

**CONCEPTUALIZACIÓN BASICA PARA APLICACIÓN PRÁCTICA DE LA
METROLOGIA**



**RAFAEL ENRIQUE PEDROZO BUELVAS
YARDEL BALSADA MUÑOZ MORENO**

**UNIVERSIDAD DE CARTAGENA
FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS Y NATURALES
TECNOLOGIA EN METROLOGIA INDUSTRIAL
CARTAGENA D. T y C.
2018**

**CONCEPTUALIZACION BASICA PARA APLICACIÓN PRÁCTICA DE LA
METROLOGIA**

**RAFAEL ENRIQUE PEDROZO BUELVAS
YARDEL BALSADA MUÑOZ MORENO**

**TRABAJO DE GRADO (MONOGRAFIA), PRESENTADO COMO REQUISITO
PARA OPTAR AL TITULO DE TECNOLOGO EN METROLOGIA INDUSTRIAL**

**Tutor:
ELIAS IMITOLA COLEY
DOCENTE**

**UNIVERSIDAD DE CARTAGENA
FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS Y NATURALES
TECNOLOGIA EN METROLOGIA INDUSTRIAL
CARTAGENA DE INDIAS DE INDIAS D. T. y C.
2018**

PROGRAMA DE TECNOLOGIA EN METROLOGIA INDUSTRIAL

Nota de aceptación.

Firma del presidente del jurado.

Firma del jurado

Firma del jurado.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar a Dios por haberme guiado en el camino correcto, para poder alcanzar el éxito; segundo a cada integrante de mi familia, mis padres, hermanos y amigos; por ultimo no menos importante a todas las personas que hicieron posible la elaboración de este proyecto, los profesores que contribuyeron a nuestra formación y con gran sentido de agradecimiento a nuestro tutor o asesor, el docente Elías Imitola Coley, por brindarnos su apoyo Colaboración y Tiempo.

Rafael Enrique Pedrozo Buelvas

Agradezco a Dios por estar siempre a mi lado en este proceso, a mi familia, por ser mi apoyo fundamental, mis amigos que me ayudaron en el camino como impulso en los momentos de hostilidad. A los docentes del Programa de Metrología, fueron parte importante en la formación del conocimiento que me han transmitido, especialmente al profesor Elías Imitola Coley, por ese apoyo incondicional en este proyecto.

Yardel Balsada Muñoz Moreno

CONTENIDO

INTRODUCCION

1. ELEMENTOS MECANICOS

1.1 TORNILLOS. Definición.

1.1.1 Presión

1.1.2 Apriete

1.1.3 Guía

1.1.4 Tipos de tornillos

1.1.4.1 Tornillo americano. Designación

1.1.4.2 Tornillo Sistema Internacional. Designación

1.1.5 Partes del tornillo

1.1.5.1 Tuercas

1.1.5.1.1 Dimensiones tornillos- tuercas

1.1.5.2 Cuerpo del tornillo

1.1.5.3 Cabeza del tornillo

1.1.5.3.1 Grado de la cabeza de los tornillos

1.1.5.3.2 Tipos de cabeza de los tornillos

1.1.5.4 Arandelas

1.1.5.4.1 Arandelas de acero endurecido

1.1.5.4.2 Arandelas planas de acero endurecido para uso general

1.1.6 Clasificación de los tornillos

1.1.6.1 Tornillos ordinarios

1.1.6.1.1 Designación de tornillos ordinarios

1.1.6.1.2 Dimensiones de tornillos ordinarios Sistema Internacional

1.1.6.1.3 Tolerancias de tornillos ordinarios Sistema Internacional

1.1.6.2 Tornillos calibrados

1.1.6.2.1 Designación de tornillos calibrados

1.1.6.2.2 Dimensiones tornillos calibrados Sistema Internacional

1.1.6.2.3 Tolerancias tornillos calibrados Sistema Internacional

1.1.6.3 Tornillos de alta resistencia

1.1.6.3.1 Resistencia a la tensión

1.1.6.3.2 Designación de tornillos de alta resistencia

1.1.6.3.3 Dimensiones de tornillos de alta resistencia

1.1.6.3.4 Tolerancias de tornillos de alta resistencia

1.1.6.3.5 Dimensiones estándares de tornillos de alta resistencia en función de las Tuercas.

1.1.7 Normas para fabricación de tornillos

1.1.8 Instrumentos para medición de elementos mecánicos

1.1.8.1 Calibrador pie de rey o vernier

1.1.8.2 Calibración de pie de rey

1.1.8.2.1 Operaciones previas

1.1.8.2.2 Procedimiento de calibración

1.1.8.2.3 Resultado de calibración

- 1.1.8.2.3.1 Estimación de Incertidumbre
 - 1.1.8.2.3.1.1. Error de medida
 - 1.1.8.2.3.1.2 Incertidumbre de repetitividad
 - 1.1.8.2.3.1.3 Incertidumbre de la resolución
 - 1.1.8.2.3.1.4 Incertidumbre efecto Abbe
 - 1.1.8.2.3.1.5 Incertidumbre de paralaje
 - 1.1.8.2.3.1.6 Incertidumbre por temperatura del instrumento
 - 1.1.8.2.3.1.7 Incertidumbre del patrón
 - 1.1.8.2.3.1.8 Incertidumbre combinada
 - 1.1.8.2.3.1.9 Incertidumbre expandida

2. MECANISMOS DE TRANSMISION

2.1 Engranajes o piñones. Definición.

2.1.1 Partes de los engranajes

2.1.1.1 Dientes de un engranaje

2.1.1.2 Espesor del diente

2.1.1.3 Manzana o cubo

2.1.1.4 Rayos

2.1.1.5 Llanta o corona

2.1.2. Tipos de engranajes

2.1.2.1 Engranajes cilíndricos rectos

2.1.2.1.1 Partes de un engranaje cilíndrico

2.1.2.1.1.1 Diámetro de paso

2.1.2.1.1.2. Paso

2.1.2.1.1.2.1 Paso circular

2.1.2.1.1.2.2 Paso diametral

2.1.2.1.1.3. Relación entre paso circular y paso diametral

2.1.2.1.1.4. Modulo métrico

2.1.2.1.1.5. Diámetro exterior

2.1.2.1.1.6. Diámetro interior

2.1.2.1.1.7. Juego

2.1.2.1.1.8. Angulo de presión

2.1.2.2 Engranajes cilíndricos helicoidales

2.1.2.2.1 Angulo de presión, ángulos primarios y fuerzas en engranajes helicoidales

2.1.2.2.1.1. Plano tangencial

2.1.2.2.1.2. Plano transversal

2.1.2.2.1.3. Plano normal

2.1.2.2.2 Pasos para engranajes helicoidales

2.1.2.2.2.1 Paso circular

2.1.2.2.2.2 Paso circular en engranajes helicoidales

2.1.2.2.2.3 Paso diametral

2.1.2.2.2.4 Paso diametral helicoidal

2.1.2.3 Engranajes cónicos

2.1.2.3.1 Clasificación de engranajes cónicos

2.1.2.3.1.1 Engranajes cónicos rectos

2.1.2.3.1.2 Engranajes cónicos helicoidales

2.1.2.3.1.3 Engranajes cónicos hipoides

- 2.1.2.3.2 Tolerancias y dimensiones de engranajes cónicos
- 2.1.2.3.2.1 Especificaciones de dibujo para engranajes cónicos
- 2.1.3 Calidad de engranajes
- 2.1.3.1 Verificación del índice
- 2.1.3.2 Alineación del diente
- 2.1.3.3 Perfil del diente
- 2.1.3.4 Descentramiento
- 2.1.3.5 Variación total compuesta
- 2.1.4 Normas de calidad para engranajes
- 2.1.4.1 Métodos para medir engranajes
- 2.1.4.1.1 Medición funcional
- 2.1.4.1.2 Medición analítica
- 2.1.5 Numero de calidad recomendados
- 2.2. Relación de transmisión de los engranajes
- 2.3 Relación de engranajes con otros tipos de elementos mecánicos
- 2.3.1 Engranaje Sin fin. Definición
- 2.3.1.1 Geometría de engranaje sin fin
- 2.3.1.1.1 Paso circular
- 2.3.1.1.2 Paso diametral
- 2.3.1.1.3 Numero de rosca del sin fin
- 2.3.1.1.4 Avance
- 2.3.1.1.5 Angulo de avance
- 2.2.1.1.6. Dimensiones típicas del diente
- 2.2.1.1.7 Diámetro del sin fin
- 2.3.2. Sistema de transmisión por potencia de cadena
- 2.3.2.1 Tipos de cadena de rodillo
- 2.3.2.2 Clasificación por potencias
- 2.3.2.2.1. Potencia del sistema cadena - engranaje
- 2.3.2.2.2. Transmisión de cadena para piñones de paso $\frac{1}{2}$
- 2.3.2.2.3 Paso por transmisión por cadena de rodillo
- 2.3.2.3. Relación de transmisión para cadena
- 2.3.2.4 Largo de la cadena

3 HIDRAULICA

- 2.4 Fluidos
- 2.5 Propiedades de los fluidos
- 2.5.2 Densidad específica o absoluta
- 2.5.2.4 Métodos de medición
- 2.5.2.4.1 Medición Indirecta
- 2.5.2.4.2 Densímetro. Medición directa
- 2.5.2.4.2.1 Densímetro bajo la norma ASTM E- 100- 95
- 3.2.1.1.2.2 Calibración de densímetros de inmersión
- 3.2.2 Peso específico
- 3.2.2.1 Calibración de Picnómetros bajo la norma ASTM 70 -03
- 3.2.2.1.1 Precisión y tolerancia
- 3.2.2.1.1.1 Repetitividad
- 3.2.2.1.1.2 Reproducibilidad

- 3.2.3 Densidad relativa o Gravedad específica
- 3.2.4 Volumen específico
- 3.2.5 Volumen específico
- 3.2.6 Viscosidad
 - 3.2.6.1 Medición de la viscosidad
 - 3.2.6.1.1 Medidores de viscosidad capilar
 - 3.2.6.1.2 Medidores de viscosidad rotacional
 - 3.2.6.1.3 Medidores de viscosidad Stabinger
 - 3.2.6.1.3.1 Calibración de viscosímetros de Brookfield bajo la norma AASTO T316 – 04
- 3.2.7 Tensión Superficial
- 3.3 Presión. Definición
 - 3.3.1 Unidades de medición para la presión
 - 3.3.2 Presión manométrica. Medición Indirecta
 - 3.3.3 Instrumentos de medición directa de la presión
 - 3.3.4 Norma para calibrar manómetros según Centro Español de Metrología (CEM)
 - 3.3.5 Clasificación de instrumentos de presión
 - 3.3.5.1 Manómetro de Bourdon
 - 3.3.5.1.1 Calibración de manómetros de Bourdon
 - 3.3.5.2 Manómetro de columna líquida
 - 3.3.5.2.1 Herramientas de calibración de manómetro de columna líquida
 - 3.3.5.2.2 Manómetro de columna líquida bajo la norma PCE – P15. /30 /50
 - 3.3.5.3 Barómetro
 - 3.3.5.3.1. Calibración de barómetro bajo norma INCONTEC 4609
 - 3.3.5.3.1.1 Barómetro de mercurio de Fortín
 - 3.3.5.3.1.1.1 Uso del barómetro de mercurio en lectura directa
 - 3.3.5.3.1.1.2 Barómetro de aneroide
 - 3.3.5.3.1.1.3 Procedimiento al usar los equipos
 - 3.3.5.3.1.1.4 Precisión y desviación
 - 3.3.5.3.1.1.5 Resultado
 - 3.3.5.3.1.1.6 Mediciones aceptables según la norma de barómetros
- 3.4 HIDRODINAMICA
 - 3.4.1 Caudal
 - 3.4.2 Unidades de caudal
 - 3.4.3 Factores que intervienen en la medición del caudal
 - 3.4.3.1 Tipo de indicación
 - 3.4.3.1.1 Dispositivos o elementos primarios
 - 3.4.3.1.2 Dispositivos o elementos secundarios
 - 3.4.3.1.3 Pérdida de presión
 - 3.4.3.1.4 Tipo de fluido
 - 3.4.3.2 Exactitud
 - 3.4.4 Medición de caudal
 - 3.4.4.1 Caudal en conductos abiertos
 - 3.4.4.1.1 Método del flotador
 - 3.4.4.1.2 Método volumétrico
 - 3.4.4.2 Caudal en conductos cerrados

- 3.4.4.2.1 Principio de continuidad
- 3.4.4.2.2 Tuberías y tubos comercializados bajo las normas
 - 3.4.4.2.2.1 Tuberías de acero
 - 3.4.4.2.2.2 Tubos de acero
 - 3.4.4.2.2.3 Tubos de cobre
 - 3.4.4.2.2.4 Tubos de hierro dúctil
 - 3.4.4.2.2.5 Tuberías y tubos de plásticos
 - 3.4.4.2.2.6 Mangueras hidráulicas
- 3.4.4.2.3 Velocidad de flujo recomendada en tuberías y ductos cerrados
- 3.4.4.2.4 Ecuacion de Bernoulli
- 3.4.4.2.5 Clasificación de caudalímetros de conductos cerrados
 - 3.4.4.2.5.1 Caudalímetros de área de paso constante
 - 3.4.4.2.5.1.1 Tubo de Venturi
 - 3.4.4.2.5.1.1.1 Aplicación de la norma ISO 5167 -4, en la medición de tubo de Venturi
 - 3.4.4.2.5.1.1.2 Incertidumbre de calibración
 - 3.4.4.2.5.1.2 Toberas de medida
 - 3.4.4.2.5.1.2.1 Dimensiones recomendadas para la placa del orificio
 - 3.4.4.2.5.1.2.2 Perdida de carga
 - 3.4.4.2.5.2 Caudalímetros de área de paso variable
 - 3.4.4.2.5.2.1 Rotámetros
 - 3.4.4.2.5.2.2 Caudalímetros ultrasónicos
- 3.4.4.2.6 Perdidas de energía debido a la fricción
 - 3.4.4.2.6.1 Tipos de flujos
 - 3.4.4.2.6.1.1 Flujo laminar
 - 3.4.4.2.6.1.2 Flujo turbulento
 - 3.4.4.2.6.2 Numero de Reynolds
 - 3.4.4.2.6.2.1 Números críticos o valores estimados para el número de Reynolds
 - 3.4.4.2.6.3 Ecuacion de Darcy
 - 3.4.4.2.6.4 Perdida de energía por fricción en flujo laminar
 - 3.4.4.2.6.5 Perdida de energía debido a la fricción en flujo turbulento
 - 3.4.4.2.6.7 Diagrama de Moody

REFERENCIAS

ANEXOS

APENDICES

FIGURAS

1. Designación de tornillos en el sistema americano
2. Designación de tornillo en el sistema americano
3. Parte de un tornillo
4. Tuercas hexagonales
5. Tuercas hexagonales
6. Composición estructural de una arandela
7. Dimensiones de un tornillo ordinario
8. Dimensiones de los tornillos calibrados
9. Tornillos de alta resistencias
10. Dimensiones de tornillos de alta resistencia
11. Parte de un calibrador pie de rey
12. Efecto abbe
13. Desajuste geométrico del pie de rey
14. Diagramas geométricos del paralaje
15. Diagrama de ev
16. Geometría de un engranajes
17. Ciclo de engranajes de los piñones
18. Angulo de presión
19. Dientes con distintos ángulos de presión he involutas
20. Engranajes helicoidal
21. Perspectiva de la geometría de las fuerzas
22. Fuerzas en el plano tangencial
23. Fuerzas en el plano trasversal
24. Fuerzas en el plano normal
25. Piñón cónico
26. Piñón cónico recto
27. Piñón cónico helicoidal
28. Piñón cónico hipoide
29. Distancia del ángulo del piñón de atrás
30. Distancia del ángulo de engranajes de atrás
31. Métodos para especificar la tolerancia en el engranajes cónicos rectos
32. Especificación de blancos para tolerancia de engranajes cónicos
33. Sistema analítico de mediciones de engranajes
34. Graficas consultantes típicas de un sistema analítico de medición
35. Tren de engranajes
36. Engranajes sin fin y corona
37. Geometría de engranaje sin fin y corona
38. Angulo de avance
39. Diámetro sin fin
40. Transmisión de una cadena
41. Geometría de paso de una cadena

42. Densímetro de inmersión
43. Densímetro de inmersión sumergido en un líquido de referencia
44. Método de Cuckow
45. Picnómetro
46. Compresibilidad
47. Viscosidad
48. Viscosímetro de Brookfield
49. Tensión superficial
50. Presión absoluta atmosférica, manométrica y vacuométrica
51. Manómetro de tubo en u
52. Variación de la presión debido a la altura
53. Presión manométrica con fluidos múltiples
54. Manómetro diferencial
55. Manómetro de Bourdon
56. Corrección final de calibración
57. Incertidumbre de repetitividad manométrica
58. Manómetro de Bourdon
59. Manómetro de Bourdon
60. Estimación de incertidumbre
61. Manómetro de Columna en líquido
62. Parámetro
63. Procesos de la medición de flujo
64. Determinación del área de canales
65. Método volumétrico
66. Conducto cerrado con variaciones de altura, presión y velocidad
67. Selección del tamaño de tubería en relación al flujo volumétrico
68. Medidor de Venturi
69. Medidor Venturi verticalmente
70. Tubería de medida
71. Dimensiones de las placas de orificios
72. Tobera
73. Estructura de un rotámetro
74. Tipos de rotámetro
75. Caudalímetro ultrasónico
76. Instalación de un Caudalímetro ultrasónico en una tubería
77. Flujo laminar
78. Flujo turbulento
79. Rugosidad relativa en las paredes interiores de una tubería
80. Explicación del diagrama de Moody
81. Ecuación de Colebrook
82. Factor de fricción según P.K. Swamee y A.K. Jain
83. Diagrama de Moody

84. Aplicación de pérdida de energía en conducto cerrado

TABLAS

1. Dimensiones de tuercas pesada, según ANSI/ASME
2. Dimensiones del tornillo y tuerca según ASTM
3. Nomenclatura de grados de tornillos hexagonales según SAE
4. Tipos de cabezas normalizadas según ASTM 307
5. Dimensiones arandelas circulares
6. Dimensiones de arandelas en función de la cabeza del tornillo
7. Dimensiones del tornillo ordinario en SI
8. Dimensiones de un tornillo ordinario en SI
9. Tolerancia de los tornillos ordinario en SI
10. Dimensiones de un tornillo ordinario en SI
11. Tolerancia de un tornillo calibrado en SI
12. Dimensiones estándares de pernos y tuercas
13. Dimensiones de tornillos de alta resistencia
14. Tolerancia de tornillos de alta resistencia
15. Tabulaciones
16. Deriva de lo bloque patrón
17. Pasos diametrales normalizados
18. Pasos circulares normalizados
19. Módulos métricos
20. Juegos mínimo de engranajes recomendada para paso grueso
21. Juegos mínimo de engranajes recomendada para paso grueso
22. Característica de un engranaje para Angulo de presión de 20°
23. Tolerancia sugerida en las distancias de la cara, distancia del ángulo posterior y diámetro del orificio
24. Tolerancia sugerida según la calidad del engranaje
25. Tolerancia sugerida para diámetro externo, ángulo de la cara, ángulo trasero y corona de atrás
26. Valores seleccionados de tolerancias compuesta total
27. Numero de calidad AGMA recomendada
28. Dimensiones de dientes de la corona
29. Tipos de cadena de rodilla
30. Tamaño dimensional de rodillo
31. Potencia de transmisión de engranajes por cadena
32. Paso de $\frac{1}{2}$ para cadenas de ruedas y engranajes
33. Paso de transmisión por cadena y rodillo
34. Gravedad especifica del densímetro
35. Peso unitario del agua
36. Repetividad
37. Reproducibilidad
38. Densidad relativa de algunos fluidos
39. Tensión superficial a 20°C

40. Calculo de la incertidumbre, expandida de la corrección del manómetro
41. Clase de exactitud según OIML R117
42. Error máximo permisible acuerdo a la clase de exactitud según OIML R117
43. Factor de corrección del flotador en base a la velocidad en el canal o rio
44. Normalización del diámetros nominales, según la ISO
45. Tamaño nominales para tubería de acero con cedula 40
46. Tamañas normales para tubería de acero con cedula 80
47. Dimensiones del tubo de acero
48. Dimensiones del tubo de cobre de tipo K
49. Dimensiones de tubería de hierro dúctil
50. Velocidad del flujo recomendado
51. Dimensiones de diámetro para tobera
52. Dimensiones externa para tobera
53. Porcentaje de valores de perdida de carga
54. Unidad estándares para el numero de Reynolds
55. Valores de rugosidad en tubos

ECUACIONES

1. Desviación estándar
2. Error de medida
3. Incertidumbre de repetividad
4. Incertidumbre de resolución
5. Efecto Abbe
6. Incertidumbre de Abbe
7. Paralaje
8. Incertidumbre de paralaje
9. Incertidumbre de temperatura del instrumento
10. Incertidumbre bloque patrón
11. Incertidumbre combinada
12. Incertidumbre expandida
13. Paso circular del piñón
14. Paso circular de engranaje
15. Paso diametral del engranaje
16. Paso diametral del piñón
17. Relación entre el peso circular y paso diametral
18. Modulo métrico
19. Angulo de engranajes helicoidales
20. Paso circular de engranaje helicoidales
21. Paso diametral del engranaje helicoidales
22. Distancia del ángulo de la cara de piñón
23. Distancia del ángulo del engranaje
24. Distancia del ángulo del piñón de atrás
25. Distancia del ángulo del engranaje de atrás
26. Relación de transmisión de engranaje
27. Paso circular de la corona
28. Paso diametral de la corona
29. Avance
30. Angulo de avance
31. Tolerancia del diámetro sin fin
32. Trasmisión para cadena
33. Largo de la cadena
34. Densidad absoluta
35. Método de Cuckow
36. Peso específico
37. Gravedad específica en picnómetro
38. Densidad en el picnómetro

39. Densidad relativa
40. Volumen específico
41. Volumen específico con la inversa de la densidad
42. Módulo volumétrico
43. Constante de combinación de husillo/ velocidad
44. Cambio de viscosidad
45. Coeficiente de temperatura de líquido de referencia
46. Presión
47. Presión absoluta
48. Presión vacuométrica
49. Presión manométrica
50. Corrección final de calibración
51. Incertidumbre de repetitividad aleatoria tipo A
52. Corrección del instrumento bajo calibración
53. Cálculo de barómetro de mercurio
54. Presión aplicada para la lectura del barómetro
55. Caudal
56. Área del caudal
57. Caudal en el método de flotador
58. Ecuación de la continuidad de los fluidos
59. Ecuación de continuidad
60. Ecuación de Bernoulli
61. Caudal de Venturi
62. Pérdida de carga en tubería
63. Número de Reynolds en relación a la viscosidad dinámica
64. Número de Reynolds en relación a la viscosidad cinemática
65. Ecuación de Darcy
66. Ecuación de Hagen –Poiseuille
67. Factor de fricción para flujo laminar
68. Ecuación Colebrook
69. Factor de fricción según P.K. Swamee y A.K.Jain

RESUMEN

El presente proyecto, es un documento que posibilita al estudiante tener apoyo teórico para una mejor formación en la metrología industrial; permitiendo ampliar los conocimientos metrológicos, con una mayor facilidad a través de un material bibliográfico dividido en varios capítulos.

Aplicando los conocimientos teóricos-prácticos que se presentan en este proyecto, se define como primer capítulo los **elementos mecánicos**, teniendo como materia de estudio el tornillo, donde se especifica la concepción de este; las partes, clasificación, además se muestra las dimensiones según el tipo de tornillo contemplado en las distintas tablas, orientado en las diferentes normas. También tiene como materia de estudio los **mecanismos de transmisión**, los cuales están comprendidos por engranajes o piñones, cadenas con sus diferentes relaciones de transmisión y particularmente la interacción existente entre engranajes y cadenas, aplicados a las diferentes normas.

Como último capítulo de **hidráulica**, se desarrollan temáticas como: fluidos, propiedades de los fluidos, presión, hidrodinámica, donde se muestran conceptos particulares de ellos y sus aplicaciones. Además, se describen instrumentos, característicos que se utilizan para un campo en específico orientados por la normalización de cada instrumento.

INTRODUCCIÓN

Los estudiantes de **Técnica Profesional en Procesos Metrológicos y Tecnología en Metrología Industrial**, se ven en la necesidad de usar terminología y bases teórico-prácticas de conceptos físicos que le permitan un mejor desempeño integral y disciplinario, para poder así realizar eficazmente sus prácticas empresariales, demostrando sus conocimientos a través de lo aprendido. Es por esto que se optó por elaborar un modelo óptimo de estudio que genere un gran aporte en la formación académica de los estudiantes, el cual se presenta como un documento textual, donde comprende temáticas que abordan conceptos para la metrología. Estas temáticas están divididas en capítulos, presentados a continuación:

En los elementos mecánicos, se presentan los tipos de tornillos, la clasificación, las partes, la tolerancia con relación a las partes de las piezas, aplicadas a normas internacionales como: ASTM, ISO, DIN (se encuentran las tablas con relación a las tolerancias dimensionales según el tornillo).

Se analiza el capítulo de mecanismos de transmisión, donde se ilustra sus conceptos básicos, características, tipos y aplicaciones según las normas ISO, AGMA y ACA. Los sistemas de transmisión, permiten transferir la potencia entre dos o más elementos en una máquina. Existen mecanismos, donde se transmite energía mecánica, entre varias piezas de un componente o máquina, enfatizando las más utilizadas, como: engranajes, cadenas. De esta manera se aplicará las mismas características que se realizaron en elementos mecánicos.

Finalmente en el capítulo de hidráulica, trata sobre algunos conceptos, para el uso apropiado de toda la temática, explicando las generalidades, características y el uso de cada tema en un medio físico, aplicando normas internacionales como: ISO, DIN, ASTM.

Con el fin de cumplir dicho propósito, se presentó este proyecto denominado **CONCEPTUALIZACIÓN BÁSICA PARA APLICACIÓN PRACTICA DE LA METROLOGÍA**, dirigido a los estudiantes de **Técnica Profesional En Procesos Metrológicos y Tecnología En Metrología Industrial** de la **Universidad de Cartagena**, donde se abordan temáticas de: elementos mecánicos, mecanismos de transmisión e hidráulica, los cuales están aplicados según la normas internacionales como : ISO, ASTM, AGMA, DIN, ASME, para ampliar el conocimiento de los estudiante en metrología

CAPITULO 1: ELEMENTOS MECANICOS

1.1 EL TORNILLO

Son elementos roscados donde su principal función es la unión de dos o más piezas, esta unión fija y desmontable se puede dar por:

1.1.1 Presión: Sucede cuando el tornillo presiona contra una pieza y produce una inmovilización de otra pieza

1.1.2 Apriete: Se da cuando un tornillo ejerce una presión desde su cabeza para poder garantizar la unión entre las piezas.

1.1.3 Guía: Es cuando el tornillo asegura una posición determinada entre las piezas, utilizando el extremo de su vástago, permitiendo cierto grado de libertad. (Merida, 2010)

1.1.4 Tipos de tornillos

Existen dos sistemas para interpretar la designación de los tornillos. En la figura 1 se observa la designación de tornillos en el sistema americano y en la figura 2 se ilustra la designación de tornillos en el Sistema Internacional (SI).

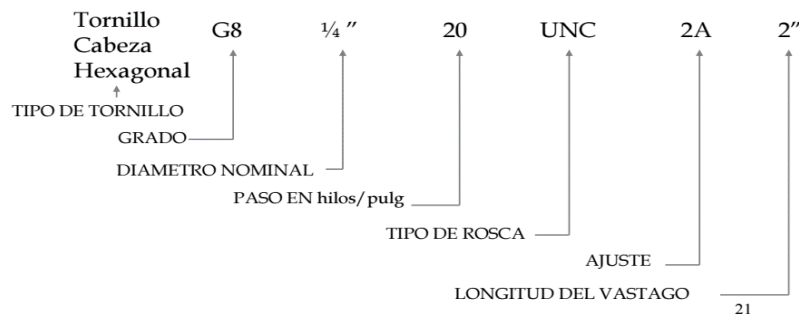


Figura 1: Designación de tornillos en el sistema americano

Fuente: ASTM A194

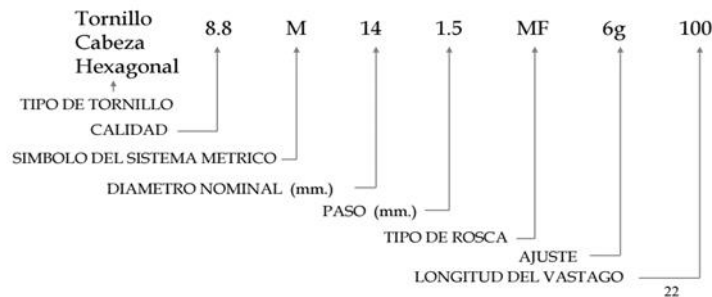


Figura 2: Designación de tornillos en el Sistema Internacional

Fuente: ASTM A194

1.1.5 Partes del tornillo

Un tornillo está conformado principalmente por: cabeza, arandela estampada, cuerpo, arandela plana y tuerca. En la figura 3 se observa las partes de un tornillo

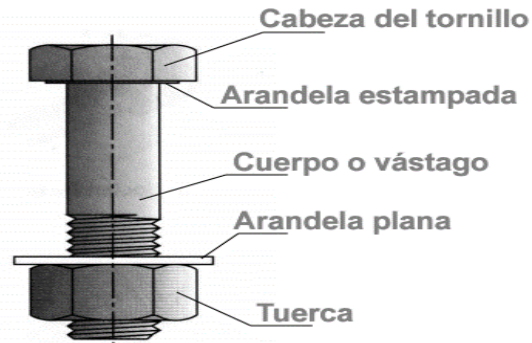


Figura 3: Partes de un tornillo

Fuente: (Merida, 2010)

1.1.5.1 Tuerca: Es un elemento roscado internamente empleado para unir piezas con agujeros pasantes, mediante el uso de otros elementos roscados al exterior. A continuación se muestra la tabla 1, la cual menciona las dimensiones de las tuercas hexagonales normalizadas.

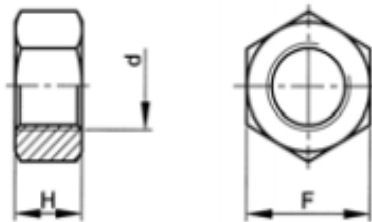


Figura 5: Tuercas hexagonales

Fuente: ASTM A194

Tabla 1: Dimensiones de tuercas pesadas según ANSI/ASME

| Diámetro Nominal | | Distancia entre caras | | | Distancia entre esquinas | | Altura | | |
|------------------|-------|-----------------------|-------|-------|--------------------------|-------|--------|-------|-------|
| Pul | Mm | Nom | Max | Min | Max | Min | Max | Min | Nom |
| 1/2 | 12,71 | 7/8 | 0,875 | 0,850 | 1,010 | 0,969 | 31/64 | 0,504 | 0,426 |
| 9/16 | 14,28 | 15/16 | 0,938 | 0,909 | 1,083 | 1,037 | 35/64 | 0,568 | 0,526 |
| 5/8 | 15,87 | 1 – 1/16 | 1,062 | 1,031 | 1,227 | 1,175 | 39/64 | 0,631 | 0,587 |
| 3/4 | 19,05 | 1 – 1/4 | 1,250 | 1,212 | 1,443 | 1,382 | 47/64 | 0,758 | 0,710 |
| 7/8 | 22,22 | 1 – 7/16 | 1,438 | 1,394 | 1,660 | 1,589 | 55/64 | 0,885 | 0,833 |
| 1 | 25,40 | 1 – 5/8 | 1,625 | 1,575 | 1,876 | 1,796 | 63/64 | 1,012 | 0,956 |

| | | | | | | | | | |
|---------|-------|--------------|-------|-------|-------|-------|--------------|-------|-------|
| 1 - 1/8 | 28,57 | 1 - 13/16 | 1,812 | 1,756 | 2,093 | 2,002 | 1 -7/64 | 1,139 | 1,079 |
| 1 - 1/4 | 31,75 | 2 | 2,000 | 1,938 | 2,526 | 2,209 | 1 -7/32 | 1,251 | 1,187 |
| 1 - 3/8 | 39,92 | 2 - 3/16 | 2,188 | 2,119 | 2,526 | 2,419 | 1 -11/32 | 1,378 | 1,310 |
| 1 - 1/2 | 38,10 | 2 - 3/8 | 2,378 | 2,300 | 2,742 | 2,622 | 1 -15/32 | 1,505 | 1,433 |
| 1 -5/8 | 41,28 | 2 -9/16 | 2,562 | 2,481 | 2,959 | 2,828 | 1 - 19/32 | 1,632 | 1,556 |
| 1 -2/4 | 44,45 | 2 - 3/4 | 2,750 | 2,662 | 3,175 | 3,034 | 1 - 23/32 | 1,759 | 1,679 |
| 1 - 7/8 | 47,62 | 2 - 15/16 | 2,938 | 2,844 | 3,392 | 3,242 | 1 - 27/32 | 1,886 | 1,802 |
| 2 | 50,80 | 3 - 1/8 | 3,125 | 3,025 | 3,602 | 3,449 | 1 - 31/32 | 2,013 | 1,925 |
| 2 -1/4 | 57,15 | 3 - 1/2 | 3,500 | 3,388 | 4,041 | 3,862 | 2 - 13/64 | 2,251 | 2,115 |
| 2 - 1/2 | 63,50 | 3 - 7/8 | 3,875 | 3,750 | 4,474 | 4,275 | 2 - 29/64 | 2,505 | 2,401 |

Fuente: ASTM A563, ASTM A194

1.1.5.1.1 Dimensiones tornillo-tuerca: En la tabla 2, se observa las dimensiones de tornillos y tuercas tomando como referencia el tornillo de la figura, aplicada a la norma americana ASTM: (Merida, 2010)

Tabla 2: Dimensiones de tornillos y tuercas, según ASTM

| Diámetro nominal del tornillo , pulgadas | Dimensiones para tornillos hexagonales pesados | | | Dimensiones de tuercas hexagonales pesadas | |
|--|--|---|-------------------------------|---|--|
| | Anchura de la cabeza del tornillo F, pulgadas | Espesor de la cabeza del tornillo H ₁ , pulgadas | Longitud del hilo T, pulgadas | Anchura de la cabeza del tornillo W, pulgadas | Espesor de la cabeza H ₂ , pulgadas |
| 1/2 | 7/8 | 5/16 | 1 | 7/8 | 31/64 |
| 5/8 | 1 1/16 | 25/64 | 1/4 | 1 1/16 | 39/64 |
| 3/4 | 1 1/4 | 15/32 | 1 3/8 | 1 1/4 | 47/64 |
| 7/8 | 1 7/16 | 35/64 | 1 1/2 | 1 7/16 | 55/64 |
| 1 | 1 5/8 | 39/64 | 1 3/4 | 1 5/8 | 63/64 |
| 1 1/8 | 1 13/16 | 11/16 | 2 | 1 13/16 | 1 7/64 |
| 1 1/4 | 2 | 25/32 | 2 | 2 | 1 7/32 |
| 1 3/8 | 2 3/16 | 27/32 | 2 1/4 | 2 3/16 | 1 11/32 |
| 1 1/2 | 2 3/8 | 15/16 | 2 1/4 | 2 3/8 | 1 15/32 |

Fuente: ASTM A563, ASTM A194

1.1.5.2 Cuerpo: Es la porción no roscada de un tornillo





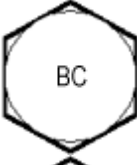
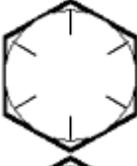

1.1.5.3 Cabeza: Forma limitada dimensionalmente, llevada a efecto en uno de los extremos del tornillo. Cumple la función de proveer una superficie de apoyo, permitiendo además el acople con herramientas. En la cabeza de los tornillos o pernos se encuentra el **grado**, el cual,



permite identificar el tonillo. Las normas que se utilizan para la identificación de los pernos, los cuales sus medidas van de ¼ pulgada a 4 pulgada y además son utilizados con presiones y temperaturas muy altas:

- Según ASTM: A307, A325 tipo 1, A325 tipo 2, A325 tipo3, A354 grado BC, A354 grado BD, A449, A449, A490 Tipo 1, A490 tipo 3.

La tabla 3, ilustra la nomenclatura del grado de los tornillos hexagonales, aplicada a la norma ASTM. Además se muestra la identificación del grado de la cabeza de un tornillo según la norma SAE (Society Automovile Engenieery), como lo muestra la tabla 4


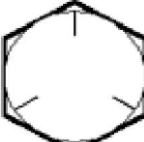
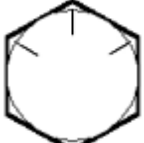

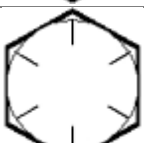

Tabla 3: *Nomenclatura grados de tornillos hexagonales, según ASTM*

| Designación ASTM | Rango del diámetro (pul) | Esfuerzo de ruptura (Kpsi) | Material | Marcado de la cabeza |
|------------------|---------------------------------|----------------------------|---|---|
| A307 | ¼ a 4 | 120 105 | Acero de bajo carbono |  |
| A325 tipo1 | 0,5 a 1,125 a 1,5 | 120 105 | Acero al carbono, templado y revenido |  |
| A325 tipo 2 | 0,5 a 1 1,125 a 1,5 | 120 105 | Acero de bajo carbono martensítico, templado y revenido |  |
| A325 tipo 3 | 0,5 a 1 1,125 a 1 | 120 105 | Acero recubierto, templado y revenido |  |
| A354 grado BC | | | Acero aleado, templado y revenido |  |
| A354 grado BD | 0,25 a 4 | 150 | Acero aleado, templado y revenido |  |
| A449 | 0,25 a 1 1,125 a 1,5 a 1,75 a 3 | 120 105 90 | Acero al carbono, templado y revenido |  |

| | | | | |
|-------------|-----------|-----|---------------------------------------|---|
| A490 tipo 1 | 0,5 a 1,5 | 150 | Acero aleado, templado y revenido |  |
| A490 tipo 3 | | | Acero recubierto, templado y revenido |  |

Fuente: ASME A307

Tabla 4: Identificación grados de tornillos hexagonales, según SAE


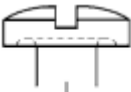
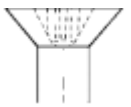

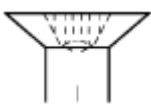
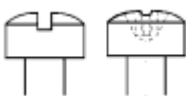

| Designación ASTM | Rango del diámetro (pul) | Material | Marcado de la cabeza |
|------------------|---|---|---|
| 1.2 | 0,25 – 1,5 0,25 – 0,75 0,87 - 1,5 | Acero de bajo carbono o Acero al carbono |  |
| 5 | 0,25 – 1 1,125 – 1,5 | Acero al carbono, templado y revenido |  |
| 5.2 | 0,25 – 1 | Acero de bajo carbono martensítico, templado y revenido |  |
| 7 | 0,25 - 1,5 | Acero al carbono aleado, templado y revenido |  |
| 8 | 0,25 - 1,5 | Acero al carbono aleado, templado y revenido |  |
| 8.2 | 0.25 – 1 | Acero de bajo carbono martensítico, templado y revenido |  |

Fuente: ASME 307

1.1.5.3.2 Tipos de cabezas

En la tabla 5, se ilustra la clase de cabeza y su característica, con base a la norma ASTM 307

Tabla 5: Tipos de cabezas normalizadas, según ASTM 307

| Esquema | Estilo de la cabeza | Descripción | Aplicaciones y ventajas |
|---|---------------------|--|--|
|  | Pan | La cabeza de sartén ranurada tiene una parte superior plana o redondeada | Tiene un área de apoyo de propósito general. Puede ser sustituido por la mayoría de las aplicaciones por cabeza, round, truss, bindings head |
|  | Binding Undercut | Tiene una superficie superior redondeada y lados ligeramente cónicos | Diseño para realizar un instalación eléctrica firme |
|  | Flat 82° | Una cabeza avellanada con una superficie superior plana y una superficie de apoyo en forma cónica, con un ángulo de la cabeza aproximadamente 82° | Se utiliza donde el cierre de la superficie de contacto está por encima de la superficie. Usar un medidor de protuberancia cuando mida la altura de la cabeza |
|  | Flat Undercut | Es similar a la cabeza plana de 82°, excepto que la forma de la cabeza está a 70°. | Estándar para cortas longitudes, porque permite una mayor longitud en los hilos. |
|  | Flat 100° | Una cabeza avellanada con una superficie superior plana y una superficie de apoyo en forma de cono con un ángulo de la cabeza de 100° | Cuando se sujeta en materiales suaves es preferible el tornillo cabeza plana de 80°, aunque el de 100°, se utiliza en grande donde ejerce una mayor presión |
|  | Fillister | Tiene en una superficie redondeada, lados cilíndricos y un plano de superficie de apoyo. La mayor altura lateral es lo que distingue una cabeza de fillister con una cabeza pan. | Es preferido para agujeros perforados |
|  | Indented Hex | Tiene la superficie superior indentada, seis lados planos y una superficie plana del cojinete | Preferido en grandes volúmenes, donde el montaje de equipos neumáticos es usado para manejar el tornillo. Puede transmitir un ajuste significativamente más alto que otros estilos de cabeza |

| | | | |
|--|---------------------|--|--|
| | Indented Hex Washer | Tiene una superficie superior indentada, seis lados planos y una arandela plana, que se proyecta más allá de los lados y proporciona una superficie de apoyo plano | Ofrece una mayor protección a la superficie de contacto que una cabeza hexagonal indentada. Aumenta el área de apoyo y reduce la probabilidad de aplastamiento de las superficies de contacto. |
| | Truss | Tienen una superficie superior redondeada baja, con un cojinete plano, donde la superficie del área mayor de un tornillo cabeza redonda, es el mismo tamaño nomina | Más débil que el tornillo cabeza pan o rounds, pero es preferido en aplicaciones donde existe una separación mínima por encima de la cabeza. |
| | Oval | Posee una cabeza avellanada con una superficie superior redondeada y una superficie superior en forma de cono de aproximadamente 82° | Preferido sobre una cabeza plana en aplicaciones cónicas, o cuando se desea un acabado decorativo. |
| | Round | Tiene una superficie superior semielíptica y una superficie con cojinete plano | A veces se prefiere la cabeza pan por su suavidad y apariencia |

Fuente: ASTM 307

1.1.5.4 Arandela estampada de la cabeza

Es una superficie circular con relieve estampado en la superficie de contacto o apoyo de la cabeza. Las arandelas se encuentran normalizadas, según la composición, es decir existe una norma para cada dimensión de las arandelas, las cuales se encuentran, como:

1.1.5.4.1 Arandelas de acero endurecido, norma ASTM F436

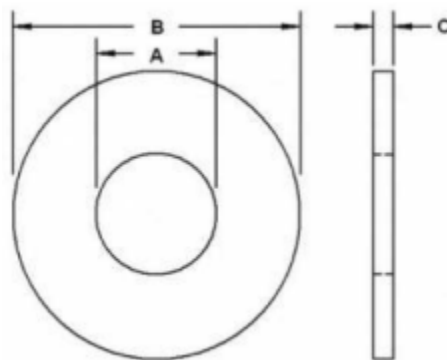


Figura 6: Composición estructural de una arandela

Fuente: ASTM F436

Todas las dimensiones ajustadas de las arandelas circulares, están indicadas en la tabla 6. Las dimensiones se aplican en la fabricación de las mismas. En el eje interno denotado como A,

está localizada la verdadera posición con respecto al eje de la circunferencia de la arandela dentro de una zona de tolerancia teniendo un diámetro de 0,6 mm para tamaños nominales de la arandelas de 16 mm y más pequeñas de 0,9 mm; para arandelas de tamaños nominales iguales y mayores que 20mm. Las arandelas deben ser planas adentro y afuera con una relación de 0,01 mm/mm

Tabla 6: Dimensiones de arandelas circulares

| Tamaño nominal de la arandela mm | Diámetro interno (A) mm | | Diámetro externo (B), mm | | Espesor (C)mm | |
|----------------------------------|-------------------------|-------|--------------------------|-------|---------------|-----|
| | Max | Min | Max | Min | Max | Min |
| 12 | 14,4 | 14,0 | 27,0 | 25,7 | 4,6 | 3,1 |
| 14 | 16,4 | 16,0 | 30,0 | 28,7 | 4,6 | 3,1 |
| 16 | 18,4 | 18,0 | 34,0 | 32,4 | 4,6 | 3,1 |
| 20 | 22,5 | 22,0 | 42,0 | 40,4 | 4,6 | 3,1 |
| 22 | 24,5 | 24,0 | 44,0 | 42,4 | 4,6 | 3,4 |
| 24 | 26,5 | 26,0 | 50,0 | 48,4 | 4,6 | 3,4 |
| 27 | 30,5 | 30,0 | 56,0 | 54,1 | 4,6 | 3,4 |
| 30 | 33,6 | 33,0 | 60,0 | 58,1 | 4,6 | 3,4 |
| 36 | 39,6 | 39,0 | 72,0 | 70,1 | 4,6 | 3,4 |
| 42 | 45,6 | 45,0 | 84,0 | 81,8 | 7,2 | 4,6 |
| 48 | 52,7 | 52,0 | 95,0 | 92,8 | 7,2 | 4,6 |
| 56 | 62,7 | 62,0 | 107,0 | 104,8 | 8,7 | 6,1 |
| 64 | 70,7 | 70,0 | 118,0 | 115,8 | 8,7 | 6,1 |
| 72 | 78,7 | 78,0 | 130,0 | 127,5 | 8,7 | 6,1 |
| 80 | 86,9 | 86,0 | 142,0 | 139,5 | 8,7 | 6,1 |
| 90 | 96,9 | 96,0 | 159,0 | 156,5 | 8,7 | 6,1 |
| 100 | 107,9 | 107,0 | 176,0 | 173,5 | 8,7 | 6,1 |

Fuente: ASTM F436

1.1.5.4.2 Arandelas planas de acero endurecido para uso general (ASTM F844)

Con respecto a la figura 6; se observa la composición estructural, que permite referenciar las partes de las arandelas planas de acero endurecido, no obstante a diferencia de las otras clases de arandelas, estas poseen sus dimensiones, representadas en la tabla 7. Estas arandelas están destinadas para diámetros que oscila entre ¼ pulgada a 3 pulgadas. Además es un elemento que proporciona un mayor ajuste y apoyo en la cabeza del tornillo.

Tabla 7: Dimensiones de las arandelas en función de la cabeza del tornillo

| Tamaño del tornillo, pulgadas | Diámetro interior(A), pulgadas | Diámetro exterior (B), pulgadas | Espesor(C), pulgadas | Peso de libras por cada 100 piezas |
|-------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|----------------------|------------------------------------|
| 3/8 | 7/16 | 1 | 0,083 | 2 |
| ½ | 9/16 | 1 -3/8 | 0,109 | 4 |
| 5/8 | 1/16 | 1 -3/4 | 0,134 | 8 |
| ¾ | 13/16 | 2 | 0,148 | 11 |
| 7/8 | 15/16 | 2 - ¼ | 0,165 | 15 |

| | | | | |
|---------|----------|---------|-------|-----|
| 1 | 1 – 1/16 | 2 – ½ | 0,165 | 19 |
| 1 - 1/8 | 1 – ¼ | 2 – ¾ | 0,165 | 22 |
| 1 - ¼ | 1 - 3/8 | 3 | 0,165 | 26 |
| 1 - 3/8 | 1- ½ | 3 – ¼ | 0,180 | 33 |
| 1 - ½ | 1 – 5/8 | 3 - ½ | 0,180 | 38 |
| 1 - 5/8 | 1 – ¾ | 3 – ¾ | 0,180 | 43 |
| 1 - ¾ | 1 - 7/8 | 4 | 0,180 | 50 |
| 1 - 7/8 | 2 | 4 - 1/4 | 0,180 | 57 |
| 2 | 2 – 1/8 | 4 - ½ | 0,180 | 63 |
| 2 - ¼ | 2 – 3/8 | 4 – ¾ | 0,220 | 83 |
| 2 - 1/2 | 2 – 5/8 | 5 | 0,238 | 96 |
| 2 – ¾ | 2 – 7/8 | 5 – ¼ | 0,259 | 110 |
| 3 | 3 – 1/8 | 5 - 1/2 | 0,284 | 130 |

Fuente: ASTM F844

1.1.6 CLASIFICACIÓN DEL TORNILLO:

Los tornillos se pueden clasificar en 2 tipos:

1.1.6.1 Tornillo Ordinario

1.1.6.1.1 Designación: Para designar un tornillo ordinario se identifica lo siguiente (Figura 7):

- Primero: el lugar de la sigla T (correspondiente a tornillo),
- Segundo: el diámetro de la caña
- Tercero: su signo ,
- Cuarto su longitud del vástago

Por último, el tipo de acero y la norma referenciada

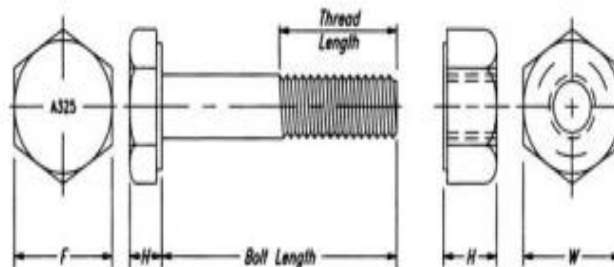


Figura 7: Dimensiones de un tornillo ordinario

Fuente: (Garzon Chalco, 2011)

1.1.6.1.2 Dimensiones: Las dimensiones de cada tipo de tornillo ordinario y el diámetro del agujero correspondiente se proporcionan en la figura 7 y tabla .8

Tabla 8: Dimensiones de tornillos ordinarios en el Sistema Internacional

| Tipo de Tornillo | Vástago | | | | | Cabeza | | | | Diámetro del agujero a (mm) | Área neta del núcleo An en cm ² | Área resistente Ar cm ² |
|------------------|----------------------------|---------------------------------------|-------------------------|------------------------------|------------------------------|----------------|---------------------------|-----------------------------|--------------------------|-----------------------------|--|------------------------------------|
| | Diámetro de la caña d (mm) | Diámetro interior d ₁ (mm) | Longitud roscada b (mm) | Longitud de la salida x (mm) | Longitud de la chafán z (mm) | Espesor k (mm) | Medida entre caras s (mm) | Medida entre aristas e (mm) | Radio del acuerdo r (mm) | | | |
| TR 12 | 10 | 8,160 | 17,5 | 2,5 | 1,7 | 7 | 17 | 19,6 | 0,5 | 11 | 0,523 | 0,580 |
| TR 16 | 12 | 9,853 | 19,5 | 2,5 | 2,0 | 8 | 19 | 21,9 | 1,0 | 13 | 0,762 | 0,843 |
| TR 20 | 16 | 13,546 | 23,0 | 3,0 | 2,5 | 10 | 24 | 27,7 | 1,0 | 17 | 1,440 | 1,570 |
| TR 22 | 20 | 16,933 | 25,0 | 4,0 | 3,0 | 13 | 30 | 34,6 | 1,0 | 21 | 2,250 | 2,750 |
| TR 24 | 22 | 18,933 | 28,0 | 4,0 | 3,3 | 14 | 32 | 36,9 | 1,0 | 23 | 2,820 | 3,030 |
| TR 27 | 24 | 20,319 | 29,5 | 4,5 | 4,0 | 15 | 36 | 41,6 | 1,0 | 25 | 3,240 | 3,530 |
| TR33 | 27 | 23,319 | 32,5 | 4,5 | 4,0 | 17 | 41 | 47,3 | 1,0 | 28 | 4,270 | 4,560 |
| TR36 | 30 | 25,706 | 35,0 | 5,0 | 5,0 | 19 | 46 | 53,1 | 1,0 | 31 | 5,190 | 5,610 |
| TR39 | 33 | 28,706 | 38,0 | 5,0 | 5,0 | 21 | 50 | 57,7 | 1,0 | 34 | 6,470 | 6,940 |
| TR42 | 36 | 31,093 | 40,0 | 6,0 | 6,0 | 23 | 55 | 63,5 | 1,0 | 37 | 7,590 | 8,170 |

Fuente: ISO 225:2010

1.1.6.1.3 Tolerancia: Es el incremento en la medición de los tornillos ordinarios, en la tabla 9 se ilustra las diferentes tolerancias de cada tornillo ordinario de acuerdo a su tipo. Las dimensiones de los tornillos ordinarios, se muestran ajustadas en la tabla de tolerancia la cual posee una medida normalizada por la ISO 225:2010, que se basa en las dimensiones y tolerancias de tonillos, pernos, tuercas etc.

Tabla 9: Tolerancias de tornillos ordinarios en Sistema Internacional

| Tipo de tornillo | Tolerancia en mm | | | | | | |
|------------------|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|---------------------------|--|------------------------------|-----------------------------------|
| | Diámetro de la caña Td (mm) | Espesor de la cabeza Tk (mm) | Medidas entre caras Ts (mm) | Longitud de rosca Tb (mm) | Centrado de la cabeza con el vástago Tc (mm) | Longitud del tornillo l (mm) | Tolerancia en la longitud Tl (mm) |
| TR 10 | -0,70 | ±0,45 | -0,43 | +2,30 | 0,58 | 30 | ±1,05 |
| TR 12 | -0,70 | ±0,45 | -0,52 | +2,60 | 0,70 | | |
| TR 16 | -0,70 | ±0,90 | -0,52 | +3,00 | 0,70 | 35 a 50 | ±1,25 |
| TR 20 | -0,84 | ±0,90 | -0,52 | +3,70 | 0,84 | 55 a 80 85 a 120 | ±1,50 ±1,75 |
| TR 22 | -0,84 | ±0,90 | -1,00 | +3,70 | 0,84 | 125 a 180 | ±2,00 |
| TR 24 | -0,84 | ±0,90 | -1,00 | +4,50 | 0,84 | 185 a 250 255 a 315 | |

| | | | | | | |
|-------|-------|-------|-------|-------|------|-------|
| TR 27 | -0,84 | ±0,90 | -1,00 | +4,50 | 0,84 | ±2,30 |
| TR 30 | -0,84 | ±1,05 | -1,00 | +5,30 | 0,84 | ±2,60 |
| TR 33 | -1,00 | ±1,05 | -1,00 | +5,30 | 1,00 | |
| TR36 | -1,00 | ±1,05 | -1,20 | +6,00 | 1,00 | |

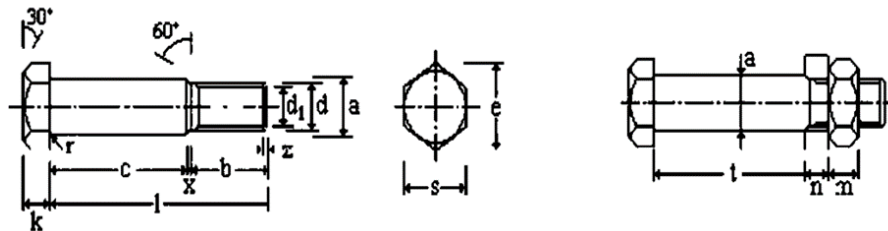
Fuente: ISO 286

1.1.6.2 Tornillo Calibrado:

1.1.6.2.1 Designación: primero su sigla en TC (correspondiente al tornillo calibrado), segundo el diámetro (d) de la caña o espiga, tercero su longitud del vástago y por último el tipo de acero y la norma referenciada.

1.1.6.2.2 Dimensiones: “Las dimensiones de cada tipo de tornillo calibrado y el diámetro del agujero correspondiente” se indican en la figura 8. y en la tabla 3.

Figura 8: Dimensiones de los tornillos calibrados



Fuente: (Rodríguez G. , 2012)

Tabla 10: Dimensiones de tornillos calibrados en el Sistema Internacional

| Tipo de tornillo | Vástago | | | | | Cabeza | | | | Área neta del núcleo A_n cm ² | Área resistente A_n cm ² |
|------------------|-------------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------|--------------|----------------------|-------------------------------------|-------------------------|-----|---|--|
| | Diámetro De la Caña y de Agujero Mm | Diámetro exterior de la roca mm | Diámetro interior de la roca mm | Longitud roscada mm | Espesor K Mm | Medida entre cara mm | Medida entre aristas $e \approx$ mm | Radio del acuerdo r(mm) | | | |
| TC 10 | 11 | 10 | 8,160 | 17,5 | 2,5 | 7 | 17 | 19,6 | 0,5 | 0,523 | 0,580 |
| TC 12 | 13 | 12 | 9,853 | 19,5 | 2,5 | 8 | 19 | 21,9 | 1,0 | 0,762 | 0,840 |
| TC 16 | 17 | 16 | 13,546 | 23,0 | 3,0 | 10 | 24 | 27,7 | 1,0 | 1,440 | 1,570 |
| TC 20 | 21 | 20 | 16,933 | 26,0 | 4,0 | 13 | 30 | 34,5 | 1,0 | 2,250 | 2,750 |
| TC 22 | 23 | 22 | 18,933 | 28,0 | 4,0 | 14 | 32 | 36,9 | 1,0 | 2,820 | 3,030 |
| TC 24 | 25 | 24 | 20,319 | 29,5 | 4,5 | 15 | 36 | 41,6 | 1,0 | 3,240 | 3,530 |
| TC 27 | 28 | 27 | 23,319 | 32,5 | 4,5 | 17 | 41 | 47,3 | 1,0 | 4,270 | 4,590 |
| TC 30 | 31 | 30 | 25,706 | 35,0 | 5,0 | 19 | 46 | 53,1 | 1,0 | 5,190 | 5,610 |
| TC 33 | 34 | 33 | 28,706 | 38,0 | 5,0 | 21 | 50 | 57,7 | 1,0 | 6,470 | 6,940 |
| TC 36 | 39 | 36 | 31,093 | 40,0 | 6,0 | 23 | 55 | 63,5 | 1,0 | 7,590 | 8,170 |

Fuente ISO 286-1

1.1.6.2.3 Tolerancia: Es el incremento en la medición de los tornillos calibrados. En la tabla 11 se ilustra la tolerancia de algunos tornillos calibrados, el cual hace referencia con la tabla 8 de dimensiones de los tornillos calibrados, de esta manera se compara y se obtienen un ajuste metrológico en las mediciones aplicable a la norma.

Tabla 11: Tolerancias de tornillos calibrados en el Sistema Internacional

| Tipo de tornillo | TOLERANCIAS EN | | | | | | |
|------------------|--------------------------------|---------------------------------|-------------------------------|------------------------------|---|--------------------------------|--------------------------------------|
| | Diámetro de la caña T_d (mm) | Espesor de la cabeza T_K (mm) | Medida entre caras T_s (mm) | Longitud de rosca T_b (mm) | Centrado de la cabeza con el vástago T_c (mm) | Longitud del tornillo L (mm) | Tolerancia en la longitud T_i (mm) |
| TC 10 | -0,11 | $\pm 0,45$ | -0,43 | +2,30 | 0,58 | | |
| TC 12 | -0,11 | $\pm 0,45$ | -0,52 | +2,60 | 0,70 | | |
| TC16 | -0,11 | $\pm 0,90$ | -0,52 | +3,00 | 0,70 | 30 | $\pm 1,05$ $\pm 1,25$ |
| TC 20 | -0,13 | $\pm 0,90$ | -0,52 | +3,70 | 0,84 | 30 a 50 | $\pm 1,50$ |
| TC 22 | -0,13 | $\pm 0,90$ | .1,00 | +3,70 | 0,84 | 55 a 80 | $\pm 1,75$ |
| TC 24 | -0,13 | $\pm 0,90$ | -1,00 | +4,50 | 0,84 | 85 a 120 | $\pm 2,00$ |
| TC 27 | -0,13 | $\pm 0,90$ | -1,00 | +4,50 | 0,84 | 125 a 180 | $\pm 2,30$ |
| TC 30 | -0,16 | $\pm 1,05$ | -1,00 | +5,30 | 0,84 | 185 a 250 | $\pm 2,60$ |
| TC 33 | -0,16 | $\pm 1,05$ | -1,00 | +5,30 | 1,00 | 255 a 315 | |

Fuente: ISO 286-1

1.1.6.3. Tornillos de alta resistencia



Figura 9: Tornillo de alta resistencia

Fuente: (Garzon Chalco, 2011)

1.1.6.3.1 Resistencia a la Tensión: Los tronillos o pernos que trabajan con altas cargas de tensión A325, para diámetros de media a una pulgada pueden soportar una carga mínima de 120000 Psi y para diámetros de 1,125 pulgadas a 1,5 pulgadas de diámetro, la carga será de

105000 Psi. Ahora se encuentran los tornillos o pernos A490, para diámetros de media pulgada a pulgada y media con una resistencia a la tensión mínima de 150000 a 170000 Ksi. (Garzon Chalco, 2011)

1.1.6.3.2 Designación: Primero su sigla TR (corresponde al tornillo de alta resistencia), segundo su diámetro (d) de la caña o espiga, tercero su signo (x), cuarto la longitud (l) del vástago, y por último el tipo de acero y la norma referenciada.



Figura 10: Dimensiones de tornillos de alta resistencia

Fuente: (Rodriguez G. , 2012)

1.1.6.3.3 Dimensiones: Las dimensiones normalizadas de cada tipo de tornillo de alta resistencia y el diámetro del agujero correspondiente se indican en la figura 10 y en la tabla 13.

Tabla 13: Dimensiones de tornillos de alta resistencia

| Tipo de Tornillo | Diámetro de la caña d (mm) | Vástago | | | | Longitud de la salida x (mm) | Espesor k (mm) | Medida entre caras s (mm) | Cabeza | | Diámetro del agujero a (mm) |
|------------------|----------------------------|--|--------|--------|--------|------------------------------|----------------|---------------------------|---|--------------------------|-----------------------------|
| | | Longitud roscada b en función de la longitud total l | | | | | | | Diámetro exterior de la base de la cabeza d ₂ (min) (mm) | Radio del acuerdo r (mm) | |
| | | l (mm) | b (mm) | l (mm) | b (mm) | | | | | | |
| TR 12 | 12 | ≤40 | 21 | ≥45 | 23 | 2,5 | 8 | 22 | 25,4 | 1,6 | 13-14 |
| TR 16 | 16 | ≤70 | 26 | ≥75 | 28 | 3,0 | 10 | 27 | 31,2 | 1,6 | 17-18 |
| TR 20 | 20 | ≤85 | 31 | ≥90 | 33 | 4,0 | 13 | 32 | 36,9 | 2,0 | 21-22 |
| TR 22 | 22 | ≤85 | 32 | ≥90 | 34 | 4,0 | 14 | 36 | 41,6 | 2,0 | 23-24 |
| TR 24 | 24 | ≤85 | 34 | ≥90 | 37 | 4,5 | 15 | 41 | 47,3 | 2,0 | 25-26 |
| TR 27 | 27 | ≤95 | 37 | ≥100 | 39 | 4,5 | 17 | 46 | 53,1 | 2,5 | 28-29 |

Fuente: ANSI/ AISC 360- 05

1.1.6.3.4 Tolerancia: Es el incremento en la medición de los tornillos de alta resistencia, en la tabla 14 se ilustra la diferente tolerancia de algunos tornillos

Tabla 14: Tolerancia de los tornillos de alta resistencia

| Tipo de tornillo | Tolerancias en mm | | | | | | | |
|------------------|------------------------|-------------------------|------------------------|----------------------|----------------------|---|-------------------------|------------------------------|
| | Diámetro de la caña Td | Espesor de la cabeza Tk | Medidas entre caras Ts | Radio del acuerdo Tr | Longitud de rosca Tb | Centrado de la cabeza con el vástago Tc | Longitud del tornillo l | Tolerancia en la longitud Tl |
| TR 12 | -0,70 | ±0,45 | -0,52 | -0,40 | +2,6 | 0,70 | | |
| TR 16 | -0,70 | ±0,45 | -0,52 | -0,40 | +3,0 | 0,70 | 30 a 50 | ±1,2 |
| TR 20 | -0,84 | ±0,90 | -1,00 | -0,50 | +3,7 | 0,84 | 55 a 80 | ±1,5 |
| TR 22 | -0,84 | ±0,90 | -1,00 | -0,50 | 3,7 | 0,84 | 85 a 120 | ±1,7 |
| TR 24 | -0,84 | ±0,90 | -1,00 | -0,50 | +4,5 | 0,84 | 125 a 150 | ±2,0 |
| TR 27 | -0,84 | ±0,90 | -1,00 | -0,50 | +4,5 | 0,84 | | |

Fuente: ANSI/ AISC 360- 05

1.1.6.3.5 Dimensiones estándares:

Según la norma ASTM A325 Y A490, se presenta las dimensiones estándares de tornillo o pernos de alta resistencia, los cuales su composición al momento de ser fabricado es con un acero templado de medio carbono con bajo tratamiento térmico, eso en lo que corresponde al A325 y para el A490 se fabrica con un acero de baja aleación templado, tiene propiedades mecánicas mayores al A325. Ahora se presenta las dimensiones de un tornillo hexagonal en función de la tuerca como lo muestra la tabla 12.

Tabla 12: Dimensiones estándares de tornillos y tuercas

| Diámetro nominal del tornillo, pulgadas | Dimensiones de Pernos Estructurales de cabeza Hexagonal Pesada | | | Dimensiones de Tuercas Hexagonales Pesadas | |
|---|--|---------------------|----------------------------|--|---------------------|
| | Ancho a través de cara F, pulgadas | Altura H1, pulgadas | Longitud roscada, pulgadas | Ancho a través de cara plana W, pulgadas | Altura H2, pulgadas |
| ½ | 7/8 | 5/16 | 1 | 7/8 | 31/64 |
| 5/8 | 1 1/16 | 25/64 | 1 ¼ | 1 1/16 | 39/64 |
| ¾ | 1 ¼ | 15/32 | 1 3/8 | 1 ¼ | 47/64 |
| 7/8 | 1 7/16 | 35/64 | 1 ½ | 1 7/16 | 55/64 |
| 1 | 1 5/8 | 39/64 | 1 ¾ | 1 5/8 | 63/64 |
| 1 1/8 | 1 13/16 | 11/16 | 2 | 1 13/16 | 1 7/64 |
| 1 ¼ | 2 | 25/32 | 2 | 2 | 1 7/32 |

| | | | | | |
|-------|--------|-------|-------|--------|---------|
| 1 3/8 | 2 3/16 | 27/32 | 2 1/4 | 2 3/16 | 1 11/32 |
| 1 1/2 | 2 3/8 | 15/16 | 2 1/4 | 2 3/8 | 1 15/32 |

Fuente: ASTM A325 0 490

1.1.7 Materiales de fabricación para los tonillos según las normas:

Acero de bajo carbono SAE 1010: La utilidad en piezas mecánicas como tornillos, tuercas, arandelas, entre otras; en un uso general, con respecto a las normas: SAE – J- 429 Grado I, ASTM- A-307 Grado A, DIN 267 Grado 4.6, SAE-J-1199 Grado 4.6

Acero bajo carbono 1213-12L14: En la fabricación de tuercas, de forma general, están estipuladas en las normas: SAE-J-995 Grado 2, ASTM-A-563 Grado A

Acero bajo carbono 1018: Fabricación de tornillos de resistencia media, con tornillos tipo CAP Grado 2, con respecto a las normas SAE-J-429 Grado 2, ASTM-A-307 Grado B, DIN 267 Grado 5.6, SAE- J-1199 Grado 5.8.

Acero de medio carbono 1038- 1041-1045: Fabricación de tornillos tipo CAP Grado 5 y tornillos con alta resistencia y uso estructural, aplicadas en la norma SAE-J-429 Grado 5, ASTM A-449, ASTM-325 Tipo1, DIN 267 Grado 8.8, SAE-J-1199 Grado 8.8 y 9.8.

Acero aleado de medio carbono 4140-8740: Fabricación de tornillo CAP Grado 8, además de tornillos de alta resistencia, de acuerdo a las normas SAE-J-429 Grado 5, ASTM –A-449, ASTM-325 Tipo 1, DIN 267 Grado 8.8, SAE-J-1199, Grado 8.8 y 9.8

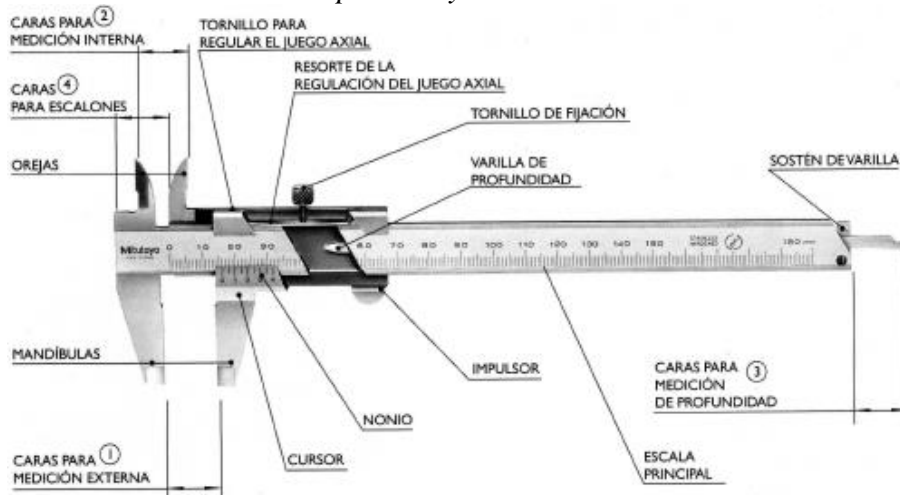
1.1.8 INSTRUMENTOS PARA MEDICION DE ELEMENTOS MECANICOS

En la medición de elementos y piezas mecánicas, es necesario utilizar un instrumento que permita controlar o dimensionar la longitud de las piezas. Los más utilizados en instituciones o en empresas, donde emplean metrología dimensional, son: Pie de rey o calibrador de Vernier y los micrómetros. Cabe mencionar que a pesar de que son utilizados en la medición de longitud de cualquier elemento, sea de superficie lineal o elementos cilíndricos, cada uno posee funciones específicas, además el funcionamiento de ambos es totalmente diferente. (Rodriguez O. F., 2008)

1.1.8.1 Calibrador pie de rey o Vernier

Es un instrumento de medición dimensional, cuya finalidad es determinar la longitud de objetos relativamente pequeños, en unidades pequeñas de centímetros o fracciones de pulgadas. Dependiendo del país, así se utilizara el sistema de unidad; es decir los americanos (USA), utilizan la escala de pulgadas y los países que utilicen el Sistema Internacional (SI), la escala de manejo a este instrumento será el milímetros (mm). (Plazas Fernandez, 2014)

Figura 11: Partes de un calibrador pie de rey



Fuente: (Rodríguez O. F., 2008)

Este instrumento utilizado en elementos mecánicos como tornillos, tuercas, arandelas u otra clase de piezas, donde se necesite emplear la medición, al momento de ser fabricados con tolerancias de medidas mínimas. Según sea la característica del instrumento, existirá norma que avale la aplicación de este instrumento; en el caso del calibrador pie de rey la norma orientada al uso del mismo será:

UNE 82316: Norma Para Pie De Rey Con División De Escala De 0,1 mm Y 0,05 mm

UNE 82317: Norma Para Pie De Rey Con División De Escala De 0,02 mm

1.1.8.2 Calibración del Pie de rey, Según el Instituto Nacional de Metrología (INM)

La mayoría de los procedimientos de calibración de pie de rey, utilizan un bloque patrón, el cual emplea el método de comparación directa, donde se hacen repetidas mediciones del instrumento con el bloque patrón. Las condiciones de temperatura deben ser $20^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$, la humedad a $50\% \pm 10\%$; además el lugar donde se realizan las mediciones, el operario de estar situado en un lugar plano. Además, la norma y las instituciones que avalan esta guía de calibración, del Instituto Nacional de Metrología son:

Normas Técnica Colombiana (NTC) 4303, 1993

Centro Nacional de Metrología (CEM)

Centro Nacional de Metrología en México (CENAM)

1.1.8.2.1 Operaciones Previas Para La Calibración del Pie de Rey

Antes de realizar la calibración se debe considerar las condiciones ambientales y operativas, dadas durante la calibración, la medición de la temperatura, humedad. Observar que el instrumento y el patrón este limpio, además dejar todo organizado, el las herramientas, como patrones e instrumentos, para la calibración.). (Plazas Fernandez, 2014)

1.1.8.2.2 Procedimiento de Calibración de Pie de Rey

Se coloca el patrón, ajustado a la mandíbula del pie de rey, permitiendo que haya buen contacto entre el patrón y el instrumento. Luego realizar como mínimo tres mediciones, repitiendo así el proceso.

1.1.8.2.3 Resultado de Calibración

Los datos recopilados en las mediciones se tabulan en la tabla tal... Además entre más medidas se hagan del instrumento con el patrón, el error de medida estará reduciéndose, entonces por lo general se realiza cinco medidas para la calibración, aunque según sea el procedimiento de calibración, puede requerirse más si se desea.

En la primera columna se coloca el valor de medida del patrón, luego se muestra las lecturas que realiza el instrumento, donde se pueden hacer mínimo 5 medidas. Se muestra el promedio de las mediciones, desviación estándar (S_p) de las medidas y el error de medida (e), tenga en cuenta que todas estas mediciones deberán estar acompañadas por la unidad que las preside, es decir en este caso es el mm.). (Plazas Fernandez, 2014)

Tabla 15: *Tabulación de mediciones en calibrador pie de rey*

| Valor del patrón(mm) | Lectura de Instrumento(mm) | | | | | Promedio (mm) | S_p (mm) | e (mm) |
|----------------------|----------------------------|---|---|---|---|---------------|------------|--------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | | | |
| | | | | | | | | |
| | | | | | | | | |
| | | | | | | | | |
| | | | | | | | | |
| | | | | | | | | |
| | | | | | | | | |

Fuente: . (Plazas Fernandez, 2014)

1.1.8.2.3.1 Estimación de incertidumbres:

Para la validación de un proceso de calibración, existen ciertas cantidades de incertidumbre que son de utilidad

1.1.8.2.3.1.1 Error de Medida (e)

$$e = x - x_p \quad (2)$$

Donde:

e: error de medida

X: lectura del instrumento

x_p : valor nominal del patrón

1.1.8.2.3.1.2 Incertidumbre de repetitividad $U(\text{rep})$:

$$U(\text{rep}) = S_p / \sqrt{n} \quad (3)$$

Donde;

n: número de mediciones realizadas

S_p : Desviación estándar típica

1.1.8.2.3.1.3 Incertidumbre de la resolución $U(\text{res})$:

La resolución del instrumento es la división mínima de escala para este instrumento, el cual va denotado según la ecuación 4 como res :

$$U(\text{res}) = \text{res} / 2 * \sqrt{3} \quad (4)$$

1.1.8.2.3.1.4 Incertidumbre Efecto de Abbe $U(e_{\text{abb}})$

Se refiere al desajuste que existe al momento de apretar la mandíbula del pie de rey con el patrón u otro elemento al cual se requiere medir, como se observa en la figura xxx Es importante tener en cuenta el efecto de Abbee, el cual puede ser determinante a la hora que se requiera hacer un conjunto de mediciones y pueda cometer errores en las mediciones.

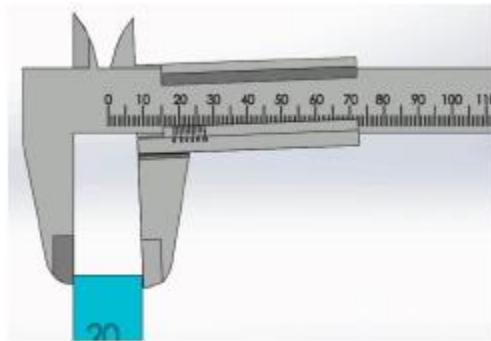


Figura 12: *Efecto de Abbe*

Fuente: (Plazas Fernandez, 2014)

Ahora para determinar la incertidumbre de Abbee, primeramente se debe tener en cuenta el efecto Abbee, donde se observa algunas variables del desajuste de las mandíbulas de este instrumento:

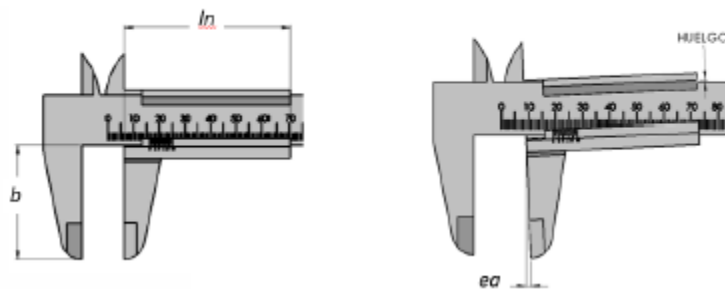


Figura 13: *Desajuste geométrico de pie de rey*

Fuente: (Plazas Fernandez, 2014)

Luego encontramos la ecuación del efecto Abbe:

$$e_a = b * (\text{holgura} / l_n) \quad (5)$$

Donde:

e_a: efecto Abbe

b: longitud de la mandíbula

l_n: longitud del nonio o vernier

holgura: Es el ajuste que hay entre el cuerpo principal del pie de rey y el nonio, correspondiente a la norma NTC 4303.

Por lo tanto la incertidumbre de Abbe , se muestra así:

$$U(e_{abb}) = e_{abb} / 2\sqrt{3} \quad (6)$$

1.1.8.2.3.1.5 Incertidumbre de paralaje U(ep):

Para obtener esta incertidumbre, primeramente se tiene que tener en cuenta que es el paralaje, el cual se encuentra ilustrado en la figura 14:

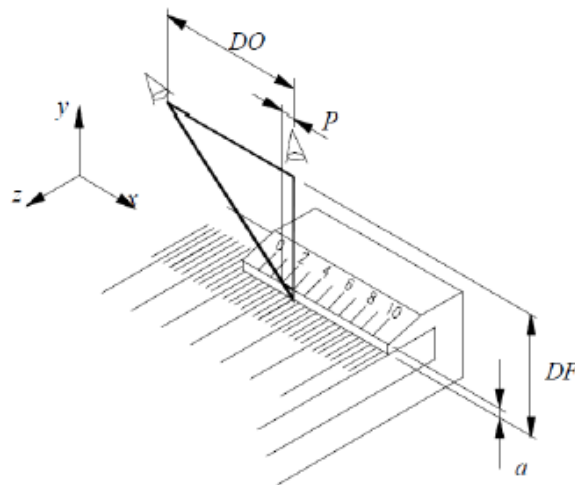


Figura 14: Diagrama geométrico del paralaje

Fuente: (Plazas Fernandez, 2014)

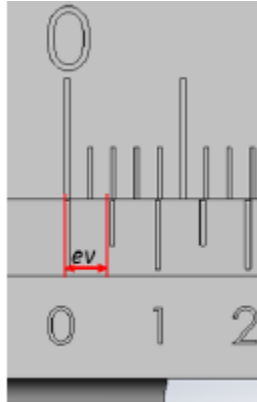


Figura 15: Diagrama *ev*
Fuente: (Plazas Fernandez, 2014)

De esta forma se calcula el paralaje de un pie de rey:

$$ep = (Do * a * res) / (Df * ev) \quad (7)$$

Donde:

ep: paralaje

Do: desplazamiento del observado respecto a la línea perpendicular del observador

Df : Distancia entre el observador y el instrumento

a: separación de la escala del nonio respecto a la escala principal

res: resolución del instrumento

ev: distancia entre la primera línea del nonio a la segunda línea, nótese en la figura xxx.

Ahora calculando el paralaje, se procede a la incertidumbre de paralaje:

$$U(ep) = ep / \sqrt{3} \quad (8)$$

1.1.8.2.31.6 Incertidumbre por temperatura del instrumento $U(\theta_i)$:

$$U(\theta_i) = \sqrt{\left(\frac{rest}{2\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{ct}{k}\right)^2 + \left(\frac{tl}{\sqrt{3}}\right)^2} \quad (9)$$

Donde:

rest: resolución del indicador de la temperatura

ct: Incertidumbre que indica el certificado del termómetro

tl : variación de la temperatura del laboratorio

1.1.8.2.3.1.7 Incertidumbre del patrón U(bp):

En la incertidumbre del patrón, se debe tener en cuenta el certificado de calibración del bloque patrón y la deriva, durante periodos anteriores de uso. Además posee un límite permisible el cual se encuentra estipulado en la ISO 3650, ilustrado en la tabla xxx.

Tabla 16: Deriva de los bloques patrón

| Grado | Cambio máximo de longitud permisible por año |
|--------|---|
| K 0 | $\pm(0,02\mu\text{m} + 0,25 \times 10^{-6} \times l_n)$ |
| 1 2 | $\pm(0,05\mu\text{m} + 0,5 \times 10^{-6} \times l_n)$ |

Nota: L_n , se encuentra en unidades de mm

Fuente: ISO 3650

Ahora para la incertidumbre del patrón utilizamos la ecuación:

$$U(\text{bp}) = \sqrt{\left(\frac{U_{\text{bloque}}}{k}\right)^2 + \left(\frac{\text{der}_i}{\sqrt{3}}\right)^2} \quad (10)$$

Donde:

k: factor de cobertura

Ubloque: medida del bloque patrón, encontrada en el certificado del bloque patrón.

der_i : deriva del bloque patrón, ilustrada en la tabla 16

Ahora con la formulación de cada incertidumbre típica, se procede hallar la **incertidumbre combinada**:

$$U(e)_C = [(U(\text{rep}))^2 + (U(\text{res}))^2 + (U(e_{\text{abb}}))^2 + (U(\text{ep}))^2 + (U(\theta_i))^2 + (U(\text{bp}))^2]^{1/2} \quad (11)$$

Luego de encontrar la incertidumbre combinada, se procede a la **incertidumbre expandida**, la cual es la multiplicación de la incertidumbre combinada, con el factor de cobertura o nivel de confianza que la mayoría de las veces es k= 2:

$$U = U(e)_C * k \quad (12)$$

CAPITULO 2: MECANISMOS DE TRANSMISION

2.1 PIÑONES O ENGRANAJES

Un piñón es un cilindro dentado cuya principal utilidad es engranar en otro piñón mayor, realizando un mecanismo de movimiento a un eje a través de una transmisión. Se puede encontrar de muchos materiales, construido por diferentes procesos de moldeo, mecanizado y tratamiento. La combinación de varios piñones es catalogado por el nombre de engranaje, estos sistema se utilizan para hacer una transmisión de movimiento giratorio, colocando piñones apropiados y piezas planas para lograr un movimiento alternativo hacia adelante y hacia atrás. Los engranajes básicos se forman por dos ruedas dentadas: la mayor denominada corona, y el menor piñón (Rojas , 2008). En la figura 7 se puede observar la forma de un piñón.



Figura 16: Geometría de un engranaje

Fuente: (L. Mott, 2006)

2.1.1 PARTES DEL ENGRANAJE:

2.1.1.1 Diente de un engranaje: Son aquellos que permiten realizar el esfuerzo de empuje desde los ejes motrices a los ejes conducidos, haciendo una transmisión de potencia. Sus flancos están formados por dos curvas que envuelven el círculo respecto al eje que pasa por el centro del mismo.

2.1.1.2 Espesor Del Diente: Se refiere al ancho del diente en una vista frontal, es decir es la longitud del arco que va de un lado derecho del diente hasta el lado izquierda del diente. (L. Mott, 2006)

2.1.1.3 Manzana o cubo: Es la parte central del engranaje que permite abrazar al eje de la pieza, quedando unido a él por intermedio de un pasador.

2.1.1.4 Rayos: Elementos que le permiten enlazar los dientes con la masa que pueden ser remplazados por una parte maciza o un disco.

2.1.1.5 Llanta o corona: Anillo circular donde van impregnado los dientes.

2.1.2 TIPOS DE ENGRANAJES

2.1.2.1 Engranajes Cilíndricos Rectos:

Es un tipo de engranaje formado por una rueda de forma cilíndrica, con dientes paralelos a su eje. Para la construcción de un engranaje, se necesita un disco en forma de cilindro, para eso se corta un pedazo de barra de forma circular. Sometiendo el material a un proceso de fresado, creando los dientes del engranaje y eliminando una parte del material. (L. Mott, 2006)

2.1.2.1.1 Partes de un engranaje cilíndrico:

2.1.2.1.1.1 Diámetro De Paso: En la figura 17, ilustra a dos piñones que se encuentran engranados con sus dientes en diferentes formas del engranado. A sabiendas que existe un engranaje con dos piñones, tal como lo muestra la figura 17, se observa que durante el ciclo de engrane, existe dos círculos uno para cada engrane que permanecen tangentes. Estos son denominados **círculos de paso**. El diámetro del círculo de paso de un piñón es lo que se conoce como, **diámetro de paso**. (D_p); luego se tiene que D_G : diámetro de paso del engranaje. Ahora el número de dientes del piñón estará denotado por (N_p) y para representar al número de dientes está dado por (N_G).

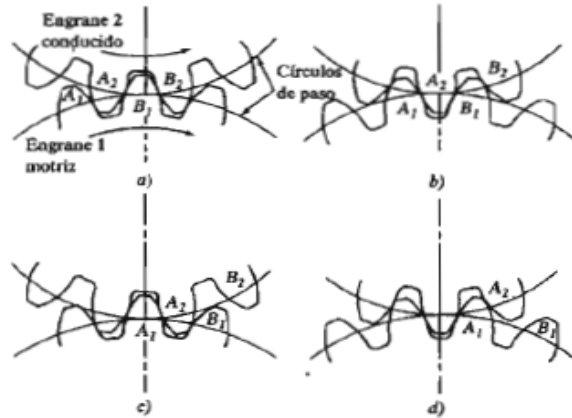


Figura 17: Ciclo de engrane de dos piñones
Fuente: AGMA 1012 –F90

Cabe mencionar que al engranar dos piñones, al menor se le llama piñón y al más grande, engrane. Ahora con base a la figura 17, se aprecia el diámetro de paso que está en algún lugar del interior de la altura del diente, por lo que es difícil de medir directamente; para eso se debe conocer otras propiedades, explicadas posteriormente en el texto.

2.1.2.1.1.2 Paso: Es la distancia entre dientes consecutivos. Para indicar el paso de un engranaje se deben tener en cuenta los siguientes aspectos:

2.1.2.1.1.2.1 Paso circular: La relación que determina el paso circular de un piñón:

$$p = \pi D_G / N_G \quad (13)$$

De tal forma que se requiera hallar el paso de un engranaje:

$$p = \pi D_P / N_G \quad (14)$$

2.1.2.1.1.2.2 Paso diametral: Es de mucha utilidad para los americanos. Se define como el número de dientes por pulgadas de diámetro de paso:

$$P_d = N_G / D_G \quad (15)$$

Por ende tenemos que para el paso diametral de un piñón, lo siguiente:

$$P_d = N_P / D_P \quad (16)$$

Como tal las unidades aplicadas son pulgadas a la menos uno (pul^{-1}). Aunque normalmente no se indica la unidad, sino que se menciona como paso 9 o 10. Además una de las ventajas es que el paso diametral se encuentra normalizado en valores enteros. (L. Mott, 2006)

Tabla 17: Pasos diametrales normalizados (dientes/pul)

| Paso Grueso($P_d < 20$) | | | | Paso Fino($P_d \geq 20$) | |
|---------------------------|-----|----|----|----------------------------|-----|
| 1 | 2 | 5 | 12 | 20 | 72 |
| 1,25 | 2,5 | 6 | 14 | 24 | 86 |
| 1,5 | 3 | 8 | 16 | 32 | 96 |
| 1,75 | 4 | 10 | 18 | 48 | 120 |

Fuente: (L. Mott, 2006)

Tabla 18: Pasos circulares normalizados

| Pasos Circulares Normalizados(pulgadas) | | |
|---|-----|-----|
| 10,0 | 7,5 | 5,0 |
| 9,5 | 7,0 | 4,5 |
| 9,0 | 6,5 | 4,0 |
| 8,5 | 6,0 | 3,5 |
| 8,0 | 6,5 | |

Fuente: (L. Mott, 2006)

2.1.2.1.1.3 Relación entre paso circular y diametral

Las tablas 17 y 18, se contempla que el paso circular es mayor a 1, es decir solamente satisface en pasos circulares de mayor tamaño (Drago, 1988). A raíz de eso se hace una relación entre el paso circular y diametral, de la siguiente forma:

$$D = N_p / \pi$$

$$D = N / P_d$$

Igualando la ecuación del paso circular y paso diametral, tenemos que:

$$N / P_d = N_p / \pi \Rightarrow P_d = \pi \quad (17)$$

Donde intuitivamente se observa el paso circular de un engranaje equivalente al paso diametral 1 es $p = \pi/1$

2.1.2.1.1.4 Módulo métrico

La forma de hallar el módulo (m) de un engranaje, simplemente se toma el diámetro de paso (D_p) y se divide entre el número de diente (N_p); además la unidad utilizada en el SI, es el milímetro (mm):

$$M = D_p / N_p \quad (18)$$

Tabla 19: Módulos métricos normalizados

| Modulo(mm) | P_d equivalente | P_d normalizado más cercano (dientes/pulgadas) |
|------------|-------------------|--|
| 0,3 | 84,667 | 80 |
| 0,4 | 63,900 | 64 |

| | | |
|------|--------|------|
| 0,5 | 50,800 | 48 |
| 0,8 | 31,750 | 32 |
| 1 | 25,400 | 24 |
| 1,25 | 20,320 | 20 |
| 1,5 | 16,933 | 16 |
| 2 | 12,700 | 12 |
| 2,5 | 10,160 | 10 |
| 3 | 8,466 | 8 |
| 4 | 6,350 | 6 |
| 5 | 5,080 | 5 |
| 6 | 4,233 | 4 |
| 8 | 3,175 | 3 |
| 10 | 2,540 | 2,5 |
| 12 | 2,117 | 2 |
| 16 | 1,587 | 1,5 |
| 20 | 1,270 | 1,25 |
| 25 | 1,016 | 1 |

Fuente: AGMA 2000- A88

2.1.2.1.1.5 Diámetro Exterior: Según se observa la figura 16, el diámetro de exterior se encuentra nombrado con círculo de addendum, por lo consiguiente su definición es el diámetro que encierra el exterior de los dientes del engranaje

2.1.2.1.1.6 Diámetro Interior: Denotado en la figura 16, como el círculo de ddendum, es prácticamente el diámetro del círculo que contiene el fondo del espacio del diente

2.1.2.1.1.7 Juego

Analizamos la posibilidad de realizar el espacio entre dientes igual al espesor del diente de un engranaje; habría una precisión absoluta para que funcionara el diente y no permitiría la lubricación en ese pequeño espacio del diente. Es necesario fabricar ese espacio entre diente mayor que el espesor del diente y a esa diferencia se nombra **juego**. (Drago, 1988) La magnitud del juego depende del paso y la precisión del par de engranes. En la siguiente tabla se observa los pasos de los piñones con base al juego de engrane.

Tabla 20: *Juego mínimo de engranajes recomendados para paso grueso*

| A. Sistema de paso diametral (juego en pulgadas) | | | | | |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|
| Distancia entre centros, C (pulg) | | | | | |
| P _d | 2 | 4 | 8 | 16 | 32 |
| 18 | 0,005 | 0,006 | | | |
| 12 | 0,006 | 0,007 | 0,009 | | |
| 8 | 0,007 | 0,008 | 0,010 | 0,014 | |
| 5 | | 0,010 | 0,012 | 0,016 | |
| 3 | | 0,014 | 0,016 | 0,020 | 0,028 |
| 2 | | | 0,021 | 0,025 | 0,033 |

| | | |
|------|-------|-------|
| 1,25 | 0,034 | 0,042 |
|------|-------|-------|

Fuente: AGMA 2000- A88

Tabla 21: Juego mínimo de engranajes recomendados para paso grueso

| B. Sistema de modulo métrico (juego en milímetros) | | | | | |
|--|---------------------------------|------|------|------|------|
| Modulo(m) | Distancia entre centros, C (mm) | | | | |
| | 50 | 100 | 200 | 400 | 800 |
| 1,5 | 0,13 | 0,16 | | | |
| 2 | 0,14 | 0,17 | 0,22 | | |
| 3 | 0,18 | 0,20 | 0,25 | 0,35 | |
| 5 | | 0,26 | 0,31 | 0,41 | |
| 8 | | 0,35 | 0,40 | 0,50 | 0,70 |
| 12 | | | 0,52 | 0,62 | 0,82 |
| 18 | | | | 0,80 | 1,00 |

Fuente: AGMA 2000- A88

2.1.2.1.1.8 Angulo De Presión:

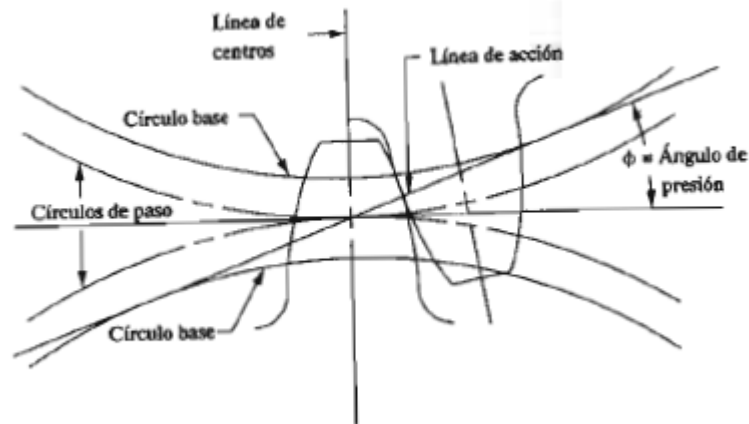


Figura 18: Angulo de Presión

Fuente: (L. Mott, 2006)

Se observa en la Figura 18, una tangente que pasa por los círculos de pasos y otra línea que se traza perpendicular a los círculos de paso, allí se forma o una abertura o lo que se conoce como **ángulo de presión**. Ahora se presentan tres dientes con diferentes tipos de ángulos de presión, los cuales poseen el mismo espesor, y se observa que dependiendo el ángulo de presión, cada diente cambia su geometría. ANSI/AGMA 2015-1 A01

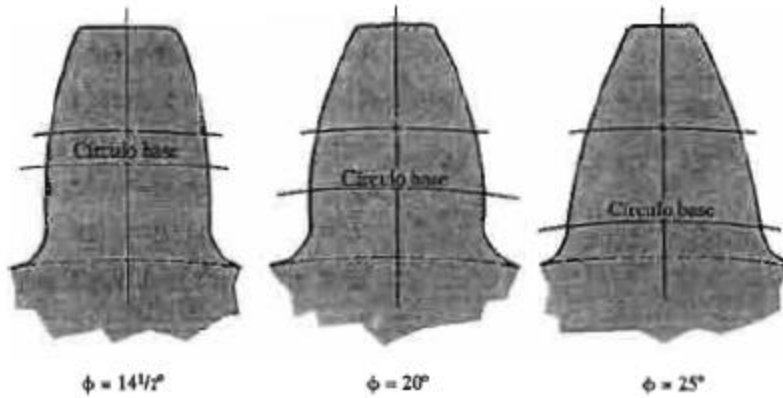


Figura 19: Dientes con distintos ángulos de presión e involutas.
 Fuente: (L. Mott, 2006)

Ahora dependiendo del ángulo de presión, cada diente crea su propia geometría y se observa el cambio del círculo de base que también se ve afectado; además el término círculo de base, se genera a partir de una involuta. Si bien las personas que fabrican engranajes, debe tener una serie de especificaciones en las mediciones de fabricación de cada piñón y el ángulo de presión no es la excepción; además el par de engranajes debe poseer el mismo ángulo de presión. Existen normalización para los ángulos de presión, los cuales son: 14 pulgadas y media, 20 pulgadas y 25 pulgadas, que se muestran en la Figura 4. (L. Mott, 2006) En la siguiente tabla se observa las especificaciones de un engranaje con un ángulo de presión de 20 pulgadas:

Tabla 22: Características de un engranaje, para ángulo de presión de 20°

| Propiedad | Símbolo | Involuta de 20°, profundidad total | | |
|------------------|---------|------------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|
| | | Paso grueso ($P_d < 20$) | Paso fino ($P_d \geq 20$) | Sistema de módulo métrico |
| Addendum | A | $1/P_d$ | $1/P_d$ | 1,00 mm |
| Dedendum | B | $1,25/P_d$ | $1,200/P_d + 0,002$ | 1,25 mm |
| Clearance | C | $0,25/P_d$ | $0,002/P_d + 0,002$ | 0,25 mm |

Fuente: (L. Mott, 2006)

2.1.2.2 Engranajes Cilíndricos Helicoidales:

Se le consideran piñones helicoidales a aquellos dientes que no son paralelos al eje de la rueda dentada, lo que les permite enroscarse en torno a su eje en forma de hélice. Estos engranajes soportan grandes cargas, porque sus dientes forman un ángulo de 0° y menor de 90° en lugar de un ángulo recto de 90° . Su funcionamiento es silencioso. Estos se utilizan en transmisiones de camiones y automóviles. En la figura 20 se observa la forma de un engranaje helicoidal. (L. Mott, 2006)

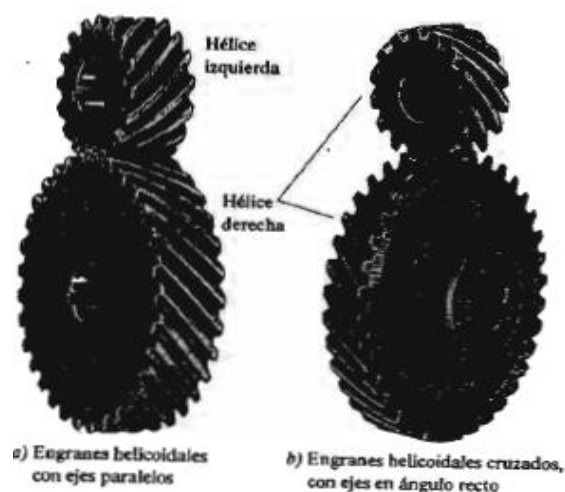


Figura 20: *Engranaje helicoidal*

Fuente: (L. Mott, 2006)

Los engranajes helicoidales a diferencia de los rectos poseen una mejor transmisión de potencia, permitiendo que la velocidad entre engranajes sea mayor.

Con respecto a la geometría de los engranajes helicoidales, como lo muestra la figura 20, la orientación de sus dientes se encuentra inclinados con respecto al eje del engranaje, lo cual se denomina como **ángulo de hélice**.

La hélice de un engranaje puede ser de orientación derecha o izquierda. Si los dientes de un engranaje helicoidal las líneas parecieran que subieran a la derecha, este engranaje helicoidal es derecho y al cuando las líneas parecieran que subieran a la izquierda, corresponderá a un engranaje izquierdo. En la figura tal 21 se observa la geometría entre dos engranajes helicoidales donde se identifica el diente de un piñón, engranando con otro. Para resumir la idea, se ilustra el contacto la superficie del paso del engranaje

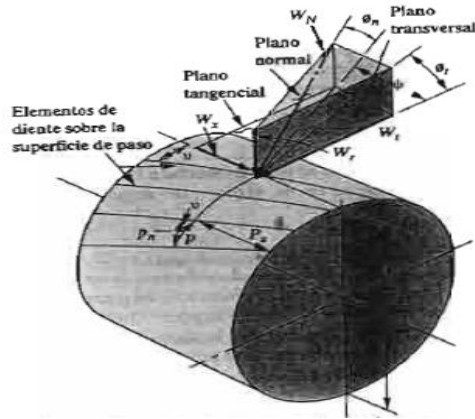


Figura 21: *Perspectiva de la geometría de las fuerzas*
Fuente: (L. Mott, 2006)

La superficie del cilindro donde el diente hace engrane se denomina línea de paso, por lo que conlleva a relacionar el diámetro del círculo con el diámetro del círculo de paso. Las líneas trazadas sobre la superficie de la circunferencia, representan los elementos de cada diente, donde la superficie tendría una penetración en la superficie del mismo, Los elementos que se ilustran en la figura 21, están inclinados en forma paralela a la línea de acción del eje del cilindro y esa inclinación es el ángulo de hélice (ψ). Según sea el diseño del engranaje, así será su ángulo de hélice.

2.1.2.2.1 Ángulo de Presión, Ángulos Primarios y Fuerzas en engranajes Helicoidales

En la figura 21 se observa el engrane de dos piñones helicoidales, donde permite describir la geometría de los engranajes, que además del ángulo de hélice, este posee otros elementos, denominados **ángulos de presión**, los cuales se encuentran divididos en dos ángulos:

Ángulo de presión transversal y ángulo de presión normal.

Estos se encuentran relacionados con tres planos, los cuales se extrajeron de la figura 21. Además de los ángulos, también en los engranajes actúan fuerzas que intervienen en estos planos, donde se describen de la siguiente forma:

- **Fuerza normal:** Actúa perpendicular a la superficie de la curva del diente. En su aplicación, es poco utilizada, para el funcionamiento analítico del engrane; más bien se utilizan las tres fuerzas, que se describe a continuación:
- **Fuerza tangencial (W_t):** También se puede denominar como fuerza transmitida, la cual actúa en dirección tangencial a la superficie del paso del engrane. En realidad esta fuerza es quien describe el impulso del engrane.
- **Fuerza radial (W_r):** Esta fuerza actúa en los centros de los engrane, en los radios de los piñones, donde tienden a separar los dos engranes.
- **Fuerza axial (W_a):** Es la causante del empuje de los engranes, donde este debe contrarrestarse por unos cojinetes que sostienen al eje, y por ello en general esta fuerza es indeseable. (L. Mott, 2006)

Se observa la aplicación de estas fuerzas según el plano de los ángulos de presión:

2.1.2.2.1.1 Plano tangencial:

Este plano contiene a la fuerza tangencial W_t y a la fuerza W_x . Es tangencial al paso del engrane en la superficie y actúa en la mitad de la cara del diente; ilustrado en la figura tal..



Figura 22: Fuerzas en el plano tangencial

Fuente: (L. Mott, 2006)

Donde:

Ψ : ángulo de hélice

$$\tan \psi = W_x / W_t$$

$$W_x = W_t \tan \psi$$

2.1.2.2.1.2 Plano transversal: Actúa las fuerzas W_t y la fuerza radial W_r . Además es perpendicular al eje del engranaje y se encuentra empleado por el punto de paso de la mitad de la cara del diente. El plano transversal define al ángulo de presión transversal, como lo muestra la figura

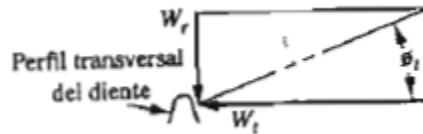


Figura 23: Fuerzas en el plano transversal

Fuente: (L. Mott, 2006)

Donde:

Φ_t : Angulo de presión transversal

$$\tan \Phi_t = W_r / W_t$$

$$W_r = \tan \Phi_t W_t$$

2.1.2.2.1.3 Plano normal: Las fuerzas que actúan son: fuerza radial (W_r) y fuerza normal (W_n). En el plano normal, se ilustra el ángulo que forma el plano tangencial y la fuerza normal, de allí se genera el ángulo de presión normal.

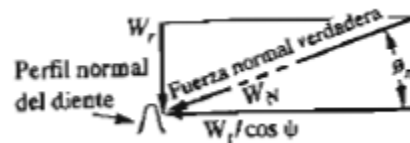


Figura 24: Fuerzas en el plano normal

Fuente: (L. Mott, 2006)

Donde:

Φ_n : Angulo de presión normal

$\tan \Phi_n = W_t / (W_t / \cos \psi)$

$W_t = (W_t \tan \Phi_n) / \cos \psi$

En el diseño de un engranaje helicoidal, existen tres ángulos de interés:

Angulo de la hélice (ψ)

Angulo de presión normal (Φ_n)

Angulo de presión transversal (Φ_t)

El fabricante debe referenciar con exactitud el ángulo de hélice y uno de los dos ángulos de presión mencionados. El restante se puede calcular a partir de la ecuación:

$$\tan \Phi_n = \tan \Phi_t \cos \psi \quad (19)$$

Ejemplo:

La mayoría de los fabricantes ofrecen engranajes helicoidales con un ángulo de presión normal de $14,05^\circ$ y un ángulo de hélice de 45° . Entonces el ángulo de presión transversal se calcula, de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \tan \Phi_n &= \tan \Phi_t \cos \psi \\ \tan \Phi_t &= \tan \Phi_n / \cos \psi = \tan (14,5^\circ) / \cos (45^\circ) = 0,3657 \\ \Phi_t &= \tan^{-1}(0,3657) \\ \Phi_t &= 20,09^\circ \end{aligned}$$

2.1.2.2.2 Pasos para engranajes helicoidales.

2.1.2.2.2.1 Paso circular: Se utiliza la misma definición de engranajes rectos, el cual se explica en la siguiente ecuación:

$$p = \pi D / n$$

2.1.2.2.2.2 Pasos circulares de engranajes helicoidales: Es la distancia entre puntos correspondientes adyacentes, medida en la superficie de paso y en la dirección normal. Se utiliza en ángulo de hélice (ψ), que se ilustra en la figura 21 y extraído de forma más clara en la figura 22. Ahora observamos la relación de los pasos p y p_n :

$$p_n = p \cos \psi \quad (20)$$

2.1.2.2.2.3 Paso diametral: Relación entre el número de dientes y el diámetro de paso del engranaje. Se aplica en con relación a las perspectiva de la vista, el perfil de los dientes en el plano diametral o transversal, entonces cabe mencionar que puede ser llamado paso diametral transversal

2.1.2.2.4 Paso diametral en engranajes helicoidales: Es el paso diametral equivalente al plano de los dientes:

$$p_{nd} = p_d / \cos \psi \quad (21)$$

2.1.2.3 Engranajes Cónicos: Son aquellos que permiten transmitir movimiento giratorio entre ejes no paralelos, se caracterizan por tener dientes rectos con un ángulo determinado. Su forma permite a su eje prolongarse, encontrándose en un punto o vértice común. Dependiendo de las condiciones de trabajo y trazado pueden tener dientes rectos, en arco o en espinal. En la figura 25 se observa la figura de un piñón cónico.

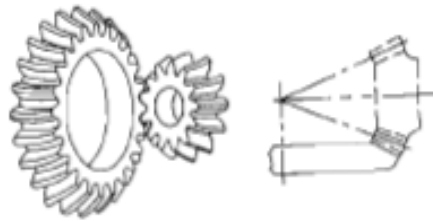


Figura 25 Piñón cónico.
Fuente: (L. Mott, 2006)

2.1.2.3.1 CLASIFICACIÓN DE ENGRANAJES CONICOS:

Entre los diferentes tipos de piñones cónicos podemos encontrar:

2.1.2.3.1.1 Cónicos rectos: Se utilizan para reducir la velocidad con su eje en 90° . Por lo regular estos engranajes generan mayor ruido que los cónicos helicoidales. Efectuando la transmisión de movimiento de eje que se corta en un mismo plano, normalmente en ángulo recto. (Rojas , 2008). En la figura 26 se ilustra un cónico recto.

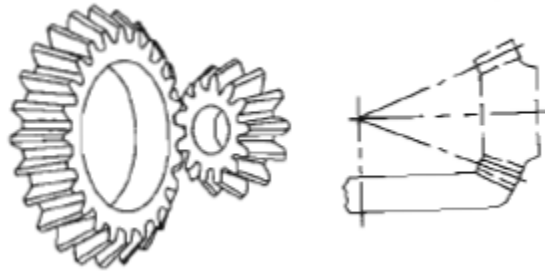


Figura 26: Cónico recto.
Fuente: (L. Mott, 2006)

2.1.2.3.1.2 Cónicos-helicoidales: Cumplen la misma función que el cónico recto, pero su única diferencia es que posee una mayor superficie de contacto. (Rojas , 2008) Se puede observar un cónico helicoidal en la figura 27.

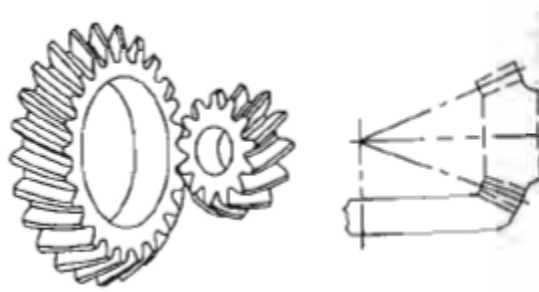


Figura 27: *Cónico helicoidal.*
Fuente: (L. Mott, 2006)

2.1.2.3.1.3 Cónico hipoide: Es similar a los cónicos helicoidales, pero se diferencia en el piñón de ataque (donde recibe directamente la fuerza del movimiento), este no se encuentra centrado con respecto al eje de la corona, lo que le permite ser más resistente. Gracias a esto, reduce el ruido del funcionamiento. Normalmente, se usan en máquinas industriales y embarcaciones, ya que los ejes no están al mismo nivel.

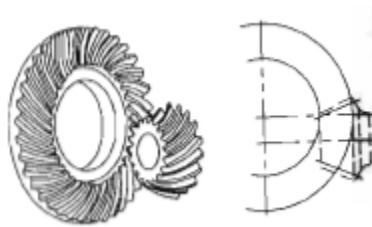


Figura 28: *Cónico hipoide.*
Fuente:

2.1.2.3.2 Tolerancias y dimensiones de Engranajes cónicos:

En los engranajes cónicos se deben especificar los elementos importantes para el funcionamiento de los dientes. Existen dos métodos para especificar las tolerancias de estos engranajes, los cuales son:

Método 1: Este método se usa de manera fácil y precisa, en engranajes de todos los tipos, mientras sea cónico. Esto incluye los siguientes elementos:

- Distancia del Angulo de la cara
- Distancia del Angulo posterior
- Diámetro del orificio

La distancia del ángulo de la cara y la distancia de ángulo posterior se obtiene a partir de la siguiente manera:

Distancia del ángulo de la cara:

$$L_{FP} = 0,5 d_o \cos \gamma_o + L_{XP} \operatorname{sen} \gamma_o \quad (22)$$

$$L_{FG} = 0,5 D_o \cos \Gamma_o + L_{XG} \operatorname{sen} \Gamma_o \quad (23)$$

L_{FP} = Distancia del ángulo de la cara del piñón. (Pulgadas o mm)

L_{XP} = Es la corona del piñón de atrás

L_{FG} = Distancia del ángulo del engranaje

L_{XG} = Es corona del engrane de atrás.

Distancia de ángulo de atrás:

$$L_{BP} = \frac{L_{FP} - \frac{L_{XP}}{\operatorname{sen} \gamma}}{\tan \gamma} \quad (24)$$

Figura 29: *Distancia del angulo del piñon de atras*

Fuente: AGMA 2003

$$L_{BG} = \frac{L_{FG} - \frac{L_{XG}}{\operatorname{sen} \Gamma}}{\tan \Gamma} \quad (25)$$

Figura 30: *Distancia del angulo del engranaje de atras*

Fuente AGMA 2003

Donde:

L_{BP} = Distancia del ángulo del piñón de atrás

L_{BG} = Distancia del ángulo del engranaje de atrás.

Ahora en la figura 31, se observa los elementos que intervienen en la tolerancia de un engranaje cónico, utilizando el método 1.

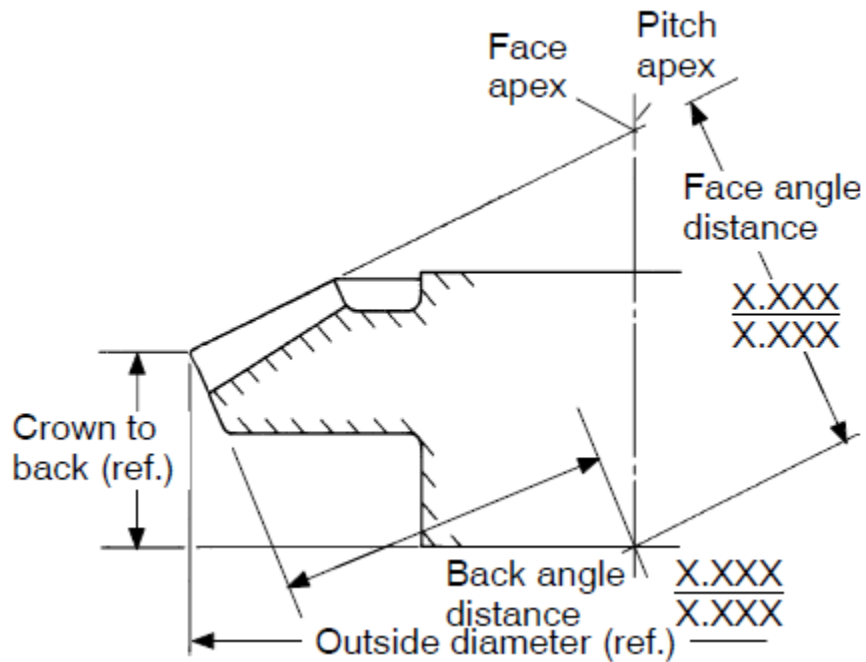


Figura 31: Método 1, para especificar las tolerancias en engranajes cónicos.
Fuente: AGMA 2003

En la tabla 23 se ilustra las tolerancias sugeridas en la distancia de la cara, distancia del ángulo posterior y el diámetro del orificio.

Tabla 23: Tolerancias sugeridas en la distancia de la cara, distancia del ángulo posterior y diámetro del orificio.

| Paso Diametral | Tolerancias (mm) | |
|------------------|-------------------|------------------|
| | Distancia | |
| | Angulo de la cara | Angulo posterior |
| 2,5 y más grueso | +0,000 | 0,005 |
| | -0,005 | -0,005 |
| 10 y más grueso | 0,00 | 0,13 |
| | -0,13 | -0,13 |
| 2,5 a 20 | 0,000 | 0,004 |
| | 0,004 | -0,004 |
| 10 a 1,25 | +0,00 | 0,10 |
| | -0,10 | -0,10 |
| 20 a 50 | 0,000 | 0,003 |
| | -0,004 | -0,003 |
| 1,25 a 0,5 | 0,00 | 0,08 |
| | -0,10 | -0,08 |
| 50 a 80 | 0,000 | 0,002 |
| | -0,003 | -0,002 |
| 0,5 a 0,3 | 0,00 | 0,05 |
| | -0,08 | -0,05 |

| | | |
|----------------|------------------|-----------------|
| 80 y más fino | 0,0000 -0,001 | 0,001 -0,001 |
| 0,3 y más fino | 0,00 -0,03 | 0,03 -0,03 |

Fuente: AGMA 2003

Tabla 24: Tolerancias sugeridas según la calidad del engranaje

| Diámetro nominal del orificio, pulgadas(mm) | Tolerancia sugerida (mm) | | | | | |
|---|---------------------------|----------|---------------------------|----------|-------------------------|----------|
| | Numero de calidad 12 y 13 | | Numero de calidad 10 y 11 | | Numero de calidad 6 y 9 | |
| | Vástago | orificio | Vástago | Orificio | Vástago | orificio |
| Hasta 1 (25) | 0,0000 | 0,0002 | 0,0000 | 0,0005 | 0,000 | 0,001 |
| | -0,0002 | -0,0000 | -0,0005 | -0,0000 | -0,001 | -0,000 |
| | (0,000) | (0,005) | (0,000) | (0,013) | 0,00 | 0,03 |
| | (-0,005) | (-0,000) | (-0,013) | (-0,000) | -0,03 | -0,00 |
| 1 a 4 (25 a 100) | 0,0000 | 0,0003 | 0,0000 | 0,0005 | 0,000 | 0,001 |
| | -0,0003 | -0,0000 | -0,0005 | -0,0000 | -0,001 | -0,000 |
| | (0,000) | (0,008) | (0,000) | (0,013) | 0,000 | 0,03 |
| | (-0,008) | (-0,000) | (-0,013) | (-0,000) | -0,03 | -0,00 |
| 4 a 10 (100 a 250) | 0,0000 | 0,0005 | 0,0000 | 0,0005 | 0,000 | 0,002 |
| | -0,0005 | -0,0000 | -0,0010 | -0,0000 | -0,002 | -0,000 |
| | (0,000) | (0,013) | (0,000) | (0,013) | 0,00 | 0,05 |
| | (-0,013) | (-0,000) | (-0,025) | (-0,000) | -0,05 | -0,00 |
| 10 a 20 (250 a 500) | | | 0,0000 | 0,0010 | 0,000 | 0,003 |
| | | | -0,0010 | -0,0000 | -0,003 | -0,000 |
| | | | (0,000) | (0,025) | (0,00) | 0,08 |
| | | | (-0,025) | (-0,000) | (-0,08) | -0,00 |
| 20(500) y más largo | | | 0,0000 | 0,0020 | 0,000 | 0,004 |
| | | | -0,0020 | -0,0000 | -0,004 | -0,000 |
| | | | (0,000) | (0,050) | (0,00) | 0,10 |
| | | | (-0,050) | (-0,000) | (-0,10) | -0,00 |

Fuente: AGMA 2003

Método 2: Este método es diferente al método 1, porque no se pueden hacer en engranajes terminados. Esta práctica en común incluir un radio en el diámetro de la corona el punto de la corona, cual es el punto de referencia. Los elementos a tener en cuenta son los siguientes:

- Diámetro externo
- Superficie de montaje o corona hacia atrás
- Angulo de la cara
- Diámetro del orificio o vástago

La figura 32, muestra el método sugerido para dimensionar engranajes cónicos, cuando este método debe ser empleado. Las tablas 24 y 25, dan las tolerancias sugeridas para el diámetro de orificio, el vástago o el diámetro exterior, corona hacia atrás angula de cara y ángulo trasero

2.1.2.3.2.1 Especificaciones de dibujo para engranajes cónicos:

Los valores para los parámetros de engranajes cónicos, debe ser especificados en las figuras. Algunas de estas características son seguidas por:

- Angulo de la cara
- Angulo de atrás
- Diámetro exterior
- Superficie de montaje o corona hacia atrás
- Orificio o diámetro del vástago

Estas últimas dimensiones se usan en lugar de la distancia del ángulo de la cara o la distancia del ángulo posterior.

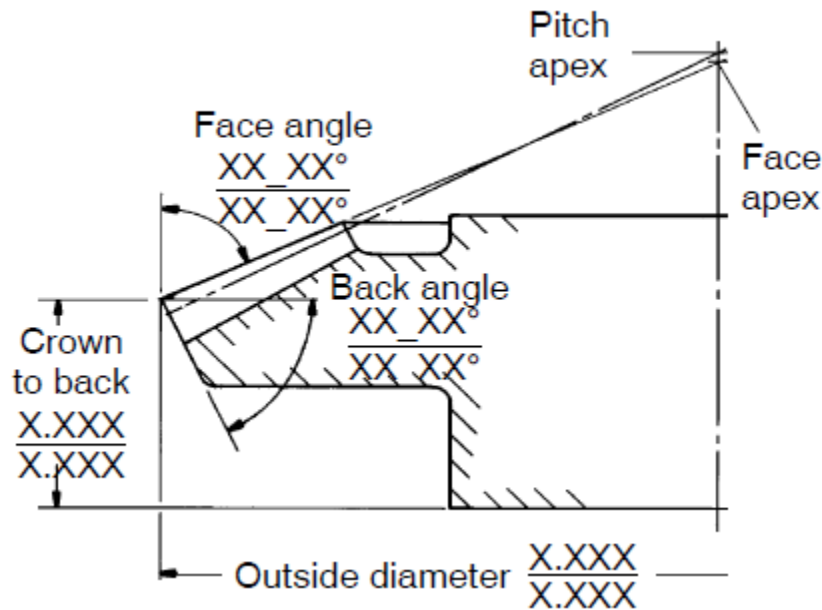


Figura 32: Especificación de blancos para las tolerancias de engranajes cónicos
Fuente: AGMA 2003

Tabla 25: Tolerancias sugerida para diámetros externos, ángulo de la cara, ángulo trasero y corona de atrás

| Paso diametral | Tolerancia, pul (mm) | | Tolerancia, en minutos | |
|----------------------|----------------------|----------------|------------------------|----------------|
| | Diámetro exterior | Corona trasera | Angulo de la cara | Angulo trasero |
| 2,5(10) y más grueso | 0,000 | 0,000 | 8 | 15 |
| | -0,010 | 0,004 | -0 | -15 |
| | (0,00) | (0,00) | | |
| | (-0,30) | (-0,10) | | |
| 2,5 a 20 (10 a 1,25) | 0,000 | 0,000 | 8 | 15 |
| | -0,005 | -0,003 | -0 | -15 |
| | (0,00) | (0,00) | | |
| | (-0,13) | (-0,08) | | |
| 20 a 50 | 0,000 | 0,000 | 15 | 30 |

| | | | | |
|------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|----------|-----------|
| (1,25 a 0,5) | -0,004 (0,00) (-0,10) | -0,002 (0,00) (-0,05) | -0 | -30 |
| 50 a 80 (0,5 a 0,3) | 0,000 -0,003 (0,00) (-0,08) | 0,000 -0,001 (0,00) (-0,03) | 30 -0 | 60 -60 |
| 80(0,3) y mas fino | 0,000 -0,002 (0,00) (-0,05) | 0,000 -0,001 (0,00) (-0,03) | 40 -0 | 60 -60 |

Fuente: AGMA 2005

2.1.3 CALIDAD DE ENGRANAJES: Se habla de calidad, en medir con exactitud y precisión las propiedades específicas que mencionaran:

2.1.3.1 Verificación del Índice: Es la resta del punto real al cual el diente del engrane está localizado en el círculo de paso en base al diente de referencia. La variación causa inexactitud en la acción de dientes engranados.

2.1.3.2 Alineación del diente: Desviación de la posición del diente en el círculo de paso. Cuando se mide la alineación del diente, se dice que se mide la hélice. Es importante, porque si existe un desalineamiento entonces se producen cargas indebidas sobre los dientes del engrane.

2.1.3.3 Perfil del diente: Se mide el perfil real de la superficie del diente del engranaje desde el punto de inicio de la cara del diente hasta la punta del mismo. Las variaciones del perfil real respecto al perfil teórico causan cambios en las velocidades entre dos engranes acoplados. (L. Mott, 2006)

2.1.3.4 Descentramiento: Es una medición excéntrica y la falta de redondez de un piñón. Un descentramiento puede ocasionar que el movimiento sea radialmente durante cada revolución.

2.1.3.5 Variación Total Compuesta: Mide la variación con respecto al centro de engrane de referencia, con el engrane a prueba, durante una revolución completa. (L. Mott, 2006)

2.1.4 NORMAS DE CALIDAD PARA ENGRANAJES

- AGMA: Es la norma que permite las variaciones permisibles de los dientes respecto a la forma teórica o variación compuesta de un engranaje
- AGMA 2000-A88: Manual de clasificación e inspección de engranes, tolerancias y métodos de medición para engranes rectos y helicoidales.
- AGMA 2015 1-A01: Sistema de clasificación de exactitud-Mediciones tangenciales para engranes cilíndricos
- ISO 1328: Definiciones y valores admisibles relevantes a desviaciones radicales.

Ahora la tabla siguiente muestra datos correspondientes a las tolerancias totales compuestas, para varios números de calidad. A sabiendas que las tolerancias reales son una función de número de calidad, el paso diametral y el número de dientes que tenga.

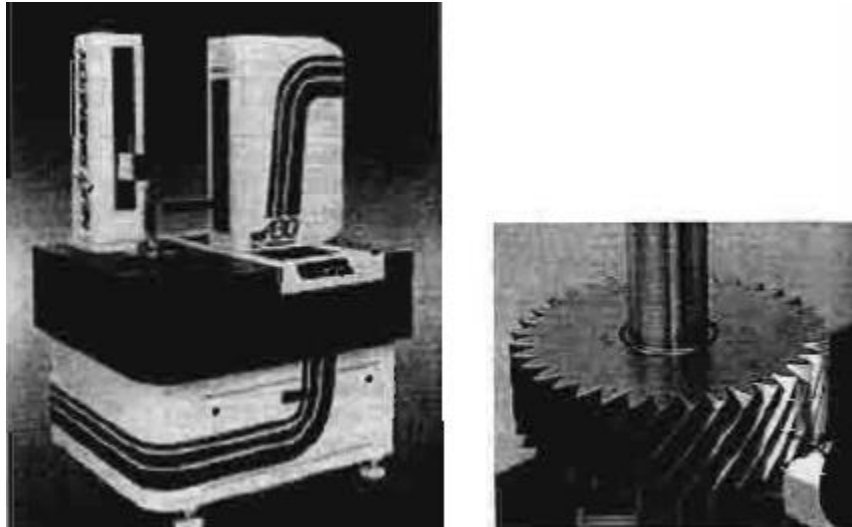
Tabla 26: *Valores Seleccionados de tolerancias compuestas total*

| Numero de calidad AGMA | Paso diametral Pa | Numero de dientes del engrane | | | | |
|------------------------|-------------------|-------------------------------|---------|---------|---------|---------|
| | | 20 | 40 | 60 | 100 | 200 |
| Q5 | 2 | 0,0260 | 0,0290 | 0,0320 | 0,0350 | 0,0410 |
| | 8 | 0,0120 | 0,0130 | 0,0140 | 0,0150 | 0,0170 |
| | 20 | 0,0074 | 0,0080 | 0,0085 | 0,0092 | 0,0100 |
| | 32 | 0,0060 | 0,0064 | 0,0068 | 0,0073 | 0,0080 |
| Q8 | 2 | 0,0094 | 0,0110 | 0,0120 | 0,0130 | 0,0150 |
| | 8 | 0,0043 | 0,0047 | 0,0050 | 0,0055 | 0,0062 |
| | 20 | 0,0027 | 0,0029 | 0,0031 | 0,0034 | 0,0037 |
| | 32 | 0,0022 | 0,0023 | 0,0025 | 0,0027 | 0,0029 |
| Q10 | 2 | 0,0048 | 0,0054 | 0,0059 | 0,0066 | 0,0076 |
| | 8 | 0,0022 | 0,0024 | 0,0026 | 0,0028 | 0,0032 |
| | 20 | 0,0014 | 0,0015 | 0,0016 | 0,0017 | 0,0019 |
| | 32 | 0,0011 | 0,0012 | 0,0013 | 0,0014 | 0,0015 |
| Q12 | 2 | 0,0025 | 0,0028 | 0,00030 | 0,0034 | 0,0039 |
| | 8 | 0,0011 | 0,0012 | 0,00013 | 0,0014 | 0,0016 |
| | 20 | 0,00071 | 0,00077 | 0,00081 | 0,00087 | 0,00097 |
| | 32 | 0,00057 | 0,00060 | 0,00064 | 0,00069 | 0,00076 |
| Q14 | 2 | 0,0013 | 0,0014 | 0,0015 | 0,0017 | 0,0020 |
| | 8 | 0,00057 | 0,00062 | 0,00067 | 0,00073 | 0,00082 |
| | 20 | 0,00036 | 0,00039 | 0,00041 | 0,00045 | 0,00050 |
| | 32 | 0,00029 | 0,00031 | 0,00033 | 0,00035 | 0,00039 |

Fuente: AGMA 2000

2.1.4.1. METODOS PARA MEDIR ENGRANAJES

Existen dos formas de determinar la calidad de un engranaje. Mediante una medición funcional y una analítica.

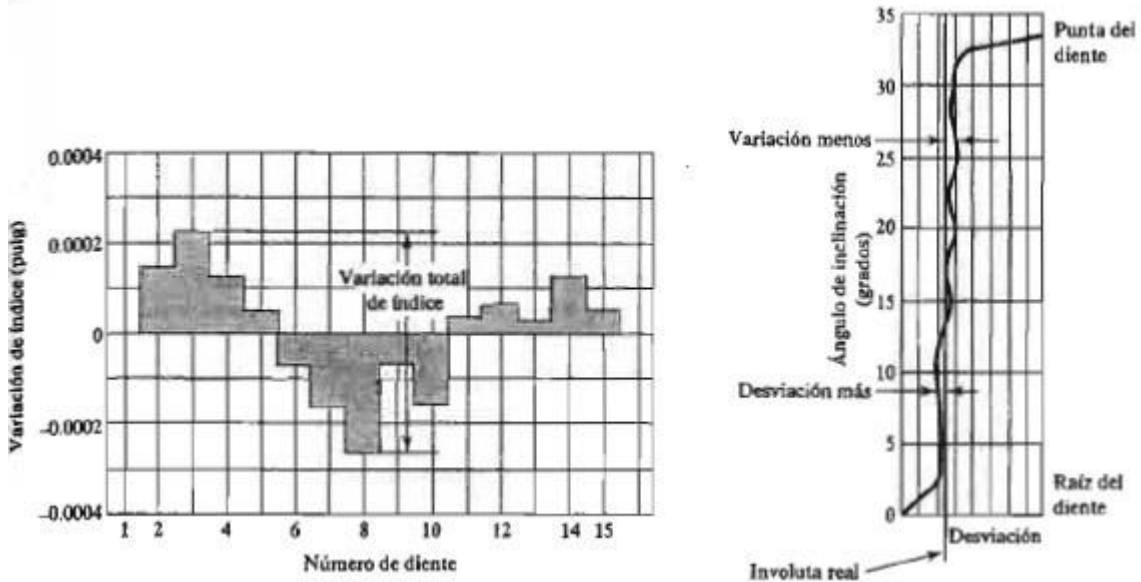


a) Vista General

b) Acercamiento del sensor y engranaje a probar

Figura 33: Sistema analítico de medición de engranajes

Fuente: (L. Mott, 2006)



a) Variación del índice

b) Variación del perfil

Figura 34: Graficas consultantes, típicas de un sistema analítico de medición.

Fuente: (L. Mott, 2006)

2.1.4.1.1 Medición Funcional: Para esta medición se determina el error total compuesto, en el equipo ilustrado en la figura 33- a). El error total compuesto es la dispersión máxima entre los puntos bajos y altos de la gráfica. Ahora la dispersión máxima de la gráfica, para dos dientes adyacentes, se determina mediante la medición de la variación de la variación de cada diente. Para medir la variación de la distancia entre el centro de los piñones, durante una revolución, se realiza en el equipo que se muestra en la figura 33-b). El descentramiento también se puede determinar con la variación de la línea media mostrada en la gráfica. Los datos proporcionados en una variación compuesta, permite determinar el número de calidad AGMA, para engranajes de uso general, los cuales se emplean en máquinas industriales. (L. Mott, 2006)

2.1.4.1.2 Medición Analítica: En esta medición se determinan errores individuales del engranaje, tales como: índice, alineación (hélice), perfil de involuta y otras propiedades. Se realiza mediante un equipo electrónico especializado, con un sensor muy exacto, que recorre toda la superficie del elemento ensayado, produciendo registros electrónicos e impresiones de todas las variaciones. La figura 34, es un sistema analítico de engranajes, el cual es un modelo comercial. En el inciso a) se muestra la vista general del equipo y en el inciso b), se observa la forma a la cual se va ensayar el engranaje, mediante un sensor introducido en los dientes. En la figura 34, se ilustra dos graficas efectuada por un sistema de medición analítico. La grafica a), muestra la **variación del índice**, de cada diente con respecto a un diente de referencia. La **variación de perfil**, ilustrado en la gráfica b), muestra la diferencia entre el perfil del diente y la involuta real. La grafica de alineación del diente, la cual mide exactitud de la hélice, coincide con las anteriores gráficas, ya mencionadas; allí se obtienen datos tabulados junto al correspondiente número de datos que determinan la calidad de la medición. En la medición analítica se hacen una serie de comparaciones automáticas con las formas teóricas del diente, con valores de tolerancias, para reportar el número de calidad que resulte, en base a las normas, AGMA, ISO, DIN, u otra definida. Con este número de calidad, se puede dar instrucciones al personal de una empresa, para realizar y mejorar los procesos de manufactura de los engranajes, mejorando la exactitud en las mediciones de dicho proceso.

2.1.5 NUMERO DE CALIDAD RECOMENDADOS.

En la tabla 27, se observan datos precisos de fabricación e instalación de engranajes, los cuales poseen elementos como: ejes, cojinetes, cajas, que se deben realizar con gran precisión. Ahora debido a costos en la fabricación de los engranajes, se ha recomendado números de calidad, que han funcionado satisfactoriamente con un costo razonable estipulados en la tabla 27.

Tabla 27: *Numero de calidad AGMA recomendados.*

| Aplicación | Numero de Calidad | Aplicación | Numero de calidad |
|--|-------------------|---------------------|-------------------|
| Accionamiento de tambor mezclador de cemento | 3 - 5 | Taladro pequeño | 7 - 9 |
| Horno de cemento | 5 - 6 | Lavadora de ropa | 8 - 10 |
| Impulsores de laminadores de acero | 5- 6 | Prensa de impresión | 9 - 11 |

| | | | |
|---|--------------------------|------------------------------------|--------------------------------------|
| Cosechadoras de grano | 5 - 7 | Mecanismo de computo | 10 - 11 |
| Grúas | 5 - 7 | Transmisión automotriz | 10 - 11 |
| Presa de Punzonado | 5 - 7 | Accionamiento de antena radar | 10 - 12 |
| Transportador de Mina | 5 - 7 | Accionamiento de propulsión marina | 10 - 12 |
| Máquinas para fabricar cajas de papel | 6 - 8 | Accionamiento de motor de avión | 10 - 13 |
| Mecanismo de medidores de gas | 7 - 9 | Giroscopio | 10 - 14 |
| Accionamientos de máquinas herramientas y de otros sistemas mecánicos de calidad | | | |
| Velocidad de la línea de paso (pies / min) | Numero de calidad | | Velocidad de la línea de paso |
| 0 - 800 | 0 - 8 | | 0 - 4 |
| 800 - 2000 | 8 - 10 | | 4 - 11 |
| 2000 - 4000 | 10 - 12 | | 11 - 22 |
| Más de 4000 | 12 - 14 | | Más de 22 |

Fuente: AGMA 2000

2.2 Relación de transmisión para engranajes

La rotación de los engranajes se encuentran conectadas entre sí debido a la relación entre sus velocidades, uno de los engranajes es quien ejerce fuerza sobre el otro. Los engranajes también se relacionan entre el número de dientes (Z) y la velocidad de engranaje (Ω), dadas en las siguientes formulas:

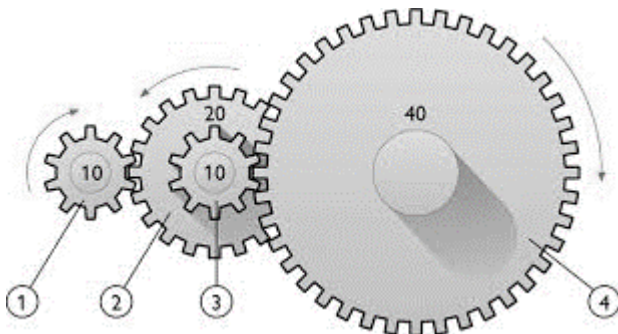
$$\Omega_2/\Omega_1 = Z_2/Z_1 \quad (26)$$

Donde Ω_2 , es el engranaje que se desea calcular su velocidad, mientras que Ω_1 , debe tener un valor asignado. La división (Z_2/Z_1), se podría expresar como: (N° de conductores / N° de conducidos). Las unidades utilizadas en esta relación son;

Ω : revoluciones por minutos (rpm) o revoluciones por segundos (rps)

Z : No tiene unidades, si embargo se trabaja solo con valores enteros

Ejemplo: Calcular la velocidad que realiza cada engranaje en la siguiente figura.



Sabiendo que:

$Z_1 = 10$ dientes

$Z_2 = 20$ dientes

$Z_3 = 10$ dientes

$Z_4 = 40$ dientes.

Además $\Omega_1 = 5 \text{ rpm}$

Figura 35: *Tren de engranaje*

Fuente: (L. Mott, 2006)

Solución: Con la fórmula de relación de trasmisión despejamos a Ω_2

$$\Omega_2 = \Omega_1 * (Z_2/Z_1) = 5 \text{rpm} * (10/20) = 2,5 \text{ rpm}$$

$$\Omega_3 = \Omega_2 ; \text{ posee la misma velocidad.}$$

$$\Omega_4 = \Omega_3 * (Z_3 / Z_4) = 0,6 \text{ rpm}$$

2.3 Relación de engranajes con otro tipo de elemento mecánico

Normalmente los más utilizados son: engranaje sin fin corona y engranaje con cadena.

2.3.1 Engranaje sin fin: Son aquellos que permiten que se dé la transmisión por potencia sobre ejes perpendiculares. Como última medida se puede utilizar engranajes hipoides, porque tienen un eje descentrado al máximo, este tipo de engranaje se logra ver en puertas automáticas y edificios.

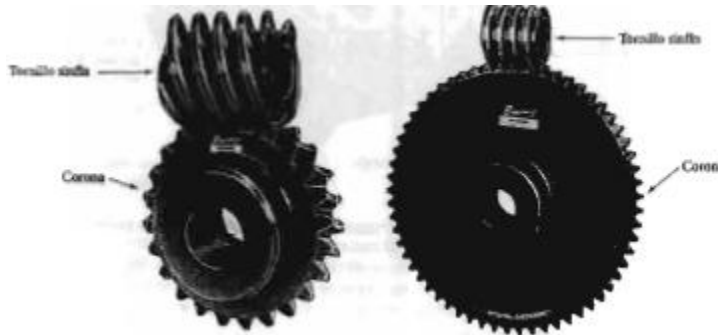


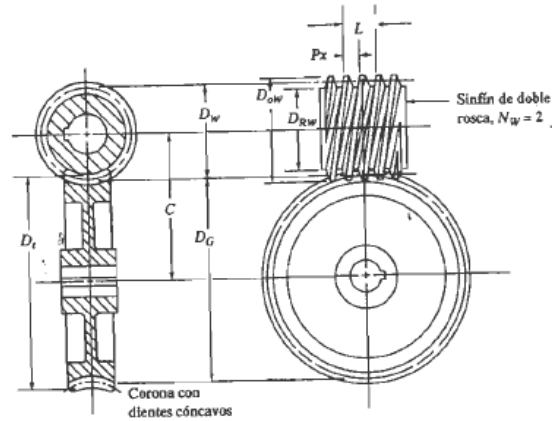
Figura 36: *Engranaje sin fin y corona*

Fuente: (L. Mott, 2006)

2.3.1.1 Geometría del engranaje sin fin:

Un requisito primordial para el conjunto del engranaje sin fin y corona es que el paso axial de la corona o piñón, debe ser igual para que exista un movimiento sincronizado. La figura 37 muestra la geometría de un sistema de engrane sin fin y corona

Figura 37: *Geometría de engrane sin fin y corona*



Fuente: AGMA 6022 –C93

El paso axial (P_x), es la distancia existente entre las crestas de las roscas del tornillo sinfín, medido en dirección axial sobre el cilindro de paso. El paso circular para el engranaje, no cambia de concepto, pues como se trata de un engrane, simplemente nada varía.

2.3.1.1.1 Paso circular: Se conceptualiza para la corona mediante la siguiente ecuación:

$$p = \pi D_G / N_G \quad (27)$$

Donde

D_G : Diámetro de paso de la corona

N_G : Número de dientes en la corona

Algunas coronas se fabrican de acuerdo con la convención del paso circular.

2.3.1.1.2 Paso diametral: Se define para la corona como

$$p_d = N_G / D_G \quad (28)$$

2.3.1.1.3 Número de roscas del sinfín

Un tornillo sinfín, puede tener una rosca, como cualquier tornillo normal, sin embargo un tornillo sin fin, puede poseer múltiples roscas, desde 2 hasta 8, o quizás más. En la figura 37, se representa el número de rosca con N_w , donde el sinfín, posee 2 roscas. También el número de rosca se puede llamar como el número de arranque, además se puede mencionar así, por la forma como se ve, la rosca en el extremo del sinfín y se enroscan en forma cilíndrica. (L. Mott, 2006)

2.3.1.1.4 Avance (L):

Es la distancia que recorre el sinfín, cuando gira una revolución en forma axial. El avance se denota con el paso axial mediante:

$$L = N_w p \quad (29)$$

2.3.1.1.5 Ángulo de Avance (λ): Al entrar el sinfín, en contacto con la corona se forma una tangente entre la rosca del sinfín y la línea perpendicular al eje del mismo, esa abertura que se forma es el ángulo de avance. En la figura 38 se muestra cual es el ángulo de avance, donde se obtuvo un plano, para entender mejor el concepto dado:

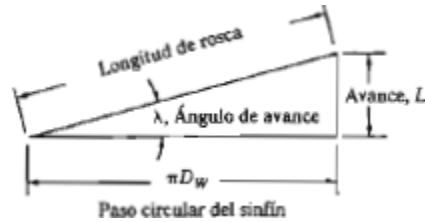


Figura 38: Ángulo de avance

Fuente: AGMA 6022 –C93

Se observa un triángulo, donde se formaría si se engrana el sinfín y la corona. Ahora utilizando trigonometría se obtiene el avance de la siguiente manera:

$$\tan \lambda = L / \pi D_w \quad (30)$$

2.3.1.1.6 Dimensiones Típicas del diente:

En la tabla 28 se muestra los valores que se utilizan para dimensionar para dimensionar las roscas de los gusanos y los dientes de las coronas.

Tabla 28: Dimensión del diente de la corona.

| Dimensión | Formula |
|--------------------------------------|---|
| Addendum | $a = 0,3183P_x = 1/p_d$ |
| Profundidad total | $h_t = 0,6866P_x = 2,157/p_d$ |
| Profundidad de trabajo | $h_k = 2a = 0,6366P_a = 2/ p_d$ |
| Dedendum | $b = h_t - a = 0,3683P_x = 1,157 / P_d$ |
| Diámetro de la raíz del sinfín | $D_{rW} = D_w - 2b$ |
| Diámetro exterior del sinfín | $D_{oW} = D_w + 2^a = D_w + h_k$ |
| Diámetro de la raíz de la corona | $D_{rG} = D_G - 2b$ |
| Diámetro de la garganta de la corona | $D_I = D_G + 2^a$ |

Fuente: (Drago, 1988)

2.3.1.1.7 Diámetro del Sinfín: Para que no afecte la eficiencia del conjunto se utiliza diámetros pequeños para la elaboración del sinfín, puesto que entre más grande sea, más afectado se ve el ángulo de avance. Debido a esta circunstancia, se formuló con razones prácticas que el diámetro de paso de la corona, debía estar aproximadamente en $C^{0,875} / 2,2$, donde:

C: Distancia entre centros del sinfín y la corona. Se permite una variación del 30%. Se llega a una conclusión de que el diámetro del sinfín, debe estar en el siguiente intervalo:

$$1,5 < \{C^{0,875}\} / D_w < 3,0 \quad (31)$$

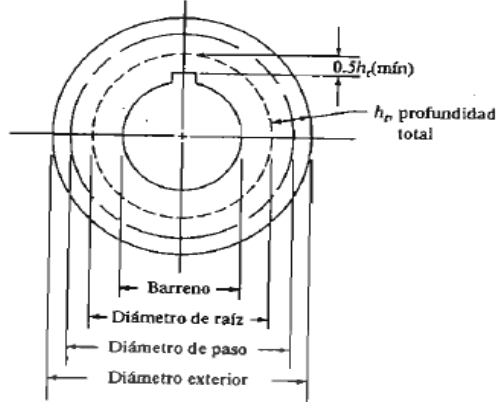


Figura 39: *Diámetro del sinfín*

Fuente: (L. Mott, 2006)

2.3.2 Sistema de transmisión de potencia por Cadenas

La cadena es un elemento de transmisión de potencia, el cual se encuentra formado por eslabones unidos con pernos. La cadena esta incrustada en una rueda dentada, donde se nombran como catarinas. El tipo de cadena más utilizado es **cadena de rodillos**, donde la función del rodillo es experimentar una carga sobre el perno, dicha carga permitir tener una fricción relativamente baja entre las catarinas y la cadena.

La cadena de rodillos posee una especificación dimensional estándar en el tamaño, donde se encuentran valores de 40 al 240, como lo muestra la tabla 30. Ahora la cadena de rodillo se caracteriza por su **paso**, definido como la distancia entre las partes de los eslabones adyacentes, como lo muestra la figura 40

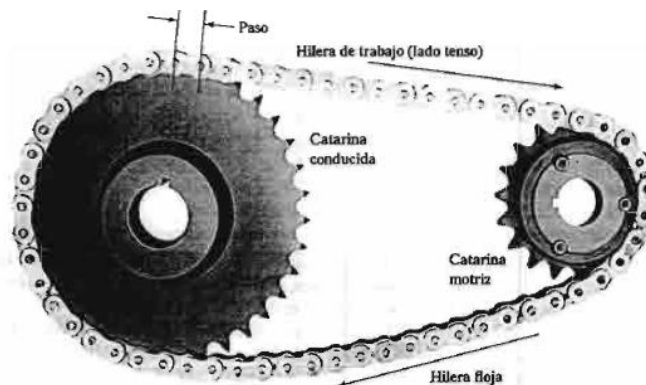







Figura 40: *Transmisión de una cadena*

Fuente: (Mott, 2006)

2.3.2.1 Tipos de cadenas de rodillos:

Según el estilo y diseño de los rodillos, así se clasificara este; se encuentra una gran variedad de rodillos, donde se especifica su nombre:

Tabla 29: *Tipos de cadena de rodillos*

| Diseño | Nombre |
|---|---|
|  | Cadena de rodillo estándar, una hilera |
|  | Cadena de rodillo estándar, dos hileras. También existen de tres o cuatro hileras |
|  | Cadena de rodillos para trabajos pesados |
|  | Cadena de rodillos de paso doble |
|  | Cadena de rodillo para transportador de paso doble |

Fuente: American Chain Association. Chains for Power Transmisión and Material Handling. New York: Marcel Dekker. 1982.

En la tabla 30, se muestra las características de una cadena de rodillo, según la norma ACA, el cual posee una especificación dimensional estándar en el tamaño, comprendiendo valores de 40 al 240:

Tabla 30: *Tamaño dimensional de rodillos normalizados*

| Numero de cadena | Paso (Pul) | Diámetro de rodillo | Ancho del rodillo | Espesor de la placa lateral | Resistencia promedio de la tensión |
|------------------|------------|---------------------|-------------------|-----------------------------|------------------------------------|
| 25 | 1/4 | Ninguno | | 0,030 | 925 |
| 35 | 3/8 | Ninguno | | 0,050 | 2100 |
| 41 | 1/2 | 0,306 | 0,250 | 0,050 | 2000 |

| | | | | | |
|-----|-----|-------|-------|-------|--------|
| 40 | ½ | 0,312 | 0,312 | 0,060 | 3700 |
| 50 | 5/8 | 0,400 | 0,375 | 0,080 | 6100 |
| 60 | ¾ | 0,469 | 0,500 | 0,094 | 8500 |
| 80 | 1 | 0,626 | 0,625 | 0,125 | 14500 |
| 100 | 1 ¼ | 0,750 | 0,750 | 0,156 | 24000 |
| 120 | 1 ½ | 1,000 | 1,000 | 0,187 | 34000 |
| 140 | 1 ¾ | 1,000 | 1,000 | 0,219 | 46000 |
| 160 | 2 | 1.250 | 1,250 | 0,250 | 58000 |
| 180 | 2 ¼ | 1,406 | 1,406 | 0,281 | 80000 |
| 200 | 2 ½ | 1,500 | 1,500 | 0,312 | 95000 |
| 240 | 3 | 1,875 | 1,875 | 0,375 | 130000 |

Fuente: American Chain Association. Chains for Power Transmisión and Material Handling. New York: Marcel Dekker. 1982.

2.3.2.2 Clasificaciones por potencia de los sistemas cadena -engranaje

2.3.2.2.1 Potencia del sistema cadena-engranaje

En la tabla número 31 se observa las diferentes potencias de la transmisión por cadena. La Potencia (en HP) transmisible por cadenas de simples hileras, en función de la cantidad de dientes del piñón y de la velocidad (en r.p.m.).

Tabla 31: Potencia de trasmisión del sistema cadena –engrane

| RPM del Piñón | Paso 3/8" | | | | Paso 1/2" x 5/16" | | | | Paso 5/8" | | | |
|---------------|--------------------|------|------|------|---------------------|------|------|------|---------------------|------|------|------|
| | Veloc. Max 3900RPM | | | | Veloc. Max 3000 RPM | | | | Veloc. Max 2000 RMP | | | |
| | Dientes | | | | Dientes | | | | Dientes | | | |
| | 15 | 17 | 19 | 21 | 15 | 17 | 19 | 21 | 15 | 17 | 19 | 21 |
| 50 | 0.14 | 0.15 | 0.17 | 0.19 | 0.30 | 0.40 | 0.45 | 0.50 | 0.55 | 0.60 | 0.66 | 0.73 |
| 150 | 0.35 | 0.40 | 0.45 | 0.50 | 1 | 1.10 | 1.20 | 1.30 | 1.40 | 4.60 | 1.80 | 2 |
| 250 | 0.60 | 0.65 | 0.75 | 0.85 | 1.45 | 1.65 | 1.85 | 2.05 | 2.20 | 2.50 | 2.80 | 3.10 |
| 400 | 0.90 | 1 | 1.10 | 1.25 | 2.30 | 2.45 | 2.70 | 3. | 3.20 | 3.60 | 4.10 | 4.50 |
| 600 | 1.30 | 1.40 | 1.55 | 1.75 | 3 | 3.30 | 3.70 | 4.10 | 4.30 | 4.80 | 5.40 | 5.90 |
| 950 | 1.65 | 1.90 | 2.15 | 2.40 | 4 | 4.45 | 4.95 | 5.50 | 5.40 | 6.20 | 7 | 7.70 |
| 1500 | 2.25 | 2.50 | 2.80 | 3.10 | 4.80 | 5.40 | 6 | 6.70 | 6.10 | 6.90 | 7.10 | 8.50 |

Fuente: American Chain Association. Chains for Power Transmisión and Material Handling. New York: Marcel Dekker. 1982.

Ahora dependiente del paso del engranaje, así se verá afectada la transmisión, sabiendo que tanto el piñón y la cadena debe poseer ese mismo paso. En la figura 41, se explica claramente la geometría de una cadena dependiendo del paso(N) y el número de rodillos.(T)

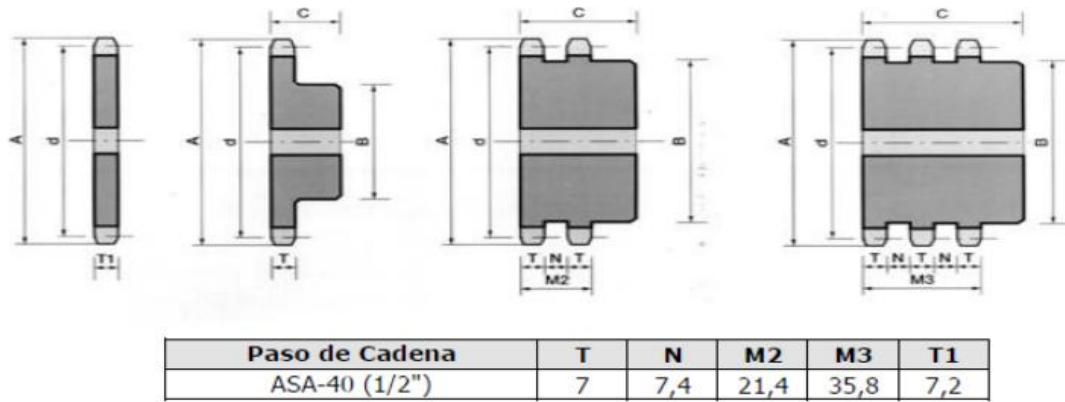


Figura 41: Geometría de paso de una cadena

Fuente: American Chain Association. Chains for Power Transmisión and Material Handling. New York: Marcel Dekker. 1982.

2.3.2.2.2 Transmisión de cadena para piñones de paso de 1/2

En la tabla número 12 se observa diferente transmisión por cadena de ruedas y piñones de paso 1/2.

Tabla 32: Paso de 1/2 para cadenas de ruedas y engranajes

| Dientes | Diámetro Primitivo (d) | ASA 40 | | Rodillo 7,925 mm | | | Rodillo 8,510 mm | | |
|---------|------------------------|-----------------------|--|-------------------|----|----|------------------|----|----|
| | | BS | | Diámetro cubo (B) | | | Largo total (C) | | |
| | | Diámetro Exterior (A) | | S | D | T | S | D | T |
| 10 | 41.10 | 46.70 | | 26 | 26 | 26 | 27 | 38 | 52 |
| 11 | 45.10 | 50.90 | | 30 | 30 | 30 | 27 | 38 | 52 |
| 12 | 49.10 | 55.00 | | 34 | 34 | 34 | 27 | 38 | 52 |
| 13 | 53.10 | 59.20 | | 38 | 38 | 38 | 27 | 38 | 52 |
| 14 | 57.10 | 63.30 | | 42 | 42 | 42 | 27 | 38 | 52 |
| 15 | 61.10 | 67.40 | | 46 | 46 | 46 | 27 | 38 | 52 |

Fuente: Fuente: Fuente: American Chain Association. Chains for Power Transmisión and Material Handling. New York: Marcel Dekker. 1982.

2.3.2.2.3 Paso por transmisión por cadena de rodillo

En la tabla 13 se ilustra los pasos por transmisión por cadena de rodillos.

Tabla 33: Paso por transmisión por cadena de rodillo

| PASO | LUZ INTERIOR | DIAM. DEL RODILLO | PASO TRANVERSAL | CARGA DE ROTURA | NORMA |
|------|--------------|-------------------|-----------------|-----------------|-------|
| P | W | D | T | | |

| Mm | pulgadas | mm | pulgada | mm | pulgada | mm | mm | mm |
|-------|----------|------|----------|-------|---------|-------|----------|--------|
| 6,35* | ¼ | 3,17 | 1/8 | 3,30 | 0,130 | 6,45 | 400 | ASA 25 |
| 8 | 0,314 | 3 | 0,118 | 5 | 0,196 | 5,64 | 450 | BS |
| 9,53 | 3/8 | 4,76 | 3/16 | 5,08 | 0,200 | 10,16 | 950 | ASA 35 |
| 9,53 | 3/8 | 5,70 | 7/32 | 6,35 | ¼ | 10,24 | 910 | BS |
| 12,70 | 1,2 | 3,30 | 1/8 | 7,75 | 0,306 | | 800 | BS |
| 12,70 | 1,2 | 4,90 | 3/16 | 7,75 | 0,306 | | 850/1100 | BS |
| 12,70 | 1,2 | 5,20 | 0,20 | 8,51 | 0,334 | | 950/1500 | BS |
| 12,70 | 1,2 | 6,35 | 4 1/4 | 7,75 | 0,306 | | 1800 | Asa41 |
| 15,80 | 5/8 | 6,35 | ¼ | 10,16 | 0,400 | | 2600 | ASA |

Fuente: Fuente: Fuente: American Chain Association. Chains for Power Transmisión and Material Handling. New York: Marcel Dekker. 1982.

2.3.2.3 Relación de trasmisión para cadena

Se utiliza prácticamente la misma relación de transmisión que engranaje, solo que a diferencia de aquella, la trasmisión por cadena tiene otros elementos como, el largo de la cadena.

$$Z_1 \cdot w_1 = Z_2 \cdot w_2 \quad (32)$$

Donde:

Z= Numero de dientes

w: Velocidad angular en revoluciones por minutos (rpm)

2.3.2.4 Largo de la cadena:

$$L = 2C + (N+n/2) + [(N - n / 2\pi)^2] / C \quad (33)$$

Donde:

L: Longitud de la cadena expresada en pasos.

C: Distancia entre ejes expresado en pasos.

N: Número de dientes de la rueda

n: Número de dientes del piñón

CAPITULO 3: HIDRAULICA

3.1 FLUIDO

Es una sustancia que debido a su poca fuerza de cohesión entre las moléculas, carece de forma propia y adopta la forma del recipiente u objeto contenido (Mataix, 2006)

3.2 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

Densidad específica o absoluta

Peso específico

Densidad Relativa

Volumen Específico

Compresibilidad

Viscosidad

Tensión superficial

Densidad Específica o absoluta, Peso específico, Volumen específico y Densidad Relativa: Estas cuatro propiedades no se difieren entre sí, sino que son características distintas que se ven orientadas hacia una misma propiedad, las cuales se definen a continuación:

3.2.1 Densidad específica o absoluta (ρ):

La densidad es la relación que existe entre la masa y el volumen; estando en función de la temperatura y de la presión. Definiéndose así de esta manera:

$$\rho = m/V \quad (34)$$

ρ : densidad del fluido. Unidad SI (g/ ml, Kg/m³)

m: masa, en el SI está dada en Kg (Kilogramo)

V: volumen, en el SI, corresponde a m³

Para medir la densidad de un fluido, se puede realizar mediante una medición directa e indirecta. Para determinar la densidad de un fluido en una medición indirecta, utilizamos la fórmula 34, la cual se tiene que determinar primeramente la masa y el volumen del fluido. Ahora si se desea medir la densidad directamente, simplemente se usa un densímetro, el cual trabaja con el principio de funcionamiento de Arquímedes.

3.2.1.1 Densímetro

Los densímetros tienen una masa constante y un tipo de desplazamiento variable, están hechos de vidrio, excepto por la escala, la superficie externa debe ser simétrica con respecto al eje vertical y debe estar completamente seco en el interior cuando se escala y la parte superior del vástago debe estar cuidadosamente rodeada sin engrosamiento innecesario. (ASTM E-100 -95)



Figura 42: Densímetro de inmersión.

Fuente: ASTM E-100

3.2.1.1.1 Escala: En la escala del densímetro solo se usa papel, pero no se usa papel sulfito, las basculas puede estar anclada mediante el diseño, que previene moverse, de lo contrario se fijara con un cemento que no ablandará below 103 °c y no se deteriorada con el tiempo. (ASTM E-100 -95)

3.2.1.2 Densímetro bajo la norma ASTM E-100 -95

El densímetro se rige por la norma ASTM 100-95. La gravedad específica debe estar graduada e indicada en el radio de la masa por unidad de volumen. A una misma temperatura fijada en la masa y un volumen en gas con agua destilada a una misma temperatura. Se puede visualizar en la tabla 34 la gravedad específica de densímetro. Además la gravedad específica se encuentra expresada en Kg/m³

Tabla 34: Gravedad específica del densímetro.

| Gravedad específica del densímetro | |
|---|---------------------|
| Para uso general | |
| Para alcoholes | |
| 98H-62 | 0.950 y 1000 |
| Para líquidos pesados | |
| 111H-62 | 1,000 a 1,050 |
| 112 H-62 | 1,050 a 1,100 |
| 113 H-62 | 1,100 a 1,150 |

| | |
|----------|----------------|
| 114 H-62 | 1.150 a 1,200 |
| 115 H-62 | 1,200 a 1.250 |
| 116 H-62 | 1,250 a 1,300 |
| 117 H-62 | 1,300 a 1,350 |
| 118 H-62 | 1,350 a 1,400 |
| 119 H-62 | 1,400 a 1,450 |
| 120 H-62 | 1,4 50 a 1,500 |

Fuente: ASTM E-100-95

3.2.1.3 Calibración de densímetros de inmersión

Todos los densímetros funcionan con el principio de Arquímedes y este no es la excepción. Los densímetros de inmersión, contienen un cuerpo cilíndrico de vidrio, con un bulbo en la parte inferior; además en la parte superior existe un vástago, donde se encuentran las escalas de valores marcadas, correspondientes a la densidad del fluido a medir. (Guzman, 2010)

El método de comparación directa utilizada, es el método de Cuckow; el cual consiste en la inmersión de un densímetro en diferentes líquidos de referencia, con densidades y temperaturas conocidas (Guzman, 2010). Estos líquidos de referencias son: agua destilado, etanol absoluto, iso octano, entre otros.



Figura 43: *Densímetro de inmersión sumergido en un líquido de referencia*

Fuente: (Guzman, 2010)

La calibración de los densímetros de inmersión, se evalúan tres puntos de la escala del instrumento, iniciando desde la parte inferior y sumergiendo el densímetro progresivamente. Para calibrar un punto del densímetro utilizamos la siguiente ecuación, con la temperatura de referencia ya conocida, utilizando el método de Cuckow:

$$\rho_x = (\rho_p - \rho_a) \left(\frac{mg + \pi D \gamma_x}{mg - m'g + \pi D \gamma_p} \right) + \rho_a \quad (35)$$

Figura 44: Método de Cuckow

Fuente: (Guzman, 2010)

Donde:

ρ_x = Densidad del punto de la escala a calibrar (g / cm³)

ρ_a = Densidad del aire (g/ cm³)

m = Masa del densímetro en el aire (Kg)

m' = Masa del densímetro aparente en el punto que se calibra (Kg)

D: Diámetro del cuello del densímetro (m)

γ_x : Tensión superficial del líquido de trabajo (N/m)

γ_p : Tensión superficial del líquido patrón (N/m)

π : (3,1415)

g : Gravedad (m/s²).

Ahora si la densidad del líquido patrón es mayor al rango del densímetro de inmersión, se debe adicionar un peso extra, de tal forma que este no se vea afectando por la fuerza de empuje y haya una nulidad en el proceso. Para este caso utilizamos la siguiente ecuación:

$$\rho_x = (\rho_p - \rho_a) \left[\frac{mg + \pi D \gamma_x}{(m + m^+)g - m'g + \pi D \gamma_p} \right] + \rho_a$$

Figura 45: Método de Cuckow variado

Fuente: (Guzman, 2010)

Agregándole a la ecuación un m+, que se refiere a la masa total del lastre en Kg. Los otros valores de la ecuación, ya son conocidos.

3.2.2 Peso específico (γ)

Se refiere a la relación entre el peso y volumen de un cuerpo, dado por la siguiente ecuación:

$$\gamma = w/ V \quad (36)$$

Como $w=mg$; entonces $\gamma =mg/V$, entonces esto sería $\gamma= \rho g$. m: masa; g: gravedad. Existen formas de determinar el peso específico. El método de medición indirecto, se realiza utilizando la ecuación 36, donde se encuentra el peso y el volumen del fluido; además hallando la densidad del fluido, multiplicada por la gravedad, se obtiene el peso específico. Esta densidad, la podemos determinar de forma más practica con el picnómetro, que es un instrumento de medición volumétrico. (Mataix, 2006)

3.2.2.1 Picnómetro

El picnómetro como instrumento volumétrico se debe realizar una calibración o verificación para prevenir mediciones erradas. Se utiliza agua destilada como referencia, para realizar el procedimiento.



Figura 45: *Picnómetro*

Fuente:

3.2.2.2 Calibración de Picnómetro, utilizando la norma ASTM 70-03

Para hacer la calibración del picnómetro a través de la normal se debe tener en cuenta los siguientes pasos:

- Limpie, seque y pese a fondo el picnómetro el más cercano 1 mg.
- Designe esta misma masa y retire el vaso de precipitados del baño de agua.
- Llena el picnómetro con agua destilada o des ionizada recién hervida, colocando el tapón flojamente en el picnómetro.
- Colocar el picnómetro en el vaso de precipitados y presione el tapón firmemente en su lugar. Regrese el vaso de precipitados al baño de agua.
- Permita que el picnómetro permanezca en el agua durante un período de 30 minutos.
- Retire el picnómetro, seque inmediatamente la parte superior del tapón con una toalla seca y luego seque rápidamente el área exterior restante del picnómetro y pesa al 1 mg más cercano.

Cálculos

La aproximación de la gravedad específica es de 0,001.

$$sg = \frac{C - A}{(B - A) - (D - C)}$$

Donde:

sg : gravedad específica

A: peso del picnómetro (incluido el tapón).

B: peso del picnómetro con agua.

C: peso del picnómetro parcialmente lleno con asfalto.

D: Peso del picnómetro con asfalto y con agua

Para calcular la densidad (ρ) en el picnómetro se debe hacer lo siguiente utilizando la aproximación de 0,001

$$\rho = sg * W_T$$

W_T = peso unitario del agua a la temperatura de ensayo en las unidades deseada

Tabla 35: Peso unitario del agua

| Temperatura de ensayo °C (f) | Peso unitario del agua g/cm ³ (lbs/gal) |
|---------------------------------|---|
| 15,6 (60) | 0,9990 (8,337) |
| 25 (77) | 0,9971 (8,321) |

Fuente: ASTM 70-03

Precisión y tolerancia

Tabla 36: Repetitividad

| ° C (°F) | Desviación típica (IS) | Diferencia max entre 2 ensayos (D28) |
|-----------|---------------------------|---|
| 15,6 (60) | 0,0013 | 0,003 |
| 25 (77) | 0,00082 | 0,002 |

Fuente: ASTM 70-03

Tabla 37: Reproducibilidad

| ° C (°F) | Desviación típica (IS) | Diferencia max entre 2 ensayo (D28) |
|-----------|---------------------------|--|
| 15,6 (60) | 0,0024 | 0,007 |
| 25 (77) | 0,0019 | 0,005 |

Fuente: ASTM 70-03

3.2.3 Densidad relativa o Gravedad específica. (sg)

Cuando se utiliza el término gravedad específica, el fluido de referencia es el agua pura a 4° C. A esta temperatura, el agua posee su densidad más grande. La gravedad específica o densidad relativa consta de dos definiciones, las cuales son:

1. Es el cociente de la densidad de una sustancia entre la densidad del agua a 4° C:

$$sg = \rho / \rho_{H_2O \text{ a } 4^\circ C} \quad (39)$$

2. Es el cociente del peso específico de una sustancia entre el peso específico del agua a 4° C.

$$sg = \gamma / \gamma_{H_2O \text{ a } 4^\circ C} \quad (39)$$

La gravedad específica se calcula a través de una medición indirecta, si bien no existe claramente un instrumento de medición óptimo para hallar esta propiedad;

Ahora se tiene que la densidad absoluta se mide con un densímetro o picnómetro, a partir de esto podemos calcular la densidad relativa o gravedad específica, reemplazando en las ecuación. 39. (Young & Freedman, 2008) En la tabla 38, se observa densidades de algunos fluidos. Cabe mencionar que esta propiedad es adimensional, es decir no posee unidad alguna.

Tabla 38: Densidad relativa de algunos fluidos

| Fluidos | Densidad relativa | Temperatura(°C) |
|--------------------|-------------------|-----------------|
| Agua dulce | 1,00 | 4 |
| Agua de mar | 1,02 – 1,03 | 4 |
| Gasolina ordinaria | 0,70 – 0,75 | 15 |
| Alcohol sin agua | 0,79 – 0,80 | 15 |
| Glicerina | 1,26 | 0 |
| Aceite lubricante | 0,89 – 0,92 | 15 |
| Mercurio | 13,6 | 0 |

Fuente: (Mataix, 2006)

Ejemplo de Gravedad específica o Densidad relativa

Un contenedor tiene un peso de 0,5 lb y un diámetro de 4 pulgadas, cuando está vacío. Si se llena con gasolina a una profundidad de 6,0 pulgadas y tiene un peso de 5.8 lb. Halle la gravedad de la gasolina.

Solución:

Para este problema necesitaremos utilizar esto: $sg = \gamma / \gamma_4 \text{ } ^\circ \text{C}$; Pero primero calculemos el peso específico de la gasolina:

$$\begin{aligned} \gamma &= (5,8 - 0,5)\text{lb} / [\pi(4,0\text{pul})^2/4 (6,0)] \\ \gamma &= 5,3 \text{ lb} / [12,566\text{in}^2 * 6,0\text{in}] = 5,3\text{lb} / 75,396\text{in}^3 \\ \gamma &= 0,070 \text{ lb} / \text{in}^3. \text{ Ahora se convierte } 0,070 \text{ lb} / \text{in}^3 \text{ a } \text{lb} / \text{ft}^3 \end{aligned}$$

$$0,070\text{lb}/\text{in}^3 * 1728 \text{ in}^3 / 1\text{ft}^3 = 120,96 \text{ lb}/\text{ft}^3$$

Peso específico del agua: 62.4 lb/ft³ a 4°C

Ahora, tenemos que:

$$Sg = 120,96/62.4 = 1,9$$

3.2.4 Volumen Específico (v):

Se define como el volumen ocupado por unidad de masa de un cuerpo. Se determina mediante una medición indirecta, la cual se puede calcular con un instrumento volumétrico,

dependiendo de la cantidad y la clase de fluido y una balanza que permita, medir la cantidad de masa. (Mott, 2006)Esta dada por la siguiente ecuación:

$$v = V/m \quad (40)$$

Además esta propiedad es inversa a la densidad absoluta:

$$v = 1 / \rho \quad (41)$$

3.2.5 Compresibilidad (β)

Se refieren al cambio de volumen (V), de una sustancia que está sujeta a un cambio de la presión que se ejerce sobre ella. La cantidad usada normalmente para medir este fenómeno es el modulo volumétrico de elasticidad o, simplemente, modulo volumétrico, E :

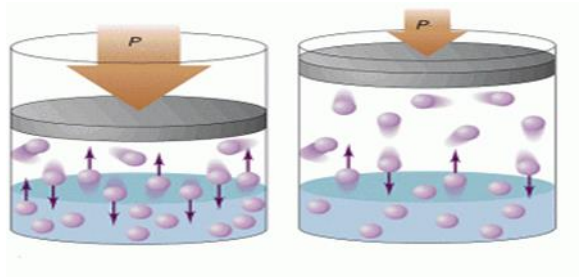


Figura 46: *Compresibilidad*
Fuente: (Mataix, 2006)

Las unidades que posee el modulo volumétrico de elasticidad es igual a la presión, ya que ΔV y V , posee las mismas unidades. Cabe mencionar que el modulo volumétrico no aplica normalmente a los gases y se debe aplicar a los principios de la termodinámica para determinar el cambio en el volumen de un gas debido a un cambio de presión.

$$E = \frac{\Delta p}{(\Delta V)/V} \quad (42)$$

Ejemplo: Calcule el cambio de presión que debe aplicarse al agua para cambiar su volumen en 2,0 %.

Solución: El cambio de 2,0% en el volumen indica que $\Delta V / V = - 0,02$. Entonces el cambio de presión requerido es:

$$\Delta p = -E\{(\Delta V)/V\} = [-316000 \text{ lb/pulg}^2] * [-0,02] = 6320 \text{ lb/pulg}^2$$

3.2.6 Viscosidad (η)

Se refiere a las colisiones de un fluido, ejerciendo un cambio de velocidad, el cual se provoca una resistencia en el movimiento.



Figura 47: *Viscosidad*

Fuente: (Zeballos Quispes, 2016)

3.2.6.1 Medición de la viscosidad

Existen numerosos procedimientos y equipos para medir la viscosidad. Algunos utilizan diferentes formas en la medición de la viscosidad como mecánica de fluido; otros emplean valores relativos de la viscosidad, comparando fluidos de diferentes naturalezas. Sin embargo el dispositivo para el comportamiento de un fluido, se denomina viscosímetros o reómetros. Ahora de forma, general mencionaremos los medidores de viscosidad más comunes:

3.2.6.1.1 Medidores de viscosidad capilares: Miden la viscosidad del líquido a través de un tubo fino. El tiempo que transcurre al desplazamiento del líquido es de total importancia, se necesita que el fluido pase por el tubo capilar de diámetro y longitud conocida, sujeta a una diferencia medida y constante de presión. En esta medición, se determina la viscosidad cinemática de un fluido.

3.2.6.1.2 Medidores de viscosidad rotacional: Esta medición funciona a partir de la fuerza en que un objeto inmerso gira en un fluido, indicando la viscosidad del fluido; pues se hace girar un cuerpo en el fluido sumergido y lo que se mide es la fuerza con la que se gira este cuerpo. Factores como la geometría del cuerpo, rotación regular, velocidad de rotación, tamaño de recipiente, permiten determinar la viscosidad dinámica de un fluido.

3.2.6.1.3 Medidores de viscosidad Stabinger: Son medidores de viscosidad rotacional mejorados. El cilindro en su interior es más ligero que el líquido al cual se desea examinar, por lo tanto los medidores de viscosidad Stabinger flotan, debido a la fuerza centrífuga.

Ahora existen marcas y distintas clases de Viscosímetro según el fluido que se requiera medir, pero el más utilizado es el viscosímetro Brookfield, que trabaja como medidor de viscosidad rotacional, determinando la viscosidad de los fluidos a través de la fuerza para hacer girar la punta o plato que se encuentra sumergida en alguna solución o fluido.



Figura 48: *Viscosímetro de Brookfield*

Fuente: (Universidad Autonoma de Coahuila, 2016)

3.2.6.2 Calibración de un viscosímetro de Brookfield bajo la norma AASHTO T316-04

Para la calibración de este viscosímetro rotacional el metròlogo, o cualquier personal calificado, para realizar esta operación deberá tener en cuenta factores como:

- Condiciones Ambientales
- Sustancia de referencia
- Instrumentos diferentes a viscosímetro de Brookfield, deben estar calibrados.
- Análisis y resolución de la calibración, mediante sistemas estadísticos cuantificables, es decir el uso de las incertidumbres.

Ahora los viscosímetros de Brookfield, determinan la viscosidad de los fluidos midiendo la fuerza operativa de giro del elemento inmerso, en el fluido de prueba. El elemento inmerso en el líquido de prueba se denomina husillo, que gira por un resorte el cual está bajo la acción de un motor síncrono, este resorte se encuentra calibrado (Trujillo, Scmind, Lazos , & Galvan, 2008). La deformación del resorte es observada analógicamente y su deformación es proporcional a la viscosidad del fluido.

La calibración de los viscosímetros Brookfield, incluye un Factor F, el cual se refiere a una constante de combinación husillo/velocidad seleccionada a esta clase de viscosímetros, la cual está dada por la siguiente ecuación :

$$F = \eta_R / L_R \quad (43)$$

Donde L_R : Lectura de viscosidad dinámica en el viscosímetro, usado en un líquido de referencia, velocidad, husillo y tamaño de la muestra determinados

La magnitud con mayor referencia en esta calibración es la temperatura (T), la cual posee una relación directa a la viscosidad de líquido de referencia, entonces cabe decir, si existe un aumento de temperatura resulta un aumento o disminución de la viscosidad. Este cambio está dado por $\Delta\eta_R$ en la siguiente relación:

$$\Delta\eta_R = - \eta_R U_R \Delta T \quad (44)$$

Donde ΔT , es la diferencia de la temperatura entre la temperatura que se realiza la calibración y la temperatura del líquido de referencia mencionada en el certificado. Si durante la calibración, el fluido trabaja con una temperatura estable a 25 °C y el fluido de referencia está certificado a 25°C, lo cual, la diferencia entre temperatura del fluido y la del patrón de referencia debe ser cero, aunque existe una tolerancia de temperatura de 0,5 °C .

Existe un coeficiente de la temperatura de la viscosidad del líquido de referencia (U_R):

$$U_R = - 1/\eta_R (d\eta_R / dT) \quad (45)$$

Ahora, dadas estas relaciones, la viscosidad relacionada con la temperatura durante la calibración, se determina por:

$$\eta_R = (\eta_{MR} - \eta_{MR}) U \Delta T \quad (46)$$

Donde η_{MR} , es la viscosidad a la temperatura de referencia. Siendo así, luego de obtener las variaciones de la temperatura de calibración y la temperatura nominal del líquido de referencia, se obtiene la siguiente expresión:

$$F = F(\eta, L, \Delta T) = [(\eta_{MR} - \eta_{MR}) U_R \Delta T] / L_R$$

Ejercicios:

- 1) Si se pidiera que verificaras la viscosidad del aceite SAE 10W. ¿A qué temperaturas deberías hacer las mediciones?
- 2) Convierta una medición de viscosidad de $3,8 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ en las unidades de $\text{lb} \cdot \text{s} / \text{pie}$

3.2.7 Tensión Superficial (τ):

Esta se define como la fuerza superficial normal por unidad de longitud. La tensión superficial como su nombre lo indica, causa tensión en la superficie del líquido, donde el fluido entra en contacto con otro fluido no miscible. La procedencia de esta particular característica se debe a las fuerzas de cohesión entre las moléculas y la fuerza de adhesión del fluido al sólido.



Figura 50: *Tensión superficial*

Fuente: (Torres Papaqui, 2013)

La tensión superficial es la responsable de la forma esférica que adoptan las gotas de agua. Cuantitativamente, la tensión superficial, se mide como el trabajo entre unidad de área que se requiere al momento de llevar las moléculas a la superficie. Las unidades aplicadas son la Fuerza por la longitud, como N/m.

Tabla 39: *Tensiones superficiales a 20°C*

| Líquido | Coefficiente de tensión superficial (N/m) |
|------------------------------------|---|
| Agua con aire húmedo | 0,0741 |
| Mercurio con agua | 0,375 |
| Alcohol con agua | 0,02 |
| Solución con jabón con aire | 0,03 |

Fuente: (Mott, 2006)

Ejemplo:

El etanol a 20°C se eleva a una altura 3,8 cm en un tubo capilar cuyo radio es de 0,2 mm. Calcular la tensión superficial a 20°C .La densidad del etanol a 20°C es 0,78 g/cm³

Solución: Primeramente se debe analizar y organizar la información

Datos conocidos:

t: 20°C

r: 0,2 mm = 0,0002 m

h: 3,8 cm =0,038m

g: 9,81 m/s²

Ahora según lo dado por el problema se sugiere que se conviertan todas las unidades de cada magnitud en el SI:

$\rho_{\text{etanol}} : 0,789 \text{ g / cm}^3 = 789 \text{ Kg/m}^3$

$\rho_{\text{aire}} : 0,001 \text{ g/cm}^3 = 1 \text{ Kg/ m}^3$

Incógnita:

τ : ?

Se procede al planteamiento del problema con lo siguiente:

$$\begin{aligned}\Delta\rho &= \rho_{\text{etanol}} - \rho_{\text{aire}} \\ \Delta\rho &= (789 - 1) \text{ Kg/m}^3 \\ \Delta\rho &= 788 \text{ Kg/m}^3\end{aligned}$$

Luego de calcular las diferencias de densidades, se utiliza la siguiente ecuacion:

$$\tau = \frac{1}{2} r \left(h + \frac{r}{3} \right) \Delta\rho g$$

Reemplazando

$$\gamma = \frac{1}{2}(0,0002 \text{ m}) * [0,038 \text{ m} + (0,0002\text{m})/3] * (788\text{Kg/m}^3) * (9,81 \text{ m/s}^2)$$

$$\gamma = (0,0001 \text{ m}) * (0,038\text{m}) * (788 \text{ Kg/ m}^3) * (9,81\text{m/s}^2)$$

$$\gamma = (0,0000038\text{m}^2) * (7730,28 \text{ N/m}^3)$$

3.3 PRESION

La presión es la fuerza que ejerce un líquido sobre su área, el cual se expresa en el Sistema Internacional de Unidades (SI), como (N/m^2) , dado que Newton (N) es la fuerza (ω) ejercida sobre el área (A):

$$P = \omega / A \quad (46)$$

3.3.1 Unidades de Medición para La Presión:

Anteriormente observamos que la presión será la relación entre N/m^2 , esta magnitud derivada, equivale a 1 Pascal es decir $[(N/m^2) = Pa]$, el cual es la unidad de presión para el sistema internacional de unidades. (Mott, 2006) Sin embargo la unidad de presión pascal (Pa), es demasiado pequeña en nuestro medio; por lo tanto se utiliza algunos submúltiplos, como Kilo (K), Mega (M), y si es necesario Giga (G); lo cual están expresado de la siguiente forma:

$$1KPa = 1000 Pa$$

$$1MPa = 1000000 Pa = 10^6 Pa$$

$$1GPa = 10^9 Pa$$

Para los europeos, una de las unidades de presión utilizada es el bar, atmosfera estándar (atm) y el Kilogramo fuerza por centímetro cuadrado (Kgf/cm^2); no obstante cabe mencionar que en América Latina y otras partes del mundo son de utilidad:

$$1bar = 100000 Pa = 10^5 Pa$$

$$1 bar = 10^{-1} MPa = 10^2 KPa$$

$$1 atm = 101325 Pa = 1,01325 bar$$

$$\begin{aligned} 1 Kgf / cm^2 &= 9,807 N / cm^2 = 9,807 \times 10^4 N/m^2 = 9,807 \times 10^4 Pa \\ &= 0,9807 bar \\ &= 0,9679 atm \end{aligned}$$

En el sistema inglés la unidad de presión para fluidos es $[Psi = lbf / pul^2]$. (La Guía Metas, 2006) Esta unidad se utiliza respectivamente en medidores de presión en fluidos y para los neumáticos de los automóviles; además posee equivalencias con las anteriores unidades:

$$1 atm = 101325 Pa = 101,325 KPa = 1,0135 bar = 14,696 Psi$$

Ejemplo:

La presión de un objeto cuadrado con un fluido desarrolla una potencia de 10 MPa. Calcular la fuerza que ejerce dicho fluido, si las dimensiones del objeto son 12 mm * 12 mm.

Solución: Primeramente se debe convertir los 12 mm a m

$$12mm = 0,012 m.$$

Ahora se procede calculando el área del objeto, suponiendo que su forma geométrica es cuadrada:

$$A = 0,012 \text{ m} * 0,012\text{m}$$

$$A= 1,44*10^{-4} \text{ m}^2$$

Entonces utilizando la ecuación, tenemos

$$P = \omega / A$$

Despejando ω :

$$\omega = P * A$$

Reemplazando:

$$\omega = 10*10^6 \text{ N/m}^2 * 1,44 * 10^{-4} \text{ m}$$

$$\omega = 1440 \text{ N}$$

3.3.2 Presión manométrica, atmosférica y presión absoluta

Existe una presión general, la cual está en posición del cero absoluto, esta se denomina, **presión absoluta**. La mayoría de los instrumentos se calibran para medir presión atmosférica en cero, de esta manera indica la diferencia entre presión absoluta y presión atmosférica local, lo cual se denomina, **presión manométrica o relativa**. (Cimbala & Cengel, 2006) En el sistema inglés es muy frecuente que utilicen Psia, que es la presión manométrica en base a la presión absoluta y el otro termino es Psig que es presión manométrica, *gage*. Estas presiones se encuentran ilustradas en la figura 50

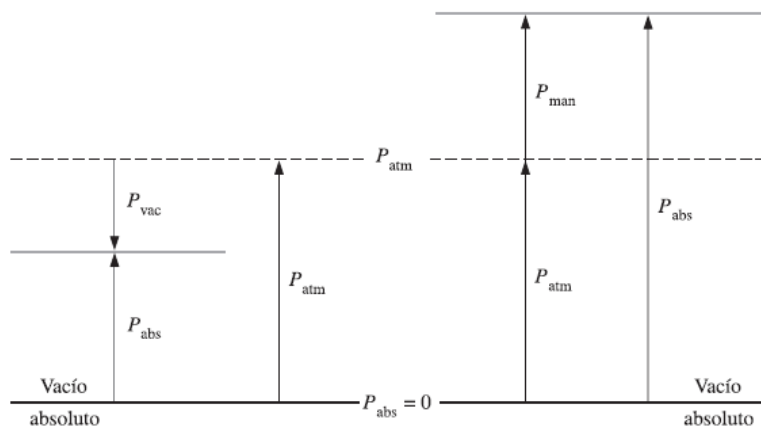


Figura 50: Presión absoluta, atmosférica, manométrica y vacuométrica

Fuente: (Cimbala & Cengel, 2006)

Ahora. ¿Qué pasa con las presiones que este por debajo de la atmosférica?

En física no existen presiones negativas, sucede que estas presiones están por debajo de la presión atmosférica, la se denominan **presión vacuométrica**. Como la presión absoluta es la presión general, entonces es la suma de la presión manométrica y la presión atmosférica local:

$$P_{abs} = P_{man} + P_{atm} \quad (47)$$

Para la presión vacuométrica se calcula a partir de:

$$P_{vac} : P_{atm} - P_{abs} \quad (48)$$

3.3.3.1 Aplicación de la presión, manométrica:

Existen dos formas de calcular la presión manométrica. El primer método es mediante una medición indirecta, la cual se utilizan manómetros en tubos en U, de cualquier tipo; los cuales permiten determinar la presión a partir de líquidos pesados como: mercurio (Hg), agua (H₂O), alcohol o aceite, como lo ilustra la figura 51. ASME B40.100 - 2005

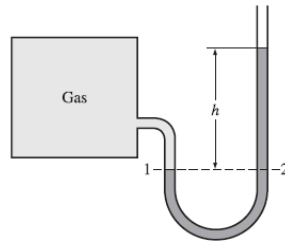


Figura 51: Manómetro de tubo en U
Fuente: (Cimbala & Cengel, 2006)

El manómetro en U, como se muestra en la figura 51, es utilizado para calcular la presión del tanque, el cual contiene aire. Si bien, cabe mencionar que en los gases los efectos gravitacionales son despreciables y como lo muestra la figura la posición 1, será la presión del tanque, sabiendo que cualquier punto de este no varía.. La presión se ve reflejada principalmente con la altura, entre más profundo sea, esta aumentara, como lo muestra la figura 52

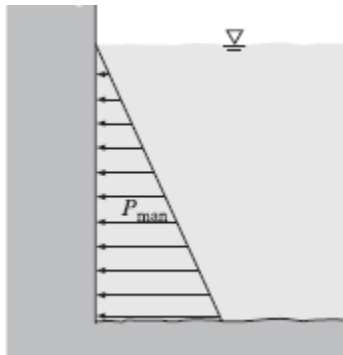
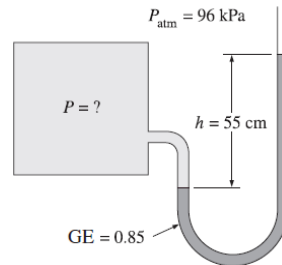


Figura 52: Variación de la presión debido a la altura
Fuente: (Cimbala & Cengel, 2006)

Ahora si un cuerpo u cualquier fluido se encuentre a la misma altura, la presión en ambos será igual, eso quiere decir que la posición 1 y 2, tendrán la misma presión ($P_1 = P_2$). Además se debe tener en cuenta que dependiendo el fluido, sea mercurio, aceite, agua; se tendrá en cuenta la densidad del fluido, es decir la presión manométrica estará compuesta por la gravedad (g), la densidad del fluido (ρ) y la altura de la columna en U:

$$P_{man} = \rho gh \quad (49)$$

Ejemplo: Se utiliza un manómetro para medir la presión de un tanque. El fluido posee una gravedad específica de 0,85 y la elevación de la columna del manómetro es de 55 cm, como lo muestra la figura. Si la presión atmosférica local es de 96 KPa. Determine la presión absoluta del tanque:



Solución: Nótese que es la figura 51, solamente se le agrego valores numéricos. Ahora para encontrar la presión absoluta, utilizamos la ecuación tal y reemplazando $P_{man} = \rho gh$, tenemos que:

$$P_{abs} = \rho gh + P_{atm}$$

La ecuación 47, permitirá calcular la presión de fluidos en manómetros en U. Ahora se quiere organizar y plantear el problema de la siguiente forma:

$$P_{atm} = 96 \text{ KPa} = 96000 \text{ Pa}$$

$$h: 55 \text{ cm} = 0,55 \text{ m}$$

GE = sg = Gravedad específica del fluido es: 0,85

Para calcular la densidad del fluido se debe multiplicar la gravedad específica (sg) por la densidad del fluido (ρ_f) de referencia que es el agua:

$$\begin{aligned} \rho_f &= sg * \rho_{H_2O} \\ &= (0,85 * 1000 \text{ Kg} / \text{m}^3) \\ &= 850 \text{ Kg} / \text{m}^3 \end{aligned}$$

Ahora teniendo el valor de cada variable, se procede a reemplazar en la ecuación:

$$\begin{aligned} P_{abs} &= (850 \text{ Kg/m}^3) * (9,81 \text{ m/s}^2) * (0,55\text{m}) + 96000 \text{ Pa} \\ &= 8338,5 \text{ N/m}^3 * (0,55\text{m}) + 96000 \text{ Pa} \\ &= 4586,175 \text{ N/m}^2 + 96000 \text{ Pa} \\ &= 4586,175 \text{ Pa} + 96000 \text{ Pa} \\ P_{abs} &= 100586,175 \text{ Pa} = 100,58 \text{ KPa} \end{aligned}$$

Del ejemplo anterior podemos sacar varias conclusiones:

- 1) La presión manométrica en el tanque es de 4596,175 Pa
- 2) Cuando se multiplica gravedad relativa por la densidad del líquido de referencia, obtenemos la densidad del fluido.

$$P_{man} = \rho g h$$

Ejercicios: El agua en un tanque se presuriza con aire y se mide la presión con un manómetro de fluidos múltiples, como se observa en la figura 52. El tanque que esta una montaña a una altitud 1400 m, donde la presión atmosférica es de 85,6 KPa. Determine la presión del aire en el tanque si $h_1 = 0,2$ m, $h_2 = 0,3$ m y $h_3 = 0,45$ m. Tome las densidades del agua, el aceite y el mercurio como 10^3 Kg/m³, 850 Kg/m³ y 13600 Kg/m³.

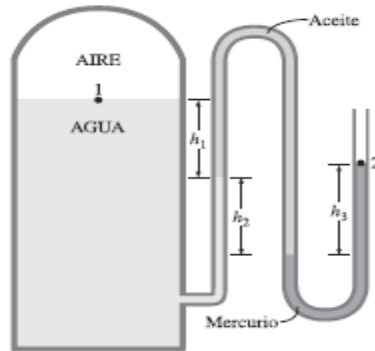


Figura 53: Presión manométrica con fluidos múltiples
Fuente: (Cimbala & Cengel, 2006)

Solución: Primeramente se debe interpretar y plantear el problema de la siguiente manera:

Datos conocidos

$h_1 = 0,2$ m
 $h_2 = 0,3$ m
 $h_3 = 0,45$ m

$P_{atm} = 85,6$ KPa

Incógnita

Presión del aire : P_{aire}

El problema proporciona las densidades según sea la sustancia, pero si bien se dijo en el ejemplo anterior, que se trata de pesos específicos (γ), correspondiente al agua, aceite y mercurio (Hg):

$\rho_{agua} = 10^3$ Kg/ m³
 $\rho_{aceite} = 850$ Kg/ m³
 $\rho_{Hg} = 13600$ Kg/m³

Ahora la ecuación que se necesita para describir el problema será:

$$P_{aire} + \rho_{agua} gh_1 + \rho_{aceite} gh_2 - \rho_{Hg} gh_3 = P_{atm}$$

Reemplazando las variables por valores numéricos, tenemos que:

$$P_{aire} + [(10^3 \text{ Kg/m}^3 * 9,81 \text{ m/s}^2 * 0,2\text{m}) + (850 \text{ Kg / m}^3 * 9,81 \text{ m/s}^2 * 0,3\text{m}) - (13600 \text{ Kg/m}^3 * 9,81 \text{ m/s}^2 * 0,45 \text{ m/s}^2)] = P_{atm}$$

Se despeja P_{aire} y reduce los valores, de esta manera se observa lo siguiente:

$$P_{\text{aire}} = P_{\text{atm}} - [(10^3 \text{ Kg/m}^3 * 9,81 \text{ m/s}^2 * 0,2\text{m}) + (850 \text{ Kg / m}^3 * 9,81 \text{ m/s}^2 * 0,3\text{m}) - (13600 \text{ Kg/m}^3 * 9,81 \text{ m/s}^2 * 0,45 \text{ m/s}^2)]$$

$$= 85600\text{Pa} - [(9810 \text{ N/m}^3 * 0,2\text{m}) + (8338,5 \text{ N/ m}^3 * 0,3 \text{ m}) - (133416 \text{ N/m}^3 * 0,46 \text{ m})]$$

Se debe prestar mucha atención en las unidades, puesto que es necesario saber en que esta expresado cada valor numérico, lo que se ilustra dentro de cada paréntesis es: $[\text{N/m}^3 * \text{m}]$. El cual m^3 , se cancela con m ($1/\text{m}^3 * \text{m}$), dando como resultado $[\text{N/m}^2 = \text{Pa}]$:

$$P_{\text{aire}} = 85600 \text{ Pa} - [2943 \text{ Pa} + 2501, 55 \text{ Pa} - 61371, 36]$$

$$= 85600\text{Pa} - [-55926, 81]$$

$$P_{\text{aire}} = 141526,81 \text{ Pa}$$

Ejercicios: Se mide la diferencia de presión entre un tubo de aceite y uno de agua con un manómetro de doble fluido, como se muestra en la figura tal. Para las alturas y las gravedades específicas dadas de los fluidos. Calcule la diferencia de presión $\Delta P = P_2 - P_1$

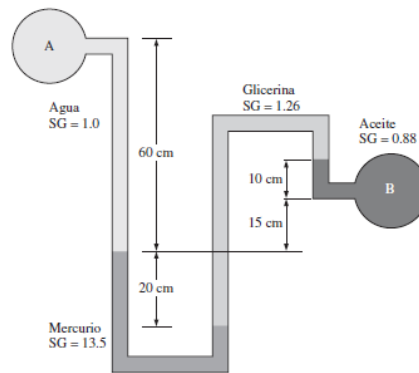


Figura 54: Manómetro diferencial
Fuente: (Cimbala & Cengel, 2006)

Solución: Se plantea y organiza el problema.

Datos conocidos

$$h_1 = 60 \text{ cm} = 0, 60 \text{ m}$$

$$h_2 = 20 \text{ cm} = 0, 20 \text{ m}$$

$$h_3 = 15\text{cm} = 0, 15 \text{ m}$$

$$h_4 = 10 \text{ cm} = 0,1 \text{ m}$$

$$sg_{H_2O} : 1,0$$

$$sg_{Hg} : 13, 5$$

$$sg_{\text{glicerina}} : 1,26$$

$$sg_{\text{aceite}} : 0,88$$

Incógnita

$$P_A - P_B$$

El ejercicio proporciona las densidades relativas de los fluidos, las cuales se multiplican por la densidad del agua a 4°C y obtenemos el peso específico (γ):

$$\rho_{H_2O} : 1,10 * 1000 \text{ Kg/m}^3 = 1100 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{Hg} : 13,5 * 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{glicerina}} : 1,26 * 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{aceite}} : 0,88 * 1000 \text{ Kg/m}^3$$

En el análisis de ejercicio, se observa que el manómetro con dos puntos cerrado; el del lado izquierdo se denota como punto A y el derecho punto B, con diferentes fluidos. Ahora se procede a realizar la ecuación del manómetro diferencial:

$$P_A + \rho_{H_2O} g h_1 - \rho_{Hg} g h_2 = P_B - \rho_{\text{aceite}} g h_4 + \rho_{\text{glicerina}} g (h_2 + h_3 + h_4)$$

Despejando $P_A - P_B$

$$P_A - P_B = -\rho_{\text{aceite}} g h_4 + \rho_{\text{glicerina}} g (h_2 + h_3 + h_4) - [\rho_{H_2O} g h_1 - \rho_{Hg} g h_2]$$

Reemplazando cada término de la ecuación, tenemos;

$$= -880 \text{ Kg/m}^3 * 9,81 \text{ m/s}^2 * 0,1 \text{ m} + 1260 \text{ Kg/m}^3 * 9,81 \text{ m/s}^2 * (0,2\text{m} + 0,15 \text{ m} + 0,10\text{m}) - [1100 \text{ Kg/m}^3 * 9,81\text{m/s}^2 * 0,60 \text{ m} - 13500 \text{ Kg/m}^3 * 9,81 \text{ m/s}^2 * 0,20\text{m}]$$

$$= -863,28 \text{ Pa} + 5562,27\text{Pa} - 5886 \text{ Pa} + 26487 \text{ Pa}$$

Como resultado se obtuvo que:

$$P_A - P_B = -6749,28 \text{ Pa} + 32049,27\text{Pa}$$

$$P_A - P_B = 25299,99 \text{ Pa}$$

3.3.4 Instrumentos de medición directa de la presión

Anteriormente observamos el método de medición indirecta los manómetros, a partir de cálculos que determine la presión. Sin embargo el manómetro, es un instrumento utilizado en la medición de la presión en los fluidos, generalmente determina la diferencia de presión entre el fluido y la presión atmosférica. En la figura 55 se observa la forma de un manómetro.



Figura 55: Manómetro de Bourdon.

Fuente: (Centro Español de Metrología, 2010)

3.3.4.1 Norma para calibrar manómetros según Centro Español De Metrología (CEM)

Para calibrar un manómetro según el centro español de metrología se debe hacer bajo condiciones específica, entre el valores de una magnitud por un instrumento de medición y el sistema de medida, verificando que esa medida corresponde a los valores establecido por el patrón. Lo primero que se debe hacer para realizar la calibración es:

- Tener una bomba manual y generar presión hasta que genere un valor cercano al primer punto del instrumento.
- El volumen de la variable se ajusta la presión hasta que se logre la medición buscada o deseada.
- Depende del manómetro se usa los siguiente paso: si el manómetro es analógico se fija la aguja de indicación del instrumento, a los trazos de la escala. Pero si es digital su indicación se fija a través de un patrón.

3.3.4.1.1 Calculo de incertidumbre:

Para calcular la incertidumbre se realiza los siguientes pasos:

- Se determina la magnitud de salida en función de la demás magnitudes es decir la de entrada, realizando la siguiente ecuación para hacer cualquier fallo al momento de la calibración.

$$C_i = P_{Ri} - P_{xi} + \sum_j \delta_j(Pat) + \sum_k \delta_k(Ins) + \Delta_{NR} \quad (50)$$

Figura 56: Corrección final de calibración
Fuente: (Centro Español de Metrologia, 2010)

Donde:

- C_i =es la corrección final de calibración.
- P_{ri} = es el valor de la lectura del Patrón en el punto i.
- P_{xi} : valor de la lectura del instrumento en el punto i.
- $\sum \delta$ (Pat) = es la suma de las correcciones debidas al Patrón, nulas o no, que van a tener contribución en la incertidumbre.
- $\sum \delta_k$ = es la suma de las correcciones debidas al instrumento, nulas o no, que van a tener contribución en la incertidumbre.
- Δ_{NR} =es la corrección por diferencia de alturas entre los niveles de referencia.

3.3.4.1.1.1 Repetitividad de la medida Según centro español de metrología cuando hay falta de repetitividad en el manómetro se utiliza la siguiente formula:

$$u(rep) = \frac{1}{\sqrt{n}} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left(C_i - \frac{\sum_{i=1}^n C_i}{n} \right)^2}{n-1}} \quad (51)$$

Figura 57: Incertidumbre de repetitividad manométrica
Fuente: (Centro Español de Metrología, 2010)

Dónde:

- $u(rep)$ = Incertidumbre aleatoria de tipo A asociada al manómetro.
- N = Número de medidas Procedimiento.
- C_i = Correcciones calculadas en un punto en los diferentes cic.

Tabla 40: Cálculo de la incertidumbre expandida de la corrección de manómetro

| Magnitud | Estimación | incertidumbre típica | distribución de probabilidad | coeficiente de sensibilidad | incertidumbre |
|----------------------------------|------------|----------------------|------------------------------|-----------------------------|---------------|
| X_i | X_i | $u(x_i)$ | | c_i | $u_i(y)$ |
| Repetitividad | | | | | |
| Calibración del patrón | | | | | |
| Deriva del Patrón | | | | | |
| Temperatura del Patrón | | | | | |
| Resolución del manómetro | | | | | |
| Temperatura del manómetro | | | | | |

Histéresis del manómetro

Corrección por nivel de referencia

Fuente:
(Centro Español de Metrología, 2010)

3.3.5 Clasificación de instrumentos de presión:

3.3.5.1 Manómetro de Bourdon:

Instrumento mecánico de medición de presión que emplea como elemento sensible un tubo metálico curvado o torcido de sección transversal aplanada. Un extremo del tubo está cerrado y la presión que se va a medir se aplica por el otro extremo. A medida que la presión aumenta, el tubo tiende a adquirir una sección circular y enderezarse. Los manómetros de Bourdon se utilizan tanto para presiones manométricas que oscilan entre 0-1 Kg/cm² como entre 0 – 10000 Kg/cm² (Mataix, 2006).



Figura 59: *Manómetro de Bourdon.*
Fuente: (Young & Freedman, 2008)

3.3.5.1.1 Calibración De Manómetro De Bourdon Con La Norma ASME B40.100

Para calibrar un manómetro de Bourdon se debe tener en cuenta la siguiente ecuación:

$$C = Pp - Pibc + \rho \cdot g \cdot \Delta h \quad (52)$$

Donde:

- C= Corrección del instrumento bajo calibración
- Pp= Presión del patrón Pibc es la presión del instrumento bajo calibración
- ρ = Densidad del fluido utilizado
- g= Aceleración de la gravedad local
- Δh =Diferencia de alturas entre el patrón y el instrumento bajo calibración

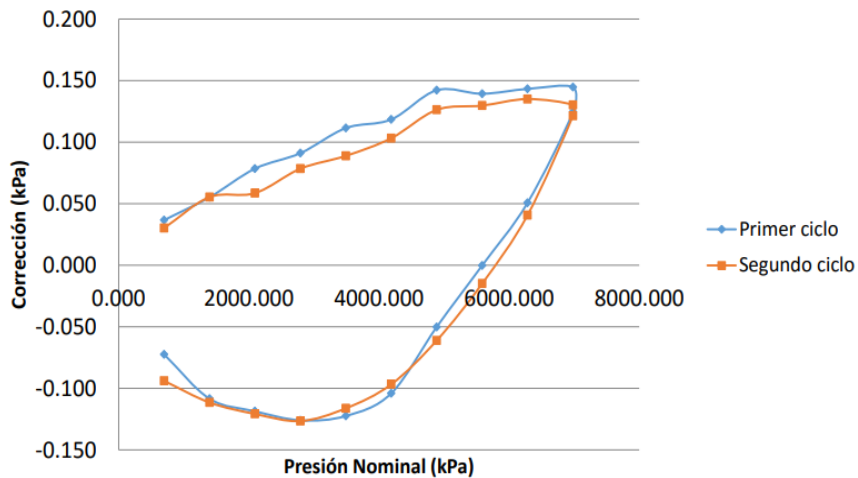


Figura 60: *Estimación de incertidumbre*

Fuente: LACOMET

3.3.5.2 Manómetro de columna de líquido:

Doble columna líquida utilizada para medir la diferencia entre las presiones de dos fluidos. El manómetro de columna de líquido es el patrón base para la medición de pequeñas diferencias de presión. Podemos encontrar manómetros de tubo de vidrio, para la simple indicación de la diferencia de las presiones y el manómetro de mercurio con recipiente metálico. Los tres tipos básicos de manómetros de tubo de vidrio son el de tubo en U (Figura 28), los de tintero y los de tubo inclinado, que pueden medir el vacío o la presión manométrica dejando una rama abierta a la atmósfera. (Mataix, 2006)



Figura 61: *Manómetro columna de líquido.*

Fuente: (Mataix, 2006)

3.3.5.2.1 Herramientas de calibración en un manómetro de columna en líquido.

- Un destornillador
- Manómetro portátil

3.3.5.2.2 Manómetro de columna líquida bajo la norma PCE-P15 / 30 / 50

Para calibrar el manómetro de columna en líquido se debe seguir correctamente los siguientes pasos:

- Verificar que el manómetro interno esté funcionando correctamente.
- Al verificar que el manómetro interno está en óptima condición, se ajusta el nivel de la burbuja, garantizando que este nivelado. Si por algún motivo no está nivelado, se ajustan los tornillos de la pared.
- Se despegan los tubos de presión, del instrumento para así garantizar que al momento de la calibración no haya presión diferencial.
- Ajustar el líquido al nivel cero. Usando la perrilla del instrumento.
- Revisar que los tubos de presión alta y baja no se encuentre bloqueado. Y en la posición correcta. El tubo de la presión baja debe estar dentro del galpón, mientras que de la presión alta afuera.
- Si al comparar la lectura del manómetro del portátil con el manómetro del galpón y llegan a ser iguales, el instrumento se encuentra calibrado.
-

3.3.5.3 Barómetro:

El barómetro es básicamente un manómetro diseñado para medir el aire. También es conocido como tubo de Torricelli. El nombre barómetro fue usado por primera vez por Boyle. (Bentley, 2000)

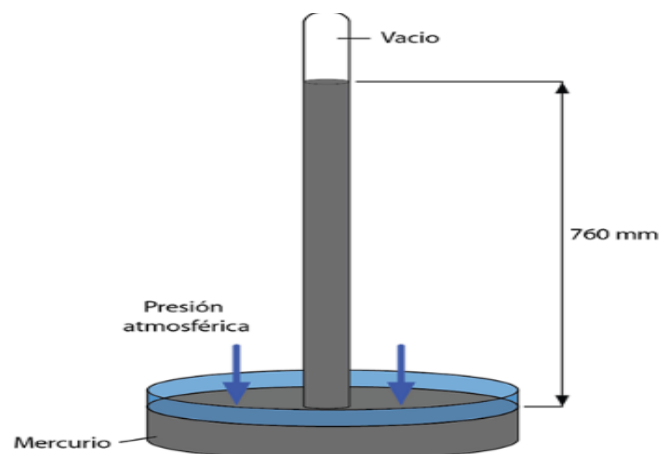


Figura 62: Barómetro

Fuente:

3.3.5.3.1 Calibración del barómetro bajo la norma ICONTEC 4609

Para hacer calibraciones bajo la norma técnica colombiana de debe tener en cuenta una gravedad normalizada, con una aceleración de $9,80665 \text{ m/s}^2$.

Para poder medir la presión atmosférica instantánea se necesita dos tipos de barómetros.

3.3.5.3.1.1 Barómetro de mercurio de fortín: Este instrumento tiene una ventaja con respecto a barómetro aneroide por sus mediciones directas, pero al momento de usarlo debe estar pendiente de la temperatura porque fácilmente se puede desajustar..

3.3.5.3.1.1.1 Uso del barómetro de mercurio en lectura directa

Para hacer mediciones de lectura directa en un barómetro de mercurio, se debe tener en cuenta la altura de la columna de mercurio y la presión de la atmosfera, se determina a través de una ecuación de presión en los puntos 1 y 2.

- Igualación de presiones en $P_a = \rho_m g h = \rho_w g h$
- $\rho_m = \text{gravedad específica} = \rho_m / \rho_w = 13.6$ ($\rho_w = \text{densidad del agua}$)

$$h = P_a / \rho_w g \quad (53)$$

- La presión estándar del mercurio es de 760 mm de mercurio.

$$P_a = 760 \cdot 10^4 \cdot 9,81 \cdot 13,6 / 10^4 \cdot 9,81 = 1013 \text{ bar} \quad (54)$$

3.3.5.3.1.2 Barómetro de aneroide: Este instrumento al momento de hacer sus mediciones es muy fácil y rápido y hacer, no necesita ajustar muchas veces la temperatura, pero su problema es que necesita de calibración periódicamente a diferencia del barómetro de mercurio.

3.3.5.3.1.3 Procedimiento al usar los equipos

- Leer la presión atmosférica que se encuentra en el instrumento a través de la escala graduada, viendo el nivel en la columna de mercurio.
- Tener en cuenta la temperatura ambiente.

Según la norma para poder calibrar el barómetro de la siguiente manera.

- comparar con un patrón secundario y un patrón primario.
- Si el patrón no hace interferencia con el instrumento se puede hacer calibraciones simplemente comparando patrones móviles y fijos.
- La comparación entre el patrón y el instrumento se hace bajo varios tipos de presiones,
- Todo barómetro debe protegerse de golpes, cambio brusco o explosivo, que des calibre el equipo.

- Los gradientes de temperatura en el instrumento debe ser 0,1 km/m tanto horizontal y verticalmente. Sin recibir vibraciones, luz directa ni corrientes de aires.

3.3.5.3.1.4 Precisión y desviación

- En el barómetro de mercurio los patrones primario y secundario se encuentra entre 20 Pa y la precisión del instrumento esta entre ± 10 Pa.
- En el barómetro anerode los patrones primario y secundario se encuentra entre 50 Pa y la precisión del instrumento esta entre ± 50 Pa.

3.3.5.3.1.5 Resultado

- Temperatura ambiente _____ °C presión barométrica _____ mm de Hg

3.3.5.3.1.6 Mediciones aceptables según la norma en barómetros

Las mediciones aceptables que rige la norma son:

Máximo error a 100000 Pa ± 30 Pa

Error máximo a otra presión.

- Que no pase de 80000 Pa ± 50 Pa
- Pasar de 80000 Pa ± 80 Pa

Diferencia entre errores.

- Intervalo de 10000 ± 30 Pa

Exactitud.

- La exactitud de debe bajar de ± 50 Pa durante un año.

Temperatura donde trabajan.

- Este instrumento trabaja bajo temperatura ambiente entre 253 °K y 333 °K y no se somete a temperatura inferiores a 253 °K y su humedad o ambiente relativo debe ser de 0 % al 100 %

3.4 HIDRODINAMICA

3.4.1 Caudal (Q)

Se define como el volumen del fluido por unidad de tiempo,

$$Q = V / t \quad (55)$$

3.4.2. Unidades de caudal:

Las unidades utilizadas en el sistema internacional para el caudal son:

Litros por segundo (L/s)

Litros por minuto (L/min)

Litros por hora (L/h)

Metros cúbicos por hora (m³/h)

Ahora para el sistema ingles se utiliza normalmente:

Galón por segundos (Galón/s)

Galón por minuto (Galón/s)

Galón por hora (Galón/ h)

Pie cubico por segundo (ft³ / s)

Pie cubico por hora (ft³/h)

Existe una relación entre ambos sistemas, es decir la posibilidad de convertir las unidades de caudal en el sistema internacional al sistema inglés y viceversa.

$$1 \text{ galon /h} = 3,785 \text{ L / h}$$

$$1 \text{ ft}^3 / \text{h} = 28,3 \text{ L / h}$$

$$1 \text{ m}^3 / \text{h} = 35,3 \text{ ft}^3 / \text{h}$$

3.4.3 Factores que intervienen en la medición del caudal

En la búsqueda de mejorar los procesos de medición en los fluidos a través de tiempo, se han creado e implementado en la industria y la ciencia, elementos que permitan la indicación de dichos fluido en un medio, donde se pueda controlar. (De Azevedo & Acosta, 1975) En la figura 63, se ilustra un diagrama del proceso de medición de flujo volumétrico, el cual indica las pautas que se debe tener en cuenta para la selección de un medidor de flujo. Por esa razón se debe analizar los factores externos que por generaciones han intervenido en la medición de flujo:

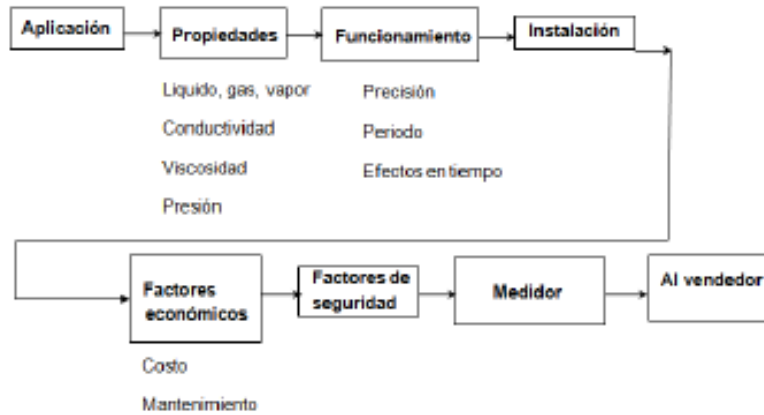


Figura 63: *Procesos en la medición de flujo*
Fuente: (Lopez Lopez, 2011)

3.4.3.1. Tipo de indicación:

En la medición de un dispositivo o instrumento de medición de flujo volumétrico es necesario partir que la indicación o la medición, depende de la clase de dispositivo, exactitud y precisión del mismo, el tipo de fluido y pérdida de energía

3.4.3.1.1 Dispositivos o elementos primarios: Son estructuras hidráulica calibradas, colocada en un canal abierto donde pasa el líquido, permitiendo tener una restricción del fluido. Teniendo relaciones entre profundidad y caudal. Aquí se mencionan algunos medidores de caudal, como: tubo de Venturi, toberas y diafragmas. (Streeter & Wylie, 1996)

3.4.3.1.2 Dispositivos o elementos secundarios: Son aquellos medidores de caudal que permiten medir la altura del nivel de superficie que este fluyendo por un canal, transformando la medida en valores de caudal.

3.4.3.1.3 Perdida de presión

Cada dispositivo o medidor de flujo volumétrico, presenta detalles en su diseño debido al contexto en que se requiera, así será su implementación. Existen muchos medidores de flujo que a pesar que poseen ventajas por su diseño; quizás otros, causan pérdidas de energía, los cuales se verán explicados al abordar los temas. (Streeter & Wylie, 1996)

3.4.3.1.4 Tipo de fluido: La medición de flujo, depende de las propiedades y condiciones del fluido, considerando si es un gas o un líquido.

3.4.3.2 Exactitud: Es de vital importancia que un instrumento arroje valores exactos y precisos y los medidores de caudales no son la excepción. En la industria de petróleo, eléctrica, petroquímica, etc. Una medición incorrecta podría llevar a un mal proceso de calidad y eso generaría pérdidas económicas. (Lopez Lopez, 2011) Para eso es necesario que en las mediciones se conozca las propiedades físicas del fluido y los factores que influyen en ella, por eso en la tabla 41, se muestra las aplicaciones de las mediciones con respecto a la

exactitud de los fluidos, los cuales se dividen en cinco clases, según OIML (Organización Internacional de Metrología Legal):

Tabla 41: *Clases de exactitud según OIML R117*

| Clase | Campo de aplicación |
|-------|---|
| 0,3 | <ul style="list-style-type: none"> • Sistema de medición en tuberías |
| 0,5 | <ul style="list-style-type: none"> • Bombas de despacho de gasolina • Sistema de medición para leche • Sistema de medición en auto-tanques • Sistemas de medición para buque tanques |
| 1,0 | <ul style="list-style-type: none"> • Sistemas de medición para gases licuados (diferentes a los gases licuados de petróleo, LPG), sujetos a presión y a temperaturas mayores que -10°C. • Sistemas de medición de LPG para carga de vehículos • Sistema de medición clasificados como clase 0,3 ò 0,5 bajo las siguientes condiciones: con temperaturas menores que -10°C o mayores que 50°C. • Con fluidos cuya viscosidad dinámica sea mayor que 10³ MPa. • Con flujo menor que 20 L/h. |
| 1,5 | <ul style="list-style-type: none"> • Sistemas de medición para dióxido de carbono licuado. • Sistemas de medición para gases licuados (diferentes a los gases licuados de petróleo, LGP), sujetos a presión y a temperaturas menores que -10°C. |
| 2,5 | <ul style="list-style-type: none"> • Sistemas de medición para líquidos criogénicos |

Fuente: OIML (Organización Internacional de Metrología Legal). R117. *Otros sistemas de medidas que el agua.*

En la tabla 42, se presenta los errores permisibles con respecto a la exactitud aplicable a los sistemas de medición para todos los líquidos empleados en todas las temperaturas y presiones y los flujos en los que se utilizara el sistema sin llevar a cabo ningún ajuste durante las pruebas, eso con respecto a la línea A. Para la línea B, muestra aquellos errores máximos permisibles en una aprobación de modelo y/o verificación inicial del medidor de flujo.

Tabla 42: *Errores máximos permisibles de acuerdo a la clase de exactitud según la OIML R 117*

| CLASES DE EXACTITUD | | | | | |
|---------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0,3 | 0,5 | 1,0 | 1,5 | 2,5 |
| A | ±0,3% | ±0,5% | ±1,0% | ±1,5% | ±2,5% |
| B | ±0,2% | ±0,3% | ±0,6% | ±1,0% | ±1,5% |

Fuente: OIML (Organización Internacional de Metrología Legal). R117. *Otros sistemas de medidas que el agua.*

3.4.4 Medición de Caudal:

Para medir flujo volumétrico es necesario conocer el tipo de conducto o canal, en el cual se va transportar el fluido. Los más utilizados en los sectores de la salud, industria, educación y ciencia son: canales o conductos abiertos y conductos cerrados

3.4.4.1 Caudal en conductos abiertos

Existen algunos métodos que permiten la determinación de flujo volumétrico, como:

3.4.4.1.1 Método del flotador: Se utiliza principalmente en canales, ríos o lugares donde haya cierta cantidad de líquido que en tránsito. En este método, existe un elemento que se encuentra en condiciones de flotar, el cual será arrastrado principalmente en agua, ya sea por la superficie o sumergido parcialmente en ella. El material del flotador puede ser cualquier material que posea menos densidad que el fluido, que en este caso es el agua, pues la idea es observar el desplazamiento del flotador.

Para determinar el caudal, primeramente se toma como referencia una distancia en línea recta, es recomendable demarcar el tramo de la parte a la cual se desea medir en metros (m), es decir un punto de inicio y uno final. (CORANTIOQUIA, 2014) Luego de eso con un cronometro se debe medir el tiempo que transcurre del punto de inicio hasta el punto final y con esto se calcularía la **velocidad de desplazamiento**, dada por la ecuación:

$$V = d / t$$

Donde

d: distancia del flotador de punto inicial al punto final.

t: tiempo transcurrido por el flotador en el desplazamiento

Ya con la velocidad (m/s) conocida se procede en calcular el área del canal o río como lo muestra la ecuación tal.

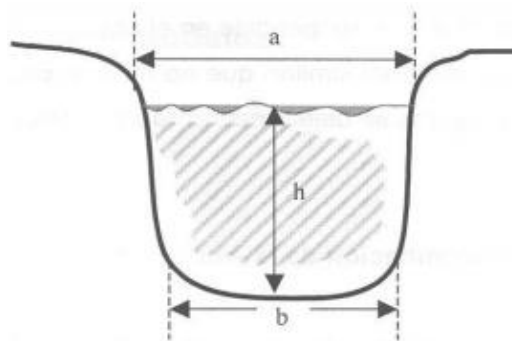


Figura 64: Determinación del área de canales

Fuente: (CORANTIOQUIA, 2014)

En el área (A), se muestran variables como la profundidad del canal (h), el ancho en la superficie (a) y ancho en la profundidad del río (b), a cada una se le debe hacer un promedio, para tener más certeza en la determinación del caudal, además este método posee

limitaciones, debido a que son valores estimados y si se requiere más precisión, quizás este no es el más apropiado. El área está determinada en la siguiente ecuación;

$$A = [(a+b)/2] * h \quad (56)$$

En la determinación del caudal influye un factor muy determinante y es dependiendo del tipo de canal, existirá un factor de corrección debido a la velocidad del flotador.

Tabla 43: Factor de corrección del flotador en base a la velocidad en el canal o río

| Tipo de canal o río | Factor K |
|---|------------|
| Canal revestido en concreto, con profundidad del agua mayor a 15 cm | 0,8 |
| Canal de tierra, profundidad del agua mayor a 15 cm | 0,7 |
| Río o riachuelo con profundidad del agua mayor a 15 cm | 0,5 |
| Ríos o canales de tierra, con profundidad del agua menor a 15 cm | 0,25 – 0,5 |

Fuente: (CHOW, 1994)

Dadas las condiciones, para determinar el caudal (m^3/s), se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q = V * A * K \quad (57)$$

3.4.4.1.2 Método Volumétrico: Permite determinar el caudal, mediante una caída de fluido, utilizando un recipiente con volumen conocido y se mide el tiempo en que se llena el recipiente, como lo muestra la figura 65.



Figura 65: Método volumétrico
Fuente: (CORANTIOQUIA, 2014)

Luego de conocer el tiempo en que se llena el recipiente y sabiendo el volumen del recipiente, se utiliza la ecuación 57

3.4.4.2 Caudal en conductos cerrados

En el uso industrial y específicamente en procesos donde se debe determinar con más exactitud y precisión el flujo volumétrico de conductos cerrados, existen caudalímetros que se clasifican según su funcionamiento y la normatividad que lo rige. Sin embargo la forma como se determina el caudal en conductos abiertos, es totalmente diferente al método de medición de flujos volumétricos en conductos cerrados, debido a que en este último inciden algunos principios físicos y magnitudes, que al momento de realizar la medición varían. (Mott, 2006)

3.4.4.2.1 Principio de continuidad

Para determinar caudales en conductos cerrados, es necesario calcular la velocidad de flujo, la cual posee un método de cálculo denominado principio de continuidad.

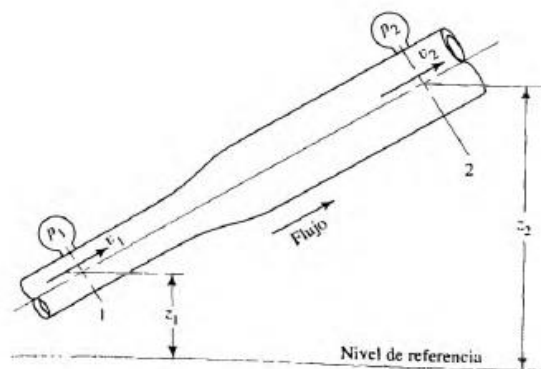


Figura 66: Conducto cerrado, con variaciones de alturas, presiones y velocidad
Fuente: (Mott, 2006)

Con respecto a la figura 66, se considera un conducto cerrado con flujo estable y dos secciones diametrales diferentes, una más grande que la otra; sabiendo que cada diámetro, posee longitudes diferentes, se lleva a una conclusión de que existen dos velocidades en un mismo fluido, es por eso que se expresa matemáticamente de la siguiente forma:

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 \quad (58)$$

Debido a que fluye el mismo líquido por el conducto se asume que posee la misma densidad y es despreciable en el planteamiento físico, entonces la ecuación de continuidad esta expresada de la siguiente forma:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (59)$$

Es decir:

$$Q_1 = Q_2$$

Como existe un flujo constante, el caudal es relativamente igual en ambas secciones del conducto; sin embargo no será del todo, porque se involucran otras variables, como la presión, la altura, que determinan la medición del caudal.

Ejemplo: En base a la figura 66, circula agua a 70°C en la sección más angosta la cual se denomina sección 1, con diámetro(d_1) de 50 mm y fluye una velocidad promedio(v) de 8 m/s y en la sección más amplia (sección 2), posee un diámetro de 100 mm(d_2). Determine la velocidad en el conducto de la sección 2

Solución: Primeramente se organiza la información que el ejercicio proporciona y luego se plantea como tal el problema:

Datos conocidos:

Sección 1:

$$d_1 = 50 \text{ mm} = 0,05\text{m}$$

$$v_1 = 8\text{m/s}$$

Incógnita:

Sección 2:

$$v_2 = ?$$

Sección 2:

$$d_2 = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$$

En el planteamiento del problema, se utiliza la ecuación, para determinar la velocidad en la sección 2:

$$\begin{aligned} A_1 v_1 &= A_2 v_2 \\ \pi(d_1)^2 v_1 &= \pi(d_2)^2 v_2 \end{aligned}$$

Se despeja v_2 :

$$v_2 = [\pi (d_1)^2 / 4] v_1 / [\pi (d_2)^2 / 4]$$

Reemplazando, tenemos que:

$$\begin{aligned} v_2 &= [[\pi (0,05 \text{ m})^2 / 4] * 8 \text{ m/s}] / [\pi (0,1 \text{ m})^2 / 4] \\ &= [(1,96 * 10^{-3} \text{ m}^2) * 8 \text{ m/s}] / 7,85 * 10^{-3} \text{ m}^2 \\ &= 1,56 * 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s} / 7,85 * 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

La solución será:

$$V_2 = 1,98 \text{ m/s}$$

3.4.4.2 Tuberías y tubos comercializados bajo las normas

Existen descripciones normalizadas de conductos cerrados con respecto a los tamaños nominales en los diámetros interiores y exteriores, los cuales se muestran las dimensiones convencionales en la industria de transporte de fluido. Dependiendo del material se expondrán las características del conducto en unidades de medidas del Sistema Internacional y sistema inglés. Es importante las especificaciones dimensionales de las tuberías o tubos, debido a que su aplicación en la industria demanda rendimiento y seguridad en el transporte de fluidos y eso significa ganancias para ellas. Las normas que establecen las descripciones específicas de calidad de este producto son:

AWWA: *American Water Works Association.*

ASTM: *American Society for Testing and Materials*
 ISO: *International Organization for Standardization*

3.4.4.2.1 Tuberías de acero:

Quizás es el material de mayor utilidad o de uso general. Las dimensiones estándares, están normalizadas según el tamaño nominal y el número de cedula o Schedule, donde este último se refiere a la presión o esfuerzo que puede soportar la tubería de acero. El número de cedula poseen un rango es de 10 a 160, donde mayor sea el número de cedula, aumentara el espesor en la pared de la tubería, es decir se relación proporcionalmente el tamaño nominal del diámetro de la tubería con el espesor de la misma. Para calcular el espesor mínimo se debe consultar la ANSI/ASME B31. 1 -1998, especificado en el anexo. (Mott, 2006)

Debido a la fabricación frecuente de tuberías en unidades métricas, con relación al número de cedula estándar; la norma ISO, proporciona estas equivalencias ilustradas en la tabla 44, donde DN, significa diámetro nominal en mm y el tamaño estándar tradicional en pulgadas (pul).

Tabla 44: Normalización de diámetros nominales según ISO

| Tamaño estándar tradicional (pulgadas) | Tamaño métrico DN (mm) | Tamaño estándar tradicional (pulgadas) | Tamaño métrico DN (mm) | Tamaño estándar tradicional (pulgadas) | Tamaño métrico DN (mm) |
|--|------------------------|--|------------------------|--|------------------------|
| 1/8 | 6 | 6 | 150 | 30 | 750 |
| ¼ | 8 | 8 | 200 | 32 | 800 |
| 3/8 | 10 | 10 | 250 | 36 | 900 |
| ½ | 15 | 12 | 300 | 40 | 1000 |
| ¾ | 20 | 14 | 350 | 42 | 1100 |
| 1 | 25 | 16 | 400 | 48 | 1200 |
| 1 ¼ | 32 | 18 | 450 | 54 | 1400 |
| 1 ½ | 40 | 20 | 500 | 60 | 1500 |
| 2 | 50 | 22 | 550 | 64 | 1600 |
| 2 ½ | 65 | 24 | 600 | 72 | 1800 |
| 3 | 80 | 26 | 650 | 80 | 2000 |
| 4 | 100 | 28 | 700 | 88 | 2200 |

Fuente: (Mott, 2006)

Ahora dependiendo de la cedula de la tubería de acero, sus características se ven reflejadas en la tabla 45 y 46.. En estas tablas se especifica los diámetros interiores y exteriores, el espesor de la tubería y esencialmente el flujo del área que puede cubrir dicho fluido; todo eso dependiendo del tamaño nominal, el cual se encuentra desde 1/8 de pulgada (3,175mm) a 16 pulgadas (406,4mm) y con respecto a la cedula, se presentan de 40 y 80, debido a que son las más utilizadas.

Tabla 45: Tamaños nominales para tuberías de acero con cedula de 40.

| Tamaño nom. de tubería (pulgadas) | Diámetro exterior | | Espesor de la pared | | Diámetro interior | | | Flujo de área | |
|-----------------------------------|-------------------|------|---------------------|------|-------------------|--------|-----|-----------------------|------------------------|
| | Pulgadas | Mm | Pulgadas | mm | pulgadas | pies | mm | pies ² | m ² |
| 1/8 | 0,405 | 10,3 | 0,068 | 1,73 | 0,269 | 0,0224 | 6,8 | 3,94*10 ⁻⁴ | 3,660*10 ⁻⁵ |

| | | | | | | | | | |
|-------|--------|-------|-------|-------|--------|--------|-------|-----------------------|-------------------------|
| 1/4 | 0,540 | 13,7 | 0,088 | 2,24 | 0,364 | 0,0303 | 9,2 | 7,23*10 ⁻⁴ | 6,717*10 ⁻⁵ |
| 3/8 | 0,675 | 17,1 | 0,091 | 2,31 | 0,493 | 0,0411 | 12,5 | 1,33*10 ⁻³ | 1,236 *10 ⁻⁴ |
| 1/2 | 0,840 | 21,3 | 0,109 | 2,77 | 0,622 | 0,0518 | 15,8 | 2,11*10 ⁻³ | 1,960*10 ⁻⁴ |
| 3/4 | 1,050 | 26,7 | 0,113 | 2,87 | 0,824 | 0,0687 | 20,9 | 3,70*10 ⁻³ | 3,437 *10 ⁻⁴ |
| 1 | 1,315 | 33,4 | 0,133 | 3,38 | 1,049 | 0,0874 | 26,6 | 6,00*10 ⁻³ | 5,574*10 ⁻⁴ |
| 1 1/4 | 1,660 | 42,2 | 0,140 | 3,56 | 1,380 | 0,1150 | 35,1 | 0,01039 | 9,653*10 ⁻⁴ |
| 1 1/2 | 1,900 | 48,3 | 0,145 | 3,68 | 1,610 | 0,1342 | 40,9 | 0,01414 | 1,314*10 ⁻³ |
| 2 | 2,375 | 60,3 | 0,154 | 3,91 | 2,067 | 0,1723 | 52,5 | 0,02333 | 2,168*10 ⁻³ |
| 2 1/2 | 2,875 | 73,0 | 0,203 | 5,16 | 2,469 | 0,2058 | 62,7 | 0,03326 | 3,090*10 ⁻³ |
| 3 | 3,500 | 88,9 | 0,216 | 5,49 | 3,068 | 0,2557 | 77,9 | 0,05132 | 4,768*10 ⁻³ |
| 3 1/2 | 4,000 | 101,6 | 0,226 | 5,74 | 3,548 | 0,2957 | 90,1 | 0,06868 | 6,381*10 ⁻³ |
| 4 | 4,500 | 114,3 | 0,237 | 6,02 | 4,026 | 0,3355 | 102,3 | 0,08840 | 8,213*10 ⁻³ |
| 5 | 5,563 | 141,3 | 0,258 | 6,55 | 5,047 | 0,4206 | 128,2 | 0,1390 | 1,291*10 ⁻³ |
| 6 | 6,625 | 168,3 | 0,280 | 7,11 | 6,065 | 0,5054 | 154,1 | 0,2006 | 1,864*10 ⁻² |
| 8 | 8,625 | 219,1 | 0,322 | 8,18 | 7,981 | 0,6651 | 202,7 | 0,3472 | 3,226*10 ⁻² |
| 10 | 10,750 | 273,1 | 0,365 | 9,27 | 10,020 | 0,8350 | 254,5 | 0,5479 | 5,090*10 ⁻² |
| 12 | 12,750 | 323,9 | 0,406 | 10,31 | 11,938 | 0,9948 | 303,2 | 0,7771 | 7,219*10 ⁻² |
| 14 | 14,000 | 406,4 | 0,437 | 11,10 | 13,126 | 1,094 | 333,4 | 0,9396 | 8,279*10 ⁻² |
| 16 | 16,000 | 457,2 | 0,500 | 12,70 | 15,000 | 1,250 | 381,0 | 1,227 | 0,1140 |

Fuente: ANSI/ASME B31. 1

Tabla 46: *Tamaños nominales para tuberías de acero con cedula de 80*

| Tamaño nom. de tubería (pulgada) | Diámetro exterior | | Espesor de la pared | | Diámetro interior | | | Flujo de área | |
|---|----------------------|-------|------------------------|-------|-------------------|--------|-------|-----------------------|------------------------|
| | Pulgad as | Mm | Pulgad as | mm | pulgadas | pies | mm | pies ² | m ² |
| 1/8 | 0,405 | 10,3 | 0,095 | 2,41 | 0,215 | 0,0179 | 5,5 | 2,53*10 ⁻⁴ | 2,350*10 ⁻⁵ |
| 1/4 | 0,540 | 13,7 | 0,119 | 3,02 | 0,302 | 0,0251 | 7,7 | 4,97*10 ⁻⁴ | 4,617*10 ⁻⁵ |
| 3/8 | 0,675 | 17,1 | 0,126 | 3,20 | 0,423 | 0,0352 | 10,7 | 9,76*10 ⁻⁴ | 9,067*10 ⁻⁵ |
| 1/2 | 0,840 | 21,3 | 0,147 | 3,73 | 0,546 | 0,0455 | 13,9 | 0,001625 | 1,510*10 ⁻⁴ |
| 3/4 | 1,050 | 26,7 | 0,154 | 3,91 | 0,742 | 0,0618 | 18,8 | 0,0300 | 2,787*10 ⁻⁴ |
| 1 | 1,315 | 33,4 | 0,179 | 4,55 | 0,957 | 0,0797 | 24,3 | 0,00499 | 4,636*10 ⁻⁴ |
| 1 1/4 | 1,660 | 42,2 | 0,191 | 4,85 | 1,278 | 0,1065 | 32,5 | 0,00891 | 8,278*10 ⁻⁴ |
| 1 1/2 | 1,900 | 48,3 | 0,200 | 5,08 | 1,500 | 0,1250 | 38,1 | 0,01227 | 1,140*10 ⁻³ |
| 2 | 2,375 | 60,3 | 0,218 | 5,54 | 1,939 | 0,1616 | 49,3 | 0,02051 | 1,905*10 ⁻³ |
| 2 1/2 | 2,875 | 73,0 | 0,276 | 7,01 | 2,323 | 0,1936 | 59,0 | 0,02944 | 2,735*10 ⁻³ |
| 3 | 3,500 | 88,9 | 0,300 | 7,62 | 2,900 | 0,2417 | 73,7 | 0,04590 | 4,264*10 ⁻³ |
| 3 1/2 | 4,000 | 101,6 | 0,318 | 8,08 | 3,364 | 0,2803 | 85,4 | 0,06174 | 5,736*10 ⁻³ |
| 4 | 4,500 | 114,3 | 0,337 | 8,56 | 3,826 | 0,3188 | 97,2 | 0,07986 | 7,419*10 ⁻³ |
| 5 | 5,563 | 141,3 | 0,375 | 9,53 | 4,813 | 0,4011 | 122,3 | 0,1263 | 1,173*10 ⁻² |
| 6 | 6,625 | 168,3 | 0,432 | 10,97 | 5,761 | 0,4801 | 146,3 | 0,1810 | 1,682*10 ⁻² |
| 8 | 8,625 | 219,1 | 0,500 | 12,70 | 7,625 | 0,6354 | 193,7 | 0,3174 | 2,949*10 ⁻² |
| 10 | 10,750 | 273,1 | 0,593 | 15,06 | 9,564 | 0,7970 | 242,9 | 0,4986 | 4,632*10 ⁻² |
| 12 | 12,750 | 323,9 | 0,687 | 17,45 | 11,376 | 0,9480 | 289,0 | 0,7056 | 6,555*10 ⁻² |
| 14 | 14,000 | 406,4 | 0,750 | 19,05 | 12,500 | 1,042 | 317,5 | 0,8521 | 7,916*10 ⁻² |
| 16 | 16,000 | 457,2 | 0,842 | 21,39 | 14,314 | 1,193 | 363,6 | 1,117 | 0,1038 |

Fuente: ANSI/ASME B31. 1

3.4.4.2.2 Tubos de acero

Son utilizados especialmente en sistema de fluidos de potencia, condensadores intercambiadores de calor, sistemas de combustibles de motores y sistemas de procesamientos de fluidos en la industria. (Mott, 2006) Los tamaños se especifican por medio del diámetro exterior y el espesor de la pared. En la tabla 47 se presentan los tamaños estándares tabulados con medidas de espesores de la pared del tubo, desde 1/8 de pulgada hasta 2 pulgadas.

Tabla 47: Dimensiones de tubos de acero

| Diámetro exterior | | Espesor de la pared | | Diámetro interior | | | Flujo de área | |
|-------------------|-------|---------------------|-------|-------------------|---------|-------|------------------------|------------------------|
| Pulg | Mm | pulgadas | mm | Pulgadas | pies | mm | pies ² | m ² |
| 1/8 | 3,18 | 0,032 | 0,813 | 0,061 | 0,00508 | 1,549 | 2,029*10 ⁻⁵ | 1,885*10 ⁻⁶ |
| | | 0,035 | 0,889 | 0,055 | 0,00458 | 1,397 | 1,650*10 ⁻⁵ | 1,533*10 ⁻⁶ |
| 3/16 | 4,76 | 0,032 | 0,813 | 0,124 | 0,01029 | 3,137 | 8,319*10 ⁻⁵ | 7,728*10 ⁻⁶ |
| | | 0,035 | 0,889 | 0,117 | 0,00979 | 2,985 | 7,530*10 ⁻⁵ | 6,996*10 ⁻⁶ |
| ¼ | 6,35 | 0,035 | 0,889 | 0,180 | 0,01500 | 4,572 | 1,767*10 ⁻⁴ | 1,642*10 ⁻⁵ |
| | | 0,049 | 1,24 | 0,152 | 0,01267 | 3,861 | 1,260*10 ⁻⁴ | 1,171*10 ⁻⁵ |
| 5/16 | 7,94 | 0,035 | 0,889 | 0,243 | 0,02021 | 6,160 | 3,207*10 ⁻⁴ | 2,980*10 ⁻⁵ |
| | | 0,049 | 1,24 | 0,215 | 0,01788 | 5,448 | 2,509*10 ⁻⁴ | 2,331*10 ⁻⁵ |
| 3/8 | 9,53 | 0,035 | 0,889 | 0,305 | 0,02542 | 7,747 | 5,074*10 ⁻⁴ | 4,714*10 ⁻⁵ |
| | | 0,049 | 1,24 | 0,277 | 0,02308 | 7,036 | 4,185*10 ⁻⁴ | 3,888*10 ⁻⁵ |
| ½ | 12,70 | 0,049 | 1,24 | 0,402 | 0,03350 | 10,21 | 8,814*10 ⁻⁴ | 8,189*10 ⁻⁵ |
| | | 0,065 | 1,65 | 0,370 | 0,03083 | 9,40 | 7,467*10 ⁻⁴ | 6,937*10 ⁻⁵ |
| 5/8 | 15,88 | 0,049 | 1,24 | 0,527 | 0,04392 | 13,39 | 1,515*10 ⁻³ | 1,407*10 ⁻⁴ |
| | | 0,065 | 1,65 | 0,495 | 0,04125 | 12,57 | 1,336*10 ⁻³ | 1,242*10 ⁻⁴ |
| ¾ | 19,05 | 0,049 | 1,24 | 0,652 | 0,05433 | 16,56 | 2,319*10 ⁻³ | 2,154*10 ⁻⁴ |
| | | 0,065 | 1,65 | 0,620 | 0,05167 | 15,75 | 2,097*10 ⁻³ | 1,948*10 ⁻⁴ |
| 7/8 | 22,23 | 0,049 | 1,24 | 0,777 | 0,06475 | 19,74 | 3,293*10 ⁻³ | 3,059*10 ⁻⁴ |
| | | 0,065 | 1,65 | 0,745 | 0,06208 | 18,92 | 3,027*10 ⁻³ | 2,812*10 ⁻⁴ |
| 1 | 25,40 | 0,065 | 1,65 | 0,870 | 0,07250 | 22,10 | 4,128*10 ⁻³ | 3,835*10 ⁻⁴ |
| | | 0,083 | 2,11 | 0,834 | 0,06950 | 21,18 | 3,794*10 ⁻³ | 3,524*10 ⁻⁴ |
| 1 ¼ | 31,75 | 0,065 | 1,65 | 1,120 | 0,09333 | 28,45 | 6,842*10 ⁻³ | 6,356*10 ⁻⁴ |
| | | 0,083 | 2,11 | 1,084 | 0,09033 | 27,53 | 6,409*10 ⁻³ | 5,954*10 ⁻⁴ |
| 1 ½ | 38,10 | 0,065 | 1,65 | 1,370 | 0,1142 | 34,80 | 1,024*10 ⁻² | 9,510*10 ⁻⁴ |
| | | 0,083 | 2,11 | 1,334 | 0,1112 | 33,88 | 9,706*10 ⁻³ | 9,017*10 ⁻⁴ |
| 1 ¾ | 44,45 | 0,065 | 1,65 | 1,620 | 0,1350 | 41,15 | 1,431*10 ⁻² | 1,330*10 ⁻³ |
| | | 0,083 | 2,11 | 1,584 | 0,1320 | 40,23 | 1,368*10 ⁻² | 1,271*10 ⁻³ |
| 2 | 50,80 | 0,065 | 1,65 | 1,870 | 0,1558 | 47,50 | 1,907*10 ⁻² | 1,772*10 ⁻³ |
| | | 0,083 | 2,11 | 1,834 | 0,1528 | 46,58 | 1,835*10 ⁻² | 1,704*10 ⁻³ |

Fuente: ISO 4200: 1991

3.4.4.2.3 Tubos de cobre

Dependiendo de algunas características como: presión de fluido, aplicaciones y consideraciones ambientales, se clasifican algunos tipos de tubos de cobre:

- Tipo K: aplican en los servicios públicos como agua, gas natural, en aire comprimido y combustibles.

- Tipo L: los usos se asemejan a tubos tipo K, con la diferencia que el espesor de la pared es menor.
- Tipo M: comparten similitudes con los tipos K y L, pero el espesor de la pared es más pequeño, preferiblemente es utilizado en servicios hidráulicos y aplicaciones de calor a presiones moderadas.
- Tipo DWV: su aplicación es básicamente en sistemas de plomería como drenajes, desechos de aguas residuales,
- Tipo OXY / MED: Se utilizan en instalaciones de salud, correspondiente a distribución de oxígeno o gases medicinales, y aire comprimido.

Los tubos de cobres son maleables, recocido y en el frío se encuentra alargado. Sin embargo el último tipo de tubo de cobre es más rígido y fuerte, soportando mayores presiones. Las dimensiones estandarizadas de los tipos K, L, M y DWV, son de un diámetro exterior real menos a 1/8 de pulgada. El espesor de la pared de cada tipo de tubo es diferente, por ende tanto el diámetro interior como el área de flujo cambia. En la tabla 48, se presenta las dimensiones nominales de los tubos tipo K, en Sistema Internacional y sistema inglés.

Tabla 48: Dimensiones de tubos de cobre tipo K.

| Dimensiones de tubos de cobre tipo K | | | | |
|---|-------------------------------|------------------------------|-------------------------------|--------------------------------------|
| Tamaño Nominal (pulg) | Diámetro Exterior (mm) | Espesor de Pared (mm) | Diámetro Inferior (mm) | Flujo de área (m²) |
| 1/8 | 6,35 | 0,899 | 4,572 | 1,642x 10 ⁻⁵ |
| ¼ | 9,35 | 1,245 | 7,036 | 3,8888 x 10 ⁻⁵ |
| 3/8 | 12,70 | 1,245 | 10,21 | 8,189 x 10 ⁻⁵ |
| ½ | 15,88 | 1,245 | 13,39 | 1,407x10 ⁻⁴ |
| 3/8 | 19,05 | 1,245 | 16,56 | 2,154 x10 ⁻⁴ |
| 1 | 28,58 | 1,651 | 25,27 | 5,017 x10 ⁻⁴ |
| 1 ¼ | 34,93 | 1,651 | 31,62 | 7,854 x10 ⁻⁴ |
| 1½ | 41,28 | 1,829 | 37,62 | 1,111 x10 ⁻³ |
| 2 | 53,98 | 2,108 | 49,76 | 1,945 x10 ⁻³ |
| 2 ½ | 66,68 | 2,413 | 61,85 | 3,004 x10 ⁻³ |
| 3 | 79,38 | 2,769 | 73,84 | 4,282 x10 ⁻³ |

Fuente: ISO 7268

3.4.4.2.2.4 Tubos de hierro dúctil:

Aplicados en flujos de agua, gas y drenaje, donde el hierro por su propiedad mecánica facilita el manejo de este material. Su instalación es conveniente en la superficie o empotrado en la tierra. Se dispone de varias clases de hierros dúctiles, dependiendo de la presión respectivamente estarán asignados. En la tabla 49, se observa la clase de tubo 150 con una presión de 150 Psi (1,03 MPa), con tamaños nominales de 3 a 20 pulgadas. Además el tamaño nominal es menor a los diámetros interiores y exteriores.

Tabla 49: Dimensiones de tuberías de hierro dúctil

| Dimensiones de tubería de hierro dúctil | |
|--|--|
|--|--|

| Tamaño Nominal (pulg) | Diámetro Exterior (mm) | Espesor de Pared (mm) | Diámetro Inferior (mm) | Flujo de área (m²) |
|------------------------------|-------------------------------|------------------------------|-------------------------------|--------------------------------------|
| 3 | 100,6 | 8,13 | 84,3 | 5,585 x 10 ⁻³ |
| 4 | 121,9 | 8,89 | 104,1 | 8,418 x 10 ⁻³ |
| 6 | 175,3 | 9,65 | 156,0 | 1,910 x 10 ⁻² |
| 8 | 229,9 | 10,41 | 209,0 | 3,432 x 10 ⁻² |
| 10 | 281,9 | 11,18 | 259,6 | 5,229 x 10 ⁻² |
| 12 | 335,3 | 12,19 | 310,9 | 7,591 x 10 ⁻² |
| 14 | 397,5 | 12,95 | 371,6 | 0,1085 |
| 16 | 452,1 | 13,72 | 424,7 | 0,1417 |
| 18 | 506,0 | 14,73 | 476,5 | 0,1783 |
| 20 | 560,3 | 15,75 | 528,8 | 0,2196 |
| 24 | 668,5 | 18,54 | 631,4 | 0,3132 |

Fuente: ISO 2531

3.4.4.2.2.5 Tuberías y tubos de plásticos

La utilidad de este material es amplia debido a las ventajas que posee, como: peso ligero, fácil instalación, resistencia a la corrosión, para las características de flujo son realmente buenas. La composición química o el material utilizado son fabricados en polietileno, polietileno trenzado, poliamida, polipropileno, cloruro de polivinilo clorado, etc. Con respecto a los tamaños nominales de los tubos y tuberías de plásticos, la similitud de las dimensiones estandarizadas no varían con los tubos y tuberías metálicas, debido a que se encuentran comercializados en el mismo mercado, es decir que trabaja con las especificaciones de tuberías de hierro, tuberías de hierro dúctil, tubos de cobre; donde se debe especificar al fabricante el tamaño del diámetro interior, exterior, el espesor de pared y el ara de flujo.

3.4.4.2.2.6 Mangueras Hidráulicas:

En la aplicación industrial como: transferencia de calor, vapor, aire comprimido, químicos, enfriadores, calentadores, combustibles, lubricantes, etc. Se utilizan mangueras flexibles donde las líneas de flujos deben estar reforzadas por las altas presiones, en materiales hechos de caucho sintético, caucho de silicón, elastómeros termoplásticos y nylon. La norma que define varios tipos de tamaños estándares de acuerdo con su capacidad de flujo y presión es la norma SAE J517 *Hydraulic Hose*, quien incluye diámetros interiores de 3/16, 1/4, 5/16, 3/8, 3/4, 1, 1 1/4, 1 1/2, 2, 2 1/2, 3, 3 1/2, y 4 pulgadas. Las presiones atribuidas a estos conductos de flujo cambian de 35 Psig o más de 10000 Psig(240 KPa a 69 MPa), debido a que en su aplicación existen presiones altas en el transporte de flujo volumétrico. (Mott, 2006)

3.4.4.2.3 Velocidad recomendada de flujo en tuberías y ductos cerrados

Para satisfacer la velocidad en los sistemas de fluidos es importante tener en cuenta; el tipo de fluido, tipo de tubería o tubo, las caídas de presión que pueden tolerarse, los tipos de dispositivos (bombas, válvulas, codos, etc.), que deben conectarse en los conductos cerrados, la temperatura, presión y ruido. (Lopez C, 2000) En la figura 67, se especifica el tamaño de las tuberías, según el flujo volumétrico en sistemas de distribución de fluidos en bombas. La ecuación de continuidad, permite explicar que a mayor área, el flujo volumétrico disminuye

y si disminuye el área, aumenta la velocidad; además si se agrega un dispositivo que aumente la presión en estos conductos es necesario que en el rendimiento del sistema los conductos posean un diámetro relativamente mayor, para lograr que la velocidad y la presión no afecten en este sistema. Las velocidades de flujos que resultan recomendable como lo ilustra la figura 67, por lo general son pequeñas en tuberías de diámetros pequeños, especificados en la tabla 50; donde se encuentran presentados en el Sistema Internacional (m³/h) y en el sistema inglés (galón/h). (Mott, 2006)

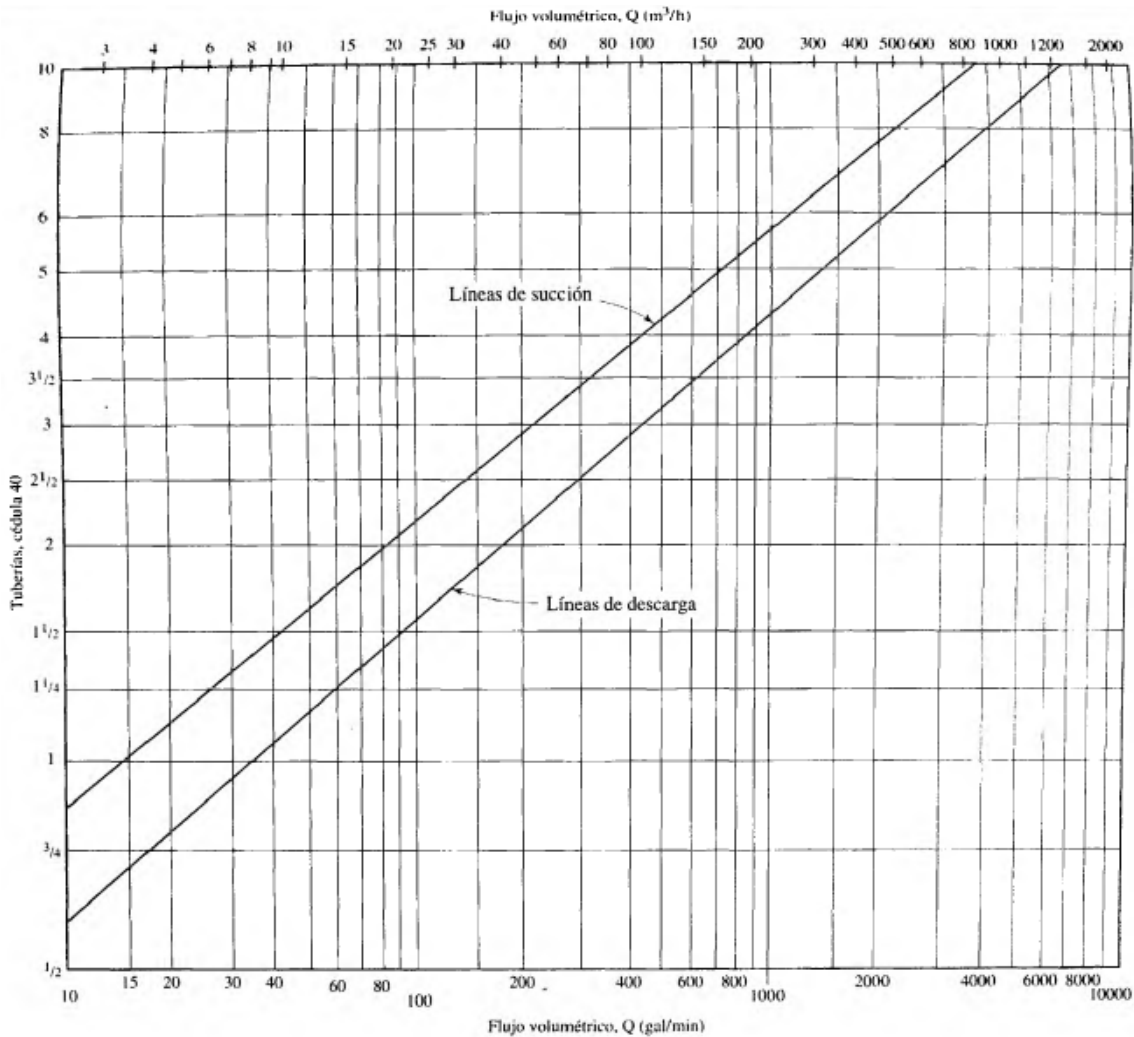
Tabla 50: Velocidades de flujos recomendadas

| Flujo volumétrico | | Línea de succión | | | Línea de descarga | | |
|-------------------|-------------------|------------------|-----------|-----|-------------------|-----------|-----|
| | | Tamaño tubería | Velocidad | | Tamaño tubería | Velocidad | |
| gal/ min | m ³ /h | pulgadas | pies/ s | m/s | pulgadas | pies/s | m/s |
| 10 | 2,3 | 1 | 3,7 | 1,1 | ¾ | 6,0 | 1,8 |
| 100 | 22,7 | 2 ½ | 6,7 | 2,0 | 2 | 9,6 | 2,9 |
| 500 | 114 | 5 | 8,0 | 2,4 | 3 ½ | 16,2 | 4,9 |
| 2000 | 454 | 8 | 12,8 | 3,9 | 6 | 22,2 | 6,8 |

Fuente: (Mott, 2006)

Los datos proporcionado por la figura 67, se aplican a sistemas de distribución de fluidos. Existen otras fuentes de información sobre las prácticas industriales en los campos específicos donde se diseñe sistema de flujos. Cabe mencionar que el Schedule de la tubería es de 40.

Figura 67: Selección del tamaño de tuberías en relación al flujo volumétrica



Fuente: (Mott, 2006)

3.4.4.2.4 Ecuación de Bernoulli:

Es una relación que combina la presión, la velocidad y la elevación (altura), de fluidos no viscosos, es decir es aplicable para flujo volumétrico, donde el fluido tenga una baja viscosidad, a sabiendas que no existen algún fluido sin viscosidad. La ecuación de Bernoulli, se obtiene a partir del movimiento molecular de fluido que se desplaza en una línea de corriente. Utilizando la figura 66, la ecuación de Bernoulli, describe su utilidad en una parte de la sección del conducto:

$$P/\rho + v^2/2 + gz = c$$

El físico Daniel Bernoulli mencionaba: *“La suma de la energía cinética, potencia y de flujo es constante a lo largo de una línea de corriente, en el transcurso del flujo estacionario, cuando los efectos de la compresibilidad y de la fricción son despreciables”*. (Cimbala & Cengel, 2006)

Interpretando las palabras de Bernoulli, la energía cinética es la velocidad al cuadrado entre dos ($v^2/2$), energía potencial será: gz , donde g , es la aceleración gravitacional y z , es la elevación. Por último aparece la energía de flujo que se refiere a la presión sobre la densidad del fluido (P/ρ). Además señala que la fricción es despreciable, pero en flujo donde la viscosidad es baja. Como se existen dos secciones diametrales, la ecuación tomara esas dos secciones y esto repercute en la fórmula de Bernoulli, quedara así:

$$P_1/\rho g + (v_1)^2/2g + z_1 = P_2/\rho g + (v_2)^2/2g + z_2$$

Como $\gamma = \rho g$, se reemplaza:

$$P_1/\gamma + (v_1)^2/2g + z_1 = P_2/\gamma + (v_2)^2/2g + z_2 \quad (60)$$

Ejemplo: Referenciando la figura tal, el cual fluye agua a 50°C, de la sección 1 a la 2. La sección 1, posee un diámetro de 30 mm, la presión manométrica es de 240 KPa y la velocidad de flujo es de 3 m/s. Mientras tanto la sección 2, tiene un diámetro de 60 mm y se encuentra a 300 cm por arriba de la sección 1. Calcule la presión en la sección 2; sabiendo que no existe pérdida de energía.

Solución: Se organiza los datos que proporciona el problema:

| | |
|--|------------|
| Datos conocidos | Incógnita: |
| Sección 1: | |
| $d_1 = 30 \text{ mm} = 0,3 \text{ m}$ | $P_2 =$ |
| $P_1 = 240 \text{ KPa} = 240000 \text{ Pa}$ | |
| $v_1 = 3 \text{ m/s}$ | |
| Sección 2: | |
| $d_2 = 60 \text{ mm} = 0,6 \text{ m}$ | |
| Diferencia de alturas en $Z_2 - Z_1 = 3 \text{ m}$ | |
| $\gamma_{H_2O} = 9810 \text{ N/m}^3$ | |

Primeramente se debe calcular la velocidad en la sección 2 con la ecuación de continuidad:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2$$

Despejando a v_2 :

$$\begin{aligned} v_2 &= [\pi (d_1)^2 / 4] v_1 / [\pi (d_2)^2 / 4] \\ &= [\pi (0,3 \text{ m})^2 / 4] 3 \text{ m/s} / [\pi (0,6 \text{ m})^2 / 4] \\ &= (0,212 \text{ m}^3 \text{ s}) / 0,282 \text{ m}^2 \\ v_2 &= 0,75 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Ahora utilizando la ecuación de Bernoulli, tenemos que: despejar a P_2 :

$$\begin{aligned} P_1/\gamma + (v_1)^2/2g + z_1 &= P_2/\gamma + (v_2)^2/2g + z_2 \\ P_2/\gamma &= P_1/\gamma + (v_1)^2/2g + z_1 - (v_2)^2/2g - z_2 \\ P_2 &= \gamma [P_1/\gamma + (v_1)^2/2g + z_1 - (v_2)^2/2g - z_2] \end{aligned}$$

Distribuyendo a γ , por todos los términos de la ecuación:

$$P_2 = \gamma * P_1 / \gamma + \gamma * (v_1)^2 / 2g + z_1 * \gamma - (v_2)^2 / 2g * \gamma - z_2 * \gamma$$

Como $\gamma * P_1 / \gamma = P_1$, se agrupa y factoriza γ , logrando así la ecuación que describe el problema:

$$\begin{aligned} P_2 &= P_1 + \gamma [(v_1)^2 / 2g + z_1 - (v_2)^2 / 2g - z_2] \\ &= P_1 + \gamma [(v_1)^2 - (v_2)^2 / 2g + z_1 - z_2] \end{aligned}$$

Reemplazando todos los datos en la ecuación:

$$\begin{aligned} P_2 &= 240000 \text{ Pa} + 9810 \text{ N/m}^3 [[(3\text{m/s})^2 - (0,75 \text{ m/s})^2] / 2 * (9,81 \text{ m/s}^2) - 3\text{m}] \\ &= 240000 \text{ Pa} + 9810 \text{ N/m}^3 [(8,44) \text{ m}^2/\text{s}^2 / (19,62) \text{ m/s}^2 - 3\text{m}] \\ &= 240000 \text{ Pa} + 9810 \text{ N/m}^3 [-2,56 \text{ m}] \\ &= 240000 \text{ Pa} - 25113,6 \text{ Pa} \end{aligned}$$

La solución del ejercicio es:

$$P_2 = 214886,4 \text{ Pa}$$

3.4.4.2.5 Clasificación de caudalímetros de conductos cerrados

Se clasifica según el área, donde existe dos tipos: caudalímetros de área de paso constante y caudalímetros de área de paso variable:

3.4.4.2.5.1 Caudalímetros de área de paso constante:

Los instrumentos encontrados en esta categoría contienen dos elementos esenciales:

Un elemento que provoca una caída de presión

Manómetro diferencial, midiendo la presión.

Como bien se es sabido, un conducto cerrado experimenta una caída de presión en función de la velocidad y por lo tanto de caudal. Luego como elemento que permite una caída de presión, podría servir una pieza con sección circular constante y cualquier accesorio de tubería; los cuales pueden ser para medir caudales. (Mataix, 2006) Cualquier estrechamiento de flujo provocado por restricción o estrechamiento de área de paso servirá como elemento en la caída de presión, pues este principio se denomina caudalímetros de constricción. Los más idóneos en la medición de gases y líquidos son:

3.4.4.2.5.1.1 Tubo de Venturi: Es un elemento que permite medir caudales con gran precisión, provocando una diferencia de presiones, siendo el caudal Q , una función de dicho diferencial observando dos secciones, la cual el diámetro de la tubería determinará el diferencial de presiones utilizando un manómetro diferencial o dos manómetros simples; manejando la ecuación de Bernoulli

3.4.4.2.5.1.1.1 Aplicación de la norma ISO 5167 - 4, en la medición de tubo de Venturi

Según la ISO 5167-4, quien especifica el método de uso y las condiciones de operación para la determinación de flujo volumétrico en conductos cerrados, el cual se encuentre instalados medidores de caída de presión como el tubo de Venturi. Además el alcance de aplicación es para tubería que sean mayores a 50mm (0,050 m) y menores que 12 mm (1,2 m), y numero de Reynolds que estén por debajo de $2 \cdot 10^5$.

3.4.4.2.5.1.1.2 Incertidumbre de calibración: Cada instrumento de medición puede producir incertidumbres. El objetivo principal de la calibración es reducir la incertidumbre de medición a un nivel aceptable. El proceso de calibración logra ese objetivo al reemplazar la incertidumbre de un instrumento no calibrado por la combinación más pequeña de incertidumbres del instrumento estándar y la comparación entre él y el instrumento de medida.

Las calibraciones también se utilizan para proporcionar trazabilidad a estándares de referencia y / o constantes físicas conocidas. En algunos países, existe una jerarquía de laboratorios que se preocupan por la calibración, con el laboratorio de estándares en la cúspide de la jerarquía, proporcionando la máxima referencia para cada laboratorio estándar. Cada nivel en la jerarquía de calibración es trazable al nivel anterior y por lo tanto conlleva la incertidumbre del laboratorio superior como su incertidumbre de calibración, a lo que se agrega su propia instrumentación y uso incertidumbres. De esta forma, cada nivel agrega incertidumbre al proceso de medición y, cuando un nivel particular de incertidumbre se busca, por lo tanto, es importante ingresar a la cadena de calibración en el nivel correcto. Por lo tanto, si uno se requiere una incertidumbre general de 0,5% y las incertidumbres de uso e instrumentación de la aplicación contribuir 0,4%, la jerarquía de calibración debe ingresarse en un nivel donde la incertidumbre de calibración es 0,3%, para producir una incertidumbre combinada, expresada en porcentaje, de $\sqrt{(0,4)^2 + (0,3)^2}$ o 0,5%, el valor requerido. (Lopez Lopez, 2011)

Los tubos de Venturi poseen un factor de corrección en su medición, denominado coeficiente de descarga C_d . Para obtener mejores mediciones se deberá tomar valores apropiados para este coeficiente, donde para tubos convencionales el coeficiente de descarga trabaja en un rango de 0,90 a 0,96, como lo muestra la ecuación de caudal (Q).

$$Q = C_d A_A [2g\{(P_A/\rho g + z_A) - (P_{Bjnh}/\rho g + z_B)\} / \{1 - (A_B / A_A)^2\}]^{1/2} \quad (61)$$

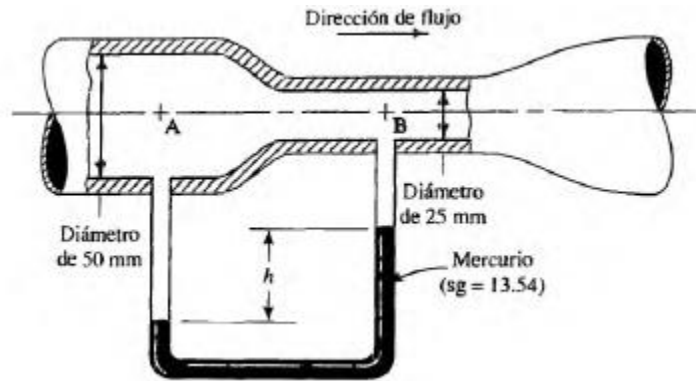


Figura 68: Medidor Venturi

Fuente: (Mott, 2006)

El Tubo de Venturi utiliza una Ecuación de Bernoulli, que permite calcular la velocidad de flujo de un fluido y la ecuación de la continuidad para determinar caudal.

Ejemplo: Para el medidor Venturi de la figura, Calcule la deflexión del manómetro (h), si la velocidad de flujo en la sección de angosta con diámetro de 25 mm es de 10 m/s.

Solución: Primeramente se debe organizar el problema según la información que proporciona el ejercicio:

Datos conocidos:

Sección A:

$$d_A = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$$

$$A_A = \pi (0,05 \text{ m})^2 / 4 = 1,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\gamma = 10^3 \text{ N/ m}^3$$

Sección B:

$$d_B = 25 \text{ mm} = 0,025 \text{ m}$$

$$A_B = \pi (0,025 \text{ m})^2 / 4 = 4,90 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$V_B = 10 \text{ m/s}$$

Ahora se necesita hallar la velocidad en la sección A, con la ecuación de continuidad:

$$A_A V_A = A_B V_B$$

Se despeja V_A :

$$\begin{aligned} V_A &= A_B V_B / A_A \\ &= [4,90 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 / 1,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2] \cdot 10 \text{ m/s} \\ V_A &= 2,5 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Utilizando la ecuación de Bernoulli, se encuentra $P_2 - P_1$:

$$P_A/\gamma + (v_A)^2/2g + z_A = P_B/\gamma + (v_B)^2/2g + z_B$$

Debido a que no existe entre A y B, la elevación, tanto de z_A y z_B , serán iguales a cero:

$$P_A/\gamma + (v_A)^2/2g = P_B/\gamma + (v_B)^2/2g$$

Relacionando términos de la misma magnitud, tenemos:

$$P_A/\gamma - P_B/\gamma = (v_B)^2/2g - (v_A)^2/2g$$

$$1/\gamma[P_A - P_B] = (v_B^2 - v_A^2)/2g$$

$$P_A - P_B = [(v_B^2 - v_A^2)/2g]\gamma$$

Sustituyendo:

$$\begin{aligned} P_A - P_B &= [(10 \text{ m/s})^2 - (2,5 \text{ m/s})^2 / 2 * (9,81 \text{ m/s})] 10^3 \text{ N/ m}^3 \\ &= [(100 \text{ m}^2/\text{s}^2 - 6,25 \text{ m}^2/\text{s}^2) / 19,62 \text{ m/s}^2] 10^3 \text{ N/ m}^3 \\ &= [(93,75 \text{ m}^2/\text{s}^2) / 19,62 \text{ m/s}^2] 10^3 \text{ N/ m}^3 \\ &= [4,77 \text{ m}] 10 \text{ N/m}^3 \\ P_A - P_B &= 4777 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Multiplicando por (-1) e el resultado:

$$P_B - P_A = -4770 \text{ Pa}$$

Ahora el problema tiene como finalidad encontrar la altura (h), del manómetro diferencial, que posee mercurio (Hg). Aplicando manometría, tenemos que:

$$\begin{aligned} P_B + \gamma_{\text{Hg}} * g * h - \gamma_{\text{Agua}} * g * h &= P_A \\ P_B - P_A &= -\gamma_{\text{Hg}} * g * h + \gamma_{\text{Agua}} * g * h \end{aligned}$$

Factorizando h:

$$P_B - P_A = [-\gamma_{\text{Hg}} * g + \gamma_{\text{Agua}} * g] h$$

Despejando h, para determinar su valor:

$$h = (P_B - P_A) / [-\gamma_{\text{Hg}} * g + \gamma_{\text{Agua}} * g]$$

Sustituyendo:

$$\begin{aligned} h &= -4770 \text{ Pa} / -13540 \text{ Kg/m}^3 * 9,81 \text{ m/s}^2 + 1000 \text{ Kg/m}^3 * 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= -4770 \text{ Pa} / -132827,4 \text{ N/ m}^3 + 9810 \text{ N/m}^3 \\ &= -4770 \text{ Pa} / -123017,4 \text{ N/m}^3 \\ &= -4770 \text{ N/m}^2 / -123017,4 \text{ N/m}^3 \\ &= 0,03 \text{ m} \end{aligned}$$

La solución es $h = 0,03 \text{ m} = 3 \text{ cm}$

Ejercicio: Del punto A, al punto B del sistema que ilustra la figura, fluye aceite con peso específico (γ) de $8,64 \text{ KN/m}^3$. Calcule el flujo volumétrico del aceite.

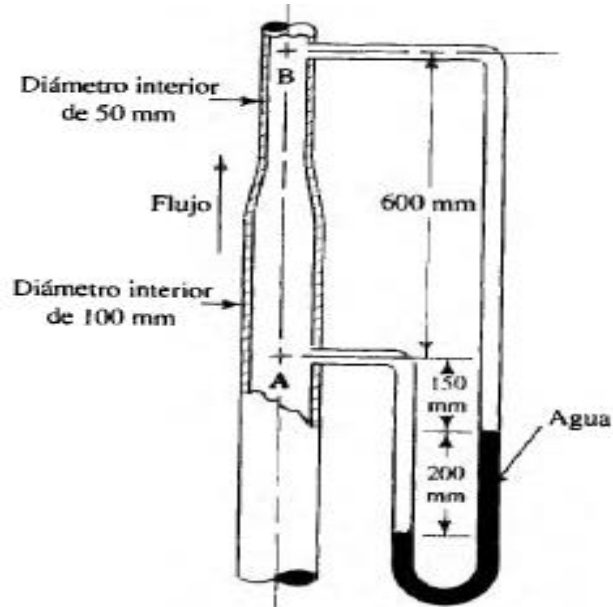


Figura 69: Medidor Venturi verticalmente
Fuente: (Mott, 2006)

Solución: Se debe organizar los datos que proporciona el problema:

Datos conocidos:

$$\gamma_{\text{aceite}} = 8,64 \text{ KN/m}^3$$

$$z_A - z_B = 600 \text{ mm} = 0,6 \text{ m}$$

Sección A:

$$d_A = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$$

$$A_A = \pi(d_A)^2/4 = \pi(0,1\text{m})^2/4 = 7,85 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Sección B:

$$d_B = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$$

$$A_B = \pi(d_B)^2/4 = \pi(0,05\text{m})^2/4 = 1,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Ahora se calcula la diferencia de presión de A y B, aplicando manometría:

$$P_B + \gamma_{\text{aceite}} * h + \gamma_{\text{agua}} * h - \gamma_{\text{aceite}} * h = P_A$$

$$P_B - P_A = -\gamma_{\text{aceite}} * h - \gamma_{\text{agua}} * h + \gamma_{\text{aceite}} * h$$

Reemplazando cada termino:

$$P_B - P_A = - 8640 \text{ N/m}^3 * (0,6\text{m}+1,5\text{m}) - 1000 \text{ N/m}^3 * (2\text{m}) + 8640 \text{ N/m}^3 * (2\text{m}+1,5\text{m})$$

$$= -18144 \text{ Pa} - 2000 \text{ Pa} + 30240 \text{ Pa}$$

$$P_B - P_A = 10096 \text{ Pa}$$

Se multiplica por (-1), todo el resultado de la ecuación:

$$P_A - P_B = - 10096 \text{ Pa}$$

Ahora utilizando la ecuación de Bernoulli, se halla la velocidad que posee el conducto. Cabe mencionar que solamente es necesario calcular una velocidad, debido a que el principio de continuidad nos ayuda a entender que ambos caudales deben ser iguales en el sistema.

$$P_A/\gamma + (v_A)^2/2g + z_A = P_B/\gamma + (v_B)^2/2g + z_B$$

Se despeja ambas velocidades v_A y v_B la ec. Bernoulli:

$$\begin{aligned} P_A/\gamma - P_B/\gamma + z_A - z_B &= (v_B)^2/2g - (v_A)^2/2g \\ (P_A - P_B)/\gamma + (z_A - z_B) &= [(v_B)^2 - (v_A)^2]/2g \\ 1.) \quad 2g * [(P_A - P_B)/\gamma + (z_A - z_B)] &= (v_B)^2 - (v_A)^2 \end{aligned}$$

Ahora utilizando la ecuación de continuidad:

$$A_A V_A = A_B V_B$$

Se despeja V_B :

$$V_B = (A_A V_A) / A_B$$

Se reemplaza todos los términos en valores conocidos:

$$\begin{aligned} 2.) \quad V_B &= (7,85 * 10^{-3} \text{ m}^2 / 1,96 * 10^{-3} \text{ m}^2) * V_A \\ V_B &= 4 V_A \end{aligned}$$

Sustituyendo 2) en 1), tenemos que:

$$2g * (P_A - P_B)/\gamma + (z_A - z_B) * 2g = (4V_A)^2 - (V_A)^2$$

Reemplazando cada término de la ecuación:

$$\begin{aligned} 2 * (9,81 \text{ m/s}^2) * (- 10096 \text{ Pa} / 8640 \text{ N/m}^3) + (6 \text{ m}) * 2(9,81 \text{ m/s}^2) &= 16 (V_A)^2 - (V_A)^2 \\ 19,62 \text{ m/s}^2 * (- 10096 \text{ Pa} / 8640 \text{ N/m}^3) + 117,72 \text{ m}^2/\text{s}^2 &= 15 (V_A)^2 \\ 15 (V_A)^2 &= -22,92 \text{ m}^2/\text{s}^2 + 117,72 \text{ m}^2/\text{s}^2 \\ (V_A)^2 &= (94,79 \text{ m}^2/\text{s}^2) / 15 \\ V_A &= \sqrt{6,31 * \text{m}^2/\text{s}^2} \\ V_A &= 2,51 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Utilizando la ecuación de continuidad, se reemplaza en cualquier sección del sistema y se obtiene el caudal total, no obstante se hará la demostración de caudales tanto en A y B, para observar si son iguales:

$$\begin{aligned} Q_A &= V_A A_A \\ &= 2,51 \text{ m/s} * 7,85 * 10^{-3} \text{ m}^2 \\ Q_A &= 0,019 \text{ m}^3 / \text{s} = 19 \text{ L/s} \end{aligned}$$

Ahora para calcular el caudal en la sección B, primeramente se deberá hallar la velocidad V_B , utilizando la ecuación 2)

$$\begin{aligned} A_A V_A &= A_B V_B \\ V_B &= A_A V_A / A_B \\ &= (2,51 \text{ m/s} * 7,85 * 10^{-3} \text{ m}^2) / 1,96 * 10^{-3} \text{ m}^2 \\ V_B &= 10,05 \text{ m / s} \end{aligned}$$

El caudal en la sección B, será:

$$\begin{aligned} Q_B &= A_B V_B \\ &= 1,96 * 10^{-3} \text{ m}^2 * 10,05 \text{ m / s} \end{aligned}$$

$$Q_B = 0.019 \text{ m}^3/\text{s} = 19 \text{ L/s}$$

Es decir que $Q_A = Q_B$, teniendo como solución un valor de 19 L/s

3.4.4.2.5.1.2 Toberas de medida:

Son conductos convergentes en la dirección de flujo que producen un aumento de velocidad y una disminución de la presión. Las toberas poseen una ventaja, la cual es la repetitividad de las mediciones, además es un dispositivo que puede ser calibrado en largos periodos.

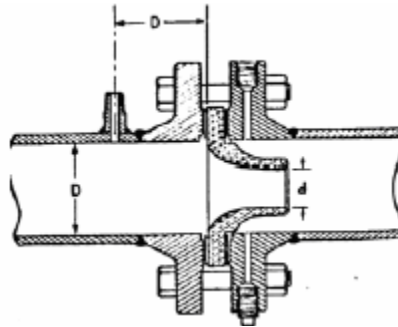


Figura 70: *Toberas de medidas*
Fuente: (Lopez Lopez, 2011)

Las toberas de medidas, poseen los mismos elementos que el tubo de Venturi, es decir: dos diámetros con diferentes dimensiones, un manómetro diferencial, conectado a cada diámetro; además los métodos de cálculo prácticamente son iguales, ya que se utilizan las ecuación de continuidad y Bernoulli. Sin embargo, el diseño con respecto al tubo de Venturi, varía, en el sentido que la tobera no posee una garganta, sino que el mismo conducto se localiza un orificio que posee un diámetro menor, como lo indica la figura 70, donde existe un cambio brusco en la sección de diámetro mayor, originando pérdidas menores de energía, mayores que el tubo de Venturi. Ahora utilizando la ecuación, el factor de descarga (C_d) habitualmente para este dispositivo suele comprender valores de 0,40 a 0,70.

3.4.4.2.5.1.2.1 Dimensiones recomendadas para la placa del orificio

En la figura 71, el diámetro del orificio, el cual está denotado por la d , posee medidas normalizadas geoméricamente según la ISO 5167-1:

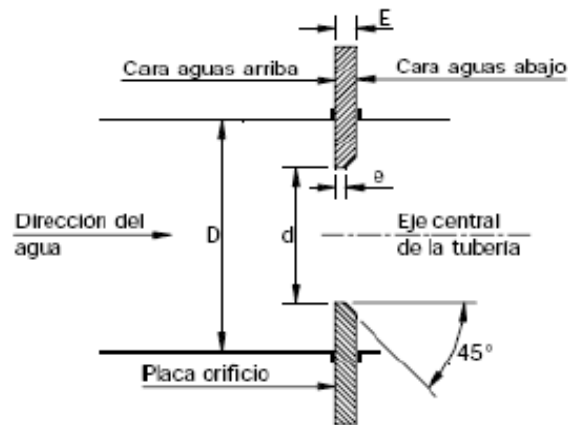


Figura 71: Dimensiones de la placa de orificio
Fuente: ISO 5167-1

Donde:

D: diámetro de la tubería
d: diámetro del orificio

E: espesor de la placa
e: espesor del orificio

La norma ISO 5167-1, propone tanto el espesor de la placa y la dimensión del orificio, debe estar en función al diámetro de la tubería, el cual debe tener como mínimo un diámetro de 2 pulgadas (50,8mm) y máximo de 50 pulgadas (1270 mm). A sabiendas que los diámetro tubulares más utilizados son de 6, 8 hasta 12 pulgadas y pues no genera ningún inconveniente para los otros aspectos en la tobera. En la tabla 51, se observan los valores máximo y mínimos según la ISO 5167-1 para espesores e y E, en función del diámetro de la tubería que se utilice. Además también comprende el valor mínimo y máximo del diámetro del orificio y los valores de la relación (d/D), denotado por β . Partiendo de la tabla 51, se obtiene otros criterios para diferentes diámetros de tuberías, presentados en la tabla 52.

Tabla 51: Dimensiones diámetros para toberas

| Dimensión | Dimensión mínima | Dimensión máxima |
|-----------|------------------|------------------|
| E | 0,005D | 0,02D |
| e | 0,005D | 0,05D |
| D | ½ pulgada | 38 pulgadas |
| d/D | 0,20 | 0,75 |

Fuente: ISO 5167

Tabla 52: Dimensiones extremas para toberas

| Diámetro | | e (mm) | | E (mm) | |
|----------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Pulgada | mm | Mínimo | máximo | mínimo | máximo |
| 24 | 609,60 | 3,05 | 12,19 | 3,05 | 30,48 |
| 20 | 508,00 | 2,54 | 10,16 | 2,54 | 25,40 |
| 18 | 457,20 | 2,29 | 9,14 | 2,29 | 22,86 |
| 16 | 406,40 | 2,03 | 8,13 | 2,03 | 20,32 |
| 14 | 355,60 | 1,78 | 7,11 | 1,78 | 17,78 |
| 12 | 304,80 | 1,52 | 6,10 | 1,52 | 15,24 |

| | | | | | |
|----|--------|------|------|------|-------|
| 10 | 254,00 | 1,27 | 5,08 | 1,27 | 12,70 |
| 8 | 203,20 | 1,02 | 4,06 | 1,02 | 10,16 |
| 4 | 152,40 | 0,76 | 3,05 | 0,76 | 7,62 |
| 2 | 101,60 | 0,51 | 2,03 | 0,51 | 5,08 |

Fuente: ISO 5167

3.4.4.2.5.1.2.2 Pérdida de Carga

Es la diferencia de presiones de la pared de la tubería, donde la circulación de flujo transita, por el orificio y la presión donde el flujo se recupera del impacto después del orificio, es decir dónde está el mayor diámetro. Donde se h_L , es la pérdida de carga que depende de β , C_d , h y se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$h_L = [[(1-\beta^4)]^{1/2} - C_d\beta^2 / [1-\beta^2]^{1/2} + C_d\beta^2] * h \quad (62)$$

Donde h , es la presión diferencial la cual se relaciona con el porcentaje de pérdida de carga h_L , para diferentes valores de β , en la tabla 53.

Tabla 53: Porcentaje de valores de pérdida de carga

| B | Porcentaje de h |
|------|-----------------|
| 0,20 | 96 |
| 0,30 | 92 |
| 0,40 | 85 |
| 0,50 | 76 |
| 0,60 | 67 |
| 0,70 | 55 |
| 0,75 | 48 |

Fuente: (Lopez Lopez, 2011)

Ejemplo: En una tobera, que posee como diámetro 300 mm en el orificio (d_2) y el diámetro mayor es de $d_1 = 600$ mm, se encuentra instalado un manómetro de mercurio, el cual se debe medir el flujo de agua a 25°C a través de la tobera. La densidad del mercurio se toma como 13 600 Kg/m³. Si el manómetro presenta una lectura de 11 cm determine el flujo volumétrico del agua y calcule velocidad de flujo en el orificio.

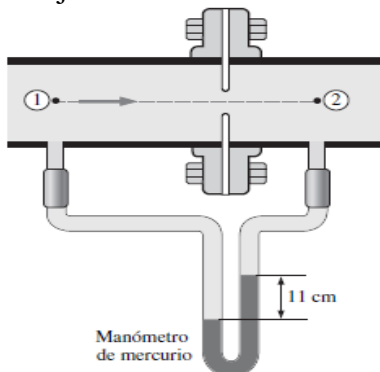


Figura 72: Tobera:

Fuente: (Cimbala & Cengel, 2006)

Solución: Primeramente se ordenan los datos que proporciona el problema:

Datos conocidos

$$d_2 = 300 \text{ mm} = 0,3 \text{ m}$$

$$A_2 = \pi (d_2)^2 / 4 = 0,0706 \text{ m}^2$$

$$\rho_{\text{agua}} = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$\gamma_{\text{agua}} = 1000 \text{ N/m}^3$$

$$d_1 = 600 \text{ mm} = 0,6 \text{ m}$$

$$A_1 = \pi (d_1)^2 / 4 = 0,2827 \text{ m}^2$$

$$\rho_{\text{Hg}} = 13600 \text{ Kg/m}^3$$

$$h = 11 \text{ cm} = 0,11 \text{ m}$$

Primeramente se calcula la presión en el sistema.

$$\begin{aligned} P_2 + \rho_{\text{Hg}} * g * h - \rho_{\text{agua}} * g * h &= P_1 \\ P_1 - P_2 &= (\rho_{\text{Hg}} - \rho_{\text{agua}}) * g * h \\ &= (13600 \text{ Kg/m}^3 - 1000 \text{ Kg/m}^3) * 9,81 \text{ m/s}^2 * 0,11 \text{ m} \\ &= (12600 \text{ Kg/m}^3) * 1,0791 \text{ m/s}^2 * \text{m} \\ P_1 - P_2 &= 21532,66 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Para encontrar el caudal en el sistema se encuentra la velocidad de flujo en el orificio, aplicando como primera medida la ecuación de Bernoulli.

$$P_1/\gamma + (v_1)^2/2g + z_1 = P_2/\gamma + (v_2)^2/2g + z_2$$

Como no existe elevación en el sistema, tanto z_1 y z_2 , serán iguales a cero, luego se despeja ambas velocidades de la ecuación de Bernoulli:

$$\begin{aligned} P_1/\gamma_{\text{agua}} + (v_1)^2/2g &= P_2/\gamma_{\text{agua}} + (v_2)^2/2g \\ P_1/\gamma_{\text{agua}} - P_2/\gamma_{\text{agua}} &= (v_2)^2/2g - (v_1)^2/2g \\ 1/\gamma_{\text{agua}} (P_1 - P_2) &= (v_2)^2 - (v_1)^2 / 2g \end{aligned}$$

Despejando ambas velocidades, tenemos que:

$$1.) \quad 2g[1/\gamma_{\text{agua}} (P_1 - P_2)] = (v_2)^2 - (v_1)^2$$

Ahora utilizando la ecuación de continuidad:

$$A_1 V_1 = A_2 V_2$$

Ahora despejando V_2 :

$$\begin{aligned} V_2 &= A_1 / A_2 * V_1 \\ &= 0,2827 \text{ m}^2 / 0,0706 \text{ m}^2 * V_1 \end{aligned}$$

$$2.) \quad V_2 = 4,00 V_1$$

Sustituyendo 2.) en 1.) y los términos, por los valores conocidos, tenemos:

$$\begin{aligned} 2 * (9,81 \text{ m/s}^2) [1/10^3 \text{ N/m}^3 (21532,66 \text{ Pa})] &= (4,00 v_1)^2 - (v_1)^2 \\ 19,62 \text{ m/s}^2 [21,532 \text{ N/m}^2 / \text{N/m}^3] &= 16 (v_1)^2 - (v_1)^2 \\ 19,62 \text{ m/s}^2 [21,532 \text{ m}] &= 15 (v_1)^2 \\ (v_1)^2 &= [422,457 \text{ m}^2 / \text{s}^2] / 15 \\ v_1 &= 5,30 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Para encontrar v_2 , se sustituye v_1 la ecuación 2.) y a partir de allí se obtiene la velocidad del orificio.

$$v_2 = 4,00 * (5,30 \text{ m/s})$$
$$v_2 = 21,2 \text{ m/s}$$

Para encontrar el caudal en la tobera, se multiplica área por velocidad de flujo, como $Q_1 = Q_2$, si encontramos un solo caudal, este satisface el caudal en toda la tobera:

$$Q = 21,2 \text{ m/s} * 0,0706 \text{ m}^2 = 1,49 \text{ m}^3/\text{s}$$
$$Q = 1490 \text{ L/s}$$

3.4.4.2.5.2 Caudalímetros de área de paso variable

3.4.4.2.5.2.1 Rotámetros

El rotámetro consta de un tubo cónico vertical abierto por arriba, ya sea de vidrio, metal o de plástico, en un cuerpo cuyo interior puede moverse libremente arriba y abajo con un flotador. Al circular el líquido de abajo hacia arriba, el flotador ocupa una posición tal que las tres fuerzas verticales que actúan sobre el mismo. En la figura 73, se observa las características de un rotámetro, para su implementación.

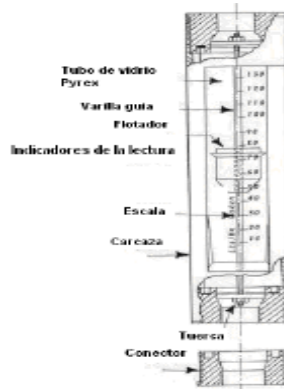


Figura 73: Estructura de un rotámetro.

Fuente: (Lopez Lopez, 2011)

.Normalmente se utiliza para medir gases en lugares donde la precisión de caudal es poca; donde generalmente estos flujómetros de área variable adoptan una precisión de $\pm 5 \%$.

Se colocaría como ejemplo el tanque de oxígeno de los hospitales donde se encuentra el rotámetro se encuentra unido a la llave de suministro del tanque.



Figura 74: Tipos de *rotámetro*
 Fuente: (Cimbala & Cengel, 2006)

En la figura 74, se observa dos tipos de flujómetros de área variable:

Rotámetro basado en la gravedad, tomado del inciso a), el cual se debe colocar verticalmente para que el fluido entre desde el fondo y salga en la parte superior. Otro flujómetro es de resorte opuesto inciso b), donde la fuerza de arrastre se equilibra con la fuerza del resorte y estos flujómetros se pueden instalar horizontalmente.

Los rotámetros poseen una gran ventaja comparación con los dispositivos ya mencionados debido a que no necesitan de espacios en la tubería para reajustarse al perfil de velocidad, es decir que este instrumento se puede colocar inmediatamente después de un accesorio sin dificultad. Los rotámetros no necesitan para su medición tramos rectos de tuberías, ni puntos específicos de instalación.

3.4.4.2.5.2 Caudalímetros ultrasónicos de efecto doppler:

Es un caudalímetro volumétrico que requiere partículas o burbujas en el flujo. El principio de funcionamiento se basa en el cambio de frecuencia (Efecto doppler), por el cual la onda se refleja en una discontinuidad en movimiento en un líquido que está fluyendo. Se utilizan primordialmente en aguas residuales o cualquier líquido sucio que sea conductivo o a base de agua.

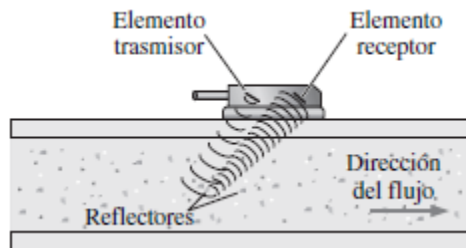


Figura 75: Caudalímetro ultrasónico efecto Doppler
 Fuente: (Cimbala & Cengel, 2006)

Los flujómetros ultrasónicos pueden transmitir señales efectivamente en paredes de tuberías de cloruro de polivinil (PVC), acero, hierro y vidrio. Sin embargo las tuberías recubiertas y de concreto pueden absorber las ondas sónicas y muchas veces esta técnica de medición de es la adecuada. En la figura 75, se observa un componente piezoeléctrico que emite una onda

ultrasónica, la cual da una indicación con respecto a la velocidad del fluido y a ser recibido un microprocesador es quien indica la velocidad de desplazamiento del fluido en la tubería. Observe en la figura como se encuentra instalado el instrumento en base a la tubería a la cual se necesita medir su caudal.

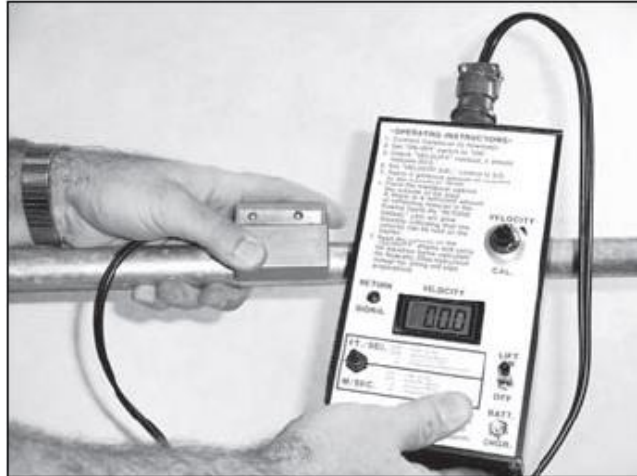


Figura 76: *Instalación de un caudalímetro ultrasónico en una tubería*
Fuente: (Cimbala & Cengel, 2006)

3.4.4.2.6 Pérdidas de energía debido a la fricción

Cuando un fluido transita por un conducto cerrado, existe pérdida de energía, debido a la fricción interna del fluido. Sabemos que los líquidos sostienen contacto con los diámetros internos de las tuberías y tubos; la fricción puede causar alteraciones en el cálculo del flujo volumétrico, además de la disminución de la presión en conductos de tramos largos.

La fricción es causada principalmente por la viscosidad del fluido, es decir entre más viscosidad haya, el fluido entrara en más contacto con el ducto y por ende la fricción será mayor. A diferencia de los gases donde la viscosidad es nula y la fricción es despreciable. En la mayoría de las aplicaciones de transporte de fluido se emplea agua como principal componente, sin embargo a nivel industrial se utilizan otros fluidos como hidrocarburos, aceites y otros compuestos con viscosidades mayores al agua y precisamente se necesita describir el tipo de flujo, la rugosidad del conducto cerrado y principalmente el número de Reynolds, que permite calcular la pérdida de energía debido a la fricción. Sin embargo la viscosidad de un fluido poder verse afectada por la temperatura, es decir si se tiene un líquido con viscosidad alta como aceite lubricante, este se caliente y fluirá con mayor velocidad.

3.4.4.2.6.1 Tipos de flujos

Normalmente un flujo comprende dos tipos de flujo: flujo laminar y flujo turbulento

3.4.4.2.6.1.1 Flujo laminar

Para entender este concepto, siendo más concreto se debe aplicar en un ejemplo: Piense cuando gira la llave a medias del grifo, observe que el agua sale con baja velocidad y presión; además el flujo es estable y parece suave. Además se nota que el diámetro del flujo del agua

es uniforme; a este tipo de flujo se denomina *flujo laminar*, debido a que el agua pareciera que se moviera en láminas continuas, donde la velocidad, flujo se notan afectados, más bien existen uniformidad en la caída del agua.

Observe en la figura 77, otro ejemplo de explicación de flujo laminar, donde no existe ningún cambio en el movimiento de flujo del colorante, es decir la uniformidad del mismo conceptualiza el tipo de flujo.

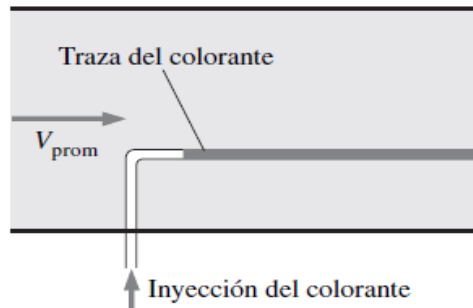


Figura 77: Flujo Laminar
Fuente: (Cimbala & Cengel, 2006)

3.4.4.2.6.1.2 Flujo Turbulento

Aplicando el mismo ejemplo del grifo; si se abre totalmente la llave, observara la corriente de agua, saliente del grifo posee más velocidad, presión y su movimiento es caótico a esto se le denomina *flujo turbulento*; que a diferencia del flujo laminar, no posee un diámetro relativamente definido, debido que no existe uniformidad en el flujo de la corriente del fluido. En la figura 78, se observa el movimiento desordenado de un colorante que transita por un conducto.

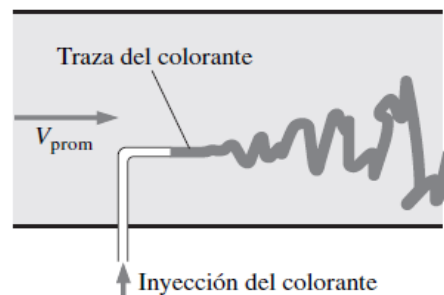


Figura 78: Flujo turbulento
Fuente: (Cimbala & Cengel, 2006)

Es importante en un fluido, definir qué tipo de flujo posee, en lo correspondiente a pérdida de energía. Una forma de definir el tipo de flujo es la observación directa, donde solo aplica en conductos transparentes, pero en componentes no visibles, se demuestra de forma experimental y analítica el conducto con cuatro variables: densidad del fluido (ρ), viscosidad (η), diámetro del tubo (D) y velocidad promedio de flujo (v). De allí se parte a una nueva definición.

3.4.4.2.6.2 Numero de Reynolds (N_R)

Osborne Reynolds, demostró la posibilidad de predecir o determinar el tipo de flujo, dependiendo de un número adimensional denominado *Numero de Reynolds*, el cual está dado por la siguiente ecuación:

$$N_R = [v \cdot D \cdot \rho] / \eta \quad (63)$$

O también se puede expresar de la siguiente forma, donde v : es la velocidad promedio de flujo

$$N_R = v \cdot D / \nu \quad (64)$$

Como el número de Reynolds es adimensional, se debe tener cuenta las unidades al momento de determinarlo. Para eso en la tabla 54 se muestran las unidades estándares para el cálculo del número de Reynolds, con el fin de garantizar su adimensionalidad.

Tabla 54: *Unidades estándares para el Numero de Reynolds*

| Magnitud | Unidades del SI | Unidades del sistema ingles |
|-----------------------|----------------------------------|-----------------------------|
| Velocidad | m/s | pie /s |
| Diámetro | M | Pie |
| Densidad | Kg/ m ³ | slug/pie ³ |
| Viscosidad dinámica | N* s / m ² o Kg / m*s | slug / pie * s |
| Viscosidad cinemática | m ² / s | Pie ² /s |

Fuente: (Mott, 2006)

3.4.4.2.6.2.1 Números críticos o valores estimados para el número de Reynolds

En el análisis, para la aplicación de flujo en tuberías, existe una valorización de los tipos de flujos. Si el número de Reynolds es menor que 2000, el flujo será laminar ($N_R < 2000$). Ahora si el número de Reynolds es mayor a 4000 el flujo será turbulento. Lo ideal para determinar el tipo de flujo es necesario que en el cálculo del número de Reynolds, el valor numérico se encuentre en los rangos estimados, debido a que es más fácil analizar el flujo del sistema. No obstante si en el cálculo de los valores no se encuentran en los rangos permisibles, existe la posibilidad que este valor se encuentre en una región crítica, la cual genera mucha incertidumbre en los cálculos y el análisis del flujo. En la práctica para remediar los valores de la región crítica, se debe cambiar el diámetro del tubo y la tasa de flujo para determinar si es laminar o turbulento.

Observe el siguiente ejemplo, donde permite calcular el tipo de flujo a través del número de Reynolds.

Ejemplo: En una tubería fluye glicerina a 25°C, donde la velocidad promedio de flujo es de 4,0 m/s. El diámetro interior de la tubería es de 150 mm. Determine si el flujo es turbulento o laminar.

Solución: Para resolver el problema, se debe utilizar la ecuación del número de Reynolds.

$$N_R = [v * D * \rho] / \eta$$

Además el fluido del ejemplo es glicerina a 25°C, el cual se tiene que organizar las variables de la ecuación aplicadas a este fluido, en lo siguiente:

Datos conocidos:

$$D: 150 \text{ mm} = 0,15\text{m}$$

$$v = 4,0 \text{ m/s}$$

$$\rho = 1258 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$\eta = 0,96 \text{ Pa} * \text{s}$$

Reemplazando la ecuación del número de Reynolds:

$$\begin{aligned} N_R &= [(4,0\text{m/s}) * (0,15 \text{ m}) * (1258 \text{ Kg/m}^3)] / 0,96 \text{ Pa} * \text{s} \\ &= [(0,6\text{m}^2/\text{s}) * 1258\text{Kg/m}^3] / 0,96(\text{N/m}^2) * \text{s} \\ &= [754,8 \text{ Kg} * \text{m}^2 / \text{m}^3 * \text{s}] / 0,96 \text{ N/m}^2 * \text{s} \\ &= 786,25 (\text{Kg} * \text{m}^2 * \text{m}^2 / \text{N} * \text{m}^3 * \text{s}^2) \\ &= 786,25 \text{ Kg} * \text{m}^4 / \text{N} * \text{m}^3 * \text{s}^2 \\ &= 786,25 \text{ N/N} \\ N_R &= 786,25 \end{aligned}$$

Debido a que $N_R = 786,25$ es menor que 2000, el flujo de la glicerina es laminar. Se debe tener muy en cuenta las unidades.

Ejercicio: En una tubería acero de 2 pulgadas, cedula 40, fluye gasolina a 25°C con gravedad específica de 0,68. Determine el rango de velocidad promedio donde el flujo estaría en la región crítica.

Solución: Nuevamente se debe emplea la ecuación del número de Reynolds; pero inicialmente se debe organizar la información que proporciona el problema. Para encontrar algunos datos se deberá ir a los apéndices, allí aparecen los valores de las propiedades de la gasolina y el diámetro de la tubería se encuentra en la tabla

Datos conocidos:

$$sg = 0,68$$

$$\eta = 2,87 * 10^{-4} \text{ Pa} * \text{s}$$

$$D: 52,5 \text{ mm} = 0,052\text{m}$$

$$\rho = sg * \rho_{\text{agua}} = 0,68 * 997 \text{ Kg/m}^3 = 677,96 \text{ Kg/m}^3$$

Ahora se desea saber si la velocidad del fluido se encuentra en la región crítica ($2000 < N_R < 4000$), para eso se deberá despejar la dicha velocidad promedio (v), de la ecuación del número de Reynolds.

$$N_R = [v * D * \rho] / \eta$$

Despajando a v :

$$v = \eta N_R / D * \rho$$

Reemplazando por los valores conocidos:

$$\begin{aligned} v &= (2,87 * 10^{-4} \text{ Pa} * \text{s}) N_R / 0,052 \text{ m} * 677,96 \text{ Kg/m}^3 \\ &= (2,87 * 10^{-4} \text{ N/m}^2 * \text{s}) N_R / 35,25 \text{ Kg} * \text{m} / \text{m}^3 \\ &= 2,87 * 10^{-4} / 35,25 \text{ N} * \text{s} / \text{m}^2 / \text{Kg} * \text{m} / \text{m}^3 \\ &= 8,14 * 10^{-6} (\text{Kg} * \text{m/s}^2 * \text{m}^3 * \text{s}) / \text{Kg} * \text{m}^3 \\ v &= 8,14 * 10^{-6} \text{ m/s} \end{aligned}$$

Por lo tanto, si $2000 < v < 4000$, el flujo se encontrara en la región crítica.

3.4.4.2.6.3 Ecuación de Darcy

La ecuación de Darcy permite calcular la pérdida de energía de conductos redondos y secciones largas, debido a la fricción que ocasiona el fluido, tanto para flujo laminar, como para flujo turbulento, expresado en la siguiente ecuación:

$$h_L = f * (L / D) * (v^2 / 2g) \quad (65)$$

Donde:

h_L = Pérdida de energía debido a la fricción, en el Sistema internacional (N*m/ N o m) y en el sistema inglés (lb*pie/lb o pie)

L = Longitud de la corriente. En SI (m) y en el sistema inglés (pies)

D = Diámetro de la tubería (m o pies)

v = velocidad promedio de flujo (m/s y pies /s)

f = factor de fricción (adimensional)

Para cada tipo de flujo, es necesario calcular la pérdida de energía; lo único que difiere es el factor de fricción, el cual es un valor numérico adimensional, que se explica a continuación:

3.4.4.2.6.4 Pérdida de energía por fricción en flujo laminar

Como el flujo laminar posee movimiento ordenado y uniforme, es posible tener una relación de la pérdida de energía y algunas características involucradas en el sistema de flujo. Esta relación está dada por la *ecuación de Hagen – Poiseuille*:

$$h_L = 32\eta L v / \gamma D^2 \quad (66)$$

Las características involucradas son las propiedades del fluido como el peso específico (γ), viscosidad (η), diámetro de la tubería, velocidad promedio de flujo (v) y geometría de longitud de la tubería. La ecuación de Hagen – Poiseuille, permite calcular las pérdidas de energía en una tubería sin importar la superficie; sin embargo esta ecuación es aplicable para flujo laminar con el número de Reynolds menor que 2000 ($N_R < 2000$). Aunque la ecuación de Darcy, aplica de una u otra forma para determinar pérdida de energía.

Ahora igualando la ecuación de Hagen – Poiseuille y la de Darcy, se puede encontrar el factor de fricción:

$$f * (L / D) * (v^2 / 2g) = 32\eta Lv / \gamma D^2$$

Despejando f, tenemos que:

$$f = [(32\eta Lv) / \gamma D^2] * 2Dg / Lv^2$$

$$f = 64\eta g / vD\gamma$$

Como $\rho = \gamma / g$, y como el número de Reynolds es: $N_R = v D \rho / \eta$, se reemplaza:

$$f = 64\eta / vD\rho$$

El factor de fricción será:

$$f = 64 / N_R \quad ()$$

Ejemplo: Si fluye glicerina a 25°C por un tubo de 130mm de diámetro y 30 m de longitud, a una velocidad promedio de 3,5, 0 m/s. Determine la pérdida de energía del sistema.

Solución: Primeramente se debe determinar qué tipo de flujo es; si es laminar o turbulento, mediante la ecuación número de Reynolds:

$$N_R = [v * D * \rho] / \eta$$

Ahora se organiza los datos que proporciona el problema. Además se puede ir a los apéndices para ubicar la información de las propiedades de la glicerina a 25°C.

Datos conocidos:

$$\rho = 1258 \text{ Kg/m}^3$$

$$\eta = 0,96 \text{ Pa} * \text{s}$$

$$D = 130 \text{ mm} = 0,130 \text{ m}$$

$$L = 30 \text{ m}$$

$$v = 3,5 \text{ m/s}$$

Reemplazando en la ecuación del número de Reynolds:

$$N_R = [3,5 \text{ m/s} * 0,130 \text{ m} * 1258 \text{ Kg/ m}^3] / 0,96 \text{ Pa} * \text{s}$$

Reduciendo términos y a sabiendas que el valor que dará será adimensional, se tiene que:

$$N_R = 596,23$$

Como 596,23 es menor que 2000, el flujo a evaluar es laminar. Con la ecuación de Darcy, se encuentra la pérdida de energía, pero se deberá encontrar el factor de fricción:

$$f = 64 / N_R$$

$$= 64 / 596,23$$

$$f = 0,1073$$

La pérdida de energía será:

$$h_L = f * (L / D) * (v^2 / 2g)$$

Reemplazando los términos:

$$\begin{aligned} h_L &= 0,1073 * (30 \text{ m} / 0,130 \text{ m}) * [(3,5 \text{ m/s})^2 / 2(9,81 \text{ m/s}^2)] \\ &= 24,76 * [12,25 \text{ m}^2/\text{s}^2 / 19,62 \text{ m/s}^2] \\ &= 24,76 * 0,62 \text{ m} \\ h_L &= 15,35 \text{ m} \end{aligned}$$

Recuerde que las unidades de h_L son m o $\text{N} \cdot \text{m} / \text{N}$. Este valor quiere decir que se pierde 15,32 $\text{N} \cdot \text{m}$, de energía de glicerina, mientras circula a lo largo de 30 m de la tubería.

3.4.4.2.6.5 Pérdida de energía debido a la fricción en flujo turbulento

Es apropiado utilizar la ecuación de Darcy para determinar esa pérdida de energía en un sistema de flujo. Ahora para la determinación del factor de fricción (f), se deben tener en cuenta otras características que influyen en el cálculo de este factor. Debido a que el flujo turbulento el movimiento del fluido no es uniforme existen dos variables como: rugosidad relativa del tubo o tubería y el número de Reynolds.

Ya definido el número de Reynolds, el término *rugosidad relativa*, es la relación del diámetro de la tubería (D) con la rugosidad promedio de la pared de la tubería (ϵ). La figura 79, muestra la rugosidad de una tubería, donde se observa irregularidades en la superficie del diámetro interior de la tubería.

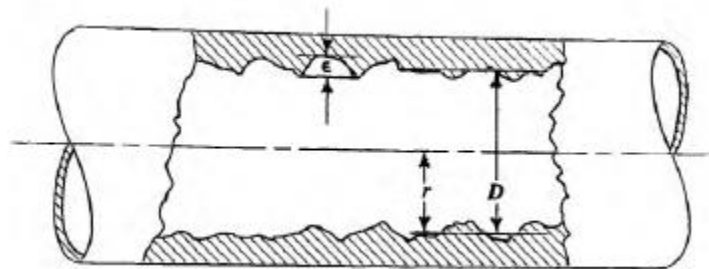


Figura 79: Rugosidad relativa en las paredes interiores de una tubería

Fuente: (Mott, 2006)

Debido a que la rugosidad es irregular, se debe tomar valores promedios. Uno de los grandes problemas de las tuberías que están en servicio durante cierto tiempo, la rugosidad cambia por la corrosión. En la tabla 55, se encuentran normalizadas algunos tipos de tuberías nuevas las cuales cuentan con valores de rugosidad promediadas.

Para la rugosidad de materiales como el vidrio donde la superficie es muy lisa y otros materiales que los valores tienden a cero, como el plástico. La rugosidad funciona un papel muy importante en el rozamiento del fluido con el material del conducto.

Tabla 55: Valores de rugosidad en tubos

| Material | Rugosidad ϵ (m) | Rugosidad ϵ (pie) |
|-------------------------------------|--------------------------|----------------------------|
| Vidrio | Liso | Liso |
| Plástico | $3 \cdot 10^{-7}$ | $1,0 \cdot 10^{-6}$ |
| Tubo extruido: cobre, latón y acero | $1,5 \cdot 10^{-6}$ | $5 \cdot 10^{-6}$ |
| Acero, comercial o soldado | $4,6 \cdot 10^{-5}$ | $1,5 \cdot 10^{-4}$ |
| Hierro galvanizado | $1,5 \cdot 10^{-4}$ | $5 \cdot 10^{-4}$ |
| Hierro dúctil, recubierto | $1,2 \cdot 10^{-4}$ | $4 \cdot 10^{-4}$ |
| Hierro dúctil, no recubierto | $2,4 \cdot 10^{-4}$ | $8 \cdot 10^{-4}$ |
| Concreto, bien fabricado | $1,2 \cdot 10^{-4}$ | $4 \cdot 10^{-4}$ |
| Acero remachado | $1,8 \cdot 10^{-3}$ | $6 \cdot 10^{-3}$ |

Fuente: (Mott, 2006)

3.4.4.2.6.7 Diagrama de Moody

El diagrama de Moody, permite evaluar el factor de fricción de forma gráfica, en función del Número de Reynolds, con una serie de curvas paramétricas, relacionando la rugosidad relativa. En la figura 80, se muestra el diagrama de Moody en una escala simplificada de las diferentes zonas

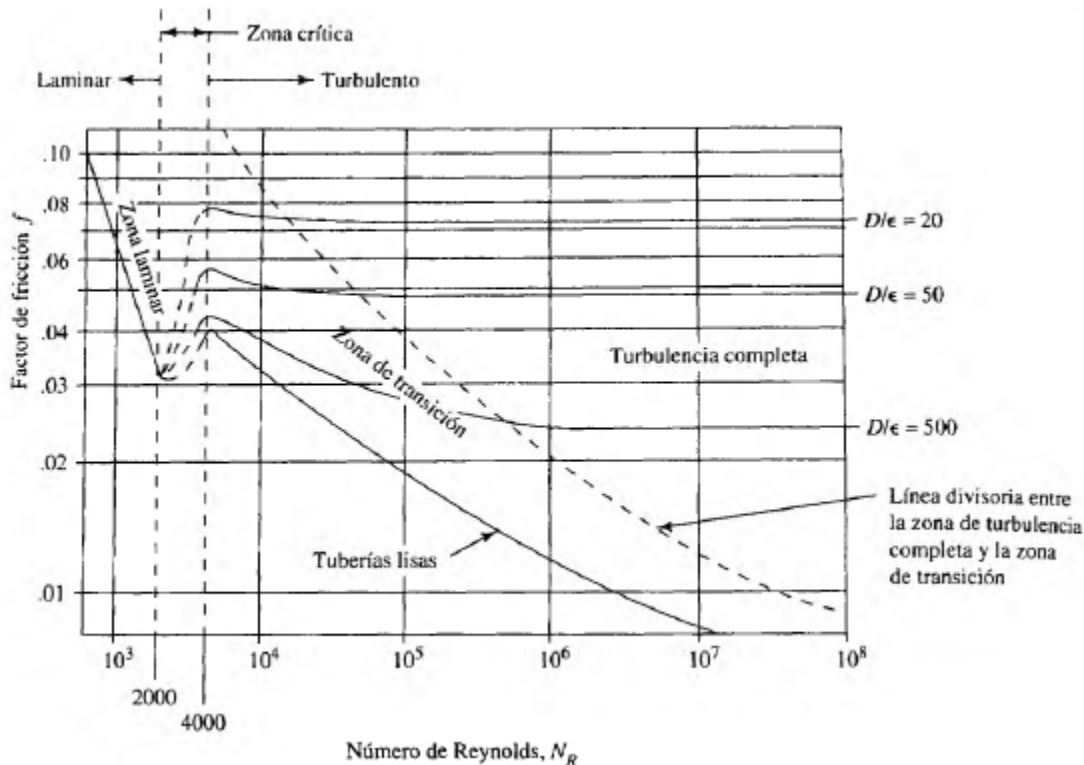


Figura 80: Explicación del diagrama de Moody

Fuente: (Mott, 2006)

El diagrama de la parte izquierda muestra los valores de número de Reynolds, menores a 2000, es decir presenta el flujo laminar, la línea recta indica el factor de fricción: $f = 64 / N_R$. Con respecto a la zona crítica, es muy difícil realizar análisis en el diagrama, porque no se tiene certeza a qué tipo de flujo corresponde. En la gran mayoría de la parte derecha se

observa que la zona de turbulencia es mayor a la zona laminar y las zonas donde la rugosidad es prácticamente es cero, es decir que la tubería es lisa, están comprendidas en este diagrama. La principal función del diagrama de Moody, es determinar ese valor de fricción (f), para flujo turbulento, pero primeramente se deberá conocer el número de Reynolds y la rugosidad relativa. En la tabla 56, permite interpretar con más facilidad la información mostrada por la figura; pues en cierto modo el diseño del diagrama es muy confuso.

Tabla 56: Datos para interpretar diagrama de Moody

| N_R | D/ϵ | F |
|---------------|--------------|----------------|
| $6,7*10^{-3}$ | 150 | $4,3*10^{-2}$ |
| $1,6*10^4$ | 2000 | $2,84*10^{-2}$ |
| $1,6*10^6$ | 2000 | $1,71*10^{-2}$ |
| $2,5*10^5$ | 733 | $2,23*10^{-2}$ |

Fuente: (Mott, 2006)

Por lo tanto se requiere tener como datos básicos: diámetro interior y material de la tubería, velocidad de flujo y el tipo de fluido, además de la temperatura que permitirá determinar la viscosidad. Algunos autores determinan el factor de fricción, mediante la **ecuación de Colebrook**, en 1939; la cual fue obtenida mediante datos experimentales por el físico Cyril F. Colebrook, en tuberías lisas y rugosas:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (68)$$

Figura 81: Ecuación de Colebrook

Fuente: (Mott, 2006)

Sin embargo el valor estimado por la ecuación de Colebrook, usualmente se consideran precisos en $\pm 15\%$. No obstante en base al cálculo del factor de fricción para flujos laminares, presentado en la ecuación, se desarrolló una ecuación, que permite un cálculo directo para flujo turbulento, diseñada por P. K. Swamee y A. K. Jain (Swamee & Jain, 1976):

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7(D/\epsilon)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (69)$$

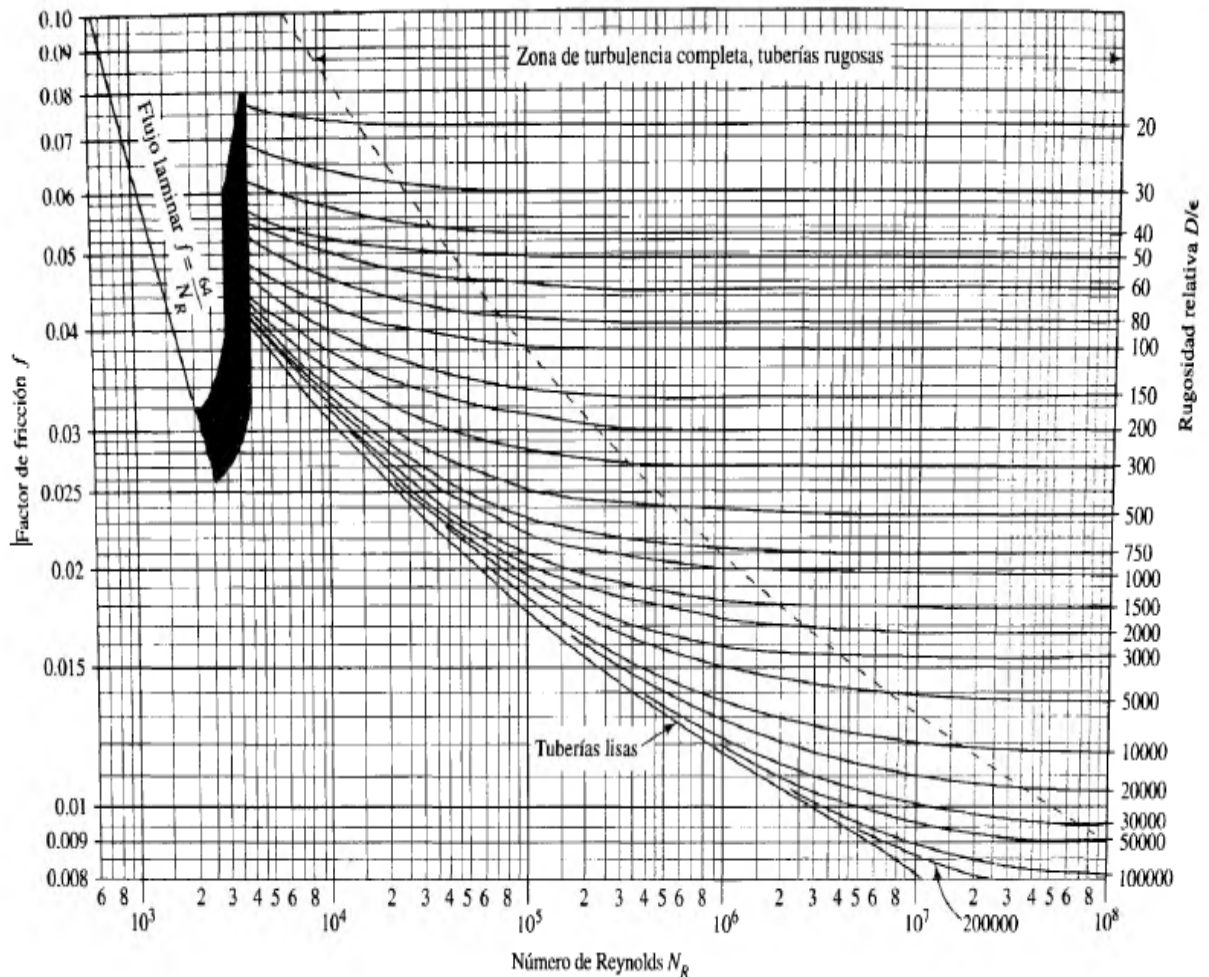
Figura 82: Factor de fricción según P. K. Swamee y A.K. Jain

Fuente: (Mott, 2006)

El diagrama de Moody es la representación gráfica de factor de fricción, tomado de la ecuación de Colebrook. En la que Lewis F. Moody representa las variables ya conocidas. (Fox, McDnald, & Pritchard, 2003) Aunque se ha querido calcular matemáticamente mediante las dos ecuaciones anteriores el factor de fricción en flujo turbulento, debido a que el diagrama de Moody representa una complicación en su interpretación, es preferible utilizar

la ecuación, debido a que presenta mayor exactitud y se puede corroborar directamente con el diagrama de Moody si se desea. Observe el diagrama de Moody en la figura 83

Figura 83: Diagrama de Moody.



Fuente: Pao, R. H. F. 1961. Fluid Mechanics. New York: John Wiley e hijos 284

Ejemplo: Determine el factor de fricción (f), si por una tubería de acero de una pulgada de diámetro, fluye agua a 160 °F y 30,0 pies/s.

Solución: Se desea determinar el factor de fricción que ejerce el agua sobre una tubería de acero de una pulgada y hacer la interpretación con el diagrama de Moody, pero inicialmente se debe conocer el tipo de flujo, mediante la ecuación del número de Reynolds:

$$N_R = [v * D] / \nu$$

Los datos proporcionados en el problema son:

$$D = 1 \text{ pulgada} = 0,0254 \text{ m}$$

$$v = 30,0 \text{ pies/s} = 9,14 \text{ pie/s}$$

$$\nu = 4,11 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

Reemplazando los valores:

$$N_R = [(9,14 \text{ m/s}) \cdot 0,0254 \text{ m}] / 4,11 \cdot 10^{-7} \text{ m/s}$$

$$N_R = 564856$$

El valor de N_R , es mayor que 4000, lo que significa que el flujo es turbulento. Ahora debe hallarse la rugosidad relativa para el acero. En la tabla la rugosidad del acero $\epsilon = 4,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}$

$$D/\epsilon = 0,0254 \text{ m} / 4,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

$$= 55,21$$

La relación D/ϵ , la cual es la rugosidad relativa de la tubería de acero, es adimensional. Ahora para localizar el factor de fricción (f), se deben relacionar los valores de N_R y D/ϵ , en el diagrama de Moody.

La proyección de relación para el factor de fricción es: 0,05

Ejercicio: En una planta de procesamiento químico debe llevarse benceno a 25°C, con gravedad específica de 0,86, desde el punto B, con una presión de 550 KPa. Se instala una bomba en el punto A. 21m por debajo de B, y se conectan los dos puntos por medio de una tubería de acero de 240, con diámetro interior de 50mm. Si el flujo volumétrico es de 110 L/min. Calcule la presión que se requiere en la salida de la bomba.

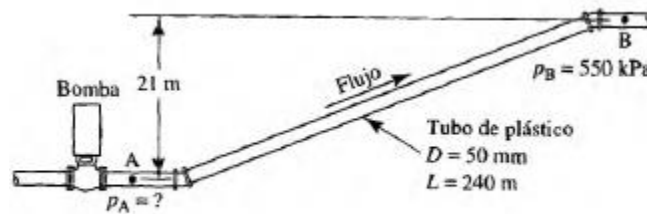


Figura 84: Aplicación de pérdida de energía en conducto cerrado
Fuente: (Mott, 2006)

Solución: Se debe organizar los datos proporcionados por el problema o encontrar en las tablas de apéndices, según la característica del fluido.

Datos conocidos
Benceno a 25°C
sg= 0,86
 $z_1 - z_2 = 21 \text{ m}$

$$D = 50 \text{ mm} = 0,05\text{m}$$

$$L = 240 \text{ m}$$

$$Q = 110 \text{ L/ min} = 1,83333 * 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

La velocidad de flujo en el punto A se supone que es igual en el punto B, lo que repercute en el cálculo. Además se utiliza un dispositivo para impulsar la presión como lo muestra la figura, lo cual es una bomba, que permite aumentar el transporte de fluido de A y B. Desde luego existe una pérdida de energía entre estos dos puntos y el objetivo del problema es encontrar la presión que ejerce la bomba en el punto A, mediante la ecuación de Bernoulli.

$$P_A/\gamma + (v_A)^2/2g + z_A = P_B/\gamma + (v_B)^2/2g + z_B$$

Como se asume que el flujo posee la misma velocidad, se propone que ambos términos de la ecuación, tienden a cero. Luego:

$$\begin{aligned} P_A/\gamma + z_A &= P_B/\gamma + z_B \\ P_A/\gamma - P_B/\gamma &= z_B - z_A \\ 1/\gamma (P_A - P_B) &= z_B - z_A \\ (P_A - P_B) &= (z_B - z_A) \gamma \\ P_A &= (z_B - z_A) \gamma + P_B \end{aligned}$$

1.)

Para determinar la pérdida de energía, se debe determinar qué tipo de flujo hace referencia el sistema, con el número de Reynolds:

$$N_R = [v * D * \rho] / \eta$$

Se deben encontrar algunas variables, para determinar el número de Reynolds:

$$\begin{aligned} \rho &= s_{\text{Benceno}} * \rho_{\text{agua}} = 0,86 * 1000 \text{ Kg/m}^3 = 860 \text{ Kg/m}^3 \\ \eta &= 6,03 * 10^{-4} \text{ Pa} * \text{s} \end{aligned}$$

Se necesita encontrar la velocidad del fluido mediante la ecuación de continuidad:

$$Q = Av$$

Despejando a v:

$$\begin{aligned} v &= Q / A \\ &= (1,83333 * 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}) / \pi (0,05\text{m})^2 / 4 \\ v &= 0,93370 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Retomando la ecuación del número de Reynolds:

$$\begin{aligned} N_R &= [(0,93370)*(0,05)*(860)] / 6,03 * 10^{-4} \\ &= 66582, 25538 \end{aligned}$$

Como $N_R > 4000$, el flujo es turbulento. Ahora se determina la pérdida de energía, utilizando la ecuación de Darcy:

$$h_L = f * (L / D) * (v^2 / 2g)$$

De todos los valores, ya conocidos, solo falta determinar el factor de fricción en flujo turbulento, mediante la ecuación:

$$f = 0,25 / [\log (1 / 3,7 * (D/\epsilon) + 5,74 / (N_R)^{0,9})]^2$$

Reemplazando los términos en valores conocidos. Aunque solo falta la rugosidad relativa; donde $\epsilon = 4,6 * 10^{-5}$ (Valor proporcionado por la tabla)

$$D/\epsilon = 0,05m / 4,6 * 10^{-5} = 1086,95652$$

Ahora tomando efectuando todas las operaciones con los valores

$$\begin{aligned} f &= 0,25 / [\log (1 / 3,7 * (1086,95652) + 5,74 / (66582,25538)^{0,9})]^2 \\ &= 0,25 / [-3,60441 + 2,44879 * 10^{-4}]^2 \\ &= 0,25 / [-3,60416]^2 \\ &= 0,25 / 12,98996 \\ f &= 0,01924 \end{aligned}$$

Con los valores ya obtenidos para la ecuación de Darcy, se reemplaza:

$$\begin{aligned} h_L &= 0,01924 * (240m / 0,05m) * ((0,93370 \text{ m/s})^2 / 2 * (9,81 \text{ m/s}^2)) \\ &= 92,325 * 0,04443 \\ &= 4,10 \text{ m} \end{aligned}$$

Ahora existe una ecuación que me permite sumar h_L , con las demás magnitudes, a partir de la ecuación 1 del presente ejercicio:

$$P_A = [(z_B - z_A) + h_L] \gamma + P_B$$

Reemplazando:

$$\begin{aligned} P_A &= [-21m + 4,10 \text{ m}] 8,59 \text{ KN/m}^3 + 550 \text{ KPa} \\ P_A &= -114 \text{ KPa} + 550 \text{ KPa} \\ P_A &= 436 \text{ KPa} \end{aligned}$$

REFERENCIAS

- Bentley, J. P. (2000). *Sistemas de Medicion , principios y aplicaciones*. Ciudad de Mexico: Grupo patria cultural.
- Centro Español de Metrologia. (2010). Procedimiento de manómetros, vacuómetros y manovacuómetros. *Procedimiento de calibracion metrologia*, 1-56.
- CHOW, V. (1994). *Hidrologia aplicada*. Colombia: Mc Graw Hill.
- Cimbala, J. M., & Cengel, Y. A. (2006). *Mecanica de fluidos*. Mexico D.F.: McGrawHill.
- CORANTIOQUIA. (2014). Medicion del caudal. *Manual Piraguero*, 1 - 24.
- De Azevedo, J. M., & Acosta, A. G. (1975). *Manual de hidraulica*. Mexico: Harla.
- Drago, R. J. (1988). Fundametos de diseño de engranes.
- Fox, R. W., McDnald, A. T., & Pritchard, P. J. (2003). *Introduction to Fluid Mechanics*. New York: McGraw Hill.
- Garzon Chalco, C. (2011). Pernos estructurales de alta resistencia. *MR&AsociadosConsultores S.A*, 57-58.
- Guzman, C. (2010). Metodos de Calibracion de densímetros de inmersión. *La guia Metas*, 6.
- L. Mott, R. (2006). *Diseño de Elementos de Maquinas*. Mexico: Pearson Education.
- La Guia Metas. (2006). El pascal y Factores de conversion de Unidades de Presion y vacio. *Metas & Metrologos Asociados*, 1 - 3.
- Lopez C, R. A. (2000). *Diseño de acueductos y alcantarillados*. Colombia: Alfaomega.
- Lopez Lopez, J. R. (04 de Abril de 2011). Calibracion de Instrumentos de Medicion de Flujo para Conductos Cerrados. 50.
- Mataix, C. (2006). *Mecanica de Fluido y Maquinas Hidraulicas*. Madrid: Ediciones del Castillo S.A
- Merida. (2010). Elementos de Union Roscados. *Elementos de Maquinas II*, 1-136.
- Mott, R. L. (2006). *Mecanica de fluidos*. Ciudad de Mexico: Pearson Educacion.
- Plazas Fernandez, D. A. (2014). Guia Para Calibracion de Pie de Rey. *Instituto Nacional de Metrologia*, 4 - 26.
- Rodriguez, G. (2012). *Ingemecanica*. Obtenido de <http://ingemecanica.com/index.html>

- Rodriguez, O. F. (2008). Pie de Rey. *Maquinas, metodos y control dimensional del procesamiento*, 1- 10.
- Rojas , M. C. (2008). *Piñones : Diente por diente y vuelta por vuelta*. Obtenido de Piñones : Diente por diente y vuelta por vuelta:
<https://www.ingenieriademetodos.com/app/download/9156567369/Piñones.pdf?t...>
- Streeter, L. V., & Wylie, E. B. (1996). *Mecanica de los fluidos*. Ciudad de Mexico: McGraw Hill.
- Swamee, P. K., & Jain, A. K. (1976). Explicit Equations for pipe-flow Problems. *Journal of the Hydraulics Division*, 657-664.
- Torres Papaqui, J. P. (2013). Tension superficial. *Ondas y fluidos*, 1-29.
- Trujillo, S., Scmind, W., Lazos , R., & Galvan, M. d. (2008). Incertidumbre en la calibracion de viscosímetros Brookfield. Queretaro, Mexico.
- Universidad Autonoma de Coahuila. (2016). Determinacion de la viscosidad en fluidos utilizando un viscosímetro de Brookfield. 1-3.
- Young, H. D., & Freedman, R. A. (2008). *Fisica Universitaria*. Ciudad de Mexico: Pearson Education.
- Zeballos Quispes, N. (2016). Propiedades de los fluidos. *Mecanica de fluidos I*, 1-5.

ANEXOS

1. **ASTM A104:** Standard Specification for Carbon Steel Alloy Steel, and Stainless Steel Nuts for bolts for high pressure on high temperature service on both 2016
2. **ASTM A563 :** Standard Specification for Carbon and Alloy Steel Nuts 2007
3. **ANSI/ ASME:** American National Standards Institute/ American Society of Mechanical Engineers
4. **ASTM A 307:** Standard specification for carbon Steel Externally threaded Standard fasteners 78
5. **ASTM A325 or A490 :** Specification for Structural Bolts Using 2004
6. **ASTM A354:** Standard Specification for Quenched and Tempered Alloy Steel Bolts, Studs, and other Externally Threaded Fasteners 98.
7. **ASTM A449 :** Standard Specification for Hex cap Screws, bolts and Studs Steel heat treated 120,105 90 KSI minimum Tensile Strength, general use 2014
8. **SAE/AISI :** Society of Automotive Engineers / American Iron and Steel Institute
9. **ASTM F436:** Standard Specification for Hardened Steel Washers. 1993
10. **ASTM F844:** Standard Specification for Washers Steel, plain (flat), Unhardened for General Use. 2007
11. **ISO 225:** Elementos de fijación, pernos, tornillos, espárragos y tuercas. Símbolos y designación de las dimensiones. 2010
12. **ISO 286-1:** Geometrical Product Specifications. Code System for Tolerances on linear sizes. Part 1: Basis of Tolerances, Deviations and Fits. 2010
13. **ANSI/AISC-360-05:** Specification for Structural Steel Buildings. 2005
14. **AGMA 1012-F90:** American National Standard Gear Nomenclature. Definitions terms with symbols. 1990
15. **AGMA 200-A88:** Gear Classification and Inspection Handbook- Tolerances and Measuring Methods for Unassembled Spur and Helical Gears. 1988
16. **AGMA 2003-B97:** Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, Zerol Bevel and Spiral Bevel Gear Teeth. 1997
17. **AGMA 6022-C93:** Design Manual for Cylindrical wormgearing. 1993
18. **ACA (American Chain Association).** Chain for Power Transmission and Material Handling. New York: Marcel Dekker
19. **ASTM E-100-95:** Standard Specification for ASTM Hydrometers
20. **ASTM 70-03:** Standard Test Method for Density of Semi- Solid Bituminous Materials (Pycnometer Method)
21. **AASHTO T316-04:** Calibration de viscosímetro de Brookfield
22. **ASME B40.100:** Pressure Gauges and Gauge Attachments
23. **INCONTEC 4609:** Calidad del Aire. Medición de la Presión Atmosférica Superficial. 1999
24. **OIML R117:** Otros Sistemas de Medidas que el Agua
25. **ANSI/ASME B31.1:** Tuberías de Vapor y Sistemas de Potencia
26. **ISO 4200:** Tubos de Acero con Extremos Planos, Soldados y sin Soldadura. Tablas Generales de Dimensiones y Masas por Unidad de Longitud.
27. **ISO 7268:** Componentes de Tuberías. Definición de Presión Nominal
28. **ISO 2531:** Ductile Iron Pipes, fittings, Accessories and Their Joints for Water Applications.

29. **ISO 5167-1:** Measurement of Fluid Flow by Means of Pressure Differential Devices Inserted in Circular Cross- Section Conduits Running Full. Part 1: General Principles and Requirements
30. **ISO 5167-2:** Measurement of Fluid by Means of Pressure Differential Devices Inserted in Circular- Cross Section Conduits Running Full. Part 2: Orifice Plates
31. **ISO 5167-3:** Measurement of Fluid by Means of Pressure Differential Devices Inserted in Circular- Cross Section Conduits Running Full. Part 3: Nozzles and Venturi Nozzles.
32. **ISO 5167-4:** Measurement of Fluid by Means of Pressure Differential Devices Inserted in Circular- Cross Section Conduits Running Full. Part 4: Venturi Tubes
33. **ISO 5168:** Measurement of Fluid Flow- Procedures for The Evaluation of Uncertainties.

APENDICES

Apéndice 1:

Tabla A: *Múltiplos y submúltiplos de los sistemas de unidades*

| Prefijos y sufijos de los sistemas de unidades | | | |
|---|--|-------|---|
| 10^{12} | | Tera | T |
| 10^9 | | Giga | G |
| 10^6 | | Mega | M |
| 10^3 | | Kilo | K |
| 10^2 | | Hecto | H |
| 10^1 | | Deca | D |
| 10^{-1} | | deci | d |
| 10^{-2} | | centi | c |
| 10^{-3} | | mili | m |
| 10^{-6} | | micro | μ |
| 10^{-9} | | nano | n |
| 10^{-12} | | pico | p |
| 10^{-15} | | femto | f |
| 10^{-19} | | atto | a |

Apéndice 2:

Tabla B: *Conversión de unidades en los sistemas internacional e inglés y viceversa*

| Longitud | | | |
|-----------------------|------------------------------|------------------------|---------------------------|
| Sistema Internacional | Sistema ingles | Sistema Ingles | Sistema Internacional |
| 1 mm | 0,0394 pulgadas | 1 pulgada | 25,3995 mm |
| 1 m | 3,2809 ft | 1 ft | 304,7945 mm |
| 1 m | 1,0936 yardas | 1 yarda | 0,9144 m |
| 1 m | 0,1988 US.rd | 1 US.rd | 5,0292 m |
| 1 Km | 3280, 8992 ft | 1 milla terrestre | 1,6093 Km |
| 1 Km | 1093,6331 yardas | 1 milla marítima | 1,8532 Km |
| 1 US.rod = 5,5 yardas | | | |
| Superficie | | | |
| Sistema Internacional | Sistema ingles | Sistema Ingles | Sistema Internacional |
| 1 cm ² | 0,1550 pulgadas ² | 1 pulgada ² | 6, 4514 cm ² |
| 1 m ² | 0,7643 ft ² | 1 ft ² | 928,9968 cm ² |
| 1 m ² | 1,1960 yarda ² | 1 yarda ² | 0,8361 m ² |
| 1 Km ² | 0,3861 millas ² | 1 millas ² | 2,5899 Km ² |
| | | 1 ft ² | 144 pulgadas ² |
| | | 1 yarda ² | 9 pie ² |
| Volumen | | | |
| Sistema Internacional | Sistema ingles | Sistema Ingles | Sistema Internacional |
| 1 cm ³ | 0,610 pulgadas ³ | 1 pulgada ³ | 16, 3861 cm ³ |
| 1 m ³ | 15,3166 ft ³ | 1 ft ³ | 28, 3153 L |
| 1 m ³ | 220, 0970 galón Imp. | 1 galón Imp. | 4,5435 L |
| 1 m ³ | 264,2000 US galón | 1 US galón | 3,7850 L |
| 1 m ³ | 0,3531 R.t | 1 R. t | 2, 8317 m ³ |

| | | | |
|------------------|----------------|-------------------------|----------|
| 1 m ³ | 1,0567 US qt | 1 US qt | 0,9464 L |
| 1 L | 2,1164 US pt | 1 US pt | 0,4732 L |
| 1 L | 0,8799 Imp. qt | 1 Imp. qt | 1,1365 L |
| 1 L | 1,7596 Imp. pt | 1 Imp. pt | 0,5683 L |
| | | 1 US barril de petróleo | 158,98 L |

Masa

| Sistema Internacional | Sistema ingles | Sistema Ingles | Sistema Internacional |
|-----------------------|----------------|----------------|-----------------------|
| 1 g | 15,4323 gr | 1 gr | 0,0648 g |
| 1 g | 0,5644 dr | 1 dr | 1,7718 g |
| 1 g | 0,0353 oz | 1 oz | 28,3495 g |
| 1 Kg | 2,2046 lb | 1 lb | 0,4536 Kg |

Densidad

| Sistema Internacional | Sistema ingles | Sistema Ingles | Sistema Internacional |
|------------------------|----------------------------------|-----------------------------|------------------------------|
| 1 Kg / m ³ | 0,0624 lb / ft ³ | 1 lb / ft ³ | 16,0194 Kg / m ³ |
| 1 Kg / dm ³ | 0,0361 lb / pulgada ³ | 1 lb / pulgada ³ | 27,6799 Kg / dm ³ |
| 1 g / cm ³ | 10,0220 lb / galón Imp. | 1 lb / galón Imp. | 0,0998 g/cm ³ |
| 1 g / cm ³ | 8,3472 lb / US galón | 1 lb / US galón | 0,1198 g/cm ³ |

Fuerza

| Sistema Internacional | Sistema ingles | Sistema Ingles | Sistema Internacional |
|-----------------------|---|----------------|-----------------------|
| 1 N | 0,2248 lbf | 1 lbf | 4,4482 N |
| 1 N | 7,2307 pdl | 1 pdl | 0,1383 N |
| 1 Kp | 2,2046 lbf | 1 lbf | 0,4536 Kp |
| | 1 poundal (pdl) = 0,0311 poundforce (lbf) | | |
| | 1 short ton forcé = 2000 lbf = 8,896,4 N | | |

Velocidad

| Sistema Internacional | Sistema ingles | Sistema Ingles | Sistema Internacional |
|-----------------------|-----------------|----------------|-----------------------|
| 1 m/s | 3,2809 ft/s | 1 ft / s | 0,3048 m/s |
| 1 m/s | 196,8540 ft/min | 1 ft / min | 0,0051 m/s |
| 1 Km / h | 0,6214 MPH | 1 MPH | 1,6093 Km / h |

Presión

| Sistema Internacional | Sistema ingles | Sistema Ingles | Sistema Internacional |
|------------------------|---|-------------------------------|------------------------------|
| 1 N/m ² | 0,0209 lbf / ft ² | 1 lbf / ft ² | 47,8816 N/m ² |
| 1 N/m ² | 1,45*10 ⁻⁴ lbf / pulgadas ² | 1 lbf / pulgada ² | 6894,76 N / m ² |
| 1 bar | 14,5053 Psi | 1 Psi | 6,8947 *10 ⁻² bar |
| 1 Kp / cm ² | 14,2248 Psi | 1 Psi | 0,0703 Kp / cm ² |
| 1 Kp / m ² | 0,2048 lbf / ft ² | 1 lbf / ft ² | 4,8828 Kp / m ² |
| 1 Kp / m ² | 39,371 *10 ⁻² pulgadas de H ₂ O | 1 pulgada de H ₂ O | 2,5399 Kp / m ² |
| 1 Kp / m ² | 2,906 *10 ⁻² pulgadas de mercurio | 1 pulgada de Mercurio | 34,4160 Kp |

Temperatura

$$^{\circ}\text{C} = 5/9 (^{\circ}\text{F} - 32)$$

$$^{\circ}\text{F} = 9/5 ^{\circ}\text{C} + 32$$

$$\text{K} = ^{\circ}\text{C} + 273,15$$

Apéndice 3:

Tabla C: Tamaños y roscas básicos preferidos de tornillos según ASME B4- 1967

| Fracciones (pulgadas) | | | | | | | Métrico (mm) | | | | | | |
|-----------------------|--------|------|--------|-------|------|-------|----------------------|-----|----|----|-----|------|--|
| | | | | | | | Decimales (pulgadas) | | | | | | |
| 1/64 | 0,0156 | 5 | 5,000 | 0,010 | 2,00 | 8,50 | 1 | | 10 | | 100 | | |
| 1/32 | 0,0312 | 5 ¼ | 5,250 | 0,012 | 2,20 | 9,00 | | 1,1 | | 11 | | 110 | |
| 1/16 | 0,0625 | 5 ½ | 5,500 | 0,016 | 2,40 | 9,50 | 1,2 | | 12 | | 120 | | |
| 3/32 | 0,0937 | 5 ¾ | 5,750 | 0,020 | 2,60 | 10,00 | | 1,4 | | 14 | | 140 | |
| 1/8 | 0,1250 | 6 | 6,000 | 0,025 | 2,80 | 10,50 | 1,6 | | 16 | | 160 | | |
| 5/32 | 0,1562 | 6 ½ | 6,500 | 0,032 | 3,00 | 11,00 | | 1,8 | | 18 | | 180 | |
| 3/16 | 0,1875 | 7 | 7,000 | 0,040 | 3,20 | 11,50 | 2 | | 20 | | 200 | | |
| ¼ | 0,2500 | 7 ½ | 7,500 | 0,05 | 3,40 | 12,00 | | 2,2 | | 22 | | 220 | |
| 5/16 | 0,3125 | 8 | 8,000 | 0,06 | 3,60 | 12,50 | 2,5 | | 25 | | 250 | | |
| 3/8 | 0,3750 | 8 ½ | 8,500 | 0,08 | 3,80 | 13,00 | | 2,8 | | 28 | | 280 | |
| 7/16 | 0,4375 | 9 | 9,000 | 0,10 | 4,00 | 13,50 | 3 | | 30 | | 300 | | |
| ½ | 0,5000 | 9 ½ | 9,500 | 0,12 | 4,20 | 14,00 | | 3,5 | | 35 | | 350 | |
| 9/16 | 0,5625 | 10 | 10,000 | 0,16 | 4,40 | 14,50 | 4 | | 40 | | 400 | | |
| 5/8 | 0,6250 | 10 ½ | 10,500 | 0,20 | 4,60 | 15,00 | | 4,5 | | 45 | | 450 | |
| 11/16 | 0,6875 | 11 | 11,000 | 0,24 | 4,80 | 15,50 | 5 | | 50 | | 500 | | |
| ¾ | 0,7500 | 11 ½ | 11,500 | 0,30 | 5,00 | 16,00 | | 5,5 | | 55 | | 550 | |
| 7/8 | 0,8750 | 12 | 12,000 | 0,40 | 5,20 | 16,50 | 6 | | 60 | | 600 | | |
| 1 | 1,000 | 12 ½ | 12,500 | 0,50 | 5,40 | 17,00 | | 7 | | 70 | | 700 | |
| 1 ¼ | 1,250 | 13 | 13,000 | 0,60 | 5,60 | 17,50 | 8 | | 80 | | 800 | | |
| 1 ½ | 1,500 | 13 ½ | 13,500 | 0,80 | 5,80 | 18,00 | | 9 | | 90 | | 900 | |
| 1 ¾ | 1,750 | 14 | 14,000 | 1,00 | 6,00 | 18,50 | | | | | | 1000 | |
| 2 | 2,000 | 14 ½ | 14,500 | 1,20 | 6,50 | 19,00 | | | | | | | |
| 2 ¼ | 2,250 | 15 | 15,000 | 1,40 | 7,00 | 19,50 | | | | | | | |
| 2 ½ | 2,500 | 15 ½ | 15,500 | 1,60 | 7,50 | 20,00 | | | | | | | |
| 2 ¾ | 2,750 | 16 | 16,000 | 1,80 | 8,00 | | | | | | | | |
| 3 | 3,000 | 16 ½ | 16,500 | | | | | | | | | | |
| 3 ¼ | 3,250 | 17 | 17,000 | | | | | | | | | | |
| 3 ½ | 3,500 | 17 ½ | 17,500 | | | | | | | | | | |
| 3 ¾ | 3,750 | 18 | 18,000 | | | | | | | | | | |
| 4 | 4,000 | 18 ½ | 18,500 | | | | | | | | | | |

Apéndice 4:

Tabla D :Rosca de tornillo estándar estadounidense

| A Dimensiones de rosca estándar estadounidense, tamaños numerados | | | | | |
|--|--|--------------------------|---|--------------------------|---|
| Rosca gruesa: UNC | | | Rosca finas: UNF | | |
| Tamaño | Diámetro mayor Básico. D (pulg) | Rosca por pulgada | Área de esfuerzo de tensión (pulg²) | Rosca por pulgada | Área de esfuerzo de tensión (pulg²) |
| 0 | 0,0600 | | 0,00263 | 80 | 0,00180 |
| 1 | 0,0730 | 64 | 0,00370 | 72 | 0,00278 |
| 2 | 0,0860 | 56 | 0,00487 | 64 | 0,00394 |
| 3 | 0,0990 | 48 | 0,00604 | 56 | 0,00523 |
| 4 | 0,01120 | 40 | 0,00796 | 48 | 0,00661 |
| 5 | 0,1250 | 40 | 0,00909 | 44 | 0,00830 |

| B Dimensiones de rosca estándar estadounidense, tamaño fraccionario | | | | | |
|--|--|--------------------------|---|--------------------------|---|
| Rosca gruesa: UNC | | | Rosca finas: UNF | | |
| Tamaño | Diámetro mayor Básico. D (pulg) | Rosca por pulgada | Área de esfuerzo de tensión (pulg²) | Rosca por pulgada | Área de esfuerzo de tensión (pulg²) |
| ¼ | 0,2500 | 20 | 0,0318 | 28 | 0,0364 |
| 5/16 | 0,3125 | 18 | 0,0524 | 24 | 0,0580 |
| 3/8 | 0,3750 | 16 | 0,0775 | 24 | 0,0878 |
| 7/16 | 0,4375 | 14 | 0,1063 | 20 | 0,1187 |
| ½ | 0,5000 | 13 | 0,1419 | 20 | 0,1599 |
| 9/16 | 0,5625 | 12 | 0,182 | 18 | 0,203 |
| 5/8 | 0,6250 | 11 | 0,226 | 18 | 0,256 |
| ¾ | 0,7500 | 10 | 0,334 | 16 | 0,373 |
| 7/8 | 0,8750 | 9 | 0,462 | 14 | 0,509 |

Apéndice 5:

Tabla E: Dimensiones métricas de roscas de tornillos

| Diámetro mayor básico, D (mm) | Roscas gruesas | | Roscas finas | |
|-------------------------------|----------------|--|--------------|--|
| | Paso (mm) | Área en esfuerzo de tensión (mm ²) | Paso (mm) | Área en esfuerzo de tensión (mm ²) |
| 1 | 0,25 | 0,460 | | |
| 1,6 | 0,35 | 1,27 | 0,20 | 1,57 |
| 2 | 0,4 | 2,07 | 0,25 | 2,45 |
| 2,5 | 0,45 | 3,39 | 0,35 | 3,70 |
| 3 | 0,5 | 5,03 | 0,35 | 5,61 |
| 4 | 0,7 | 8,78 | 0,5 | 9,79 |
| 5 | 0,8 | 14,2 | 0,5 | 16,1 |
| 6 | 1 | 20,1 | 0,75 | 22,0 |
| 8 | 1,25 | 36,6 | 1 | 39,2 |
| 10 | 1,5 | 58,0 | 1,25 | 61,2 |
| 12 | 1,75 | 84,3 | 1,25 | 92,1 |
| 16 | 2 | 157 | 1,5 | 167 |
| 20 | 2,5 | 245 | 1,5 | 272 |
| 24 | 3 | 533 | 2 | 384 |
| 30 | 3,5 | 516 | 2 | 621 |
| 36 | 4 | 817 | 3 | 865 |
| 42 | 4,5 | 1121 | | |
| 48 | 5 | 1473 | | |

Apéndice 6

Tabla F: Propiedades de agua a 25°C, en el Sistema Internacional de unidades; con una presión 101 KPa

| Propiedades de los líquidos comunes | | | | | |
|-------------------------------------|---------------------------|--|---------------------------------------|------------------------------------|---|
| | Gravedad específica Sg | Peso específico □ (KN/m ³) | Densidad □ (Kg/m ³) | Viscosidad dinámica □ (Pa*s) | Viscosidad Cinemática □ (m ² /s) |
| Acetona | 0,787 | 7,72 | 787 | 3,16 x10 ⁻⁴ | 4,02 x10 ⁻⁷ |
| Alcohol etílico | 0,787 | 7,72 | 787 | 1,00 x10 ⁻³ | 1,27 x10 ⁻⁶ |
| Alcohol metílico | 0,789 | 7,74 | 789 | 5,60 x10 ⁻⁴ | 7,10 x10 ⁻⁷ |
| Alcohol propílico | 0,802 | 7,87 | 802 | 1,92 x10 ⁻³ | 2,39 x10 ⁻⁶ |
| Amoniaco hidratado (25%) | 0,910 | 8,93 | 910 | — | — |
| benceno | 0,876 | 8,59 | 876 | 6,03 x10 ⁻⁴ | 6,88 x10 ⁻⁷ |
| Tetracloruro de carbono | 1,590 | 15,60 | 590 | 9,10 x10 ⁻⁴ | 5,72 x10 ⁻⁷ |
| Aceite de ricino | 0,960 | 9,42 | 960 | 6,51 x10 ⁻¹ | 6,78 x10 ⁻⁴ |
| Etilenglicol | 1,100 | 10,79 | 1100 | 1,62 x10 ⁻² | 1,47 x10 ⁻⁵ |
| Gasolina | 0,68 | 6,67 | 680 | 2,87 x10 ⁻⁴ | 4,22 x10 ⁻⁷ |
| Glicerina | 1,258 | 12,34 | 1258 | 9,60 *10 ⁻¹ | 7,63*10 ⁻⁴ |
| Queroseno | 0,823 | 8,07 | 823 | 1,64 *10 ⁻³ | 1,99*10 ⁻⁶ |

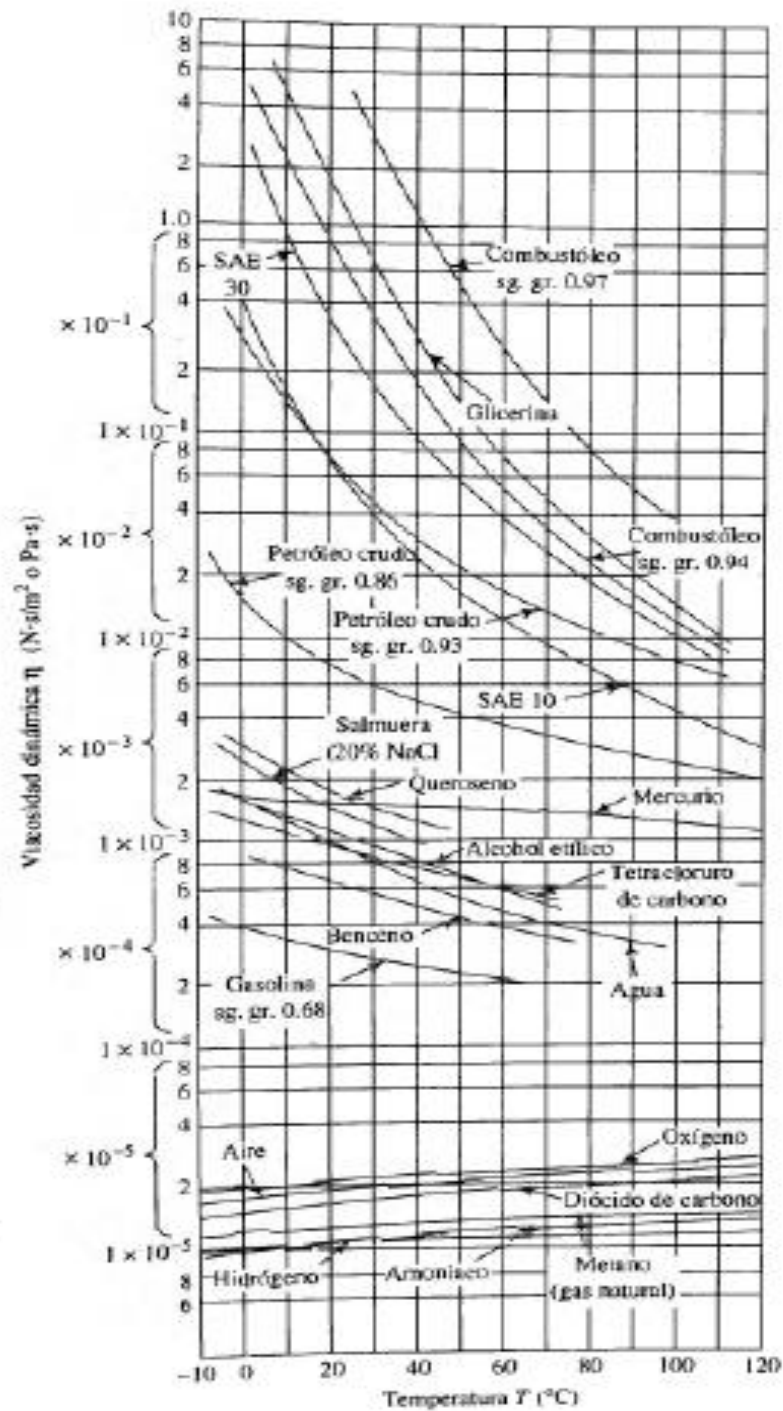
| | | | | | |
|------------------|-------|-------|-------|----------------------|----------------------|
| Aceite de linaza | 0,930 | 9,12 | 930 | $3,31 \cdot 10^{-2}$ | $3,56 \cdot 10^{-5}$ |
| Mercurio | 13,54 | 132,8 | 13540 | $1,53 \cdot 10^{-3}$ | $1,13 \cdot 10^{-7}$ |
| Propano | 0,495 | 4,86 | 495 | $1,10 \cdot 10^{-4}$ | $2,22 \cdot 10^{-7}$ |
| Agua de mar | 1,030 | 10,10 | 1030 | $1,03 \cdot 10^{-3}$ | $1,00 \cdot 10^{-6}$ |
| Aguarrás | 0,870 | 8,55 | 870 | $1,37 \cdot 10^{-7}$ | $1,57 \cdot 10^{-6}$ |

Tabla G: *Propiedades de algunos fluidos a 25°C, en el Sistema Intencional de unidades, con una presión de 101 KPa*

| Propiedades del agua | | | | |
|----------------------|---|----------------------------------|----------------------------------|--|
| Temperatura (°C) | Peso específico (KN/m ³) | Densidad (Kg/m ³) | Viscosidad dinámica (Pa*s) | Viscosidad Cinématica (v) (m ² /s) |
| 0 | 9,81 | 1000 | $1,75 \cdot 10^{-3}$ | $1,75 \cdot 10^{-6}$ |
| 5 | 9,81 | 1000 | $1,52 \cdot 10^{-3}$ | $1,52 \cdot 10^{-6}$ |
| 10 | 9,81 | 1000 | $1,30 \cdot 10^{-3}$ | $1,30 \cdot 10^{-6}$ |
| 15 | 9,81 | 1000 | $1,15 \cdot 10^{-3}$ | $1,15 \cdot 10^{-6}$ |
| 20 | 9,79 | 998 | $1,02 \cdot 10^{-3}$ | $1,02 \cdot 10^{-6}$ |
| 25 | 0,78 | 997 | $8,91 \cdot 10^{-4}$ | $8,94 \cdot 10^{-7}$ |
| 30 | 9,77 | 996 | $8,00 \cdot 10^{-4}$ | $8,03 \cdot 10^{-7}$ |
| 35 | 9,75 | 994 | $7,18 \cdot 10^{-4}$ | $7,22 \cdot 10^{-7}$ |
| 40 | 9,73 | 992 | $6,51 \cdot 10^{-4}$ | $6,56 \cdot 10^{-7}$ |
| 45 | 9,71 | 990 | $5,94 \cdot 10^{-4}$ | $6,00 \cdot 10^{-7}$ |
| 50 | 9,69 | 988 | $5,41 \cdot 10^{-4}$ | $5,48 \cdot 10^{-7}$ |

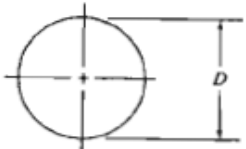
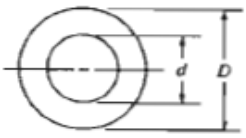
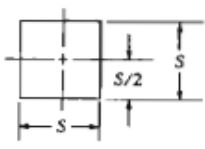
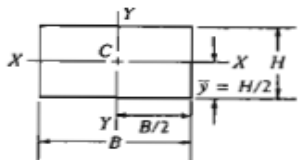
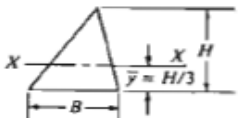
Apéndice 7

Figura A: Variación de la viscosidad dinámica con la temperatura en el Sistema Internacional



Apéndice 8

Figura B: Áreas de figuras geométricas

| | |
|--|---|
| <p>a) Círculo</p>  | $A = \pi D^2/4 \quad r = D/4$ $I = \pi D^4/64 \quad J = \pi D^4/32$ $S = \pi D^3/32 \quad Z_p = \pi D^3/16$ |
| <p>b) Círculo hueco (tubo)</p>  | $A = \pi(D^2 - d^2)/4 \quad r = \sqrt{D^2 + d^2}/4$ $I = \pi(D^4 - d^4)/64 \quad J = \pi(D^4 - d^4)/32$ $S = \pi(D^4 - d^4)/32D \quad Z_p = \pi(D^4 - d^4)/16D$ |
| <p>c) Cuadrado</p>  | $A = S^2 \quad r = S/\sqrt{12}$ $I = S^4/12$ $S = S^3/6$ |
| <p>d) Rectángulo</p>  | $A = BH \quad r_x = H/\sqrt{12}$ $I_x = BH^3/12 \quad r_y = B/\sqrt{12}$ $S_x = BH^2/6$ |
| <p>e) Triángulo</p>  | $A = BH/2 \quad r = H/\sqrt{18}$ $I = BH^3/36$ $S = BH^2/24$ |

f) Semicírculo



$$A = \pi D^2/8$$
$$I = 0.007D^4$$
$$S = 0.024D^3$$

$$r = 0.132D$$

g) Hexágono regular



$$A = 0.866D^2$$
$$I = 0.06D^4$$
$$S = 0.12D^3$$

$$r = 0.264D$$

A = área

I = momento de inercia

S = módulo de sección

r = radio de giro = $\sqrt{I/A}$

J = momento polar de inercia

Z_p = módulo polar de sección