poder simular el efecto de la pared sólida del cilindro (impenetrabilidad de flujo al interior del cilindro), se requiere que en $R=0$, la línea de corriente sea constante y adquiera el valor de cero. Esta situación se cumple si $\lambda = U a^2$ y por lo tanto $\psi(a) = 0$. Con esto la ecuación 3 será:

$$\psi = U \sin \theta \left[r - \left(\frac{a^2}{r} \right) \right] \dots (4)$$

Esta función de corriente, para poder realizar su evaluación numérica y graficarla, se requiere, despejar a r, lo cual es:

$$r = \frac{1}{2} (\psi / U \sin \theta) \pm \frac{1}{2} \left[(\psi / U \sin \theta)^2 + 4a^2 \right]^{\frac{1}{2}} \dots (5)$$

PROCEDIMIENTO

1. Se establecen los valores de ψ de 0.01, 0.1, 0.5, 2, 4, 6, 8 y 10 (cm²/s).

2. Con la ecuación 5 y considerando que:

$$a = 2(\text{cm}) \text{ y}$$

$$U = 2(\text{cm/s})$$

Se toma aquella raíz tal que, $|r| > a$.

3. Se valua r para cada valor de ψ en el intervalo de $0^\circ < \theta < 360^\circ$. Y se colocan los resultados en la TABLA 7.1. Aprovechando la simetría, sólo se obtienen los valores de r para el intervalo de $0^\circ < \theta \leq 90^\circ$, ya que para $90^\circ < \theta < 360^\circ$ los valores de r se repiten.

4. Con los datos de la TABLA 7.1. se construye la gráfica que representa al flujo uniforme con un dipolo.

PRUEBA 2. DETERMINACION DE LOS PUNTOS DE MAXIMA VELOCIDAD, DE ESTANCAMIENTO Y DE DESPRENDIMIENTO DE LA CAPA LIMITE PARA MODELOS REPRESENTADOS EN EL APARATO DE HELE-SHAW

Para realizar esta prueba se dispone del aparato de Hele-Shaw, el cual se describe en la introducción teórica de esta práctica.

PROCEDIMIENTO

1. Se coloca el perfil que se desea visualizar, entre las placas planas, evitando que se queden atrapadas burbujas de aire.

2. Cuando se llene el depósito aguas arriba, el flujo de agua penetra a través de las placas.

3. Mediante el depósito de colorante se suministra éste por medio de las agujas, con lo que se puede visualizar las líneas de corriente.

4. Si se quieren visualizar flujos como fuentes, sumideros o combinaciones de estos, se deben combinar los orificios que se encuentran en la parte central de la placa inferior, mediante la regulación de las válvulas.

5. Se deben visualizar las líneas de corriente, así como los puntos de máxima velocidad, puntos de estancamiento y desprendimiento de la capa límite, para diferentes modelos (perfiles).

6. Hay que representar las diferentes características observadas mediante fotografías o esquemas de los perfiles a los que se les efectúa la prueba en el aparato de Hele-Shaw.

$\gamma=0.01$							
δ	1°	3°	5°	10°	30°	60°	90°
$h(\lambda)$							
$\gamma=0.1$							
δ	1°	3°	5°	10°	30°	60°	90°
$h(\lambda)$							
$\gamma=0.5$							
δ	1°	3°	5°	10°	30°	60°	90°
$h(\lambda)$							
$\gamma=1$							
δ	1°	3°	5°	10°	30°	60°	90°
$h(\lambda)$							
$\gamma=4$							
δ	1°	3°	5°	10°	30°	60°	90°
$h(\lambda)$							
$\gamma=6$							
δ	1°	3°	5°	10°	30°	60°	90°
$h(\lambda)$							
$\gamma=8$							
δ	1°	3°	5°	10°	30°	60°	90°
$h(\lambda)$							
$\gamma=10$							
δ	1°	3°	5°	10°	30°	60°	90°
$h(\lambda)$							

TABLA 7.1

PRACTICA 8

TOBERAS Y DIFUSORES

OBJETIVOS

1. Identificar las características y principios de las toberas y difusores.
2. Evaluar el rendimiento de una tobera.
3. Obtención del perfil de presiones en una tobera convergente-divergente.
4. Determinar el comportamiento de algunas propiedades termodinámicas a lo largo de la tobera.

PRACTICA 8

TOBERAS Y DIFUSORES

1. INTRODUCCION

Los flujos compresibles se presentan con frecuencia en las aplicaciones de ingeniería. Entre otros se encuentran, sistemas de aire comprimido, las tuberías de alta presión para transportar gases, sistemas sensores y de control neumático o hidráulico. Los efectos de la compresibilidad son muy importantes en el diseño de los cohetes y aviones modernos de alta velocidad, en las plantas generadoras, en los ventiladores y compresores.

Se entiende por flujo compresible aquél que cuando las variaciones en densidad dentro del flujo no se pueden despreciar, es decir, cuando la densidad varía en el flujo.

El calificativo de "compresible" para un flujo implica que se tengan variaciones apreciables de la densidad en algún punto del campo de flujo. La compresibilidad resulta de la mayor importancia cuando se tienen velocidades de flujo altas, como cambios grandes de la velocidad implican cambios grandes en la presión, y además, para el flujo de un gas, estos cambios de presión van acompañados por variaciones significativas tanto en la densidad como en la temperatura.

Uno de los parámetros característico para un flujo compresible es la **velocidad del sonido**. La velocidad del sonido es la velocidad de una onda de presión de intensidad infinitesimal, es decir, es la velocidad de propagación de un pulso infinitesimal de presión en un fluido en reposo. Es una propiedad termodinámica del fluido.

Cuando la compresibilidad es importante, se debe considerar la razón de la velocidad local del flujo entre la velocidad local del sonido, como un parámetro adimensional importante que caracteriza a los flujos compresibles, esta relación se llame **número de Mach**.

El número de Mach se puede interpretar como la relación de la velocidad del fluido (o la velocidad de un cuerpo a través de un fluido estacionario) a aquella de una onda sonora en el mismo medio, el cual se define en forma análita:

$$M = v/C$$

Donde:

M: número de Mach
v: velocidad del flujo
C: velocidad del sonido.

Además la velocidad del sonido se puede expresar como:

$$C = [kRT]^{1/2}$$

Bonda:
 Γ : índice isentrópico
 R : constante universal del gas
 T : temperatura.

Se tiene que la velocidad del sonido en un gas perfecto es una función sólo de su temperatura absoluta.

Lo anterior es válido, ya que los cambios de presión y temperatura debidos al paso de una onda sonora son extremadamente pequeños, el proceso es casi reversible. Además, el paso relativamente rápido de la onda, junto con los cambios de temperatura tan pequeños, hacen el proceso casi adiabático. En el límite, se puede entonces considerar el proceso como isentrópico.

También se puede decir, que el número de Mach, es el número de veces que ha alcanzado la velocidad del sonido la velocidad de un flujo determinado.

Se puede decir que si M es menor que 1, el flujo es llamado **subsónico**, si es igual a 1, el flujo es **sónico** y si es mayor que 1 el flujo es **supersónico** y para valores extremadamente grandes de M , se llama flujo **hipersónico**.

Una irreversibilidad habitual en los flujos supersónicos es la **onda de choque normal**, esquematizada en la figura 8.1. Excepto a presiones muy bajas estas ondas de choque son muy delgadas y se comportan como discontinuidades en el campo del fluido.

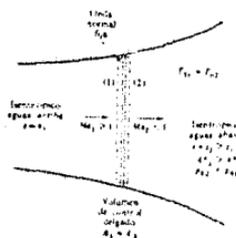


Fig. 8.1. Flujo a través de una onda de choque normal fija.

Estas discontinuidades irreversibles, se pueden presentar en cualquier flujo supersónico ya sea interno o externo.

Si bien físicamente es imposible tener discontinuidades en las propiedades del fluido, las ondas de choque normales son prácticamente discontinuas. El espesor de una onda de choque es del orden de 0.2 micras (10^{-5} pulg), es decir, aproximadamente 4 veces la trayectoria libre media de las moléculas del gas. En esta distancia tan pequeña, se presentan grandes cambios en la presión, la temperatura y en otras propiedades del fluido. Así mismo, la aceleración local del fluido puede alcanzar varias

decenas de millones el valor de la aceleración de la gravedad, todo esto hace considerar que el tratamiento de la onda de choque normal como una discontinuidad brusca.

En un estudio completo del flujo a través de conductos convergentes-divergentes, se debe tener en cuenta las ondas de choque que se presentan precisamente a la salida.

La onda de choque se presenta en régimen supersónico, haciendo cambiar el flujo a subsónico.

1.1. PROPIEDADES CRITICAS Y PROPIEDADES DE ESTANCAMIENTO

En el estudio del flujo compresible, es muy conveniente utilizar el estado de estancamiento como un estado de referencia. El estado de estancamiento se caracteriza por una velocidad cero, las propiedades de estancamiento para cualquier punto en un campo de flujo son aquellas propiedades que se tendrían en ese punto si el flujo redujera su velocidad hasta el valor cero.

Para el flujo compresible se considera que es un proceso de desaceleración isentrópico, con lo que se definen a las propiedades de estancamiento isentrópico local, como las que se alcanzarían en cualquier punto de un campo de flujo si el fluido en ese punto se frenara desde las condiciones locales hasta la velocidad cero siguiendo un proceso sin rozamiento y adiabático, o sea, isentrópico.

Las propiedades de estancamiento isentrópico constituyen velocidades de referencia, que pueden determinarse para cualquier punto en un campo de flujo. Las variaciones de estas propiedades de un punto a otro en un flujo dado permiten obtener información respecto al proceso que se efectúa entre dichos puntos.

Si se conoce el número de Mach local se pueden determinar las propiedades de estancamiento isentrópico local para el flujo en un gas ideal, mediante las siguientes ecuaciones: que representan la razón entre la propiedad de estancamiento isentrópica y la correspondiente propiedad estática para cualquier punto del campo de flujo de un gas ideal.

$$P_0/P = [1 + (C_k - 1)/2] M^2]^{k/(k-1)}$$

$$T_0/T = [1 + (C_k - 1)/2] M^2$$

$$\rho_0/\rho = [1 + (C_k - 1)/2] M^2]^{1/(k-1)}$$

Donde:

- P₀: presión de estancamiento
- P: presión del flujo real
- T₀: temperatura de estancamiento
- T: temperatura del flujo real

p_0 : densidad de estancamiento
 ρ : densidad del flujo real
 k : índice isentrópico
 M : número de Mach

En las tablas del **opéndice D** se presentan las relaciones de las propiedades de estancamiento isentrópico local y las correspondientes propiedades estáticas para un gas ideal.

Las condiciones de estancamiento son extremadamente útiles como condiciones de referencia para las propiedades termodinámicas, sin embargo, esto no resulta cierto para un valor de referencia de la velocidad. Un valor de referencia para la velocidad, de mayor utilidad, es la velocidad crítica, es decir, la velocidad que corresponde a un número de Mach igual a la unidad. Aún en aquellos casos en que no exista un punto para un flujo dado donde el número de Mach alcance el valor de 1, esta condición hipotética resulta útil como una condición de referencia.

Se emplee un asterisco para representar las condiciones que corresponden a $M=1$, se tiene entonces por definición:

$$v^* \equiv C^*$$

En condiciones críticas, las ecuaciones que expresan las propiedades de estancamiento resultan (para el caso en que $k=1.4$):

$$p_0^*/P^* = [1 + (k-1)/2]^{k/(k-1)} = 1.893$$

$$T_0^*/T^* = 1 + (k-1)/2 = 1.200$$

$$\rho_0^*/\rho^* = [1 + (k-1)/2]^{1/(k-1)} = 1.577$$

La velocidad crítica se puede escribir como:

$$v^* = C^* = \left[\frac{2k}{k+1} \right] \cdot RT_0^* \frac{1}{2}$$

En un tubo de corriente de un fluido cualquiera entre dos secciones cualesquiera 1 y 2, la entalpía de la sección 2 será la entalpía total, de remanso o entalpía de estancamiento, esto es:

$$h_2 = h_{02} = h_1 + \frac{1}{2} C_1^2$$

2. TOBERAS

Una tobera es una reducción o disminución de área cuya finalidad es aumentar la velocidad para disminuir la presión del flujo; se presentan dos tipos de toberas, la convergente y la convergente-divergente.

2.1. TOBERA CONVERGENTE

En este tipo de tobera se supone que el área transversal a la entrada de la tobera es grande, de manera que la velocidad es despreciable. Esto significa que la presión y la temperatura de entrada son respectivamente la presión y la temperatura de estancamiento.

En el estudio de la tobera convergente, se considera que las condiciones de admisión se mantienen constantes y que la presión de descarga puede variar.

En base a la figura 8.2b, la presión en la sección transversal de área mínima (garganta) se designa como P_0 y la presión en la región de descarga como P_d . Si $P_d = P_0$, la presión en todos los puntos de la tobera es la misma y no hay flujos. Cuando P_d se reduce ligeramente hasta P_0 se produce un flujo Q , con $P_d < P_0$ la velocidad aumenta desde la entrada hacia la garganta, alcanzando su valor máximo en ésta última.

Cuando la presión de descarga se reduce hasta P_b , P_d sigue igual a P_0 , pero aumenta la aceleración en la tobera. Si la presión de descarga se reduce hasta el punto en que la velocidad en la garganta llegue a la velocidad sónica, se dice que la tobera está ahogada.

Para un tamaño de tobera determinado, de presión de estancamiento, de temperatura y de fluido de trabajo, la tobera ha llegado a su máximo gasto másico. En estas condiciones la presión en la garganta es P^* , la temperatura T^* y la velocidad de la garganta es C .

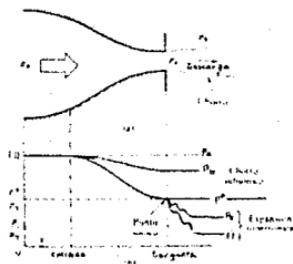


Fig. 8.2. Funcionamiento de una tobera convergente.
(a) geometría de la tobera, mostrando las presiones características.

(b) distribuciones de presión resultantes.

Una reducción posterior en la presión de la región de descarga no tiene efecto sobre la presión en la garganta, la velocidad en el interior de la tobera convergente o en el gasto másico que pasa por ella.

2.2. TOBERA CONVERGENTE-DIVERGENTE

Para acelerar un fluido permitiendo que pase de una velocidad subsónica a una velocidad supersónica, debe agregarse una sección divergente a la tobera. Como lo muestra la figura 8.9a.

Para los casos en que la velocidad de la garganta no llega a la velocidad sónica la sección divergente actúa como difusor y la velocidad nunca alcanza la sónica. Esto corresponde a una presión P_g . A medida que baja la presión en la región de descarga, la velocidad en la garganta llegará a la velocidad sónica. Lo que sucede en la región de descarga depende de la presión de descarga, si la presión en la región de descarga tiene un valor de P_h , aumenta la presión en la región divergente a medida que aumenta el área y la velocidad no llega a ser supersónica en ningún punto.

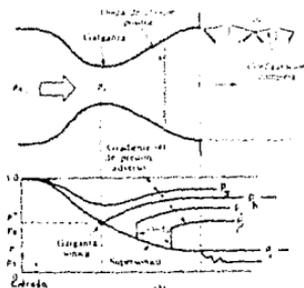


Fig. 8.9. Funcionamiento de una tobera convergente-divergente.
(a) geometría de la tobera con posibles configuraciones de flujo.
(b) distribuciones de la presión.

Si la presión en la región de descarga tiene un valor de P_k , la presión en la sección divergente continúa disminuyendo, la velocidad continúa aumentando y la velocidad en la región de descarga es supersónica.

Si la presión en la región de descarga está entre P_h y P_k la presión disminuye en una porción de la sección divergente y la velocidad sigue aumentando. La teoría predice que en algún punto, se producirá una onda de choque normal que tiene lugar con un aumento que resulta en la presión y una disminución en la velocidad pasando ésta de supersónica a subsónica en la onda de

choque misma. Después de la onda de choque, la presión aumenta y la velocidad disminuye al aumentar el área.

2.3. EFICIENCIA DE UNA TOBERA

Muchas toberas operan en la forma adiabática, pero no en forma reversible. Estas formas de operar de manera irreversible son causadas por la fricción y en las secciones divergentes de la tobera se originan por la separación. Y como en el proceso de una tobera no existe trabajo mecánico, la eficiencia de la tobera se define como la relación de la energía cinética real en la salida de la tobera con la energía cinética que se hubiera generado si el flujo que pasa por la tobera hubiese sido adiabático y reversible desde la misma condición de entrada hasta la misma presión de salida, o también se puede definir como la razón de la expansión real a la isentrópica, esto es:

$$\eta_{TOB} = (h_o - h_i) / (h_o - h_{is})$$

Donde:

h_o : entalpía de entrada a la tobera
 h_i : entalpía real de salida de la tobera
 h_{is} : entalpía isentrópica de salida de la tobera.

3. DIFUSORES

Un difusor es un ensanchamiento o aumento de área cuya finalidad es reducir la velocidad para aumentar la presión del flujo; la geometría del difusor se muestra en la figura 8.4a y b.

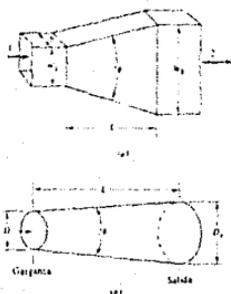


Fig. 8.4. Geometría de los difusores;
 (a) difusor de paredes planas; (b) difusor cónico.

El proceso de difusión no es más que el proceso intenso de la expansión. Por eso el difusor ideal no difiere en nada a las toberas, si se exceptúa la dirección del flujo, el difusor supersónico deberá ser convergente y el subsónico divergente.

El difusor subsónico real presenta, sin embargo, una diferencia esencial con la tobera subsónica real. Esto se debe a que el proceso de difusión es antinatural, al aumentar la presión en el sentido del flujo, con lo cual el espesor de la capa límite se hace cada vez mayor, siendo preciso que la difusión proceda muy gradualmente para evitar el fenómeno de desprendimiento, lo cual no sucede con la expansión de una tobera. Como consecuencia, la longitud del difusor en el sentido de la corriente deberá ser mayor que en la tobera. El ángulo total de expansión del fluido en un difusor no deberá ser mayor de 10° . Un difusor subsónico bien diseñado puede alcanzar un rendimiento del 85%, aunque normalmente inferior al de una tobera por las razones antes mencionadas.

3.1. EFICIENCIA DE UN DIFUSOR

En el caso de la difusión ideal incompleta hasta una velocidad final C_3 y completa hasta $C_3=0$ (estancamiento), la presión de frenado es:

$$P_{30} = P_2 \left[1 + \frac{k-1}{2} (C_2^2 - C_3^2) / a_2^2 \right]^{k/(k-1)}$$

Y la presión total o de estancamiento es:

$$P_{tot} = P_2 \left[1 + \frac{k-1}{2} M_1^2 \right]^{k/(k-1)}$$

La difusión real, tanto subsónica como sobre todo la supersónica, siempre va acompañada de pérdidas, que podrían ser muy elevadas. El objeto del diseño de un buen difusor es conseguir la máxima presión para una misma energía cinética transformada en entalpía en el difusor.

La figura 8.5 representa el diagrama termodinámico del aire para la difusión incompleta y completa respectivamente que tiene lugar desde un estado inicial 2 hasta un estado final 3. La energía cinética transformada en entalpía en el difusor es:

$$(C_2^2 - C_3^2)/2 \text{ en la figura 8.5a y } (C_2^2)/2 \text{ en la figura 8.5b.}$$

Para la difusión incompleta (figura 8.5a), la compresión es isentrópica hasta el punto 3a. En la compresión real aumenta la entropía y el punto final es 3' o bien, si aumentan las irreversibilidades del proceso, hasta el punto 3". El incremento de entalpía en los tres casos es el mismo, siendo en virtud de la primera ley:

$$h_3 - h_2 = (C_2^2 - C_3^2)/2$$

En la difusión real la presión alcanzada es inferior a la P_{3a} correspondiente a una compresión isentrópica, o sea, $P_2 < P_3' < P_{3a}$.

Para obtener la eficiencia para un difusor de difusión incompleta, suponiendo que la presión real a la salida del

difusor es P_2 , y comparando el incremento de entalpía real $h_3 - h_2 = h_{3s} - h_2$ con el teórico, o sea, con el que hubiera bastado para alcanzar la misma presión final si el proceso hubiera sido isentrópico. El rendimiento del difusor se expresa así:

$$\eta_{DIF} = (h_3 - h_2) / (h_{3s} - h_2)$$

Para la difusión completa (figura 8.5b), la compresión ideal es isentrópica hasta el punto $3''_{TOT}$. En la compresión real aumenta la entropía y el punto final es $3'_{TOT}$, o bien, si aumentan las irreversibilidades del proceso, hasta el punto $3'''_{TOT}$. El incremento de entalpía en los tres casos es el mismo:

$$h_3 - h_2 = C C_2^2 / 2$$

Y análogamente, el rendimiento es:

$$\eta_{DIF} = (h_3 - h_2) / (h_{3s_{TOT}} - h_2)$$

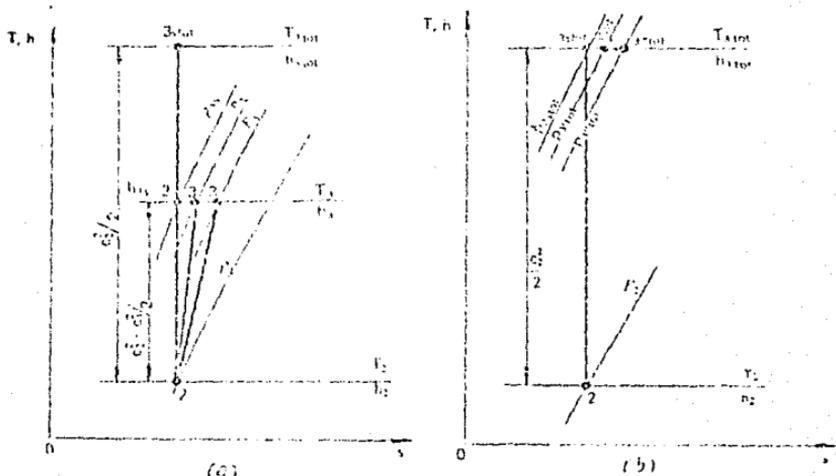


Fig. 8.5. Diagrama termodinámico del aire para el proceso de difusión: (a) incompleta; (b) completa.

4. EFECTOS DEL NUMERO DE MACH EN TOBERAS Y DIFUSORES

Para estudiar el efecto que tienen los cambios de áreas en las propiedades de un flujo isentrópico, se requiere conocer principalmente dichos efectos en la velocidad y en la presión.

Para un proceso isentrópico, mediante la ecuación de cantidad de movimiento y de continuidad se obtiene:

$$dA/A = -(dv/v) [1 - M^2]$$

Como puede observarse mediante esta ecuación, para $M < 1$, un cambio de Área ocasiona un cambio de velocidad de signo opuesto (un valor dA positivo significa un valor dv negativo cuando $M < 1$); para $M > 1$, un cambio de Área da lugar a un cambio de velocidad del mismo signo.

Los resultados anteriores se resumen en la figura 8.6. Para flujos subsónicos ($M < 1$) la aceleración del flujo de un tobera requiere un conducto que disminuya de sección transversal, es decir, la Área debe disminuirse para dar lugar a un incremento en la velocidad. Se tiene así un conducto con la forma que aparece en la parte superior izquierda de la figura 8.6 y el resultado concuerda con la experiencia. Un difusor subsónico requiere que el Área transversal del conducto se incremente para dar lugar a una disminución en la velocidad. Aquí, también el resultado concuerda con la experiencia.

En los flujos supersónicos ($M > 1$), los efectos del cambio de Área son diferentes. Según la ecuación, una tobera supersónica debe ser tal que el Área se incremente en la dirección del flujo. Un difusor supersónico debe estar constituido por un canal convergente. Si bien estas predicciones pueden resultar contrarias a la experiencia, los experimentos de laboratorio demuestran su validez.

Para el caso en que $M = 1$, se tiene que el $dA/dv = 0$, esto significa, que el Área transversal del conducto debe alcanzar un valor mínimo o un valor máximo precisamente para $M = 1$. Al observar la figura 8.6, se concluye que la condición se puede alcanzar únicamente en una garganta o sección de Área mínima.

Para acelerar el flujo desde el reposo hasta una velocidad supersónica ($M > 1$), se requiere primero, una tobera subsónica o convergente. En condiciones apropiadas, el flujo alcanzará el valor $M = 1$ en la garganta donde el Área es mínima.

Se puede lograr una aceleración adicional si se agrega aguas abajo de la corriente una tobera supersónica o divergente.



Fig. 8.6. Configuraciones de toberas y difusores dependiendo del número de Mach inicial.

Para desacelerar el flujo desde un régimen supersónico (M>1), hasta velocidades subsónicas se necesita primeramente un difusor supersónico o convergente. En teoría, puede reducirse la velocidad del flujo isentrópicamente hasta alcanzar M=1 en la garganta, donde el área es mínima, y después desacelerar isentrópicamente mediante un tramo de difusor subsónico o divergente. Sin embargo, en la práctica, el flujo supersónico no puede desacelerarse hasta alcanzar exactamente el valor M=1 en la garganta debido a que el flujo sónico cerca de la garganta es inestable en la presencia de un gradiente de presión adverso, es decir, cuando la presión crece en la dirección del flujo.

El área de la garganta de un difusor supersónico real debe ser ligeramente mayor que la requerida para reducir el flujo hasta el valor M=1. En condiciones apropiadas, aguas abajo, se forma una onda de choque débil, perpendicular, en la sección divergente de la garganta. El flujo que sale de la onda de choque es subsónico y se puede entrenar en el segmento divergente.

El flujo isentrópico es un modelo para flujos reales que se aceleran. En cambio para flujos que experimentan una desaceleración, la idealización de un flujo isentrópico no es muy apropiada debido a los gradientes adversos de presión y a la consecuente posibilidad de la separación o desprendimiento del flujo.

5. DESARROLLO DE LA PRACTICA

PRUEBA 1. EFICIENCIA DE LA TOBERA

Para poder determinar la eficiencia de la tobera, se dispone del siguiente arreglo del equipo (figura 8.7).

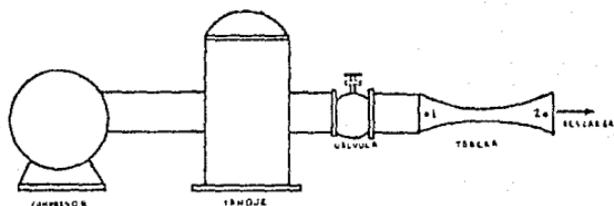


Fig. 8.7. Sistema para determinar la eficiencia de la tobera.

La instalación cuenta con:

- a) Compresor de desplazamiento positivo.

- b) Tanque de almacenamiento de aire comprimido del compresor.
- c) Válvula reguladora de flujo de aire.
- d) Tobera.

PROCEDIMIENTO

1. En el punto 1 se coloca un manómetro diferencial con mercurio como fluido manométrico, con lo que se registra la presión de entrada a la tobera (P_1).
2. Se coloca en el mismo punto 1 un termómetro para registrar la temperatura de entrada (T_1).
3. A la salida de la tobera, en el punto 2, se conecta un manómetro diferencial con agua como fluido manométrico, registrando así la presión de salida (P_2).
4. Se utiliza un termómetro en el punto 2, para determinar la temperatura de salida de la tobera (T_2).
5. Se pone a funcionar el compresor.

Con el procedimiento anterior, se toman como datos:

H_1 : altura manométrica a la entrada de la tobera.

H_2 : altura manométrica a la salida de la tobera.

T_1 : temperatura a la entrada de la tobera.

T_2 : temperatura a la salida de la tobera.

Se consideran como valores:

$$\rho_{Hg} = 13,600 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\rho_{H_2O} = 1000 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$g = 9.78 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

P_{atm} : presión atmosférica del lugar.

MEMORIA DE CALCULO

El comportamiento del fluido, dentro de la tobera, se puede representar en un diagrama entalpía-entropía, como se muestra en la figura B. B.

Apartir de esto, la eficiencia de la tobera se obtiene:

$$\eta_{TOB} = (h_1 - h_{2r}) / (h_1 - h_{2s}) \dots (1)$$

Donde la entalpía de entrada (h_1) se obtiene con el valor de la presión absoluta en el punto 1, (P_{abs1}) y la temperatura de entrada (T_1), consultando las tablas del aire a bajas presiones (apéndice B).

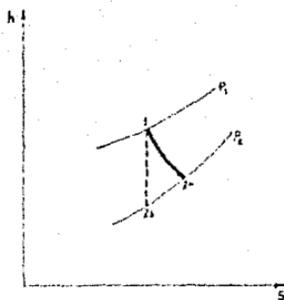


Fig. 8.8. Diagrama entalpía-entropía para una tobera.

En forma análoga la entalpía (h_{2r}), se obtiene consultando en las mismas tablas, con P_{abs2} y T_2 .

Para obtener la entalpía (h_{2s}), se considera que es un proceso isentrópico y se cumple que:

$$P_{r2}/P_{r1} = P_{abs2}/P_1 \dots (2)$$

Con lo cual:

$$P_{r2} = (P_{abs2}/P_1) P_{r1} \dots (3)$$

Donde:

- P_{r2} : presión relativa en 2.
- P_{r1} : presión relativa en 1.
- P_1 : presión manométrica en 1.

La presión relativa (P_{r1}), se obtiene con (P_{abs1}) y (T_1) en las tablas de aire a bajas presiones.

Con el valor de P_{r2} en las mismas tablas se obtiene la temperatura (T_{2s}) y la entalpía (h_{2s}), con lo que sustituyendo h_{2r} y h_{2s} en la ecuación 1, se obtiene la eficiencia de la tobera.

PRUEBA 2. PERFIL DE PRESIONES A LO LARGO DE LA TOBERA

Para poder construir el perfil de presiones a lo largo de la tobera se cuenta con la siguiente instalación que se muestra en la figura 8.9.

La instalación está formada por:

- a) Turbosoplador de aire.
- b) Válvula reguladora de flujo.

c) Tobera con orificios que permiten medir alturas piezométricas.

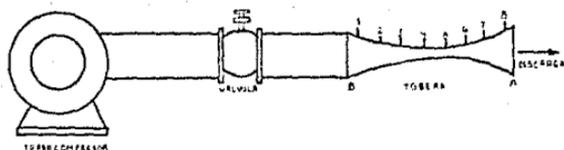


Fig. 8.9. Instalación para determinar el perfil de presiones de una tobera.

PROCEDIMIENTO

1. Se coloca la cara de la tobera hacia afuera (A).

2. Se coloca en cada punto, del 1 al 9, (tubitos de la tobera) un manómetro diferencial con agua como fluido manométrico, con lo que se registran las alturas manométricas correspondientes a las presiones en cada sección a lo largo de la tobera. Solo se registra en la **TABLA 8.1.**

3. Se pone a funcionar el turbocompresor.

4. Se repite el procedimiento, pero con la cara de la tobera (B) hacia afuera. Registrando los datos en la **TABLA 8.2.**

La representación esquemática de las dimensiones de la tobera, se muestran en la figura 8.10.

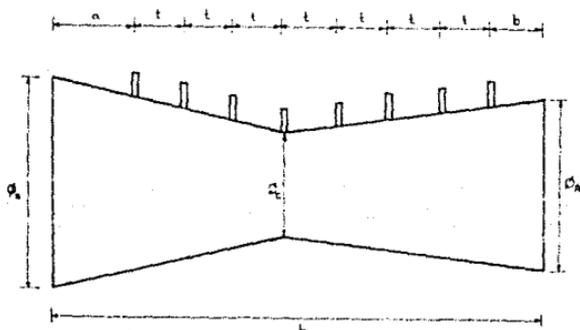


Fig. 8.10. Dimensiones de la tobera.

Se tiene que:

$a=5.5$ cm
 $b=4.0$ cm
 $t=2.0$ cm
 $L=23.5$ cm
 $\phi_A=7.6$ cm
 $\phi_B=10.3$ cm
 $\phi_C=5.5$ cm.

MEMORIA DE CALCULO

La presión estática en cada punto a través de la tobera se obtiene con la expresión:

$$P_i = \rho_{H_2O} g h_i \dots (4)$$

Donde:

$$\rho_{H_2O} = 1000 (\text{kg/m}^3)$$

$$g = 9.78 (\text{m/s}^2)$$

h_i es la altura manométrica en cada punto de la tobera.

Los cálculos se colocan en la TABLA 8.1 y 8.2. es decir, los cálculos se deben de realizar cuando la cara de la tobera (A) da al exterior y cuando la cara (B) da al exterior.

i	h_i m	x cm	$P_{i, \text{ext}}$ Pa
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			

TABLA 8.1. Cara A hacia el exterior.

i	h_i m	x cm	$P_{i, \text{ext}}$ Pa
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			

TABLA 8.2. Cara B hacia el exterior.

La x representa la distancia de la cara A o B (referencia cero) hacia cada punto de la toma de presiones.

Se construye la gráfica de la presión P_i en función de la posición x, tanto para la cara A al exterior como para la cara B al exterior.

PRUEBA 9. COMPORTAMIENTO DE LA DENSIDAD, TEMPERATURA Y VELOCIDAD A LO LARGO DE LA TOBERA

La prueba se realiza con la misma instalación que para la prueba 2, a diferencia que se cuenta con un tubo de Prandtl y termómetro.

PROCEDIMIENTO

1. Se debe tomar la temperatura (T_1) mediante el termómetro.
2. Se coloca un tubo de Prandtl para medir la altura manométrica en 1 y poder medir la velocidad V_1 .
3. Se toma la temperatura en 8 (T_8).
4. Se mide con el tubo de Prandtl la altura manométrica en 8, que permite calcular la velocidad V_8 .
5. Se miden las alturas manométricas en cada sección de la 1 a la 8 con el manómetro diferencial.
6. Se miden los diámetros de cada sección.

La prueba sólo se realiza con la cara de la tobera (A) hacia el exterior.

MEMORIA DE CALCULO

i) La densidad en función de la posición en cada sección.

La densidad en cada sección, se puede obtener mediante la ecuación:

$$\rho_i = \rho_1 (P_i/P_1)^{1/N} \dots (5)$$

Donde el índice N , se calcula con:

$$N = [\ln(P_i/P_8)] / [\ln(\rho_1/\rho_8)] \dots (6)$$

Pero con las alturas manométricas de los piezómetros, se puede obtener la P_i y la P_8 absolutas.

Para encontrar las densidades ρ_1 y ρ_8 , mediante las ecuaciones:

$$\rho_1 = P_1 / (RT_1) \dots (7)$$

$$\rho_8 = P_8 / (RT_8) \dots (8)$$

La R es la constante universal para el aire.

Entonces se pueden calcular las diferentes densidades en

función de la posición y construir su gráfica. Los datos se colocan en la TABLA 8.9.

i	Q l ³ /m ³	r cm
1		
2		
3		
4		
5		
6		
7		
8		

TABLA 8.9

ii) La velocidad en función de la posición en cada sección.

La velocidad en cada sección, se calcula con la expresión:

$$V_i = V_1 \left[\frac{A_1 \rho_1}{A_i \rho_i} \right] \dots (9)$$

La velocidad V_1 , se calcula con:

$$V_1 = \left[2g \Delta h_{\text{Prandtl}} \left(\frac{\rho_m}{\rho_{\text{aire}}} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{2}} \dots (10)$$

Las áreas A_i , con la medida del diámetro en cada sección y las densidades ρ_i con la ecuación 5.

Con lo que se pueden tener las V_i en cada sección y construir una gráfica de las velocidades en función de la posición (TABLA 8.4).

iii) La temperatura en función de la posición en cada sección.

La temperatura en cada sección, se obtiene con:

$$T_i = P_i / (R \rho_i) \dots (11)$$

Las presiones en cada sección son absolutas y se obtienen con los datos de las alturas piezométricas en cada sección.

Las densidades en cada sección con la ecuación 5 y la constante universal del aire es un dato.

Con lo anterior se tiene la variación de la temperatura en función de la posición y se puede realizar una gráfica de este comportamiento (TABLA 8.5).

i	V m/s	x cm
1		
2		
3		
4		
5		
6		
7		
8		

TABLA 8.4

i	T %	x cm
1		
2		
3		
4		
5		
6		
7		
8		

TABLA 8.5

PRACTICA 9

CURVAS CARACTERISTICAS DE TURBOMAQUINAS

OBJETIVOS

1. Introducir al alumno en el estudio de algunas turbomáquinas.
2. Conocer la clasificación y componentes de los ventiladores, turbinas hidráulicas y bombas.
3. Elaborar las curvas características (curvas de comportamiento) del turbosoplador, de la turbina Pelton y de la bomba centrífuga.
4. Análisis de las curvas características obtenidas.

CURVAS CARACTERISTICAS DE TURBOMAQUINAS

1. INTRODUCCION

En la mayoría de las industrias, las turbomáquinas tienen gran aplicación ya que estas incluyen diversas tipos como son las bombas, los ventiladores, los turbosopladores, las turbinas hidráulicas, etc.

Se debe entender que una máquina es un transformador de energía. éstas se clasifican en grupos: máquinas de fluidos, máquinas-herramientas, máquinas eléctricas, etc.

Las máquinas de fluido son aquellas máquinas en que el fluido, o bien proporciona la energía que absorbe la máquina o bien aquellas en que el fluido es el receptor de energía al que la máquina restituye la energía mecánica absorbida.

Las máquinas de fluido se clasifican en máquinas hidráulicas y máquinas térmicas. Entendiendo por máquina hidráulica aquella en que el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente de peso específico, y por tanto de volumen específico en su paso a través de la máquina.

Para clasificar a las máquinas hidráulicas, se tiene que la ecuación de Bernoulli, escrita entre la entrada y la salida del órgano intercambiador de energía (rodete), de una máquina hidráulica, es:

$$\Delta h = \pm [(P_1 - P_2)/\gamma + z_1 - z_2 + (V_1^2 - V_2^2)/2g]$$

Donde el signo + se refiere a un motor hidráulico, por ejemplo, una turbina, y el signo - a un generador hidráulico, por ejemplo, una bomba.

Según esta ecuación, las máquinas hidráulicas, se clasifican en TURBOMAQUINAS y máquinas de desplazamiento positivo.

En las máquinas de desplazamiento positivo, también llamadas máquinas volumétricas, el órgano intercambiador de energía cede energía al fluido o el fluido a él en forma de presión:

$$[(P_1 - P_2)/\gamma]$$

En las turbomáquinas dicho órgano cede energía al fluido o el fluido a él también en forma de energía cinética:

$$[(V_1^2 - V_2^2)/2g]$$

Porque en estas máquinas es esencial la variación de la energía cinética del fluido.

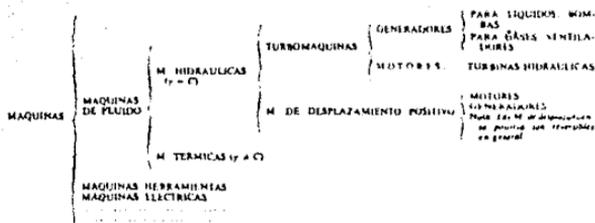


Fig. 9.1. Clasificación de las máquinas de fluido.

2. TURBOMAQUINAS

Una turbomáquina es aquella máquina de fluido que añade energía a un fluido o extrae de él y en la que el fluido que intercambia su energía no varía su peso específico además de que el órgano que cede o absorbe energía del fluido lo hace en forma de energía cinética y siempre se mueve con movimiento rotativo, el fluido puede ser un líquido o un gas.

Las turbomáquinas se llaman también **máquinas dinámicas**. En ellas el intercambio de energía es debido, a la variación del momento cinético del fluido en su paso por el órgano intercambiador de energía dotado de movimiento rotativo que se llama **rodete**.

Turbomáquina es aquella máquina de fluido cuyo funcionamiento se basa en la ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas.

En la figura 9.2, la cual muestra los dos planos de representación de una turbomáquina, el plano meridional y el plano transversal. En la figura 9.2a se representan en su verdadera forma las meridianas de las superficies de revolución de la máquina, como son las superficies anterior y posterior del rodete y se ven también las aristas de entrada y de salida de los álabes, los cuales imparten (bomba) o absorben (turbina) energía del fluido, estas aristas en este caso son paralelas al eje de la máquina. En la figura 9.2b se ve el álabes del rodete, en este caso el álabes es una superficie cilíndrica con generatrices paralelas al eje de la máquina. Los diámetros de entrada y salida de los álabes son D_1 , D_2 y el diámetro del eje, d_e .

Donde: U_1 : velocidad absoluta del álabes a la entrada
 C_1 : velocidad absoluta del fluido a la entrada
 v_1 : velocidad relativa a la entrada (del fluido con respecto al álabes)

C_{1u} : proyección de C_1 sobre U_1

γ_1 : ángulo que forman las velocidades

β_1 : ángulo que forman las velocidades v_1 y $(-U_1)$.

Los subíndices 1 y 2 se refieren a la entrada y salida respectivamente.

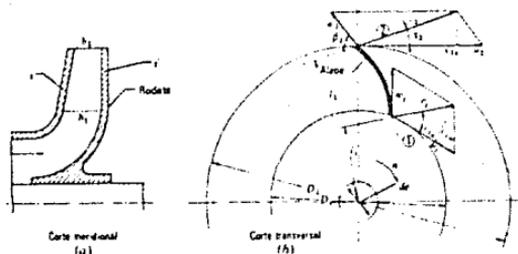


Fig. 9.2. Rodete de una turbomáquina.
(a) corte meridional; (b) corte transversal.

La ecuación de Euler es fundamental en el estudio de las turbomáquinas, constituye, entonces, la ecuación básica para el estudio de las bombas, ventiladores, turbinas hidráulicas, compresores, turbinas de vapor y turbinas de gas. Es la ecuación que expresa la energía intercambiada en el rodete de todas las turbomáquinas.

La altura de Euler (carga hidráulica o altura manométrica), será la energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido, esto es:

$$H_E = \pm [(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) / g]$$

Es la ecuación de Euler para bombas, ventiladores, compresores, turbinas hidráulicas; signo + para máquinas motoras y signo - para máquinas generadoras.

2.1. CLASIFICACION DE LAS TURBOMAQUINAS

Para clasificar las turbomáquinas se pueden tomar criterios diversos. El primero es la compresibilidad del fluido dentro de la máquina.

Según este criterio las turbomáquinas se clasifican en turbomáquinas hidráulicas y turbomáquinas térmicas.

Turbomáquinas hidráulicas, no son aquellas en que el fluido intercambiador de energía o fluido de trabajo sólo es agua, ni siquiera aquellas en que el fluido es un líquido, sino aquellas en que el fluido puede considerarse como incompresible, porque su compresibilidad es prácticamente despreciable.

Turbomáquina térmica, es aquella en que el fluido ha de considerarse como compresible, porque su compresibilidad no es despreciable.

Como ejemplos de las primeras, se tienen a las bombas centrífugas, las turbinas hidráulicas y los ventiladores y de las segundas, se contemplan, las turbinas de vapor, las de gas y los compresores rotatorios.

La segunda clasificación de las turbomáquinas, es según el sentido que sigue el aporte de energía, en turbomáquinas motoras y generadoras.

En las turbomáquinas motoras el fluido cede energía a la máquina. Ejemplo: en una turbina hidráulica, el agua cede energía a la máquina que la transforma en energía útil para el accionamiento de un generador.

En las turbomáquinas generadoras, la máquina comunica energía al fluido. Ejemplo, en una bomba centrífuga le comunica energía (presión) al agua.

Como tercera clasificación, se tiene que según el flujo (dirección del flujo) al pasar por el rodete de la turbomáquina, éstas se clasifican en radiales, axiales y diagonales.

Las máquinas radiales tienen como característica que cada partícula del fluido se mueve en el rodete en un plano transversal al eje de la máquina.

En las máquinas axiales una partícula de fluido se mueve en el rodete de manera que la coordenada radial del vector desplazamiento permanece constante.

En las máquinas diagonales, arcos, semiaxiales, radioaxiales o máquinas de dirección, cada partícula de fluido se mueve en el rodete en una superficie de revolución que tiene como eje el eje de la máquina.

A continuación en la figura 9.9, se resumen las clasificaciones indicadas.

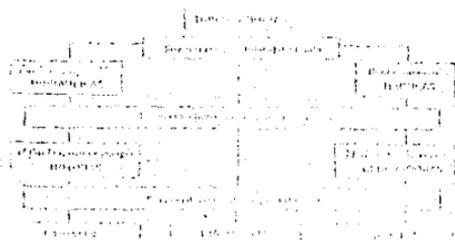


Fig. 9.9. Clasificación de las turbomáquinas.

3. TURBOSOPLADOR (VENTILADOR)

Un ventilador es una turbomáquina hidráulica "generadora" para gases, ya que absorbe energía mecánica y restituye energía a un gas, rompiéndole un incremento de presión tal que el efecto de la compresibilidad puede despreciarse. El ventilador esencialmente es una bomba de gas en vez de líquido.

Cuando no hay cambio apreciable de densidad en el gas y por lo tanto de volumen específico, se dice que el gas es incompresible. Esto ocurre cuando el incremento de presiones (igual a la presión a la salida menos presión a la entrada) es pequeño, menor a 1m de columna de agua se dice que la máquina es un ventilador.

Si el incremento de presiones es mayor a 1m de columna de agua, la máquina se conoce como compresor y el efecto del cambio en la densidad es apreciable.

3.1. COMPONENTES DE UN VENTILADOR

En general, todo ventilador cuenta con tres componentes básicos.

A. Carcasa de admisión

Es un elemento que se encuentra entre la entrada al ventilador o admisión y el rodete. Por tanto, es a través de éste que el fluido es acelerado desde la velocidad de entrada al ventilador hasta la velocidad de entrada al rodete o salida de la carcasa de admisión. Entonces, este elemento sirve como guía para el aire desde la entrada hasta el rodete. Esquemáticamente, una carcasa de admisión se muestra en la figura 9.4.

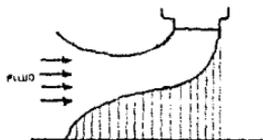
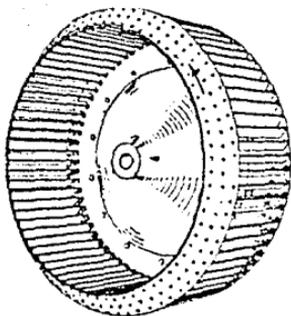


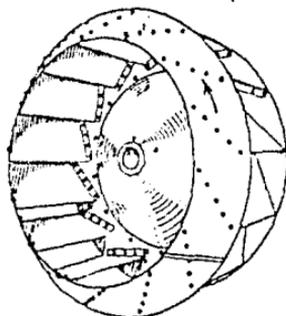
Fig. 9.4. Carcasa de Admisión de un ventilador.

B. Rodete

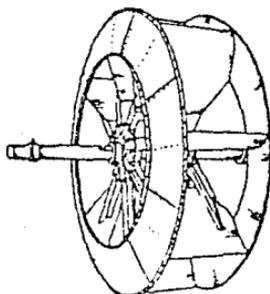
Es el elemento que sigue después de la carcasa de admisión. Es en éste donde se cede la energía al fluido, es decir, gracias al impulso que da el rodete al fluido, cambia su entalpía total (se incrementa). De este elemento, el fluido sale con una velocidad mayor que con la que entró (después de la carcasa de admisión). En la figura 9.5, se muestran algunos tipos de rodetes para ventiladores.



Rodete de ventilador con
paletas curvadas hacia adelante



Rodete de ventilador con
paletas curvadas hacia atrás.



Rodete de ventilador de
plancha de acero.

Fig. 9.5. Tipos de Rodetes para ventiladores.

C. Difusor

Este es un elemento que está colocado después del rodete y es tan importante como éste, ya que en el difusor se lleva a cabo un proceso de desacelerado del fluido desde la velocidad de salida del rodete (que es una velocidad alta) hasta la velocidad de salida del ventilador. Como consecuencia de esta desaceleración, la presión estática se incrementa. Entonces, en el difusor ocurre el incremento de presión a la salida que se requiere de un ventilador.

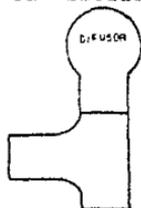


Fig. 9.6. Difusor de un ventilador.

3.2. CLASIFICACION DE LOS VENTILADORES

Se pueden clasificar siguiendo varios criterios, entre otros, se tienen:

A. Clasificación de los ventiladores en base al incremento de presión o de acuerdo a la presión total desarrollada.

1. Ventiladores de baja presión, son aquellos en que el incremento de presión desarrollado es menor a 10 mbar o aquellos en que la presión total desarrollada es inferior a 100 mm de columna de agua.

2. Ventiladores de media presión, son aquellos en que el incremento de presión desarrollado es superior a 10 mbar e inferior a 30 mbar o aquellos en que la presión total desarrollada está entre 100 y 300 mm de columna de agua.

3. Ventiladores de alta presión, son aquellos en que el incremento de presión desarrollado es superior a 30 mbar e inferior a 100 mbar o aquellos en que la presión total desarrollada es superior a 300 mm e inferior a 1000 mm de columna de agua.

En las figuras 9.7 y 9.8, se muestran, un ventilador de baja presión y uno de alta presión respectivamente.

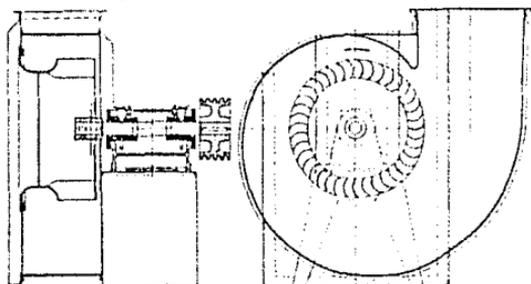


Fig. 9.7. Ventilador de baja presión de rodete de tambor de 500 mm de diámetro para 8,000 m³/h, 720 rpm y 70 mm de columna de agua de presión.

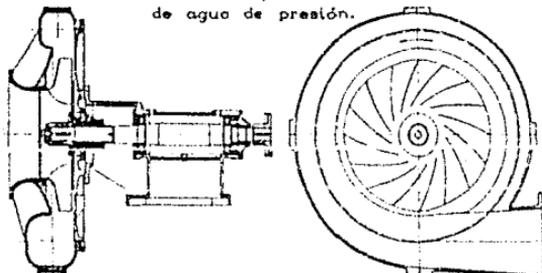


Fig. 9.8. Ventilador de alta presión para 2,500 rpm con un caudal de 10,000 m³/h y una presión de 700 mm de columna de agua en un diámetro exterior del rodete de 700 mm.

B. Los ventiladores se clasifican de acuerdo a la dirección del flujo, en:

- | | |
|------------|---|
| | Propela |
| 1. Axiales | Aspas o guías
Tubular |
| | Centrífugos |
| 2. o | Paletas rectas
Paletas curvas hacia adelante |
| | Radiales |
| | Paletas curvas hacia atrás |

Los ventiladores axiales son los que producen el flujo de aire paralelo a la flecha. Un ventilador es axial guiado, cuando se instala en un tubo que tiene guías; y es axial tubular, cuando se eliminan las guías y queda montado en un tubo.

Los ventiladores centrífugos o radiales son los que producen el flujo de aire paralelo al radio de rotación, (se representan en la figura 9.9).

Ventilador axial de propela, este ventilador maneja grandes cantidades de aire contra muy bajas presiones; las eficiencias son aceptables.

El ventilador axial de aspas, o guías, y tubular, maneja aire en un rango muy extenso contra presiones medias.

Ventilador centrífugo, el diseño de la paleta determina, en general, la característica de la velocidad. Las paletas hacia adelante, son apropiadas por baja velocidad y las paletas hacia atrás, lo son para alta velocidad.

El ventilador centrífugo maneja cualquier cantidad de aire contra altas presiones.

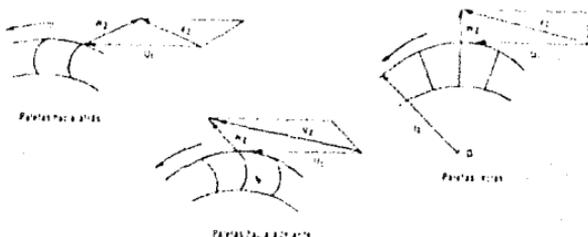


Fig. 9.9. Ventiladores Centrífugos.

3.3. LEYES DE SEMEJANZA DE LOS VENTILADORES

Son once leyes que sirven para predecir el comportamiento del ventilador de distinto tamaño, pero geoméricamente semejante a otro cuyo comportamiento (caudal, potencia, etc.) se conoce, trabajando en las mismas condiciones.

En un mismo ventilador:

- 1a. Ley: Los caudales son directamente proporcionales al número de revoluciones.
- 2a. Ley: Las presiones engendradas son directamente proporcionales al cuadrado del número de revoluciones.
- 3a. Ley: Las potencias son directamente proporcionales al cubo del número de revoluciones.

En ventiladores geoméricamente semejantes:

- 4a. Ley: Los caudales son directamente proporcionales al cubo de los diámetros.
- 5a. Ley: Las presiones engendradas son directamente proporcionales al cuadrado de los diámetros.
- 6a. Ley: Las potencias son directamente proporcionales a la quinta potencia de los diámetros.
- 7a. Ley: Los caudales no varían con la densidad del aire.
- 8a. Ley: Las presiones engendradas varían en relación directa con la densidad.
- 9a. Ley: Las potencias absorbidas varían directamente con la densidad.
- 10a. Ley: Las presiones engendradas son directamente proporcionales a la presión barométrica e inversamente proporcionales a la temperatura absoluta.
- 11a. Ley: Las potencias son directamente proporcionales a la presión barométrica e inversamente proporcionales a la temperatura absoluta.

3.4. APLICACIONES DE LOS VENTILADORES

Los ventiladores se usan para:

- a) Ventilación de las salas de trabajo y reuniones.
- b) Ventilación de minas, túneles y barcos.
- c) Exhaustación de humos, aire con alto contenido de polvo.
- d) Secado en procesos industriales.
- e) Refrigeración y acondicionamiento de aire.

4. BOMBAS

Una bomba es una turbomáquina generadora para líquidos. La bomba es una máquina que absorbe energía mecánica y restituye al líquido que la atraviesa, energía hidráulica.

Se puede decir, que una bomba es un transformador de energía, ya que recibe energía mecánica y la convierte en energía que un fluido adquiere en forma de presión, de posición o de velocidad.

Las bombas se emplean para bombear toda clase de líquidos (agua, aceite de lubricación, combustibles, ácidos, líquidos alimenticios, cerveza, leche, etc.), también se utilizan para bombear líquidos espesos con sólidos en suspensión.

4.1. COMPONENTES DE UNA BOMBA

Las partes constitutivas de una bomba centrífuga, siendo esta

una bomba del tipo dinámico en la cual el rodete transforma la energía mecánica en energía cinética, se muestran en la figura 9.10.



Fig. 9.10. Partes de una bomba centrífuga.

A. Rodete o impulsor

Es el corazón de la bomba. Se encuentra acoplado directamente a la flecha, este elemento recibe el líquido y le imparte una velocidad de la cual depende la carga producida por la bomba. El rodete gira solidario con el eje de la máquina y consta de un cierto número de álabes o aspas que imparten energía al fluido en forma de energía cinética y energía de presión.

Los impulsores se clasifican según:

Forma de las aspas	{	Aspas curvas radiales
		Aspas tipo Francis
		Aspas para flujo mixto
		Aspas tipo propela

Los impulsores de aspas de simple curvatura son de flujo radial y están sobre un plano perpendicular. Generalmente son impulsores para gastos pequeños y cargas altas, por lo cual son impulsores de baja velocidad específica. Manejan líquidos limpios sin sólidos en suspensión, como lo muestra la figura 9.11.

En un impulsor tipo Francis, las aspas tienen doble curvatura, son más anchas y el flujo tiende a ser radial o axial. La velocidad específica va aumentando (figura 9.12).

Una modificación de este último tipo es el clásico impulsor de flujo mixto, es decir, radial-axial, en el que empieza a predominar el flujo mixto. Se pueden manejar líquidos con sólidos en suspensión (figura 9.13).

Los impulsores tipo propela, de flujo completamente axial para gastos altísimos y cargas reducidas, que vienen a ser los de máxima velocidad específica, tienen pocas aspas y pueden manejar

líquidos con sólidos en suspensión de tamaño relativamente grande.



Fig. 9.11. Impulsor de aspas curvas radiales.



Fig. 9.12. Impulsor tipo Francis.



Fig. 9.13. Impulsor de doble flujo.

B. Corona directriz o corona de álabes fijos

Esta formada por álabes que recogen el líquido del rodete y transforman la energía cinética comunicada por el rodete en energía de presión, ya que la sección de paso aumenta en esta corona en la dirección del flujo. Esta corona directriz no existe en todas las bombas, porque encarece su construcción, aunque hace a la bomba más eficiente.

C. Carcasa

Transforma la energía dinámica en energía de presión, esto se lleva a cabo mediante reducción de la velocidad por un aumento gradual del área. También recoge con pérdidas mínimas de energía el fluido que sale del rodete, conduciéndolo hasta la tubería de salida o tubería de impulsión.

Existen dos tipos:

1. Carcasa tipo voluta
2. Carcasa tipo difusor

La carcasa tipo **voluta**, es llamada así por su forma de espiral. Su área es incrementada a lo largo de los 360° que rodea al impulsor hasta llegar a la garganta de la carcasa donde conecta con la descarga (figura 9.14).

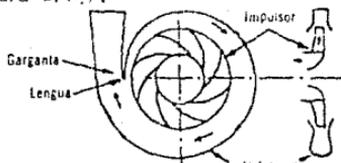


Fig. 9.14. Carcasa tipo voluta.

La carcasa tipo difusor, consiste en una serie de aspas fijas que además de hacer el cambio de energía de velocidad a presión, guían el líquido de un impulsor a otro (figura 9.15).

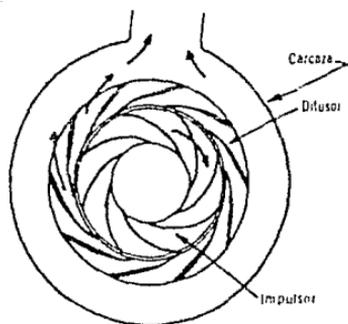


Fig. 2.15. Carcasa tipo difusor.

D. Tubo difusor tronco cónico

Este realiza una tercera etapa de difusión, es decir, su función es comunicar al fluido energía de presión.

E. Estoperos, empaques y sellos

La función de éstos es evitar el flujo hacia afuera del líquido bombeado, a través del orificio por donde pasa la flecha de la bomba, y el flujo de aire hacia el interior de la bomba.

El estopero es una cavidad concéntrica con la flecha donde van colocados los empaques, se tiene que ejercer una cierta presión para contrarrestar o equilibrar la que ya existe en el interior de la bomba y esta presión se ejerce con el prensa estupas.

Los empaques son generalmente de asbesto con plomo, cobre o aluminio, plásticos.

Los sellos permiten un pequeño goteo, ya que de otra manera el calor y fricción generado sobre la flecha es muy grande, dañándola y haciendo que el motor tome más potencia.

Los tres factores que determinan la selección de una bomba son: la presión, el costo y las características del fluido, dentro de ésta última están:

1. Acidez/alcalinidad (pH)
2. Condiciones de viscosidad
3. Temperatura
4. Presión de vaporización del líquido a la temperatura de trabajo
5. Densidad
6. Materiales en suspensión, tamaño, naturaleza, etc.
7. Condiciones de abrasión
8. Contenido de impurezas.

4.2. CLASIFICACION DE LAS BOMBAS

Existen varias formas de clasificar a las bombas, entre otras clasificaciones, se tienen las siguientes:

A. Las bombas se clasifican en base a su funcionamiento en:

1. Bombas rotodinámicas. A este grupo pertenecen todas y sólo las bombas que son turbomáquinas. Estas son siempre rotativas, su funcionamiento se basa en la ecuación de Euler y su órgano transmisor de energía se llama **rodete**.

Se llaman rotodinámicas porque su movimiento es rotativo y el rodete comunica energía al fluido en forma de energía cinética.

Las bombas rotodinámicas, se clasifican a su vez, de acuerdo a cinco criterios en:

- a) Según la dirección del flujo, bombas de flujo radial, de flujo axial y de flujo radioaxial.
- b) Según la posición del eje, bombas de eje horizontal, de eje vertical y de eje inclinado.
- c) Según la presión engendrada, bombas de baja presión, de media presión y de alta presión.
- d) Según la entrada del flujo en la bomba, de simple aspiración y de doble aspiración.
- e) Según el número de rodetes, de un escalonamiento o de varios escalonamientos.

2. Bombas de desplazamiento positivo. A este grupo pertenecen no sólo las bombas alternativas sino las rotativas llamadas **rotoestáticas**, pero en ellas el rodete comunica energía al fluido en forma de presión. Su funcionamiento se basa en el principio de desplazamiento positivo.

B. Clasificación de las bombas por el tipo de succión:

1. **Simple succión.**
2. **Doble succión** (ambos lados del impulsor).
3. **Succión negativa** (nivel del líquido inferior al de la bomba).
4. **Succión positiva** (nivel del líquido superior al de la bomba).
5. **Succión a presión** (la bomba succiona el líquido de una cámara hermética donde se encuentra ahogada y a donde llega el líquido a presión).

C. Clasificación de las bombas por su dirección de flujo:

1. **Bombas de flujo radial.**
2. **Bombas de flujo mixto.**
3. **Bombas de flujo axial.**

Las bombas de flujo radial, tienen impulsores generalmente angostos de baja velocidad específica, que desarrollan cargas altas. El flujo es casi totalmente radial y la presión desarrollada es debida principalmente a la fuerza centrífuga.

En las bombas de flujo mixto, el flujo cambia de axial a radial. Son bombas para gastos y cargas intermedias y la velocidad específica de los impulsores es mayor que las de flujo radial.

En las bombas de flujo axial, llamadas de propela, el flujo es completamente axial y sus impulsores son de alta velocidad específica.

D. Una clasificación comercial muy completa hecha por el "Hydraulic Institute" es:



A continuación se muestran algunos de los tipos de bombas mencionados en la última clasificación.



Fig. P. 16. Bomba centrífuga de doble aspiración.

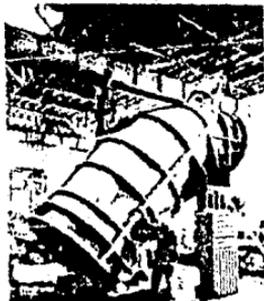


Fig. P. 17. Bomba axial.

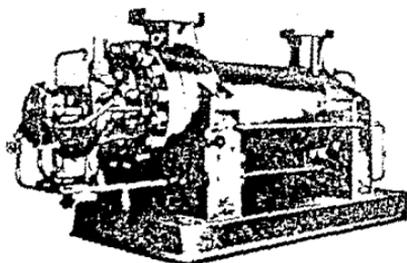


Fig. 9.18. Bomba horizontal de múltiples escalonamientos.



Fig. 9.19. Bomba vertical de múltiples escalonamientos.

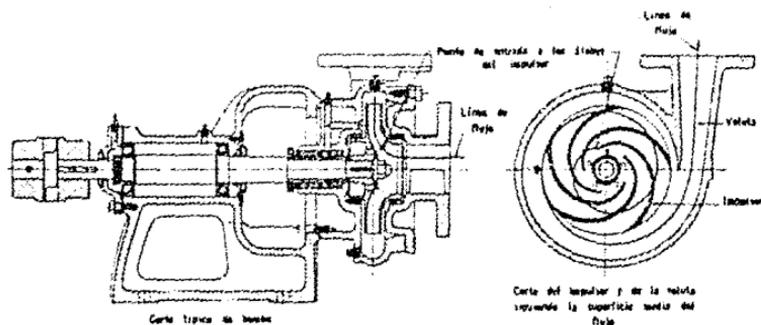


Fig. 9.20. Bomba centrífuga de eje horizontal de un solo paso.

4.3. LEYES DE SEMEJANZA DE LAS BOMBAS

Las tres primeras leyes se refieren a la misma bomba o a dos bombas que son iguales, pero funcionando en condiciones distintas y expresan la variación de las características de una misma bomba o de bombas iguales cuando varía el número de revoluciones.

1a. Ley: Los caudales son directamente proporcionales a los números de revoluciones.

- 2a. Ley: Las alturas manométricas son directamente proporcionales a los cuadrados de los números de revoluciones.
- 3a. Ley: Las potencias son directamente proporcionales a los cubos de los números de revoluciones.

Las tres leyes siguientes se refieren a dos bombas geoméricamente semejantes pero de diámetro distinto y expresan la variación de las características de dos bombas geoméricamente semejantes con el tamaño, si se mantiene constante el número de revoluciones.

- 4a. Ley: Los caudales son directamente proporcionales al cubo de la relación de diámetros.
- 5a. Ley: Las alturas manométricas son directamente proporcionales al cuadrado de la relación de diámetros.
- 6a. Ley: Las potencias son directamente proporcionales a la quinta potencia de la relación de diámetros.

4.4. APLICACIONES DE LAS BOMBAS

Las aplicaciones que las bombas tienen son demasiadas, debido a que éstas desempeñan un papel de gran importancia. Las aplicaciones son en:

1. Plantas termoeléctricas.
2. Plantas de almacenamiento.
3. Energía nuclear.
4. Servicios para la marina.
5. Aeronáutica.
6. Industria Química.
7. Industria Petrolera.
8. Refinación.
9. Industria Papelera.
10. Industria Textil.
11. Industria del hule.
12. Minería y Construcción.
13. Industria Siderúrgica.
14. Acondicionamiento de aire (calefacción, refrigeración).
15. Suministro de agua potable.
16. Aguas residuales.
17. Industria alimenticia.
18. Laboratorios.
19. Industria azucarera.

5. TURBINAS

La turbina hidráulica es una turbomaquina motora y esencialmente es una bomba rotodinámica que trabaja a la inversa, es decir, es una máquina hidráulica que transforma la energía potencial del agua en energía mecánica.

Así como una bomba absorbe energía mecánica y restituye energía al fluido; una turbina absorbe energía del fluido y restituye energía mecánica. Teóricamente, suministrando energía hidráulica

a la máquina, e invirtiendo el flujo, una bomba podría trabajar como turbina; sin embargo, prácticamente sería muy ineficiente.

5.1. COMPONENTES DE UNA TURBINA HIDRAULICA

Los elementos constitutivos de una turbina se muestran en la figura 9.21 y son:

- A. Canal de llegada (lámina libre) o tubería forrada (flujo a presión), corresponde a la tubería de impulsión en una bomba.
- B. Caja espiral, transforma la energía de presión en energía de velocidad.
- C. Distribuidor, transforma la energía de presión en velocidad y actúa como tobera.
- D. Rodete, elemento transformador de la energía hidráulica en mecánica.
- E. Tubo de aspiración, es el órgano de escape de la turbina, se llama tubo de aspiración porque crea una aspiración o depresión a la salida del rodete.

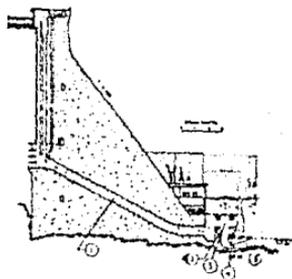


Fig. 9.21. Elementos en una instalación de una turbina hidráulica.

5.2. CLASIFICACION DE LAS TURBINAS HIDRAULICAS

Las turbinas hidráulicas se pueden clasificar de acuerdo a varios criterios.

A. Clasificación según el grado de reacción.

Las turbinas hidráulicas según el grado de reacción se clasifican en dos grupos: turbinas de acción y turbinas de reacción.

Entendiendo por grado de reacción de una turbina, la relación de la altura de presión absorbida por el rodete entre la altura total absorbida por el rodete.

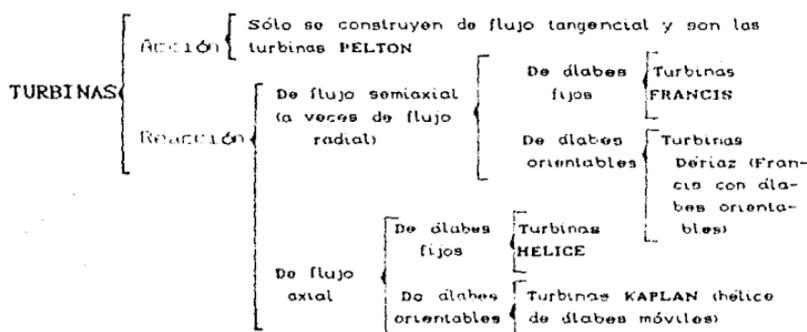
Si el grado de reacción es 0, la turbina se llama de acción, si

el grado de reacción es distinto de 0, la turbina se llama de **reacción**.

Las turbinas de acción son de admisión parcial, esto es, la presión del agua no varía en los álabes y el rodete no está inundado, encontrándose a presión atmosférica. Las turbinas de reacción son de admisión total, en estas la presión a la salida del rodete es superior a la atmósfera y a la salida inferior, el rodete está inundado.

B. Clasificación.

En la actualidad prácticamente las únicas turbinas que se construyen son las que figuran en el cuadro siguiente:



C. Clasificación según el número de revoluciones.

La clasificación más precisa de las turbinas hidráulicas es una clasificación numérica, que se hace asignando a toda la familia de turbinas geoméricamente semejantes un número, a saber, el número específico de revoluciones.

Sólo hay un salto brusco de forma cuando se pasa de un rodete de acción (Pelton) a un rodete de reacción. Luego todos los tipos de turbinas clasificados según el número específico de revoluciones pueden agruparse en los dos únicos tipos mencionados, es decir, turbinas de acción y turbinas de reacción.

Existe una discontinuidad en la forma, al pasar de una turbina de acción (Pelton) a una turbina de reacción (Francis):

1. Las turbinas Pelton no tienen caja espiral; las de reacción sí.
2. El distribuidor de las turbinas Pelton se llama **inyector** y consta de tobera y válvula de agua y su forma no se parece en nada a la del distribuidor de las turbinas de reacción.
3. Las turbinas Pelton no tienen tubo de aspiración; las de reacción sí.
4. Los álabes de las turbinas Pelton se llaman **cucharas** y son de aspecto totalmente distinto a los de las turbinas de reacción.

5.3. TURBINAS PELTON.

La turbina Pelton es de las denominadas de impulso y ésta se encuentra alimentada por unos dispositivos llamados **chiflones** que lanzan el agua en un chorro a alta velocidad contra los cargilones montados separada o íntegramente en un rodete el cual comunica un par mecánico que es aprovechado en la flecha del rodete. El agua después de la salida del chiflón se encuentra a presión atmosférica.

Las turbinas Pelton trabajan bajo cargas altas y gastos pequeños.

En la figura 9.22 se muestra una turbina Pelton (Pelton doble), tiene dos rodetes montados en el mismo eje. Una instalación típica de turbinas Pelton consta de los siguientes elementos:

1. Codo de entrada.
2. Inyector. Es el distribuidor de las turbinas Pelton. Transforma la energía de presión del fluido en energía cinética. Consta de tobera y válvula de agua.
3. Tobera.
4. Válvula de agua. Se desplaza longitudinalmente.
5. Servomotor.
6. Regulador.
7. Mando del deflector.
8. Deflector o pantalla deflectora.
9. Chorro.
10. Rodete (figura 9.23).
11. Alabes o cucharas.
12. Freno de la turbina por chorro de agua.
13. Blindaje.
14. Destructor de energía.

Las turbinas Pelton se clasifican en sencillas (un rodete y un sólo chorro) y múltiples. Las turbinas Pelton se clasifican por el número de chorros, llamándose Pelton doble, triple, etc., a la Pelton de 2, 3, ... chorros.

5.4. TURBINAS FRANCIS

Es una turbina de reacción de alabes fijos. Las turbinas Francis se usan para cargas medianas (aproximadamente 30-400 metros) y gastos bastante grandes, aun cuando también se usan para gastos menores.

En la turbina Francis, el agua procedente de la tubería forzada entra en la cámara espiral, después en el distribuidor y finalmente en la rueda motriz, donde transforma su energía hidráulica en energía mecánica, transmitiéndola por el eje de la turbina. El agua sale por el tubo de escape al canal aguas abajo.

En la figura 9.24 se muestran los componentes de una turbina Francis lenta:

1. Caja espiral.
2. Distribuidor: la caja espiral y el distribuidor dirigen el agua al rodete con un mínimo de pérdidas, y transforman parte de la energía de presión en energía cinética. El distribuidor es de álabes móviles y sirve para reducir el caudal cuando la carga de la turbina disminuye, conservando el mejor rendimiento posible, tratando de reducir a un mínimo las pérdidas hidráulicas por fricción y choque.
3. Rodete. La figura 9.25 muestra un rodete de una turbina Francis.
4. Codo de entrada en el tubo de aspiración. Este crea una depresión a la salida del rodete.
5. Sección en el interior del tubo de aspiración al mismo nivel que el nivel de aguas abajo en el canal de salida.
6. Sección de salida de la turbina. Sirve para definir la altura neta de la turbina según las normas.

La turbina Francis tiene la característica de que la presión a la entrada del rodete es superior a la atmosférica, mientras que en la Pelton es igual. Por tanto, para un mismo salto la velocidad de entrada es inferior en las turbinas Francis que en las turbinas Pelton.

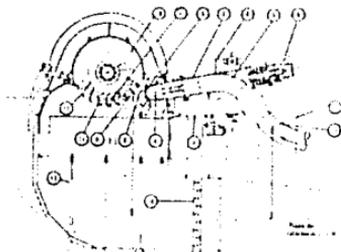


Fig. 9.22. Turbina Pelton doble, de dos rodetes.



Fig. 9.23. Rodete Pelton de 2m de diámetro.

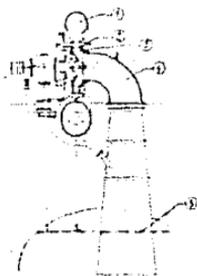


Fig. 9.24. Turbina Francis lenta.



Fig. 9.25. Rodete Francis de 5,98m de diámetro.

5.5. TURBINAS KAPLAN

La turbina Kaplan es una turbina hélice en que los álabes del rodete giran en marcha, ajustándose automáticamente según la carga a las condiciones de óptimo rendimiento. Como si un sólo rodete desempeñara el papel de infinito número de rodetes. Su flujo es completamente axial.

La turbina Kaplan se usa para grandes caudales con saltos pequeños, y algunas veces medianos. Sus dimensiones son reducidas, velocidad relativamente elevada, rendimiento alto con cargas variables, notable capacidad para sobrecargas.

La figura 9.26 muestra una central de agua fluyente, en donde

se indican los componentes de una turbina Kaplan:

1. Compuerta de admisión a la turbina.
2. Distribuidor.
3. Rodete. La figura 9.27 muestra uno.
4. Tubo de aspiración. Forma parte de la turbina y es del tipo acodado.
5. Sección de salida.
6. Nervio central. Evita las pérdidas de la turbina y es del tipo acodado.
7. Mecanismo de orientación de los álabes. Mediante un vástago que al moverse con simple movimiento de traslación hace subir o bajar a la cruceta, la cual hace girar simultáneamente a todos los álabes al transmitirse su movimiento por las bielas y manivelas.

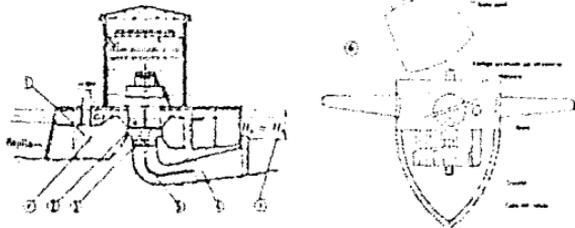


Fig. 9.26. Componentes de una turbina Kaplan.



Fig. 9.27. Rodete Kaplan de 7.4m de diámetro.

5.6. LEYES DE SEMEJANZA DE LAS TURBINAS HIDRAULICAS

Las tres primeras leyes se refieren a la misma turbina y expresan la variación de las características de una misma turbina o de turbinas iguales cuando varía la altura neta.

- 1a. Ley: Los números de revoluciones son directamente proporcionales a la raíz cuadrada de las alturas netas.
- 2a. Ley: Los caudales son directamente proporcionales a las alturas netas.
- 3a. Ley: Las potencias son directamente proporcionales a las alturas netas elevadas a $\frac{3}{2}$.

Las tres leyes siguientes se refieren a dos turbinas geométricamente semejantes, pero de diámetro distinto y expresan la variación de las características de dos turbinas geométricamente semejantes si se mantiene constante la altura neta.

- 4a. Ley: Los números de revoluciones son inversamente proporcionales a los diámetros.
- 5a. Ley: Los caudales son directamente proporcionales a los cuadrados de los diámetros.
- 6a. Ley: Las potencias son directamente proporcionales a los cuadrados de los diámetros.

6. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBOMAQUINAS

6.1. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS ROTODINÁMICAS Y VENTILADORES

El ensayo elemental de una bomba o ventilador es aquél en que, manteniéndose constante el número de revoluciones, n , se varía el caudal, Q , y se obtienen experimentalmente las curvas de altura manométrica $H_m=f(Q)$; potencia al freno $P_f=f(Q)$ y rendimiento total $\eta=f(Q)$. Estas curvas, y en particular la curva $H_m=f(Q)$, se llaman **curvas características**.

La única forma de obtener las curvas características es apoyándose en los ensayos y se realizan experimentalmente mediante un banco de pruebas.

La figura 9.20 muestra las curvas características típicas de una bomba centrífuga. La altura manométrica es aproximadamente constante a caudales bajos y después decrece hasta cero para $Q=Q_{m\acute{a}x}$, ó la velocidad de giro y tamaño del rotor considerados. La bomba no puede suministrar más caudal que $Q_{m\acute{a}x}$. La parte de pendiente positiva de la curva correspondiente a la altura manométrica se muestra a trazos, esta región puede ser inestable y originar oscilaciones de bombeo.

La curva de la potencia al freno suministrada por el motor de la bomba de la figura 9.20 crece monótonamente con el caudal hasta cerca de $Q_{m\acute{a}x}$, donde empieza a decrecer. La parte descendente se muestra en trazo discontinuo porque también es potencialmente inestable, ya que puede originar sobrecargas del motor durante un período transitorio.

En la misma figura, el rendimiento crece hasta un máximo situado alrededor de 60% de $Q_{m\acute{a}x}$. Este es el caudal de diseño Q^* o punto de máximo rendimiento, $\eta=\eta_{m\acute{a}x}$. Se observa que la curva $\eta=f(Q)$ no es independiente, ya que se puede calcular con los datos de $H_m=f(Q)$ y $P_f=f(Q)$.

En los ventiladores las curvas características responden a los mismos criterios que para las bombas, pero considerando la diferencia con las variables típicas de una y otra turbomáquina.

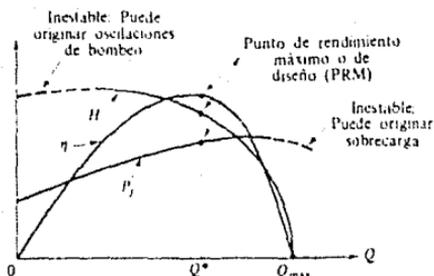


Fig. 9.28. Curvas características de una bomba centrífuga típica a velocidad de giro constante.

6.2. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS HIDRAULICAS

El ensayo de una turbina se hace manteniendo siempre constante la altura neta.

El ensayo elemental se hace manteniendo constante no las revoluciones como en las bombas sino la apertura del distribuidor. La variable independiente (abscisa) no es Q como en las bombas sino n , obteniéndose experimentalmente las curvas:

$$\begin{aligned}
 Q &= f(n) && \text{(Gasto)} \\
 N_u &= f(n) && \text{(Potencia útil)} \\
 \eta &= f(n) && \text{(rendimiento)}
 \end{aligned}$$

Además se hace un ensayo completo que es un conjunto de ensayos elementales caracterizado cada uno por una apertura distinta del distribuidor. Con esto se obtienen las curvas características de una turbina. La figura 9.29 muestra estas curvas para un ensayo completo.

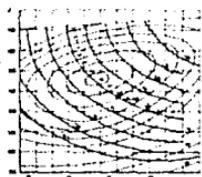


Fig. 9.29. Curvas características de una turbina Francis.

Donde se utilizan a n_{11} y Q_{11} , número de revoluciones y caudal de una turbina geoméricamente semejante a la ensayada, como si el rodete tuviera un diámetro igual a 1m, en iguales condiciones de rendimiento.

7. DESARROLLO DE LA PRACTICA

PRUEBA 1. TURBOSOPLADOR

Para poder construir las curvas características del turbosoplador, se cuenta con una instalación como la mostrada en la figura 9.30.

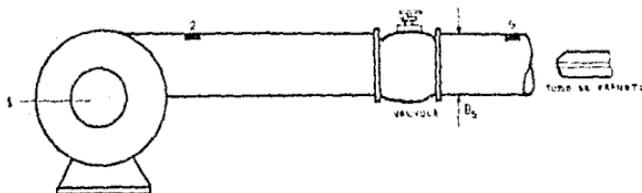


Fig. 9.30. Instalación del turbosoplador.

La instalación cuenta con las siguientes partes:

- Turbosoplador.
- Válvula reguladora.
- Tubo de escape de flujo.

Donde las características son:

Diámetro de la tubería de escape $D_e=10.14$ cm.

Área transversal del ducto de salida del turbosoplador
 $A_z=12.8=96$ cm².

PROCEDIMIENTO

- Tomar la temperatura ambiente y la presión barométrica del lugar de prueba.
- Se coloca un tubo de Prandtl a la salida para determinar la altura Prandtl (Δh_p), utilizando en el piezómetro al agua como fluido manométrico.
- En el punto 2 de la figura 9.30, se conecta una manguera al piezómetro con agua como fluido manométrico, para determinar la altura manométrica (Δh_{man2}).
- En un panel se puede leer directamente la potencia que consume el ventilador (W_e).

5. Se deben seleccionar cinco posiciones de la válvula, es decir, se deben tener cinco diferentes regulaciones de flujo con la válvula. Se escoge la primera.

6. Se debe regular la velocidad angular del rodete del ventilador para cuatro diferentes velocidades angulares (N), cambiando la posición de la banda, con el motor sin movimiento y tensando la banda.

7. Se pone a funcionar el ventilador.

8. Esto se repite para cada una de las cinco posiciones de la válvula y estas cinco posiciones para las cuatro velocidades angulares del rodete del ventilador. Los datos se registran en la TABLA P. 1.

ALBERTO	$\Delta h_{p,1}$ cm	Δh_p cm	$\frac{V_{11}}{V_{12}}$ m/s	N rpm
1				
2				
3				
4				
5				
1				
2				
3				
4				
5				
1				
2				
3				
4				
5				
1				
2				
3				
4				
5				

TABLA P. 1

MEMORIA DE CALCULO

Con la presión barométrica y la temperatura ambiente, se calcula la densidad del aire mediante:

$$\rho_{\text{aire}} = P/(RT) \dots (1)$$

Y considerando que la densidad del agua es:

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1000 (\text{kg/m}^3)$$

Para un ventilador se construyen los diagramas de gasto (Q) contra la carga (altura manométrica) (H_T) y las curvas de velocidad angular constante (N) y de eficiencia constante (η_v).

De la ecuación general de las turbomáquinas y considerando:

i) La presión de entrada al turbosoplador $P_1 = P_{\text{atm}}$.

ii) La velocidad de entrada del turbosoplador $V_1 = 0$.

iii) La referencia de alturas $z_1 = z_2$.

iv) Se desprecian pérdidas, con lo que se obtiene que el trabajo de bombeo para el turbosoplador está dado por:

$$W_b = C_m / \rho_{\text{aire}} (P_2 - P_0) + \frac{1}{2} m V_2^2 \dots (2)$$

Donde además:

$$m = \rho_{\text{aire}} Q \dots (3)$$

La diferencia de presiones:

$$P_2 - P_0 = \gamma_{\text{H}_2\text{O}} \Delta h_{\text{man2}} \dots (4)$$

Y la velocidad en 2 es:

$$V_2 = (A_1/A_2) V_1 \dots (5)$$

Pero además:

$$A_1 = \frac{1}{4} \pi D_1^2 \dots (6)$$

Y la velocidad de salida es:

$$V_2 = [2g \Delta h_p (\rho_{\text{H}_2\text{O}} / \rho_{\text{aire}})]^{1/2} \dots (7)$$

El gasto se obtiene como:

$$Q = A_2 V_2 \dots (8)$$

Con esto, la ecuación 2, se convierte en:

$$W_b = Q \left[\frac{1}{2} \rho_{\text{aire}} V_2^2 + \gamma_{\text{H}_2\text{O}} \Delta h_{\text{manz}} \right] \dots (9)$$

La eficiencia del turbosoplador es:

$$\eta_v = \frac{W_b}{W_o} \dots (10)$$

La carga está dada por:

$$HT = \frac{W_b}{\gamma_{\text{aire}} Q} \dots (11)$$

Con esta memoria de cálculo, se llena la TABLA 9.2.

Iteración	Δh_{manz} cm	Δh_f cm	W_a kW	V_1 m/s	Q m ³ /s	V_2 m/s	W_b W	η_v %	H_T m
1									
2									
3									
4									
5									
1									
2									
3									
4									
5									
1									
2									
3									
4									
5									
1									
2									
3									
4									
5									

TABLA 9.2

En base a la TABLA 9.2 se construyen las curvas características del turbosoplador.

Para lo cual se gráfica primero el gasto (Q) contra la carga (Hr) y para cada velocidad angular constante su curva. Después sobre las mismas coordenadas se construyen las de eficiencia constante, para cada curva de velocidad angular constante. Se interpolan algunos valores reales, para obtener valores estimados.

PRUEBA 2. TURBINA PELTON

El esquema de la instalación para obtener las curvas características de la turbina Pelton aparece en la figura 9.91.

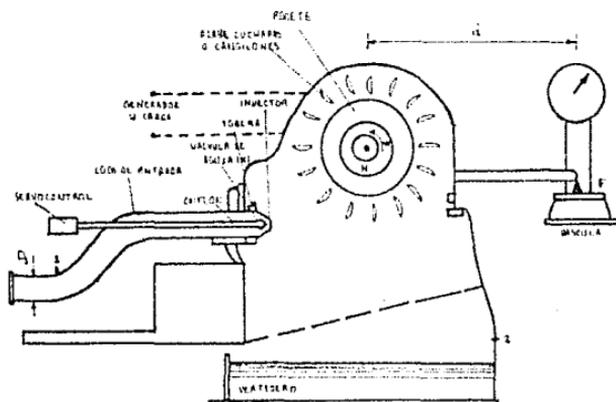


Fig. 9.91. Instalación de la turbina Pelton.

La instalación cuenta de las siguientes partes:

a) Turbina Pelton:

- Rodete
- Alabes, cucharas o sanglonas
- Inyector
- Tobera
- Válvula de aguja
- Codo de entrada
- Servocontrol
- Chiflón.

b) Báscula.

c) Brazo de palanca.

d)Vertedor triangular.

e)Generador eléctrico.

Donde las características son:

Diámetro de la tubería donde sale el chiflón 1150.14 cm.

Longitud del brazo de palanca $d=70$ cm.

Lo que ocurre en esta prueba es que, cuando el chorro de agua que sale del chiflón incide sobre los álabes del rodete de la turbina, el rodete adquiere una velocidad angular, pero a su vez, el eje del rodete es el rotor de un generador eléctrico, entonces, al girar el rodete se genera en los terminales del generador un voltaje cuya magnitud depende de la velocidad angular. Al conectar una carga (banco de resistencias) en los terminales del generador ocurren dos cosas, baja la velocidad angular y se produce una fuerza contraelectromotriz que se opone al giro del generador, esto se manifiesta como un par contrario al sentido del giro del rotor del generador. Para cuantificar este par, la carcasa del generador tiene soldado un brazo de palanca, cuya terminal descansa en el plato de una báscula en la cual se mide la fuerza provocada por el brazo de palanca. Esta fuerza multiplicada por el brazo de palanca, cuantifica el par producido por la fuerza electromotriz.

PROCEDIMIENTO

1. Se asegura que la válvula de suministro de agua a la turbina este totalmente abierta y la válvula de suministro de agua del chiflón este totalmente cerrada.

2. Se conecta el interruptor colocado en la columna ubicada entre el chiflón y la turbina Felton, se oprime el botón "marcha".

3. Arrancar la bomba de paro profundo marcada como "Chiflón turbina Felton" en el arranador ubicado en un tablero, primero debe subirse la palanca y luego oprimir el botón de arranque.

4. Con la válvula de control (válvula de agua), en la entrada de la rueda color azul colocada previamente en cualquier posición menos en la de cierre total, se pone el potenciómetro de momento colocado en la misma columna que el interruptor entre el chiflón y la turbina.

5. Se fija una abertura en la válvula de control (se recomiendan aberturas en 5, 10, 15 y 20 divisiones).

6. Se toma una velocidad angular a partir de 300 rpm por medio del rodete por lo consiguiente, variando la carga de V_{ab} modo que se obtenga esta velocidad.

7. Manteniendo la velocidad angular constante, se mide la fuerza del brazo de palanca (F) en la báscula.

8. Se mide la presión de entrada a la turbina mediante un manómetro diferencial, en el cual se hacen en una columna una longitud inferior (L_1) y otra superior (L_2). La diferencia de estas longitudes permite calcular la presión a la entrada de la turbina. El fluido manométrico usado es mercurio.

9. Se realiza esto para las velocidades de 500, 600, 700 y 800 rpm, es decir, se cambia la velocidad angular y se repite el proceso a partir del punto 7.

10. Para la última velocidad angular, se mide la altura del vertedero Δh_{ver} , esto debido a que en la última lectura el gasto es completamente constante.

Los datos se colocan en la TABLA 9.9.

CUENTA	N rpm	F ψ_{din}	L_1 cm	L_2 cm	Δh_{ver} cm	POSICIÓN TURBINA de
1	400					30°
2	500					
3	600					
4	700					
5	800					
1	400					25°
2	500					
3	600					
4	700					
5	800					
1	400					20°
2	500					
3	600					
4	700					
5	800					
1	400					15°
2	500					
3	600					
4	700					
5	800					

TABLA 9.9

Los valores de F de la TABLA 9.9 deben de ser notos, es decir, se les debe restar el valor de la tara.

En la TABLA 9.9 la Δh_{Ver} es el valor total, al cual, se le debe restar la tara.

Se consideran los siguientes valores de densidad:

$$\begin{aligned}\rho_{\text{Hg}} &= 13600 \text{ (kg/m}^3\text{)} \\ \rho_{\text{H}_2\text{O}} &= 1000 \text{ (kg/m}^3\text{)}\end{aligned}$$

En una turbina hidráulica se gráfica la velocidad angular (Ω) contra la carga (altura manométrica) (H_f) a gasto constante y las curvas a construir son las de eficiencias constantes (isoeficiencia) (η_f) y las de gasto constante (Q_f).

De la ecuación general de las turbomáquinas y considerando:

i) la presión en el punto 2 es la atmosférica $P_2 = P_{\text{atm}}$.

ii) la velocidad en 2 $V_2 = 0$.

iii) la referencia de alturas $z_1 = z_2$.

iv) Se desprecia pérdidas.

Con lo que el trabajo de bombeo que se le suministra a la turbina es:

$$W_b = -m \left[P_{\text{man}} / \rho_{\text{H}_2\text{O}} + CV_1^2 / 2 \right] \dots (12)$$

Donde además:

$$m = \rho_{\text{H}_2\text{O}} Q \dots (13)$$

Y como:

$$Q = (g/15) [z_1]^{3/2} \cdot \tan(\theta/2) \cdot \mu_f \Delta h_{\text{Ver}}^{5/2} \dots (14)$$

Se considera:

$$\begin{aligned}\theta &= 30.25^\circ \\ \mu_f &= 0.60 \\ K &= 1\end{aligned}$$

La presión manométrica en 1 es:

$$P_{\text{man1}} = (L_s - L_i) \gamma_{\text{Hg}} \dots (15)$$

La velocidad en 1 es:

$$V_1 = (Q/A_1) \dots (16)$$

Ya que:

$$A_1 = \frac{1}{4} \pi D_1^2 \dots (17)$$

El par se encuentra con:

$$T = F \cdot d \dots (18)$$

En esta última ecuación, la fuerza F debe estar en Newtons y el brazo de palanca d en metros.

La potencia al freno se calcula con:

$$\dot{W}_e = (2\pi NT) / 60 \dots (19)$$

Con lo que la ecuación 12, se convierte en:

$$\dot{W}_b = -Q[(L_s - L_i) \gamma_{\text{Hg}} + \frac{1}{2} \rho_{\text{H}_2\text{O}} V_1^2] \dots (20)$$

La eficiencia de la turbina es:

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_b} \dots (21)$$

La carga esta dada por:

$$HT = \frac{\dot{W}_e}{\gamma_{\text{H}_2\text{O}} Q} \dots (22)$$

Con esta memoria de cálculo se llena la TABLA p. 4.

En base a los datos de la TABLA p. 4, se construyen las curvas características de la turbina Pelton.

Se debe graficar la carga (HT) en función de las rpm y para cada gasto constante. Sobre las mismas coordenadas se construyen las curvas de eficiencia constante (η_T). Se interpolan algunos valores reales para obtener los valores estimados.

EVENTO	L_s m	L_v m	F N	T N.m	$\frac{W_a}{W}$	Q m ³ /s	$\frac{W_w}{W}$	η_f %	H_r m
1									
2									
3									
4									
5									
1									
2									
3									
4									
5									
1									
2									
3									
4									
5									
1									
2									
3									
4									
5									

TABLA P. 4

PRUEBA B. BOMBA CENTRIFUGA

El esquema de la instalación para obtener las curvas características de la bomba centrífuga aparece en la figura p. 02.

La instalación cuenta con las siguientes partes:

- a) Bomba centrífuga.
- b) Válvula reguladora.

- c) Depósito de agua.
- d) Vertedero triangular.
- e) Motor de la bomba.

Donde las características son:

Diámetro de la tubería de succión $D_1=0.2$ cm.

Diámetro de la tubería de descarga $D_2=5.3$ cm.

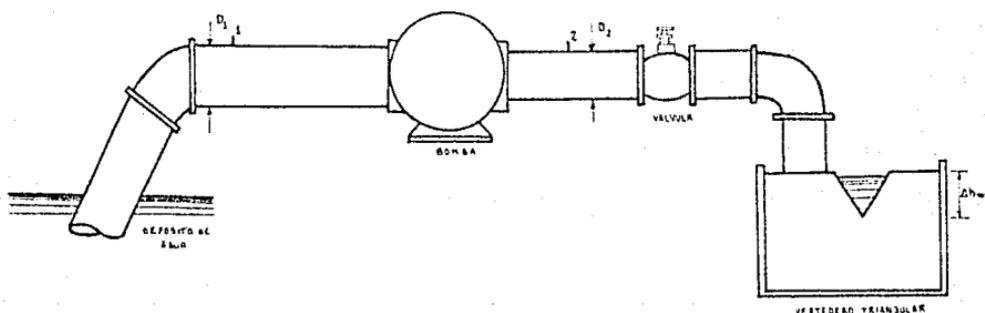


Fig. 9.32. Instalación de la bomba centrífuga.

Básicamente la instalación funciona de la siguiente manera, la bomba aspira de un depósito y descarga en un vertedero. Se puede registrar en un tablero, la potencia consumida por el motor. Se varía el gasto manejado mediante la válvula y también puede variarse la velocidad angular del motor de la bomba.

PROCEDIMIENTO

1. Se procede al cebado de la bomba, asegurándose que no trabaje al vacío.
2. Se abre la válvula por completo.
3. Se pone a funcionar la bomba.
4. Se registra la potencia consumida por la bomba (P_0).
5. Se registra en la sección 1 la presión de vacío (P_1) mediante un manómetro.

6. Se toma la presión en la sección 2 (P2) con un manómetro de carátula.

7. Se determina la altura del vertedero con el limnómetro (Δh_{ver}).

8. Se deben seleccionar cinco posiciones de la válvula, permitiendo que se manejen cinco gastos diferentes.

9. El procedimiento del paso 4 al 8 se repite para tres velocidades angulares (N) diferentes del rotor de la bomba (800, 900 y 1000 rpm).

Los datos se registran en la TABLA 9.5.

EVENTO	P _{1,000} cmHg	P _{2,000} kg/cm ²	Δh_{ver} cm	$\frac{V_{1,000}}{A_{1,000}}$	N rpm
1					800
2					
3					
4					
5					
1					900
2					
3					
4					
5					
1					1000
2					
3					
4					
5					

TABLA 9.5

MEMORIA DE CALCULO

En la bomba centrífuga se construyen los diagramas de gasto (Q) contra la carga (H_T) y las curvas de velocidad angular constante (N) y de eficiencia constante (η_B).

De la ecuación general de las turbomáquinas y considerando:

1) La referencia de alturas $z_1 = z_2$.

ii) Se desprecian pérdidas.

Se obtiene que el trabajo de bombeo para la bomba está dado por:

$$W_b = \dot{m} \cdot \left[(P_2 - P_1) / \rho_{H_2O} \right] + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) \dots (23)$$

Donde se tiene que para el vertedero usado:

$$Q = 0.657 \Delta h_{ver}^{2.5} \quad (24) \quad [m^3/s]; \Delta h [m]$$

Y la diferencia de presiones:

$$P_2 - P_1 = P_{2man} + P_{1vac} = P_{2man} + \gamma_{Hg} \Delta h_{Hg} \dots (25)$$

Las velocidades se pueden obtener como:

$$V_1 = Q / A_1 \dots (26)$$

$$V_2 = (D_1 / D_2)^2 V_1 \dots (27)$$

Además:

$$\dot{m} = \rho_{H_2O} Q \dots (28)$$

Con lo anterior, la ecuación 23, se convierte en:

$$W_b = Q \cdot \left[(P_{2man} + \gamma_{Hg} \Delta h_{Hg}) + (\rho_{H_2O} / 2) (V_2^2 - V_1^2) \right] \dots (29)$$

La eficiencia de la bomba es:

$$\eta_B = W_b / W_e \dots (30)$$

La carga está dada por:

$$HT = W_b / (\gamma_{H_2O} Q) \dots (31)$$

Con esta memoria de cálculo, se llena la **TABLA 9.6**.

Con los datos de la **TABLA 9.6** se construyen las curvas características de la bomba centrífuga.

Para esto, se gráfica la carga (HT) en función del gasto (Q) y para cada velocidad angular constante (N) su curva. Sobre la misma gráfica se construyen las curvas de eficiencia constante para cada curva de velocidad constante. Se interpola entre los valores reales para obtener los valores estimados.

EVENTO	Δh_{ver} m	$\frac{V_1}{g}$ s	$P_{s_{-max}}$ $\frac{N}{m^2}$	$P_{s_{-min}}$ $\frac{N}{m^2}$	Q m ³ /s	V_1 m/s	V_2 m/s	$\frac{V_1}{g}$ s	$\frac{V_2}{g}$ s	H_1 m
1										
2										
3										
4										
5										
1										
2										
3										
4										
5										
1										
2										
3										
4										
5										

TABLA 9.6

PRACTICA 10

MEDICIONES EN TUNELES DE VIENTO

OBJETIVOS

1. Introducir al alumno en la teoría del flujo alrededor de un cuerpo.
2. Realizar un estudio del flujo en perfiles aerodinámicos.
3. Descripción, clasificación y partes principales de los túneles de viento.
4. Simulación de perfiles aerodinámicos mediante el túnel de viento.
5. Determinar las fuerzas de arrastre, de sustentación y los coeficientes de arrastre y de sustentación que experimentan perfiles aerodinámicos en un flujo de aire en el túnel de viento.

MEDICIONES EN TUNELES DE VIENTO

1. INTRODUCCION

1.1. FLUJO ALREDEDOR DE UN CUERPO SUMERGIDO

Siempre que existe movimiento relativo entre un cuerpo sólido y el fluido en el cual se encuentra sumergido, el cuerpo experimenta una fuerza neta F , debido a la acción del fluido. Generalmente, dicha fuerza no resulta normal ni paralela al elemento, sin embargo, esta se puede descomponer en las direcciones paralela y perpendicular a la dirección del movimiento. La fuerza de arrastre es la componente de la fuerza que actúa sobre un cuerpo paralelamente a la dirección del movimiento, es decir, constituye una resistencia al movimiento y la componente perpendicular se denomina fuerza de sustentación. En un cuerpo a través de un fluido viscoso, actúan sobre él en fuerzas tanto cortantes como de presión. La suma de la fuerza de arrastre viscoso (o de fricción) y la fuerza de arrastre de presión es el arrastre total. Desde luego, el arrastre viscoso y el de presión son diferentes en el sentido de que el primero se debe a los esfuerzos cortantes que existen en toda la superficie del cuerpo que se encuentra en contacto con el fluido; mientras que el segundo se debe a la diferencia entre las presiones altas en la región frontal de estancamiento y las bajas presiones en la región posterior del cuerpo donde la corriente está desprendida. La fuerza resultante sobre el cuerpo se expresa como:

$$F = \int_{\text{sup. del cuerpo}} dF = \int_{\text{sup. del cuerpo}} dF_{\text{cortante}} + \int_{\text{sup. del cuerpo}} dF_{\text{presión}}$$

Donde la fuerza de arrastre viscosa se obtiene de la expresión:

$$F_{Dv} = \int_{\text{sup. del cuerpo}} \tau_v dA$$

Y la fuerza de arrastre de presión de la expresión:

$$F_{Dp} = \int_{\text{sup. del cuerpo}} P dA$$

Los arrastres viscosos y de presión pueden presentarse ambos o sólo uno de ellos. Por ejemplo, en el flujo alrededor de una placa plana paralela al flujo, se puede considerar que no existe gradiente de presión, por lo que el arrastre sólo dependerá de los esfuerzos cortantes en las paredes de la placa debidos a la viscosidad del fluido. Por otro lado, si se considera la misma placa, pero ahora perpendicular a la dirección del flujo, se tendrá que los esfuerzos cortantes que se presenten tendrán una dirección normal a la dirección del flujo y por lo tanto no

influirán en el arrastre, pero dependerá entonces del gradiente de presión.

Los casos en que se presentan ambos arrastres son los debidos al flujo alrededor de una esfera, de un cilindro, etc.

El arrastre viscoso resulta depender marcadamente del número de Reynolds, mientras que el de presión es esencialmente dependiente de él para $Re \leq 1000$.

Cuando se considera obtener la fuerza de arrastre F_D , sobre cualquier cuerpo, de diámetro d , que se mueve a través de un fluido viscoso, incompresible, con velocidad, V ; de densidad ρ y viscosidad μ : el **coeficiente de arrastre** se define como:

$$C_D = (F_D / \frac{1}{2} \rho V^2 A)$$

Donde:

- F_D : fuerza de arrastre total
- V : velocidad de la corriente no perturbada
- A : Área proyectada longitudinalmente
(máxima Área proyectada)
- ρ : densidad del fluido.

En el apéndice E se muestran algunos valores del coeficiente de arrastre, basado en el área frontal, de cuerpos bidimensionales y tridimensionales de formas transversales diversas.

Como ya se mencionó la fuerza de sustentación F_L es la componente de la fuerza que actúa de modo perpendicular a la dirección del movimiento del fluido. Se tiene que para fluidos incompresibles alrededor de cualquier cuerpo, el **coeficiente de sustentación** se define como:

$$C_L = (F_L / \frac{1}{2} \rho V^2 A_p)$$

Donde:

- F_L : fuerza de sustentación
- V : velocidad de la corriente no perturbada
- A_p : Área característica del cuerpo
(Área proyectada longitudinalmente)
- ρ : densidad del fluido.

Tanto el coeficiente de arrastre como el de sustentación dependen del número de Reynolds y de la geometría del cuerpo.

La variación del coeficiente de arrastre respecto al Re para una placa plana paralela al flujo se muestra en la figura 10.1, incluyendo las curvas correspondientes al intervalo de transición. La transición se presenta más pronto, para Re más bajos, conforme se incrementa la rugosidad de la superficie o la turbulencia en la corriente. La figura 10.1 señala que el arrastre resulta menor, para una longitud dada de la placa, cuando se mantiene un flujo laminar a lo largo de la mayor distancia posible sobre la placa.

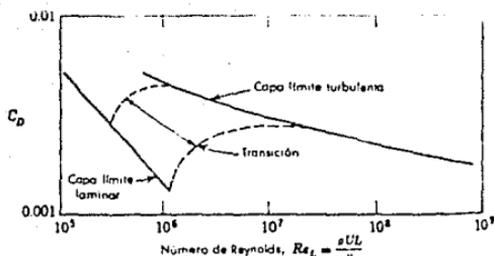


Fig. 10.1. Variación del C_D con el Re para una placa lisa paralela al flujo.

El coeficiente de arrastre para una placa finita perpendicular al flujo depende de la razón del ancho de la placa a su altura y del Re . Para Re (basados en la altura) mayores que 1000, el coeficiente de arrastre es esencialmente independiente de éste. En la figura 10.2 se muestra la variación de C_D con el cociente formado por el ancho de la placa entre su altura (b/h). Para $b/h=1.0$, el C_D es mínimo y vale 1.18; el coeficiente de arrastre para todos los objetos con aristas agudas resulta esencialmente independiente del Re debido que los puntos de separación están fijos a la geometría del objeto.

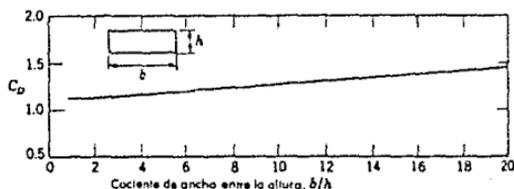


Fig. 10.2. Variación del C_D con el cociente b/h donde $Re_h > 1000$.

En el caso del flujo alrededor de una esfera, el coeficiente de arrastre como una función del número de Reynolds se muestra en la figura 10.3.

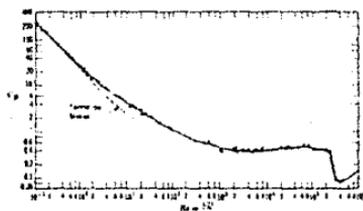


Fig. 10.3. Coeficiente de arrastre para una esfera como una función del Re .

Para números de Re muy bajos, $Re \leq 1$, no se presenta la separación (desprendimiento) del flujo en el caso de una esfera, la estela que se forma es laminar y el arrastre es predominantemente debido al rozamiento. Stokes demostró de modo analítico que para Re muy bajos, (fuerzas inerciales pueden desprejiciarse), la fuerza de arrastre sobre una esfera de diámetro d , moviéndose con una velocidad V , a través de un fluido viscoso μ , está dada por:

$$F_D = 3\pi\mu V d$$

El coeficiente de arrastre C_D resulta ser:

$$C_D = 64/Re$$

Como aparece en la figura 10.3, esta última expresión concuerda con valores experimentales para Re bajos, pero comienza a desviarse de los resultados experimentales para $Re > 1.0$.

Conforme el Re se incrementa hasta cerca de 1000, el C_D decae continuamente. En este intervalo, el arrastre es una combinación de los efectos del rozamiento y de la presión como resulta de la separación del flujo. En particular, la contribución relativa del arrastre debido al rozamiento disminuye al incrementarse el Re , para $Re \sim 1000$, el arrastre debido al rozamiento es alrededor del 5% del arrastre total.

En el mismo intervalo de Re , $10^3 < Re < 2 \times 10^5$, la curva para el C_D resulta relativamente plana. El C_D experimenta, sin embargo, una caída brusca, en un valor aproximado del Re de 2×10^5 . Los resultados experimentales señalan que para $Re < 2 \times 10^5$ la capa límite que se forma en la parte delantera de la esfera es laminar. La separación (desprendimiento) de esta capa límite se presenta en un punto apenas situado aguas arriba del plano que corta en dos partes iguales a la esfera; detrás de la esfera se forma una estela turbulenta relativamente amplia. En la región separada detrás de la esfera la presión es esencialmente constante y menor que la presión que experimenta la parte delantera de la esfera. Esta diferencia de presiones constituye la principal causa de arrastre.

Para números de Reynolds mayores de aproximadamente 2×10^5 , se presenta la transición en la capa límite formada en la parte delantera de la esfera. El punto de separación ahora se localiza aguas abajo del centro de la esfera y el tamaño de la estela disminuye. La fuerza neta de presión que actúa sobre la esfera se reduce y el C_D disminuye bruscamente.

En la figura 10.4, se muestra el C_D para el flujo alrededor de un cilindro circular. La variación de C_D con el número de Reynolds presenta las mismas características que las que se observan para el flujo alrededor de la esfera, pero con valores de C_D aproximadamente el doble.

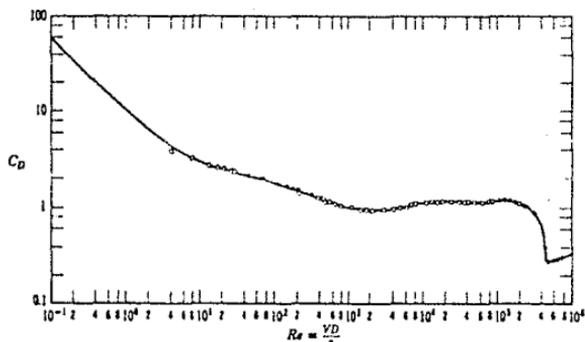


Fig. 10.4. Coeficiente de arrastre para cilindros circulares como una función del Re .

12. PERFILES AERODINAMICOS

El tamaño y los efectos de separación o desprendimiento del flujo que se forma detrás de numerosos cuerpos sumergidos, se puede reducir si se les da a éstos últimos una forma aerodinámica. El objetivo principal es reducir el gradiente de presión adversa, que se presenta detrás del punto de máximo espesor del cuerpo, lo que permite retrasar la separación de la capa límite y reducir, por tanto, el arrastre debido a la presión. Sin embargo, agregando una porción al cuerpo, con objeto de lograr esa forma aerodinámica se incrementa el área superficial del cuerpo; esto se traduce en un incremento en el arrastre por rozamiento superficial. La forma aerodinámica óptima es aquella que permite lograr un arrastre total mínimo.

Los coeficientes de sustentación y de arrastre para un perfil aerodinámico son funciones tanto del Re como del ángulo de ataque, este último, α , se define como el ángulo formado por la cuerda del perfil y el vector constituido por la velocidad de la corriente, es decir, la corriente no perturbada. En la figura 10.5 se muestran las partes de un perfil aerodinámico NACA.

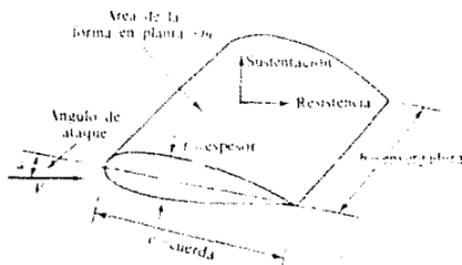


FIG. 10.5. Perfil aerodinámico.

Como un perfil aerodinámico es un cuerpo sustentador, este pretende proporcionar fuerzas grandes perpendiculares a la corriente no perturbada, pero con un arrastre mínimo. Entonces, el coeficiente de sustentación es de suma importancia en un perfil aerodinámico, ya que este coeficiente es un indicador de la fuerza de sustentación que se necesita en este tipo de perfiles.

Cuando un cuerpo de forma arbitraria se sumerge en una corriente de fluido, este ejercerá sobre él, fuerzas y momentos. Se acostumbra elegir un eje paralelo a la corriente no perturbada, positivo aguas abajo. La fuerza sobre el cuerpo según este eje se denomina como ya mencionamos resistencia y el momento alrededor de él, momento de balanceo. La resistencia corresponde a la pérdida de cantidad de movimiento y es la que hay que eliminar para que el cuerpo avance aguas arriba en la corriente fluidica.

El otro componente muy importante, es la fuerza que normalmente equilibra el peso, la que se denomina sustentación y es perpendicular a la resistencia y el momento alrededor de este eje se denomina quivela.

El último componente, que no proporciona ni pérdida ni ganancia, es la fuerza lateral y el momento alrededor de su eje es el cabaceo.

El área máxima de la sección transversal de un perfil, perpendicular a la dirección del flujo, cambia con el ángulo de ataque, en general, la influencia de este ángulo es que la fuerza de sustentación y la de arrastre varían con él. Lo bueno, para flujo a baja velocidad con una rugosidad dada, C_L y C_D varían con el ángulo de ataque y con el número de Reynolds, basado en la cuerda.

A pequeños ángulos de ataque, en la parte posterior del perfil hay un gradiente adverso de presión, pero no lo suficiente para que se desprenda la capa límite. Entonces, el flujo alrededor del perfil es suave, la resistencia es baja y la sustentación excelente. Cuando se aumenta el ángulo de ataque, el gradiente adverso de la superficie superior se hace más intenso, formándose, generalmente, una "burbuja de separación", que crece extendiéndose aguas arriba sobre la superficie. A un ángulo de ataque entre 15° y 20° , la corriente está completamente desprendida de la superficie; se dice entonces, que el perfil está en pérdida; la sustentación, desde luego, el arrastre aumenta considerablemente y el perfil no funciona aerodinámicamente.

La separación de la capa límite en un perfil aerodinámico ocurre cuando el incremento del ángulo de ataque sobrepasa el valor que obtendría para alcanzar un valor máximo de C_L (mayor de 15° ó 20°), provocándose un decaimiento brusco en C_L y se experimenta con ello una pérdida de sustentación. La capa límite se desprende a consecuencia de lo anterior y también porque el

número de Reynolds es muy grande, de modo que el flujo sea turbulento. El fenómeno que se presenta del desprendimiento de la capa límite en un perfil aerodinámico, es que, sobre el perfil donde ocurre éste desprendimiento, se forma un gradiente de presión adverso, ya que la presión aumenta en la dirección del flujo, provocando con esto el desprendimiento de la capa límite (figura 10.6).

Los cuerpos aerodinámicos se diseñan de tal manera que el punto de separación se presente lo más bajo posible sobre la superficie del cuerpo. Si la separación se puede evitar, la capa límite permanecerá delgada y la presión se recuperará casi en su totalidad abajo a lo largo del cuerpo.



Fig. 10.6. Separación de la capa límite.

2. TUNELES DE VIENTO

Los túneles de viento tienen gran importancia en la investigación experimental en la Mecánica de los fluidos, ya que por medio de ellos se pueden estudiar de manera controlada los fenómenos reales que ocurren, por ejemplo, en la formación y desprendimiento de la capa límite, o bien, el comportamiento del aire a diferentes velocidades, o el efecto de la fricción superficial, etc.

Con el túnel de viento se pueden simular condiciones extremas que actúen sobre algunos modelos a escala para posteriormente diseñar y construir el prototipo basándose en un modelo a escala, controlando las variables en el que intervienen, para posteriormente extrapolar los resultados a tamaño real, con apoyo de determinados parámetros adimensionales como son el número de Reynolds, el número de Mach, el número de Froude, etc.

Los túneles de viento junto con la técnica del modelo reducido proporcionan los medios para una rápida, precisa y económica investigación.

Además los túneles de viento se utilizan para estudiar la propagación de las vibraciones, la visualización con humos, la resistencia al viento de estructuras, las pérdidas debidas al tamaño y forma de los objetos, la rugosidad de diferentes materiales, etc.

2.1 TUNEL DE VIENTO

El túnel de viento es un dispositivo que permite establecer una corriente de aire con características físicas controladas, en la cual se pueden efectuar pruebas y mediciones sobre objetos sumergidos en ella.

El túnel de viento sirve entonces, para conocer experimentalmente los efectos que resultan de la interacción de un flujo con un cuerpo, ya sea que éste se desplace a través de un fluido en reposo, o bien, que el fluido se mueva alrededor del cuerpo.

2.2. PARTES QUE FORMAN UN TUNEL DE VIENTO

En esencia un túnel de viento es un equipo formado por una unidad impulsora y un ducto, en el cual se distinguen diferentes secciones como son: zona de pruebas, difusor, efusor, zona de calma.

Los túneles de viento se diseñan de acuerdo con las funciones específicas que van a desarrollar, por tal motivo, se tiene una gran diversidad en los componentes de los mismos, sin embargo, las partes que la mayoría de éstos tienen son:

- A. Efusor
- B. Sección de pruebas
- C. Conducto de retorno
- D. Dispositivos tranquilizadores
 1. Alabes-quiré en codos
 2. Panel de abaja
 3. Mallas generadoras de turbulencia
- E. Cono de contracción
- F. Difusor
- G. Ventilador (unidad impulsora)
- H. Instrumentación.

El **efusor** está colocado antes de que el flujo de aire entre a la sección de prueba (aquí arriba). Es aquí donde el fluido se acelera partiendo del reposo o aproximadamente del reposo, lográndose obtener al final del ensayo las condiciones requeridas en la sección de prueba.

Sección de pruebas. en esta sección se llevan a cabo las observaciones necesarias de un fenómeno en estudio. Es aquí donde también se coloca el modelo de alguna estructura o dispositivo. La sección de prueba puede estar limitada por paredes rígidas, o por aire de diferente velocidad (generalmente en reposo).

Difusor. la función del difusor es reconvertir la energía cinética del chorro de aire que sale de la sección de prueba, en energía de presión tan eficiente como sea posible.

Unidad impulsora. proporciona el flujo requerido, teniendo con

ello el flujo de aire controlado, este dispositivo puede ser un ventilador acoplado a un motor que puede ser monofásico o trifásico; al conjunto de motor y ventilador se le llama **unidad impulsora**.

El ventilador puede tener, de cuatro a ocho aspas y ser de una sola pieza, es decir, fundido o puede estar formado por varias piezas soldadas cuyo acoplamiento se realiza con el motor por medio de una flecha.

La unidad impulsora, generalmente se acostumbra instalarla aguas abajo de la zona de prueba, concretamente, al final del difusor.

Para controlar la velocidad del flujo de aire dentro del túnel lo más común es variar la velocidad de rotación del ventilador por medio de una relación de poleas, variar el ángulo de las aspas del ventilador o ir variando el voltaje aplicado a la armadura del motor.

2.3. CLASIFICACION DE LOS TUNELES DE VIENTO

En la actualidad existe una gran variedad de túneles de viento, los cuales pueden ser clasificados desde diferentes puntos de vista como se indica a continuación:

- | | | | | |
|------------------------------|---|-------------------------------|---|-------------------|
| A. Velocidad del aire | { | 1. Subsónicos (V < 150 m/s) | { | a. Baja velocidad |
| | | | | b. Alta velocidad |
| | | 2. Supersónicos (V > 150 m/s) | { | a. De inducción |
| | | | | b. Transónicos |
| | | | | c. Supersónicos |
| | | | | d. Hipersónicos |
| | | | | e. Intermitentes |
| | | | | [*Expansión |
| | | | | **Succión |
-
- | | | | | |
|-------------------------------|---|---------------------|---|-------------------|
| B. Tipo de circulación | { | 1. Circuito abierto | { | a. Tipo Eiffel |
| | | | | b. Tipo N. P. L. |
| | | 2. Circuito cerrado | { | a. Retorno simple |
| | | | | b. Retorno doble |
| | | | | c. Retorno anular |
-
- | | | |
|---|---|----------------|
| C. Forma de la sección transversal | { | 1. Cuadrada |
| | | 2. Rectangular |
| | | 3. Octagonal |
| | | 4. Circular |
| | | 5. Elíptica |

D. Tipos especiales

1. Densidad variable
2. Pruebas en prototipo
3. Baja turbulencia
4. Bidimensional
5. Baja temperatura
6. Giratorio
7. Estabilidad
8. Choque y admisión de flujo
9. Presión
10. Humo

La gran variedad de problemas que se plantean actualmente por medio de túneles de viento requiere que el rango de velocidad varíe desde unos cuantos metros por segundo hasta velocidades mayores a la del sonido.

En los túneles de viento de baja velocidad predominan los efectos inerciales y viscosos (número de Reynolds), se desprecia la compresibilidad del aire. En los de alta velocidad predominan las fuerzas de inercia y la compresibilidad (número de Mach). Estos se denominan subsónicos, ya que operan a una velocidad menor que la del sonido.

Los túneles supersónicos (figura 10.7), presentan grandes dificultades, tanto de funcionamiento, como de potencia requerida. Las secciones de prueba deben tener una forma especial para producir el salto a la barrera supersónica, y nuevamente el retorno a la velocidad subsónica, pues se producen grandes pérdidas de energía. Deben soportar grandes presiones. Operan a una velocidad mayor que la del sonido.

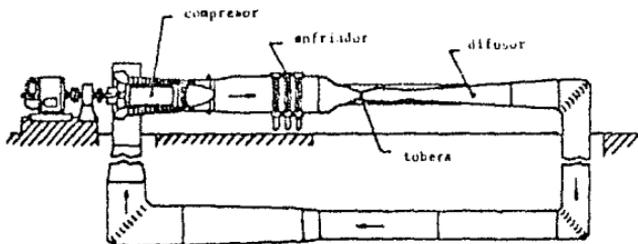


Fig. 10.7. Túnel de Viento Supersónico.

Las velocidades supersónicas se logran por medio de chiflones colocados después de la etapa de pruebas (inducción) que provocan un vacío que hace pasar el aire por la sección de pruebas a gran velocidad. Otra manera, es provocar la corriente de aire mediante grandes esferas al vacío que se abren repentinamente (succión), el movimiento de aire se establece en forma continua pero por poco tiempo, lo que requiere aparatos de medición

rápida. Si las esferas a presión se encuentran antes de la sección de pruebas se trata de un túnel de viento supersónico de Expansión.

Los túneles de viento transónicos, operan a la velocidad del sonido, los hipersónicos a un alto grado supersónico.

Los túneles de viento abiertos, no tienen guía de retorno y la energía cinética que se transmite al aire se pierde a la salida del difusor (Figura 10.8).

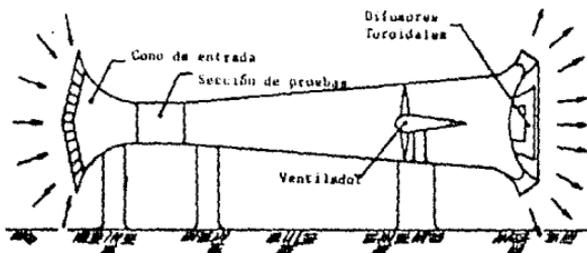


Fig. 10.8. Túnel de viento de circuito abierto.

El aire se toma directamente de la atmósfera succionándolo con un ventilador colocado después de la sección de pruebas, de manera que el aire pasa a gran velocidad por la misma y es arrojado nuevamente a la atmósfera por medio de difusores concéntricos que dispersan el chorro de aire.

Los túneles de circuito abierto llamados también túneles rectos continuos, fueron los primeros que se construyeron, debido a la sencillez de diseño. Consisten básicamente de un cono de entrada, una cámara de dirección de la corriente de aire, un inyector o embocadura, una sección de prueba y una unidad impulsora localizada generalmente con el difusor. Si la sección de prueba es abierta el túnel se conoce como túnel Eiffel, si la sección de prueba es cerrada el túnel se llama N.P.L. (National Physical Laboratory London).

Los túneles de circuito abierto no tienen ningún control sobre la temperatura del aire ya que lo toman directamente del medio ambiente, para tener un control sobre la turbulencia del flujo es necesario, que posean algunos tranquilizadores o mallas lo cual aumenta el consumo de potencia requerida hasta un 15%. El costo de estos túneles es de aproximadamente un 50% menor al costo de un túnel de viento cerrado equivalente.

Los túneles de viento cerrado, tienen flujo de retorno y debido al cambio de dirección, la velocidad del aire varía, es decir, tiene una trayectoria cerrada y continua por donde circula el aire (Figura 10.9). La velocidad del aire es igual en la sección

de prueba por lo que en su longitud es mayor en relación con los túneles que tienen alguna contracción.

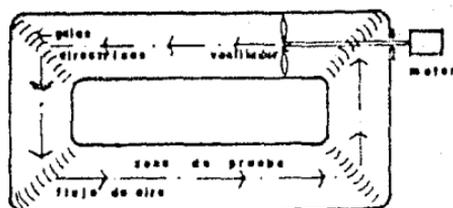


Fig. 10.9. Túnel de viento de circuito cerrado.

Si se quiere reducir su longitud, disminuir la turbulencia del flujo en la sección de prueba y mejorar la distribución de la velocidad, es recomendable efectuar una contracción aguas arriba de la sección de prueba y además colocar paneles como los mostrados en la figura 10.10.

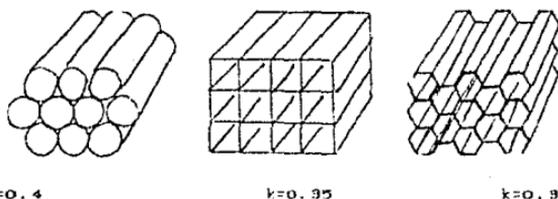


Fig. 10.10. Algunos paneles de abeja y sus coeficientes de pérdidas.

Túnel de viento de retorno simple (figura 10.11). Se les llama tipo Prandtl o Gottinga y actualmente es el más utilizado, tanto en industrias como en centros de estudios, debido a que permite el control de aire (temperatura y humedad) y la disminución de turbulencia por medio de alotas correctoras de flujo, además de que el ventilador ayuda a estabilizar las variaciones del flujo introducidas por el modelo de prueba. Se dispone de una sección de pruebas con ventanas que facilita la observación del modelo, así como la instalación del instrumental de medición, el túnel tiene varias puertas de acceso e iluminación interior para facilitar el acceso o inspección del túnel.

En general, sólo los túneles de viento para problemas especiales optan por otro tipo de retorno.

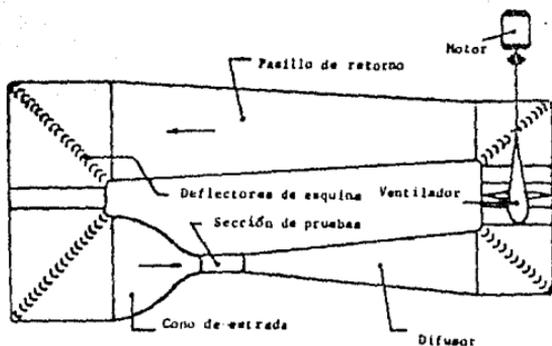


Fig. 10.11. Túnel de viento de retorno simple.

Túnel de viento de retorno doble (figura 10.12), este tipo de túnel se ha utilizado cuando se requieren bajas velocidades en la sección de prueba a costa de incrementos notables en el área de la misma y en el área de las secciones de los pasillos de retorno. Un ejemplo, de este tipo de túnel es el de Langley Field construido para pruebas en prototipo, con el cual se logran velocidades de 190 km/h, y su sección de pruebas es de 18 m de ancho por 9 m de altura y que permite probar aviones pequeños a escala natural. Para modelos de dimensiones mayores se tiene el inconveniente de la formación de un chorro de aire a mayor velocidad en el centro, debido a que las paredes del túnel disminuyen la velocidad del aire que circula en la proximidad de ellas.

Este chorro central produce vibraciones sobre el modelo y además, si la relación de contracción es muy grande, el flujo se vuelve extremadamente turbulento y difícil para realizar mediciones.

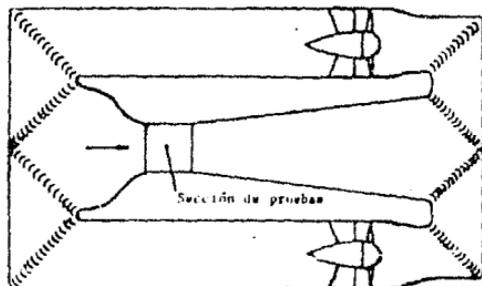


Fig. 10.12. Túnel de viento de retorno doble.

Túnel de viento de retorno anular (figura 10.13), este túnel se utiliza, cuando las presiones en el interior obligan a una estructura más resistente. Sin embargo, aunque esta solución permite una mayor economía, tiene el inconveniente de la inaccesibilidad a la sección de pruebas durante los ensayos, lo que obliga a efectuar mediciones a control remoto, además del

inconveniente, ya señalado, de la formación del chorro central y de la excesiva turbulencia del aire.

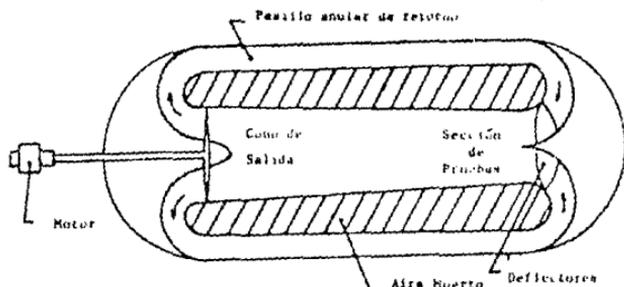


Fig. 10.13. Túnel de viento de retorno anular.

La forma de la sección transversal de la zona de prueba puede ser, cuadrada, rectangular, rectangular con esquineros, octagonal, circular o elíptica.

Tipos especiales de túneles de viento

Existen además túneles especiales, que son en menor número, debido a sus aplicaciones especiales.

1. Túnel de viento de densidad variable. Este túnel lo fabricó la N.A.C.A., con el propósito de lograr números de Reynolds muy altos mediante grandes presiones, es el pionero de los túneles de presión y debido a los problemas estructurales se hizo de retorno anular, el flujo es extremadamente turbulento y las mediciones son muy imprecisas y sólo se empleó con fines cualitativos. actualmente, este túnel es usado como tanque de presión para túneles supersónicos.

2. Túnel de viento para pruebas en prototipo. Es de escala natural y se construyó en Langley Field, es capaz de probar aviones pequeños a escala natural en condiciones cercanas al vuelo. Está constituido por un edificio en cuyas paredes forman un doble canal de retorno y tiene la ventaja que puede ser revisado el prototipo, y se puede con ellos construir modelos de aviones grandes.

Existen otros túneles similares en Chalais Maudon, Francia y en Moffet Field, California.

3. Túnel de viento de baja turbulencia. El primero fue construido en 1946 por la N.A.C.A., y este efecto se logró con un sistema para trabajar con el aire a presión, además se proyectó con una relación de contracción de 25 a 1, estas medidas que se tomaron para disminuir la turbulencia en la sección de prueba dieron un buen resultado.

4. Túnel bidimensional. Este tipo de túnel se usa para conocer los efectos del aire en perfiles aerodinámicos tomando en cuenta sólo dos dimensiones, tienen una turbulencia muy baja y se han construido túneles que pueden adaptarse a pruebas bidimensionales cambiando sólo la parte de la sección de pruebas.

5. Túnel de viento de baja temperatura. Este túnel se utiliza para conocer el efecto de las bajas temperaturas para aviones que vuelan a grandes velocidades y a gran altura, sujetos a bajas temperaturas.

6. Túnel de viento giratorio. Es un túnel de grandes dimensiones cuya sección de prueba es en forma de anillo y el modelo está montado sobre un brazo giratorio, se pueden hacer combinaciones con la velocidad axial del túnel y la velocidad tangencial del brazo giratorio, lo que permite medir los efectos de una corriente curvilínea. Se usa también para probar anemómetros.

7. Túnel de viento para estabilidad. En este túnel se hacen pruebas de vuelo libre sobre modelos mediante un chorro de aire horizontal que puede variar de dirección y permite simular el vuelo libre del avión, el modelo se mantiene en suspensión mediante un chorro de aire vertical. Con este túnel se lograron experimentos muy valiosos para el uso de planeadores y en el diseño estructural de aviones.

8. Túnel de choque y admisión de flujo. Ambos son intermitentes, son normalmente utilizados para números de Mach desde 0.5 a 5.0 y los túneles de presión vacuométrica (también intermitentes) son usados normalmente para números de Mach altos.

9. Túnel de presión. Utiliza 2000hp, el túnel diseñado para una velocidad de 250rpm, en la sección de prueba a presión estándar, con 396mph a 0.22atm ó 145mph a 5.5atm. La baja presión produce el número de Reynolds más alto y provoca también que el número de Mach sea más alto. Este túnel es de los pocos con chorro elíptico, la mayor porción es de metal, la sección de pruebas es de madera. El enfriamiento de las 2000hp es hecho por medio de agua común sobre las celdas del metal.

10. Túnel de humo. Este tipo de túnel tiene una serie de inyectores justo adelante del modelo, los cuales emiten humo limpio en forma de flujo. Este humo sigue al flujo de aire y lo hace visible. Los túneles de humo son normalmente túneles de baja velocidad y la mayoría tienen secciones de dos dimensiones para pruebas.

Todos los tipos, características, diseños y dimensiones de los túneles de viento se usan de acuerdo con las necesidades que se tengan. Algunos tienen mayor versatilidad en comparación con otros y se utilizan con enorme ventaja al ser convertibles en algunas de sus partes pudiéndose modificar, inclusive, algunos de sus parámetros, como son dirección del flujo, potencia del motor, velocidad del aire, etc.

2.4. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS TUNELES DE VIENTO

A. Principales ventajas.

1. Son económicos con respecto a su construcción.
2. Construcción rápida debido a la sencillez de sus diseños.
3. Fácil instalación, generalmente casi todos los aparatos pesados y con motor requieren una cimentación especial para evitar la transmisión de las vibraciones y la posibilidad de formación de grietas en el piso, lo anterior no ocurre en los pequeños túneles de viento debido a su poco peso, facilitándose en esta forma su instalación. Por otra parte las vibraciones que se producen debidas al motor del túnel se pueden eliminar satisfactoriamente con un buen diseño de la estructura que lo soporta.
4. Tamaño práctico, no requieren una gran área.
5. Disponibilidades de un flujo controlable de características conocidas para reproducir en el laboratorio los fenómenos que se presentan en los equipos industriales, estructuras y en la naturaleza.
6. Posibilidad de realizar pruebas y mediciones en modelos a escala reducida de la situación real y extrapolar los resultados a esta última si se cumple con los principios de semejanza o similitud.
7. El empleo de un fluido abundante, inocuo y barato, que además no requiere de almacenamiento.
8. Debido a la baja densidad del aire, los requerimientos estructurales tanto del ducto como de la soporteria de los modelos son mínimos.
9. Las demandas de potencia, salvo en los túneles de gran tamaño, son menores que las que necesitarían si se empleara un líquido.

B. Principales desventajas.

1. Están sujetos a ráfagas, las cuales pueden causar variaciones en la presión dinámica y en la distribución de la misma en la sección de pruebas.
2. Son ruidosos, el ruido del túnel de viento se debe principalmente al provocado por el ventilador y a las vibraciones de las paredes del túnel. Este ruido a parte de ser molesto, contribuye a aumentar la turbulencia dentro del túnel.
3. Están expuestos a cambios de las condiciones atmosféricas (temperatura, densidad del aire, humedad relativo, etc.), ya que en efecto como no se tiene control alguno sobre las propiedades del aire introducido al túnel, éstas cambian teniéndose que considerar en las pruebas realizadas para poder obtener resultados representativos.
4. No tienen control sobre la limpieza del aire, debido a su diseño, no tienen dispositivos que permitan eliminar las partículas en suspensión en el aire, polvo, etc.
5. El ventilador está expuesto a sufrir daños, generalmente no cuentan con algún sistema de protección en lo que al ventilador se refiere, es decir, no disponen de alguna malla de protección

o bien el ventilador no está localizado en algún retorno del túnel como es el caso de otros que si lo tienen, si ocurre el desprendimiento de algún modelo, éste dañaría a las aspas del ventilador por lo que se recomienda que el ventilador no sea de una sola pieza, sino que, este constituido por varias aspas soldadas, sin embargo, en los túneles de baja velocidad es poco probable que suceda lo anterior.

6. Dificultad para estudiar fenómenos que se relacionen con ciertas propiedades de los líquidos: cavitación y en general cambios de fase, escorrimientos con una superficie libre, etc.
7. Costos elevados tanto de construcción y montaje como de operación en los casos de gran capacidad.

2.5. APLICACIONES DE LOS TUNELES DE VIENTO

1. **Aeronáutica:** Sustentación y arrastre de aviones y otros vehículos; estabilidad de vuelo; control de capa límite; diseño aerodinámico y análisis estructural de Alabes y perfiles, etc.
2. **Hidráulica:** Diseño de la geometría de conductos; turbinas, transporte de sedimentos, diseño de compuertas, turbulencia alrededor de cuerpos sumergidos, erosión, etc.
3. **Estructuras:** Empuje del viento y vibraciones causadas por el flujo en edificios, puentes, chimeneas, torres de transmisión, etc.
4. **Meteorología:** Simulación de fenómenos meteorológicos, difusión de contaminantes en la atmósfera, etc.
5. **Problemas especiales:** Aerodinámica de rotores eólicos, aerodinámica de automóviles y otros vehículos, etc.
6. **Problemas de combustión y transferencia de calor:** Propagación de flama, combustión catalítica, velocidad crítica, etc.

2.6. ESQUEMAS DE TUNELES DE VIENTO

A continuación se muestran las características principales de los túneles de viento. Apreciando la evolución que tuvieron en sus primeros años, llegando a una configuración muy parecida a la de los túneles modernos.

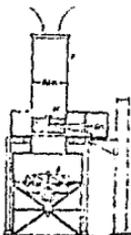


Fig. 10.14. 1909, T. E. Stanton; N. P. L.
Circuito abierto; flujo inducido;
velocidad máxima 10m/s; 2 pies de diámetro.

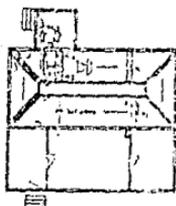


Fig. 10.15. 1907, L. Prandtl; Gotinga;
Circuito cerrado; velocidad máxima 10m/s; 6 x 6 pies.

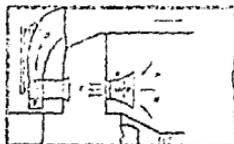


Fig. 10.16. 1910, G. Eiffel; Paris;
Sección de pruebas abierta; velocidad máxima 25m/s.

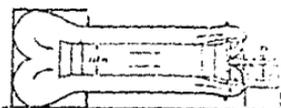


Fig. 10.17. 1910, T. F. Stanton; N. P. L.;
Circuito cerrado; 4 x 4 pies.



Fig. 10.18. 1912, L. Baird y H. Booth; Teddington;
Circuito abierto; 4 x 4 pies; tranquilizante a la salida.

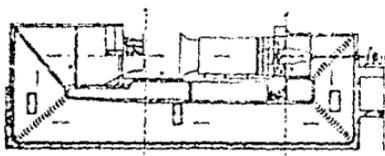


Fig. 10.19. 1916, L. Prandtl; Gotinga;
Sección de pruebas abiertas, presión atmosférica.

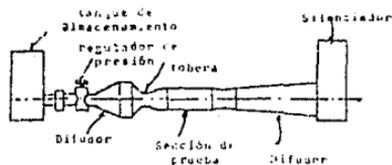


Fig. 10.20. Túnel de viento supersónico intermitente con recipiente a presión.

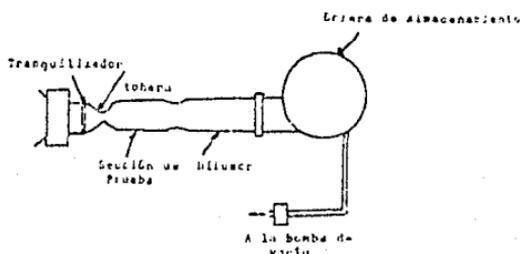


Fig. 10.21. Túnel de viento supersónico intermitente con recipiente a vacío.

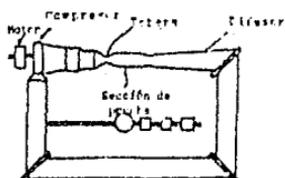


Fig. 10.22. Túnel de viento supersónico de circuito cerrado.

3. ANALISIS DIMENSIONAL Y SEMEJANZA DINAMICA

Hasta ahora se han mencionado los túneles de viento y se ha dicho que se utilizan para estudiar fenómenos que ocurren en la naturaleza pero ¿Cómo se puede extrapolar los resultados obtenidos en el túnel de viento a un modelo físico de dimensiones reales?

Para poder realizar esto se deben usar los parámetros adimensionales, ya que ellos permiten utilizar los resultados obtenidos experimentalmente a situaciones donde se tengan diferentes dimensiones geométricas e incluso donde las propiedades del fluido de trabajo sean distintas a las que se manejan durante el experimento.

Entre los principales parámetros adimensionales se encuentran:

A. El número de Reynolds:

$$Re = (\rho V D / \mu)$$

Que es el cociente de las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas y permite determinar si se trata de un régimen laminar, transitorio o turbulento.

B. El número de Mach:

$$M = V / C$$

Que es el cociente de la energía cinética y de la energía interna del flujo.

C. El cociente de presión:

$$C = [\Delta P / \rho (V^2 / 2)]$$

Que es la relación entre la presión estática y la presión dinámica.

Además del conocimiento de los parámetros adimensionales es necesario que exista la semejanza dinámica entre el prototipo y el modelo, para ello deben cumplirse las siguientes condiciones:

1. Similitud geométrica exacta entre ambos sistemas.
2. Las líneas de corriente deben ser geoméricamente semejantes.

En otras palabras, que los parámetros adimensionales deben tener el mismo valor en el modelo y en el prototipo.

4. DESARROLLO DE LA PRACTICA

PRUEBA 1. MEDICION DEL COEFICIENTE DE ARRASTRE EN TUNELES DE VIENTO

Para llevar a cabo, esta prueba, se cuenta con un túnel de viento al cual se le puede colocar un perfil y estudiar el efecto del flujo (figura 10.29).

Para realizar la prueba en el túnel de viento se cuentan con varias formas de perfiles, las cuales son estudiadas en la zona de pruebas mediante la aplicación de un flujo de aire. La fuerza que tiene acción sobre el perfil, se mide directamente en Newtons y la velocidad del flujo mediante un tubo de Prandtl.

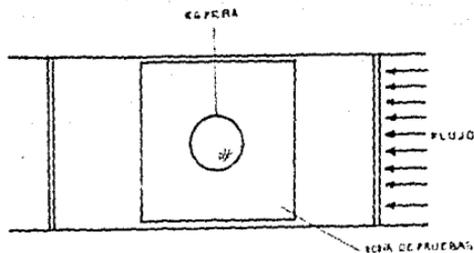


Fig. 10.23. Túnel de viento.

PROCEDIMIENTO

1. Se coloca el perfil que se desea estudiar (esfera) en la zona de pruebas del túnel de viento.
2. Se pone a funcionar el túnel de viento, provocando el flujo de aire.
3. Se toman varias lecturas manométricas con el tubo de Prandtl con sus respectivas fuerzas de arrastre (F_D).
4. Los datos se anotan en la TABLA 10.1.
5. Se repite el mismo procedimiento para otro perfil (perfil aerodinámico), pero en este caso, se toman lecturas manométricas con el tubo de Prandtl con sus respectivas fuerzas de arrastre (F_D) y de sustentación (F_S).
6. Los datos se anotan en la TABLA 10.2.

LECTURA	V m/s	F_D N
1		
2		
3		
4		
5		
6		
7		
8		
9		
10		

TABLA 10.1

LECTURA	V m/s	F_S N	F_D N
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			

TABLA 10.2

MEMORIA DE CALCULO

A. ESFERA

El coeficiente de arrastre en este perfil se calcula con:

$$C_D = (2F_D) / (\rho_{\text{aire}} V^2 A_p) \dots (1)$$

Donde:

C_D : coeficiente de arrastre.

F_D : fuerza de arrastre (TABLA 10.1).

ρ_{aire} : densidad del aire, en base a la temperatura ambiente y presión del lugar.

V : velocidad del flujo (TABLA 10.1).

A_p : área proyectada de la esfera. ésta es:

$$A_p = \frac{\pi}{4} D_o^2 \dots (2)$$

Y como D_o es el diámetro de la esfera.

Se calcula el número de Reynolds a partir de:

$$Re = (VD_o) / \nu_{\text{aire}} \dots (3)$$

En donde:

Re : número de Reynolds.

ν_{aire} : viscosidad cinemática del aire.

Los cálculos se colocan en la TABLA 10.9.

LETTUM	V m/s	F _D N	C _D	Re
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				

TABLA 10.9

En base a los datos de la TABLA 10.3, se construye la gráfica del coeficiente de arrastre (C_D) en función del número de Reynolds (Re).

B. PERFIL AERODINAMICO

El coeficiente de arrastre y de sustentación del perfil aerodinámico son:

$$C_D = (2F_D) / (\rho_{\text{aire}} V^2 A_p) \dots (4)$$

$$C_S = (2F_S) / (\rho_{\text{aire}} V^2 A_p) \dots (5)$$

Donde:

F_D : fuerza de arrastre (TABLA 10.2).

F_S : fuerza de sustentación (TABLA 10.2).

V : velocidad del flujo (TABLA 10.2).

A_p : área proyectada, en este caso, se define como:

$$A_p = \text{cuerda} \times \text{longitud} \dots (6)$$

Se calcula el número de Reynolds como:

$$Re = (V \times \text{cuerda}) / \nu_{\text{aire}} \dots (7)$$

Los cálculos se colocan en la TABLA 10.4.

CUERDA	V m/s	F _D N	F _S N	C _D	C _S	Re
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						

TABLA 10.4

En relación a la TABLA 10.4, se construyen las gráficas de el

coeficiente de arrastre (C_D) en función del número de Reynolds (Re) y la del coeficiente de sustentación (C_L) en función del número de Reynolds (Re).

PRUEBA 2. MEDICION DEL COEFICIENTE DE ARRASTRE DE UNA ESFERA SUSPENDIDA EN UN TUNEL DE VIENTO

El experimento se realiza en la zona de pruebas del túnel de viento, como lo muestra la figura 10.24.

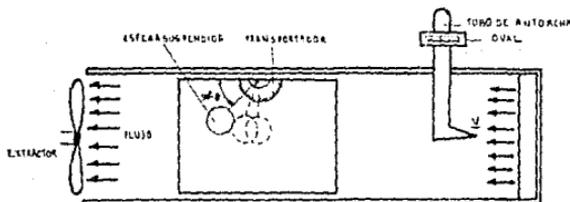


Fig. 10.24. Túnel de viento con esfera suspendida.

La instalación cuenta con:

- Túnel de viento.
- Extractor.
- Esfera.
- Tubo de Prandtl.
- Transportador.

PROCEDIMIENTO

- Se suspende la esfera de la pared superior del túnel mediante un hilo.
- Se coloca un transportador como lo muestra la figura 10.24.
- Se pone a funcionar el extractor, estableciendo un flujo de aire.
- Se mide el ángulo θ que se forma.
- Se mide la velocidad con el tubo de Prandtl.
- Esto se realiza para varios ángulos θ .

7. Se mide la masa de la esfera y su diámetro.

Los datos se colocan en la TABLA 10.5.

CUENTO	θ	V m/s
1	10°	
2	30°	
3	50°	
4	75°	
5	90°	

TABLA 10.5

MEMORIA DE CALCULO

Por ser la esfera un cuerpo simétrico, no existe sustentación y sólo arrastre, por lo que el diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 10.25.

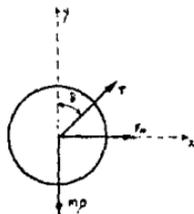


Fig. 10.25. Diagrama de cuerpo libre de la esfera.

En la figura se tiene que:

T: tensión del hilo.

F_d : fuerza de arrastre.

mg : peso de la esfera.

Haciendo un balance de fuerzas, se obtiene que el coeficiente de arrastre es:

$$C_D = (mg \cdot \tan \theta) / \left(\frac{1}{2} \rho_{\text{aire}} V^2 A \right) \dots (6)$$

Donde:

ρ_{aire} : densidad del aire, en base a la temperatura ambiente y la presión del lugar.

V : velocidad del flujo (TABLA 10.5).

A:área proyectada de la esfera.
 g:aceleración de la gravedad.
 m:masa de la esfera.

Se calcula el número de Reynolds con:

$$Re=(VD)/\nu_{\text{aire}} \dots (\phi)$$

Los cálculos se colocan en la TABLA 10.6.

Exeruto	θ	V m/s	C_D	Re
1				
2				
3				
4				
5				

TABLA 10.6

En base a los datos de la TABLA 10.6, se construyen las gráficas de la velocidad (V) en función del ángulo (θ) y la del coeficiente de arrastre (C_D) en función del número de Reynolds (Re).

PRACTICA 11

LUBRICACION

OBJETIVOS

1. Introducir al alumno en los conceptos básicos del fenómeno de lubricación.
2. Establecer las ideas y ecuaciones de la Teoría de la Lubricación Hidrodinámica.
3. Conocer el funcionamiento y uso del Aparato de Michell para realizar las pruebas de lubricación.
4. Determinar experimentalmente la distribución de presiones que se presenta en el fenómeno de la cuña de lubricación, mediante el Aparato de Michell.
5. Obtención de las gráficas que muestren el comportamiento de la distribución de presiones para diferentes condiciones de carga, diferentes velocidades y diferentes inclinaciones de cuña, tanto para la distribución transversal, como longitudinal.
6. Investigar la influencia de la viscosidad con la presión y de la presión con la velocidad, identificando las diferencias entre las predicciones teóricas y los resultados experimentales.

PRACTICA II

LUBRICACION

1. INTRODUCCION

La lubricación es un fenómeno que desempeña un papel importante en la industria. Cuando se quiere controlar la fricción o desgaste en las partes móviles de una máquina o equipo es indispensable conocer los efectos que la lubricación ejerce sobre ella.

2. LUBRICACION

El fenómeno de la lubricación, se describe en el capítulo II.

3. APARATO DE MICHELL

Las partes y funcionamiento de éste, se señalan en el capítulo IV.

4. DESARROLLO DE LA PRACTICA

En el capítulo IV se menciona, tanto la metodología, memoria de cálculo y las pruebas que permiten llevar a cabo el desarrollo de esta práctica.

APENDICE A

UNIDADES Y FACTORES DE CONVERSION

UNIDADES Y FACTORES DE CONVERSION

<i>Factores de conversión fundamentales:</i>	<i>Unidad inglesa</i>	<i>Valor exacto en el SI</i>	<i>Valor aproximado en el SI</i>
Longitud	1 pulg	0.0254 m	—
Masa	1 lbm	0.453 592 37 kg	0.4 536 kg
Temperatura	1 F	5/9 °K	—

Definiciones:

Aceleración de la gravedad: $g = 9.8066 \text{ m/s}^2 (= 32.174 \text{ pies/s}^2)$

Energía: Btu (unidad térmica británica) = cantidad de energía requerida para elevar la temperatura de 1 lbm de agua, 1 °F (1 Btu = 778.2 pies · lbf)
 kilocaloría = cantidad de energía requerida para elevar 1 kg de agua, 1 °K (1 kcal = 4 187 J)

Longitud: 1 milla = 5 280 pies; 1 milla náutica = 6076.1 pies

Potencia: 1 caballo de potencia = 550 pies · lbf/s

Presión: 1 bar = 10^5 Pa

Temperatura: grados Fahrenheit $t_F = \frac{9}{5}t_C + 32$ (donde t_C está en grados centígrados)
 grados Rankine $t_R = t_F$
 Kelvin $t_K = t_C$ (exacto)

Viscosidad: 1 Poise = 0.1 kg/m · s
 1 Stoke = 0.0001 m²/s

Volúmen: 1 pie cúbico = 7.48 galones

Factores de conversión útiles:

1 lbf = 4.448 N
 1 lbf/pulg² = 6 895 Pa
 1 Btu = 1 055 J
 1 cp = 746 W = 2 545 Btu/h
 1 kW = 3 413 Btu/h
 1 cuarto = 0.000946 m³ = 0.946 litro
 1 kcal = 3.968 Btu

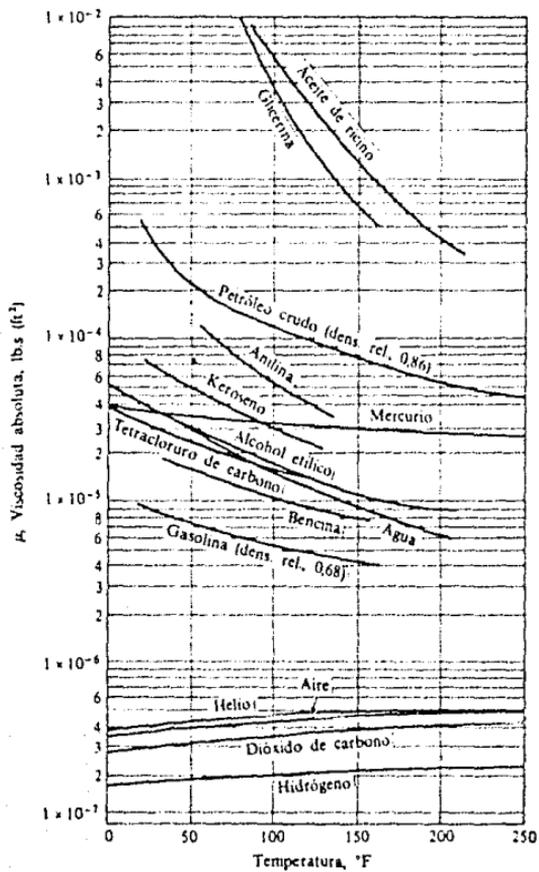
APENDICE B

PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

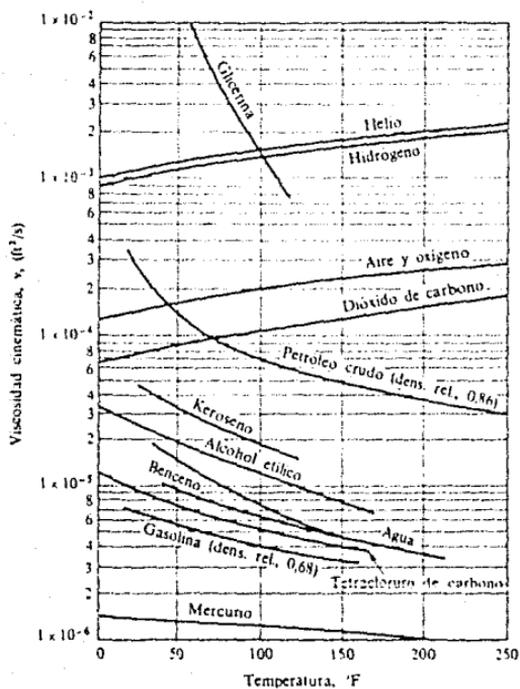
PROPIEDADES FÍSICAS DEL AGUA EN UNIDADES S. I.

Temp. °C	Peso especí- fico γ , N/m ³	Densidad ρ , kg/m ³	Vis- cosidad μ , kg/m·s 10 ⁴ $\mu =$	Vis- cosidad cine- mática ν , m ² /s 10 ⁶ $\nu =$	Tension superfi- cial σ , N/m 100 $\sigma =$	Carga de pre- sión de vapor p_v/γ , m	Módulo de elas- ticidad volumé- trica K , N/m ² 10 ⁻⁷ K =
0	9805	999.9	1.792	1.792	7.62	0.66	204
5	9806	1000.0	1.519	1.519	7.54	0.69	206
10	9803	999.7	1.308	1.368	7.48	0.12	211
15	9798	999.1	1.146	1.141	7.41	0.17	214
20	9789	998.2	1.005	1.007	7.36	0.25	220
25	9779	997.1	0.894	0.897	7.26	0.33	222
30	9767	995.7	0.801	0.804	7.18	0.44	223
35	9752	994.1	0.723	0.727	7.10	0.58	224
40	9737	992.2	0.656	0.661	7.01	0.76	227
45	9720	990.2	0.599	0.605	6.92	0.98	229
50	9697	988.1	0.549	0.556	6.82	1.26	230
55	9679	985.7	0.506	0.513	6.74	1.61	231
60	9658	983.2	0.469	0.477	6.68	2.03	228
65	9635	980.6	0.438	0.444	6.58	2.56	226
70	9609	977.8	0.406	0.415	6.50	3.20	225
75	9589	974.9	0.380	0.390	6.40	3.96	223
80	9557	971.8	0.357	0.367	6.30	4.86	221
85	9529	968.6	0.336	0.347	6.20	5.93	217
90	9499	965.3	0.317	0.328	6.12	7.16	216
95	9469	961.9	0.299	0.311	6.02	8.62	211
100	9438	958.4	0.284	0.296	5.94	10.33	207

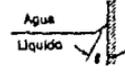
VISCOSIDAD ABSOLUTA DE LOS FLUIDOS MAS COMUNES A 1 ATM



VISCOSIDAD CINEMATICA DE LOS FLUIDOS MAS COMUNES A 1 ATM



TENSION SUPERFICIAL A 20 °C PARA LIQUIDOS COMUNES

Líquido	Tensión superficial, (nNm) [*]	Angulo de contacto, θ (grados)
(a) En contacto con el aire		
		
Benceno	28.9	
Tetracloruro de carbono	27.0	
Glicerina	63.0	
Hexano	18.4	
Keroseno	26.8	
Aceite lubricante	25-35	
Mercurio	484	140
Metanol	22.6	
Octano	21.8	
Agua	72.8	~ 0
(b) En contacto con el agua		
		
Benceno	35.0	
Tetracloruro de carbono	45.0	
Hexano	51.1	
Mercurio	375	140
Metanol	22.7	
Octano	50.8	

^{*} 1 nNm = 10⁻³ N/M

RELACIONES ENTRE LOS TERMINOS DE LA PRESION

- 1 atmósfera (atm) = 14.696 libras por pulgada cuadrada absoluta
 = 1.01325×10^5 newtons por metro cuadrado (Pa)
 = 2116 libras-fuerza por pie cuadrado (lbf/ft²)
- 1 N/m² = 1 pascal (Pa)
- 1 atmósfera (atm) = 760 milímetros de mercurio (mmHg)
 1 bar = 10^5 newtons por metro cuadrado (100 kPa)
- 1 microbar = 1 dina por centímetro cuadrado
 = 2.089 libras-fuerza por pie cuadrado
 = 0.1 newtons por metro cuadrado (0.1 Pa)
- 1 milímetro de mercurio (mmHg) = 133.322 microbar
 = 133.322 newtons por metro cuadrado (133.3 Pa)
- 1 micrometro = 10^{-6} metros de mercurio (μ m)
 = 10^{-1} milímetros de mercurio (mmHg)
 = 0.133322 newtons por metro cuadrado (0.133 Pa)
- 1 torr = 1 milímetro de mercurio (mmHg)
- 1 pulgada de mercurio = 70.73 libras-fuerza por pie cuadrado
- 1 libra por pulgada cuadrada absoluta = 6894.76 newtons por metro cuadrado (6.894 kPa)

**RELACIONES PARA FLUJO ISENTROPICO UNIDIMENSIONAL
(PARA UN GAS PERFECTO CON CALORES ESPECIFICOS CONSTANTES $K=1.4$)**

M	A/A*	p/p*	ρ/ρ^*	T/T*	M	A/A*	p/p*	ρ/ρ^*	T/T*
0.00	1.000	1.000	1.000	0.78	1.05	0.669	0.750	0.891
0.01	57.87	0.9999	0.9999	0.9999	0.80	1.04	0.656	0.749	0.886
0.02	28.94	0.9997	0.9999	0.9999	0.82	1.03	0.643	0.729	0.881
0.04	14.48	0.999	0.999	0.9996	0.84	1.02	0.630	0.719	0.876
0.06	9.67	0.997	0.998	0.999	0.86	1.02	0.617	0.708	0.871
0.08	7.26	0.996	0.997	0.999	0.88	1.01	0.604	0.698	0.865
0.10	5.82	0.994	0.995	0.998	0.90	1.01	0.591	0.687	0.860
0.12	4.86	0.990	0.993	0.997	0.92	1.01	0.578	0.676	0.855
0.14	4.18	0.986	0.990	0.996	0.94	1.00	0.566	0.666	0.850
0.16	3.67	0.982	0.987	0.995	0.96	1.00	0.553	0.655	0.844
0.18	3.28	0.978	0.984	0.994	0.98	1.00	0.541	0.645	0.839
0.20	2.96	0.973	0.980	0.992	1.00	1.00	0.528	0.632	0.833
0.22	2.71	0.967	0.976	0.990	1.02	1.00	0.516	0.623	0.828
0.24	2.50	0.961	0.972	0.989	1.04	1.00	0.504	0.613	0.822
0.26	2.32	0.954	0.967	0.987	1.06	1.00	0.492	0.602	0.817
0.28	2.17	0.947	0.962	0.985	1.08	1.01	0.480	0.592	0.810
0.30	2.04	0.939	0.956	0.982	1.10	1.01	0.468	0.582	0.805
0.32	1.92	0.932	0.951	0.980	1.12	1.01	0.457	0.571	0.799
0.34	1.82	0.923	0.944	0.977	1.14	1.02	0.445	0.561	0.794
0.36	1.74	0.914	0.938	0.975	1.16	1.02	0.434	0.551	0.788
0.38	1.66	0.905	0.931	0.972	1.18	1.02	0.423	0.541	0.782
0.40	1.59	0.896	0.924	0.969	1.20	1.03	0.412	0.531	0.776
0.42	1.53	0.886	0.917	0.966	1.22	1.04	0.402	0.521	0.771
0.44	1.47	0.876	0.909	0.963	1.24	1.04	0.391	0.512	0.765
0.46	1.42	0.865	0.902	0.959	1.26	1.05	0.381	0.502	0.759
0.48	1.38	0.854	0.893	0.956	1.28	1.06	0.371	0.492	0.753
0.50	1.34	0.843	0.885	0.952	1.30	1.07	0.361	0.483	0.747
0.52	1.30	0.832	0.877	0.949	1.32	1.08	0.351	0.474	0.742
0.54	1.27	0.820	0.868	0.945	1.34	1.08	0.342	0.464	0.736
0.56	1.24	0.808	0.859	0.941	1.36	1.09	0.332	0.455	0.730
0.58	1.21	0.796	0.850	0.937	1.38	1.10	0.323	0.446	0.724
0.60	1.19	0.784	0.840	0.933	1.40	1.11	0.314	0.437	0.718
0.62	1.17	0.772	0.831	0.929	1.42	1.13	0.305	0.429	0.713
0.64	1.16	0.759	0.821	0.924	1.44	1.14	0.297	0.420	0.707
0.66	1.13	0.747	0.812	0.920	1.46	1.15	0.289	0.412	0.701
0.68	1.12	0.734	0.802	0.915	1.48	1.16	0.280	0.403	0.695
0.70	1.09	0.721	0.792	0.911	1.50	1.18	0.272	0.395	0.690
0.72	1.08	0.708	0.781	0.906	1.52	1.19	0.265	0.387	0.684
0.74	1.07	0.695	0.771	0.901	1.54	1.20	0.257	0.379	0.678
0.76	1.06	0.682	0.761	0.896	1.56	1.22	0.250	0.371	0.672

M	A/A*	p/p*	ρ/ρ_*	T/T*	M	A/A*	p/p*	ρ/ρ_*	T/T*
1.55	1.23	0.242	0.363	0.667	2.30	2.19	0.080	0.165	0.486
1.60	1.25	0.235	0.356	0.661	2.32	2.23	0.078	0.161	0.482
1.62	1.27	0.228	0.348	0.656	2.34	2.27	0.075	0.157	0.477
1.64	1.28	0.222	0.341	0.650	2.36	2.32	0.073	0.154	0.473
1.66	1.30	0.215	0.334	0.645	2.38	2.36	0.071	0.150	0.469
1.68	1.32	0.209	0.327	0.639	2.40	2.40	0.068	0.147	0.465
1.70	1.34	0.203	0.320	0.634	2.42	2.45	0.066	0.144	0.461
1.72	1.36	0.197	0.313	0.628	2.44	2.49	0.064	0.141	0.456
1.74	1.38	0.191	0.306	0.623	2.46	2.54	0.062	0.138	0.452
1.76	1.40	0.185	0.300	0.617	2.48	2.59	0.060	0.135	0.448
1.78	1.42	0.179	0.293	0.612	2.50	2.64	0.059	0.132	0.444
1.80	1.44	0.174	0.287	0.607	2.52	2.69	0.057	0.129	0.441
1.82	1.46	0.169	0.281	0.602	2.54	2.74	0.055	0.126	0.437
1.84	1.48	0.164	0.275	0.596	2.56	2.79	0.053	0.123	0.433
1.86	1.51	0.159	0.269	0.591	2.58	2.84	0.052	0.121	0.429
1.88	1.53	0.154	0.263	0.586	2.60	2.90	0.050	0.118	0.425
1.90	1.56	0.149	0.257	0.581	2.62	2.95	0.049	0.115	0.421
1.92	1.58	0.145	0.251	0.576	2.64	3.01	0.047	0.113	0.418
1.94	1.61	0.140	0.246	0.571	2.66	3.06	0.046	0.110	0.414
1.96	1.63	0.136	0.240	0.566	2.68	3.12	0.044	0.108	0.410
1.98	1.66	0.132	0.235	0.561	2.70	3.18	0.043	0.106	0.407
2.00	1.69	0.128	0.230	0.556	2.72	3.24	0.042	0.103	0.403
2.02	1.72	0.124	0.225	0.551	2.74	3.31	0.040	0.101	0.400
2.04	1.75	0.120	0.220	0.546	2.76	3.37	0.039	0.099	0.396
2.06	1.78	0.116	0.215	0.541	2.78	3.43	0.038	0.097	0.393
2.08	1.81	0.113	0.210	0.536	2.80	3.50	0.037	0.095	0.389
2.10	1.84	0.109	0.206	0.531	2.82	3.57	0.036	0.093	0.386
2.12	1.87	0.106	0.201	0.526	2.84	3.64	0.035	0.091	0.383
2.14	1.90	0.103	0.197	0.522	2.86	3.71	0.034	0.089	0.379
2.16	1.94	0.100	0.192	0.517	2.88	3.78	0.033	0.087	0.376
2.18	1.97	0.097	0.188	0.513	2.90	3.85	0.032	0.085	0.373
2.20	2.01	0.094	0.184	0.508	2.92	3.92	0.031	0.083	0.370
2.22	2.04	0.091	0.180	0.504	2.94	4.00	0.030	0.081	0.366
2.24	2.08	0.088	0.176	0.499	2.96	4.08	0.029	0.080	0.363
2.26	2.12	0.085	0.172	0.495	2.98	4.16	0.028	0.078	0.360
2.28	2.16	0.083	0.168	0.490	3.00	4.23	0.027	0.076	0.357

APENDICE C

TABLAS PARA PERDIDAS PRIMARIAS Y SECUNDARIAS

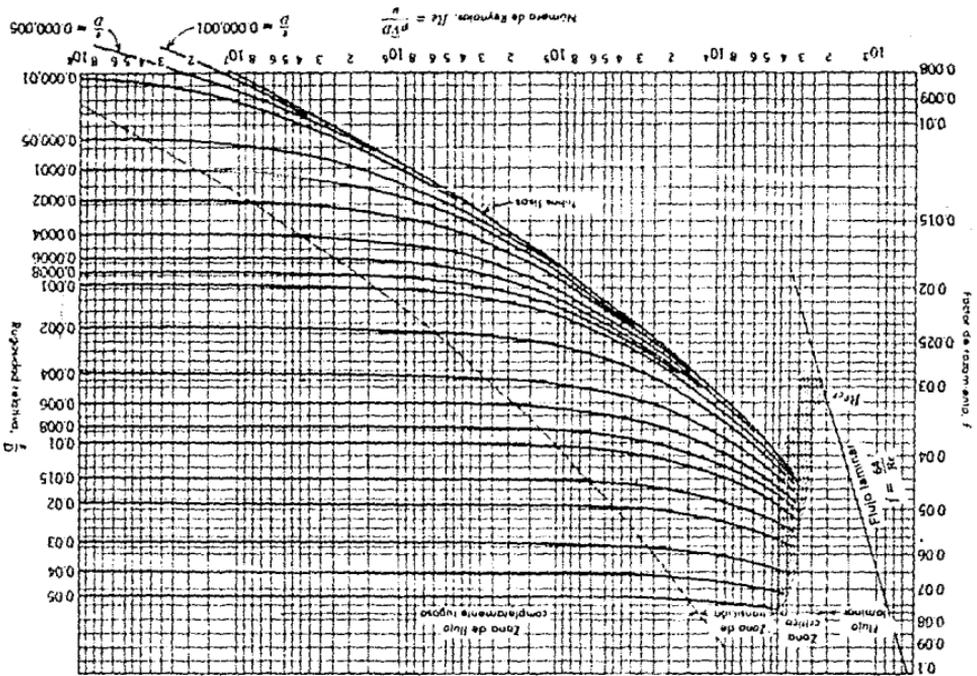
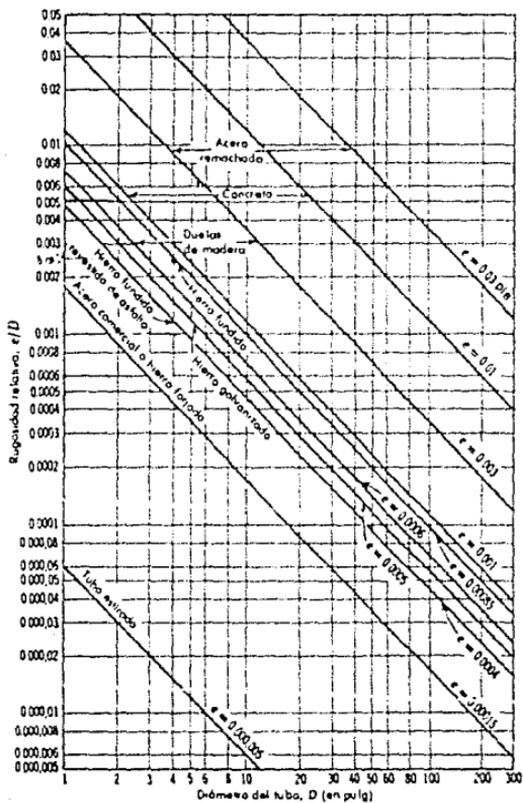
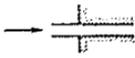
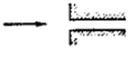
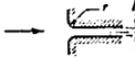


DIAGRAMA DE MOODY

RUGOSIDAD RELATIVA PARA TUBOS FABRICADOS DE MATERIALES COMUNES

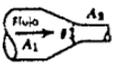


COEFICIENTES DE PERDIDA SECUNDARIAS PARA ENTRADAS DE TUBERIA

Tipo de entrada	Aspecto	Coefficiente de pérdida menor, K^*
Reentrante		1.0
Borde		0.5 [†]
Bien redondeada [†]		~0.04

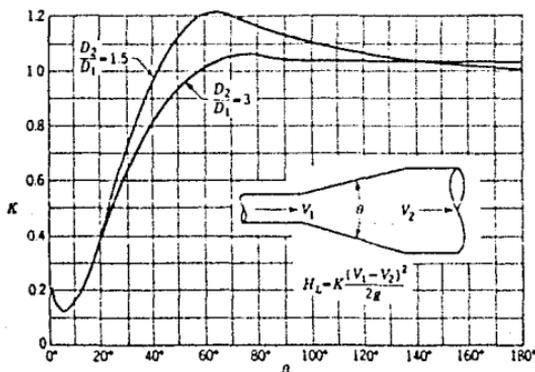
*Basado en $h_{Lc} = K(\bar{V}^2/2)$, donde \bar{V} es la velocidad media en la tubería.
[†] $r/R \geq 0.25$

COEFICIENTES DE PERDIDA PARA CONTRACCIONES GRADUALES

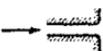
Aspecto	Angulo, θ , en grados	Coefficiente de pérdida, K^*
	30	0.02
	45	0.04
	60	0.07

*Basado en $h_{Lc} = K(\bar{V}^2/2)$.

COEFICIENTES DE PERDIDA PARA EXPANSIONES CONICAS



COEFICIENTES DE PERDIDA SECUNDARIAS PARA DESCARGA DE TUBERIAS

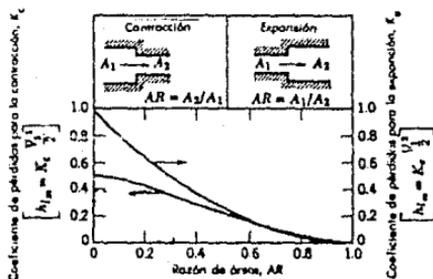
Tipos de descarga	Aspecto	Coefficientes de pérdida menor, K^*
Tubo saliente		1.0
Borde cuadrado		1.0
Borde redondeado		1.0

*Basado en $h_{Lm} = K(V^2/2)$

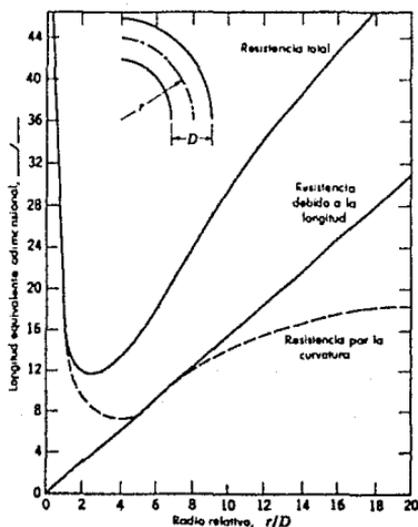
COEFICIENTES DE PERDIDA DE CARGA PARA VARIOS ACCESORIOS

Accesorio	K
Válvula de globo (completamente abierta)	10.0
Válvula de ángulo (completamente abierta)	5.0
Válvula de retención (completamente abierta)	2.5
Válvula de compuerta (completamente abierta)	0.19
Codo en U	2.2
Conexión en T estándar	1.8
Codo a 90° estándar	0.9
Codo a 90° de radio medio	0.75
Codo a 90° de radio largo	0.60

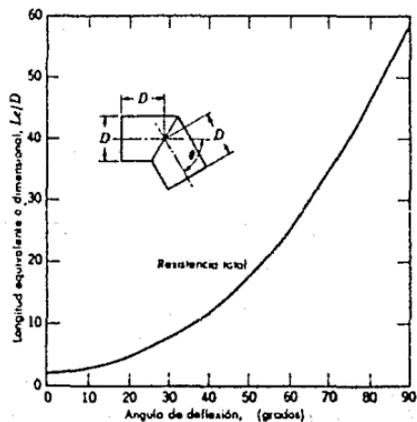
COEFICIENTES DE PERDIDA PARA EL FLUJO A TRAVES DE CAMBIOS BRUSCOS DE AREA



CARTA DE DISEÑO PARA EL CALCULO DE LA RESISTENCIA EN CODOS A 90° EN TUBERIAS CIRCULARES CON FLUJO TURBULENTO COMPLETAMENTE DESARROLLADO A LA ENTRADA



CARTA DE DISEÑO PARA EL CALCULO DE LA RESISTENCIA EN CODOS ANGULARES DE TUBERIA CIRCULARES CON FLUJO TURBULENTO COMPLETAMENTE DESARROLLADO A LA ENTRADA



**LONGITUDES EQUIVALENTES ADIMENSIONALES REPRESENTATIVAS (L_e/D)
PARA VÁLVULAS Y ACCESORIOS**

<i>Tipo de accesorio</i>	<i>Descripción</i>	<i>Longitud equivalente L_e/D</i>
Válvula de globo	Completamente abierta	350
Válvula de compuerta	Completamente abierta	13
	3/4 abierta	35
	1/2 abierta	160
	1/4 abierta	900
Válvula de retención		50-100
Codo estándar de 90°		30
Codo estándar de 45°		16
Codo de 90°	Radio largo	20
Codo de servicio de 90°		50
Codo de servicio a 45°		26
Unión en "T"	Flujo en línea	20
	Flujó en ramal	60
Codo a 180°	Patrón estrecho	50

Basado en $h_{L_e} = f \frac{L_e V^3}{D}$

APENDICE D

TABLAS PARA FLUJOS COMPRESIBLES

FUNCIONES PARA EL FLUJO ISENTROPICO (FLUJO UNIDIMENSIONAL,
GAS IDEAL, $K=1.4$)

M	T/T_0	ρ/ρ_0	ρ^*/ρ_0^*	A/A^*
0.00	1.0000	1.0000	1.0000	∞
0.02	0.9999	0.9997	0.9998	28.94
0.04	0.9997	0.9989	0.9992	14.48
0.06	0.9993	0.9975	0.9982	9.666
0.08	0.9987	0.9955	0.9968	7.262
0.10	0.9980	0.9930	0.9950	5.822
0.12	0.9971	0.9900	0.9928	4.864
0.14	0.9961	0.9864	0.9903	4.182
0.16	0.9949	0.9823	0.9873	3.673
0.18	0.9936	0.9777	0.9840	3.278
0.20	0.9921	0.9725	0.9803	2.964
0.22	0.9904	0.9669	0.9762	2.708
0.24	0.9886	0.9607	0.9718	2.496
0.26	0.9867	0.9541	0.9670	2.317
0.28	0.9846	0.9470	0.9619	2.166
0.30	0.9823	0.9395	0.9564	2.035

M	T/T_0	ρ/ρ_0	ρ/ρ_0	A/A^*
0.30	0.9823	0.9395	0.9564	2.035
0.32	0.9799	0.9315	0.9506	1.922
0.34	0.9774	0.9231	0.9445	1.823
0.36	0.9747	0.9143	0.9380	1.736
0.38	0.9719	0.9052	0.9313	1.659
0.40	0.9690	0.8956	0.9243	1.590
0.42	0.9659	0.8857	0.9170	1.529
0.44	0.9627	0.8755	0.9094	1.474
0.46	0.9594	0.8650	0.9016	1.425
0.48	0.9560	0.8541	0.8935	1.380
0.50	0.9524	0.8430	0.8852	1.340
0.52	0.9487	0.8317	0.8766	1.303
0.54	0.9449	0.8201	0.8679	1.270
0.56	0.9410	0.8082	0.8589	1.240
0.58	0.9370	0.7962	0.8498	1.213
0.60	0.9328	0.7840	0.8405	1.188
0.62	0.9286	0.7716	0.8310	1.166
0.64	0.9243	0.7591	0.8213	1.145
0.66	0.9199	0.7465	0.8115	1.127
0.68	0.9154	0.7338	0.8016	1.110
0.70	0.9108	0.7209	0.7916	1.094
0.72	0.9061	0.7080	0.7814	1.081
0.74	0.9013	0.6951	0.7712	1.068
0.76	0.8964	0.6821	0.7609	1.057
0.78	0.8915	0.6691	0.7505	1.047
0.80	0.8865	0.6560	0.7400	1.038
0.82	0.8815	0.6430	0.7295	1.030
0.84	0.8763	0.6300	0.7189	1.024
0.86	0.8711	0.6170	0.7083	1.018
0.88	0.8659	0.6041	0.6977	1.013
0.90	0.8606	0.5913	0.6870	1.009
0.92	0.8552	0.5785	0.6764	1.006
0.94	0.8498	0.5658	0.6658	1.003
0.96	0.8444	0.5532	0.6551	1.001
0.98	0.8389	0.5407	0.6445	1.000
1.00	0.8333	0.5283	0.6339	1.000

M	T/T_0	ρ/ρ_0	ρ/ρ_0	A/A^*
1.00	0.8333	0.5283	0.6339	1.000
1.02	0.8278	0.5160	0.6234	1.000
1.04	0.8222	0.5039	0.6129	1.001
1.06	0.8165	0.4919	0.6024	1.003
1.08	0.8108	0.4801	0.5920	1.005
1.10	0.8052	0.4684	0.5817	1.008
1.12	0.7994	0.4568	0.5714	1.011
1.14	0.7937	0.4455	0.5612	1.015
1.16	0.7880	0.4343	0.5511	1.020
1.18	0.7822	0.4232	0.5411	1.025
1.20	0.7764	0.4124	0.5311	1.030
1.22	0.7706	0.4017	0.5213	1.037
1.24	0.7648	0.3912	0.5115	1.043
1.26	0.7590	0.3809	0.5019	1.050
1.28	0.7532	0.3708	0.4923	1.058
1.30	0.7474	0.3609	0.4829	1.066
1.32	0.7416	0.3512	0.4736	1.075
1.34	0.7358	0.3417	0.4644	1.084
1.36	0.7300	0.3323	0.4553	1.094
1.38	0.7242	0.3232	0.4463	1.104
1.40	0.7184	0.3142	0.4374	1.115
1.42	0.7126	0.3055	0.4287	1.126
1.44	0.7069	0.2969	0.4201	1.138
1.46	0.7011	0.2886	0.4116	1.150
1.48	0.6954	0.2804	0.4032	1.163
1.50	0.6897	0.2724	0.3950	1.176
1.52	0.6840	0.2646	0.3869	1.190
1.54	0.6783	0.2570	0.3789	1.204
1.56	0.6726	0.2498	0.3711	1.219
1.58	0.6670	0.2423	0.3633	1.234
1.60	0.6614	0.2353	0.3557	1.250
1.62	0.6558	0.2284	0.3483	1.267
1.64	0.6502	0.2217	0.3409	1.284
1.66	0.6447	0.2152	0.3337	1.301
1.68	0.6392	0.2088	0.3266	1.319
1.70	0.6337	0.2028	0.3197	1.338

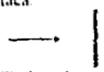
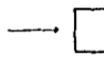
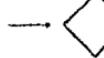
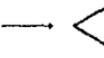
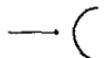
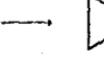
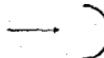
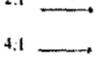
M	T/T_0	ρ/ρ_0	p/p_0	A/A^*
1.70	0.6337	0.2026	0.3197	1.338
1.72	0.6283	0.1966	0.3129	1.357
1.74	0.6229	0.1907	0.3062	1.376
1.76	0.6175	0.1850	0.2996	1.397
1.78	0.6121	0.1794	0.2931	1.418
1.80	0.6068	0.1740	0.2868	1.439
1.82	0.6015	0.1688	0.2806	1.461
1.84	0.5963	0.1637	0.2745	1.484
1.86	0.5911	0.1587	0.2686	1.507
1.88	0.5859	0.1539	0.2627	1.531
1.90	0.5807	0.1492	0.2570	1.555
1.92	0.5756	0.1447	0.2514	1.580
1.94	0.5705	0.1403	0.2459	1.606
1.96	0.5655	0.1360	0.2405	1.633
1.98	0.5605	0.1318	0.2352	1.660
2.00	0.5556	0.1278	0.2301	1.688
2.02	0.5506	0.1239	0.2250	1.716
2.04	0.5458	0.1201	0.2200	1.745
2.06	0.5409	0.1164	0.2152	1.775
2.08	0.5361	0.1128	0.2105	1.806
2.10	0.5314	0.1094	0.2058	1.837
2.12	0.5266	0.1060	0.2013	1.869
2.14	0.5219	0.1027	0.1968	1.902
2.16	0.5173	0.09956	0.1925	1.935
2.18	0.5127	0.09650	0.1882	1.970
2.20	0.5081	0.09352	0.1841	2.005
2.22	0.5036	0.09064	0.1800	2.041
2.24	0.4991	0.08784	0.1760	2.078
2.26	0.4947	0.08514	0.1721	2.115
2.28	0.4903	0.08252	0.1683	2.154
2.30	0.4859	0.07997	0.1646	2.193
2.32	0.4816	0.07751	0.1610	2.233
2.34	0.4773	0.07513	0.1574	2.274
2.36	0.4731	0.07281	0.1539	2.316
2.38	0.4689	0.07057	0.1505	2.359
2.40	0.4647	0.06840	0.1472	2.403

M	T/T_0	ρ/ρ_0	μ/μ_0	A/A^*
2.40	0.4647	0.06840	0.1472	2.403
2.42	0.4606	0.06630	0.1440	2.448
2.44	0.4565	0.06426	0.1408	2.494
2.46	0.4524	0.06229	0.1377	2.540
2.48	0.4484	0.06038	0.1347	2.588
2.50	0.4444	0.05853	0.1317	2.637
2.52	0.4405	0.05674	0.1288	2.687
2.54	0.4366	0.05500	0.1260	2.737
2.56	0.4328	0.05332	0.1232	2.789
2.58	0.4289	0.05169	0.1205	2.842
2.60	0.4252	0.05012	0.1179	2.896
2.62	0.4214	0.04859	0.1153	2.951
2.64	0.4177	0.04711	0.1128	3.007
2.66	0.4141	0.04568	0.1103	3.065
2.68	0.4104	0.04429	0.1079	3.123
2.70	0.4068	0.04295	0.1056	3.183
2.72	0.4033	0.04166	0.1033	3.244
2.74	0.3998	0.04039	0.1010	3.306
2.76	0.3963	0.03917	0.09885	3.370
2.78	0.3928	0.03800	0.09671	3.434
2.80	0.3894	0.03685	0.09462	3.500
2.82	0.3860	0.03574	0.09259	3.567
2.84	0.3827	0.03467	0.09059	3.636
2.86	0.3794	0.03363	0.08865	3.706
2.88	0.3761	0.03262	0.08674	3.777
2.90	0.3729	0.03165	0.08489	3.850
2.92	0.3697	0.03071	0.08308	3.924
2.94	0.3665	0.02980	0.08130	3.999
2.96	0.3633	0.02891	0.07957	4.076
2.98	0.3602	0.02805	0.07788	4.155
3.00	0.3571	0.02722	0.07623	4.235
3.10	0.3422	0.02345	0.06852	4.657
3.20	0.3281	0.02023	0.06165	5.121
3.30	0.3147	0.01748	0.05554	5.629
3.40	0.3019	0.01512	0.05009	6.184
3.50	0.2899	0.01311	0.04523	6.790
3.60	0.2784	0.01138	0.04089	7.450
3.70	0.2675	0.009903	0.03702	8.169
3.80	0.2572	0.008629	0.03355	8.951
3.90	0.2474	0.007532	0.03044	9.799
4.00	0.2381	0.006586	0.02766	10.72
4.10	0.2293	0.005769	0.02516	11.71
4.20	0.2208	0.005052	0.02292	12.79
4.30	0.2129	0.004449	0.02090	13.95
4.40	0.2053	0.003918	0.01909	15.21
4.50	0.1980	0.003455	0.01745	16.56
4.60	0.1911	0.003053	0.01597	18.02
4.70	0.1846	0.002701	0.01463	19.58
4.80	0.1783	0.002394	0.01343	21.26
4.90	0.1724	0.002126	0.01233	23.07
5.00	0.1667	0.001890	0.01134	25.00

APENDICE E

COEFICIENTES DE ARRASTRE

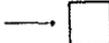
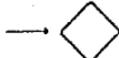
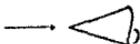
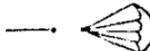
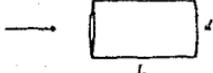
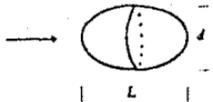
RESISTENCIA DE CUERPOS BIDIMENSIONALES A $Re=10^5$

Forma	C_D basado en el área frontal	Forma	C_D basado en el área frontal
Placa: 	2,0	Semicilindro: 	1,2
Cilindro de sección cuadrada: 	2,1		1,7
	1,6	Triángulo equilátero: 	1,6
Semitubo: 	1,2		2,0
	2,3		
Cilindro elíptico:	<i>Laminar</i>	<i>Turbulento</i>	
1:1 	1,2	0,3	
2:1 	0,6	0,2	
4:1 	0,35	0,15	
8:1 	0,25	0,1	

COEFICIENTES DE ARRASTRE PARA ALCUNOS CUERPOS

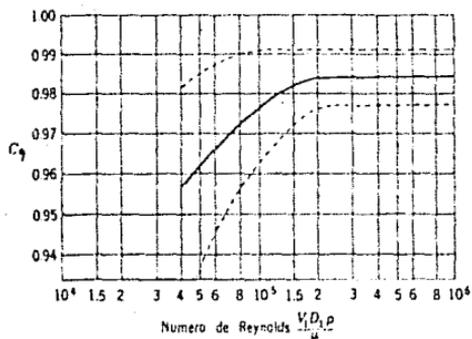
Cuerpo	Diagrama	$C_D (Re \geq 10^4)$
Prisma rectangular		$b/h = \infty$ 2.05
		$b/h = 1$ 1.05
Disco		1.17
Anillo		1.20†
Hemisferio (abierto oponiéndose al flujo)		1.42
Hemisferio (abierto en la dirección del flujo)		0.38
Sección en forma de C (abierto)		2.30
		1.20

RESISTENCIA DE CUERPOS TRIDIMENSIONALES A $Re=10^5$

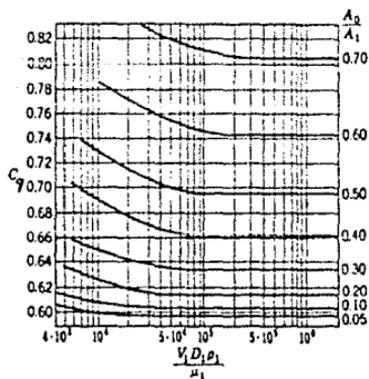
Cuerpo	Relación	C_D basada en el área frontal	
Cubo:			
		1,07	
		0,81	
Cono de 60°:			
		0,5	
Disco:			
		1,17	
Copa:			
		1,4	
		0,4	
Paracaídas (baja porosidad):			
		1,2	
Placa rectangular:			
	h/b		
	1	1,18	
	5	1,2	
	10	1,3	
	20	1,5	
	∞	2,0	
Cilindro de sección lenticular:			
	L/d		
	0,5	1,15	
	1	0,90	
	2	0,85	
	4	0,87	
	8	0,99	
Elipsoide:			
	L/d		
	0,75	0,5	0,2
	1	0,47	0,2
	2	0,27	0,13
	4	0,25	0,1
	8	0,2	0,08

APENDICE F
COEFICIENTES DE DESCARGA

COEFICIENTE C_q PARA TUBOS DE VENTURI



ORIFICIO VDI Y COEFICIENTES DE DESCARGA



CONCLUSION

Puede decir que las características del aparato cumplen ampliamente con los requerimientos deseados, ya que se puede calcular y visualizar el fenómeno de lubricación. Las pruebas en el aparato, permiten observar el gradiente de presiones en dos direcciones y bajo diferentes condiciones de operación, entre las cuales están: diferentes espesores de lubricante, distintas inclinaciones de la placa, diversas velocidades, así como, para varios tipos de lubricantes.

El costo aproximado del aparato es de dos millones de pesos, M. N., es decir, diez veces menor que el aparato de impregnación, y prácticamente con las mismas características de diseño y construcción.

Así mismo se lleve a cabo el desarrollo de la práctica número once, referente, a la lubricación, basándose en el aparato de Michell, por medio del cual se puede comprobar que la teoría se aproxima al fenómeno real de la lubricación.

Además se elaboraron los prácticos correspondientes al Laboratorio de Mecánica de Fluidos, involucrando un desarrollo teórico y su metodología correspondiente para la realización de las mismas.

BIBLIOGRAFIA GENERAL

- Allen, John E., *AERODINAMICA*. Tr. Román Llull Sala, Barcelona España, Ed. Labor, 1969, 154 pp.
- Bastida Salgado, Sergio Martín, *DISERNO Y CONSTRUCCION DE UN TUNEL DE VIENTO PARA EL ESTUDIO DE PROPAGACION DE FLAMA EN COMBUSTIBLES INMISCIBLES EN AGUA*. (Tesis), México, D. F., UNAM, 1983, 163 pp.
- Burghardt, M. David, *INGENIERIA TERMODINAMICA*, Tr. José Carlos Escobar H., ed. 2a., México, D. F., Ed. Harla, 1984, 558 pp.
- Collett, C. V., Hope, A. D., *MEDICIONES EN INGENIERIA*, Tr. Alberto Hidalgo, Barcelona España, Ed. Gustavo Gili, 1976, 327 pp.
- Currie, I. G., *FUNDAMENTAL MECHANICS OF FLUIDS*, U.S.A., Ed. Mc. Graw-Hill, 1974, 441 pp.
- Dixon, S. L., *MECANICA DE FLUIDOS. TERMODINAMICA DE LAS TURBOMAQUINAS*, Tr. Tomás Sánchez, Madrid España, Ed. Dossat, 1981, 313 pp.
- Fox, Robert W., Mc. Donald, Alan T., *INTRODUCCION A LA MECANICA DE FLUIDOS*, Tr. Jaime G. Cervantes, México, D. F., Ed. Nueva Editorial Interamericana, 1984, 678 pp.
- Fuller, Dudley D., *TEORIA Y PRACTICA DE LA LUBRICACION*, Tr. Aurelio Cabra Fernández, Madrid España, Ed. Interciencia, 1961, 544 pp.
- González Aguilar, Sergio, *CALCULO Y CONSTRUCCION DE UN TUNEL DE VIENTO ABIERTO DE BAJA VELOCIDAD*, (Tesis), México, D. F., UNAM, 1979, 78 pp.
- Hansen, Arthur G., *MECANICA DE FLUIDOS*, Tr. Hortensia Corona R., México, D. F., Ed. Limusa, 1989, 575 pp.
- Hersey, May Dyer, *THEORY AND RESEARCH IN LUBRICATION*, New York U.S.A., Ed. John Wiley and Sons, 1966, 468 pp.
- Holman, Jack P., *METODOS EXPERIMENTALES PARA INGENIEROS*, Tr. Julio Fournier G., ed. 4a., México, D. F., Ed. Mc. Graw-Hill, 1986, 559 pp.
- Karassik, Igor J., *BOMBAS CENTRIFUGAS*, Tr. Alberto Berumen, México, D. F., Ed. Cebsa, 1980, 560 pp.

- MANUAL DEL INGENIERO**, Tomo I, Barcelona España, Ed. Gustavo Gili, 1965, 1563 pp.
- Mataix, Claudio, **MECANICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS**, México, D. F., Ed. Harla, 1970, 582 pp.
- Mataix, Claudio, **TURBOMAQUINAS TERMICAS**, Madrid España, Ed. Dossat, 1973, 1032 pp.
- Mendoza González, Luis, **DISEÑO DE UNA PRACTICA SOBRE EL USO DEL VISCOSIMETRO SAYBOLT FUROL**, (Tesis), México, Fac. de Química, UNAM, 1983, 100 pp.
- Nieto N., Héctor, **LUBRICACION DE MOTORES DIESEL**, México, D. F., Mobil Oil de México, 100 pp.
- Pope, Alan, Haper, John J., **TUNNEL TESTING LOW-SPEED WIND**, New York, U.S.A., Ed. John Wiley and Sons, 1966, 457 pp.
- Popovich, M., Hering Carl, **FUELS AND LUBRICANTS**, New York, U.S.A., Ed. John Wiley and Sons, 1959, 312 pp.
- Roberson, John A., Crowe, Clayton T., **MECANICA DE FLUIDOS**, Tr. Carlos Ordóñez García, México, D. F., Ed. Interamericana, 1985, 680 pp.
- Roed, Aage, **SEGURIDAD DE VUELO Y AERODINAMICA**, Tr. José A. Esteban, Madrid España, Ed. Paraninfo, 1981, 172 pp.
- Shigley, Joseph E., Mitchell, Larry D., **DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA**, Tr. Francisco Paniagua B., ed. 4a., México D. F., Ed. Mc Graw-Hill, 1985, 915 pp.
- Streeter, V. L., Wylie, E. B., **MECANICA DE LOS FLUIDOS**, Tr. Jaime B. Cervantes de Gortari, ed. 6a., México, D. F., Ed. Mc Graw-Hill, 1969, 775 pp.
- Sutton, D. G., **LA CIENCIA DEL VUELO**, Tr. Jorge L. Albertoni, Buenos Aires Argentina, Ed. Eudeba, 1966, 186 pp.
- Tipei, Nicolae, **THEORY OF LUBRICATION**, California U.S.A., Clarendon University Press, 1962, 566 pp.
- Walowit, J. A., Anno, J. N., **MODERN DEVELOPMENTS IN LUBRICATION MECHANICS**, London, Great Britain, Ed. Galliard, 1975, 244 pp.
- White, Frank M., **MECANICA DE FLUIDOS**, Tr. Manuel Rodríguez Fernández, México, D. F., Ed. Mc Graw Hill, 1985, 757 pp.
- Viejo Zubizaray, Manuel, **BOMBAS**, México, D. F., Ed. Limusa, 1972, 290 pp.
- Viejo Zubizaray, Manuel, **ENERGIA HIDROELECTRICA, TURBINAS Y PLANTAS GENERADORAS**, México, D. F., Ed. Limusa, 1977, 330 pp.