

**ANÁLISIS Y CARACTERIZACIÓN DE LAS
PÉRDIDAS ENERGÉTICAS DE LA TUBERÍA EN
ACERO INOXIDABLE PARA UN SISTEMA DE
ENERGÍA SOLAR TÉRMICA EN
SOGAMOSO-BOYACÁ.**

Autor

LIZETH MARÍA VARGAS PÉREZ

Directora

CLAUDIA PATRICIA PARRA MEDINA
M.Sc. Ingeniería Mecánica

Co-Director

ARIEL REY BECERRA BECERRA
Ph.D. En física

**PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA,
MECATRÓNICA E INDUSTRIAL
FACULTAD DE INGENIERÍAS Y ARQUITECTURA**



Universidad de Pamplona
Pamplona, 5 de diciembre de 2016

**ANÁLISIS Y CARACTERIZACIÓN DE LAS
PÉRDIDAS ENERGÉTICAS DE LA TUBERÍA EN
ACERO INOXIDABLE PARA UN SISTEMA DE
ENERGÍA SOLAR TÉRMICA EN
SOGAMOSO-BOYACÁ.**

LIZETH MARÍA VARGAS PÉREZ

1096209776

limavape@hotmail.com

Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de:
INGENIERA MECÁNICO

Directora

CLAUDIA PATRICIA PARRA MEDINA

M. SC. Ingeniería Mecánica

claudypame@gmail.com

Co-Director

ARIEL REY BECERRA BECERRA

PhD. En física

arik@fisica.ru

**PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA,
MECATRÓNICA E INDUSTRIAL
FACULTAD DE INGENIERÍAS Y ARQUITECTURA
UNIVERSIDAD DE PAMPLONA**

Pamplona, 5 de diciembre de 2016

Dedicatoria

No podría empezar sin antes dedicar este triunfo a Dios que me ha permitido llegar a este punto de mi vida, mis padres que entregaron siempre lo mejor para que mis metas se cumplieran, a Eder Vargas por ser mi modelo a seguir, a Santiago y Gabriela Vargas que son mi mayor motivación, Johana Rodríguez por apoyarme y aconsejarme, A Gerardo Vargas que se convirtió en mi Ángel y cuidó cada uno de mis pasos, a Laura Lamprea por siempre creer, por motivarme a seguir hasta lograrlo, por su incondicionalidad, a Oscar Sandoval por su amistad, su paciencia y darle un giro a mis pensamientos, a Paola Barros por motivarme a cambiar el rumbo y alcanzar el mismo sueño, a Sergio Toloza, Remid Higuera, Sergio Teran, Juan Reyes, Sebastián Lara y Tatiana Pérez que me han dado por años el sincero significado de la palabra amistad, a Nella Solano, Sara Gamboa, Katherine Valero y Felipe Álvarez que me han acompañado en todo el proceso de formación académica, a Ricardo Cuberos, Wisner Jimenez, Andrés Pinto, Jessaell Mendoza por hacer parte de momentos bien vividos.

Agradecimientos

Principalmente agradecer a Dios por la bendición de permitirme convertir este sueño en realidad, a mis padres por apoyarme incondicionalmente y dar siempre lo mejor de ellos para convertirme en la mujer y profesional que soy, a mis hermanos por apoyar mis decisiones, agradecimiento especial a la profesora Claudia Parra por acogerme en el laboratorio Sefisolar, por su entrega y apoyo incondicional, a Remid Higuera por mostrarme un nuevo camino para hacer mi sueño realidad y por su respaldo en la elaboración del CAD, a Katherine Valero por su sincera y duradera amistad, por brindarme la oportunidad de iniciar mi vida profesional, a cada una de las personas que conocí en el recorrido universitario que aportaron a mi crecimiento.

Resumen

En el presente trabajo se realizó el análisis y caracterización de las pérdidas energéticas de la tubería en acero inoxidable para el sistema de calentamiento de una piscina semi-olímpica. Para ello, se realizó una revisión bibliográfica sobre los diferentes trabajos relacionados con pérdidas energéticas en tuberías de acero inoxidable, el uso de colectores solares en viviendas y piscinas a fin de tener las bases teóricas suficientes. Luego, se dividió la tubería por tramos de acuerdo al diámetro, la velocidad y el flujo en el sistema de tuberías que transportan el fluido frío y caliente de la piscina; seguidamente se realizó el CAD en Solidworks del sistema de tuberías y sus respectivos accesorios. Posteriormente, se realizó el cálculo de la energía absorbida por el sistema de colectores solares, las pérdidas de carga y las pérdidas térmicas sobre los 109 tramos distribuidos en la tubería, esto teniendo en cuenta los fenómenos físicos que tienen lugar en el sistema térmico solar, tales como: la convección, la radiación, la conducción, la condensación, evaporación y las pérdidas debido a las irreversibilidades. Por último se realizó la simulación de los tramos de tubería y los accesorios para mostrar el comportamiento de las partículas del fluido a lo largo de su recorrido por el sistema de transporte de fluidos frío y caliente. De acuerdo con los resultados de las pérdidas tanto de carga como energéticas del sistema se pudo concluir que la mayor parte de éstas se da por conducción.

Palabras clave: Tubería acero inoxidable, pérdidas energéticas, cuadalímetro, aislante térmico.

Abstract

In the present work the analysis and characterization of the energy losses of the stainless steel pipe for the heating system of a semi-Olympic swimming pool was carried out. For this, a bibliographic review was done on the different works related to energy losses in stainless steel pipes, the use of solar collectors in houses and swimming pools in order to have sufficient theoretical bases. The pipe was then divided into sections according to diameter, velocity and flow in the piping system that transport the cold and hot fluid from the pool; Followed by the CAD in Solidworks of the piping system and its respective accessories. Subsequently, the energy absorbed by the solar collector

system, load losses and thermal losses were calculated on the 109 sections distributed in the pipeline, taking into account the physical phenomena that take place in the solar thermal system, Such as: convection, radiation, conduction, condensation, evaporation and losses due to irreversibility. Finally, we performed the simulation of the pipe sections and accessories to show the behavior of the particles of the fluid along its path through the cold and hot fluid transport system. According to the results of both the load and energy losses of the system, it was possible to conclude that most of these are by conduction.

Key words: Stainless steel pipe, energy losses, cuadalímetro, insulation thermal. .

Contenido

Resumen	IX
Lista de símbolos	XX
Introducción	1
1. EL PROBLEMA	2
1.1. Planteamiento del problema	2
1.2. Objetivos	4
1.2.1. General	4
1.2.2. Específicos	4
1.3. Justificación	4
1.4. Alcances	5
1.5. Limitaciones	5
2. ESTADO DEL ARTE	7
2.1. Antecedentes de la investigación	7
2.2. Marco teórico	11
2.2.1. Energía solar térmica	11
2.2.2. Ecuación de Bernoulli	12
2.2.2.1. Aceleración de una partícula de fluido	13
2.2.2.2. Deducción de la Ecuación de Bernoulli	15
2.2.2.3. Balance de fuerzas a través de las líneas de corriente	18
2.2.2.4. Flujo no estacionario y compresible	18
2.2.2.5. Presiones estática, dinámica y de estancamiento	19
2.2.2.6. Limitaciones en el uso de la ecuación de Bernoulli	20
2.2.2.7. Línea de gradiente hidráulico (LGH) y línea de energía (LE)	22
2.2.3. Flujo en tuberías	27
2.2.3.1. Flujo Laminar y Turbulento	28

2.2.3.2.	Número de Reynolds	30
2.2.3.3.	Región de entrada	31
2.2.3.3.1.	Longitudes de Entrada	33
2.2.3.4.	Transferencia de calor en la región de transición	34
2.2.3.5.	Caída de presión y carga	35
2.2.3.5.1.	Efecto de la gravedad	39
2.2.3.6.	Flujo turbulento en tuberías	40
2.2.3.6.1.	Esfuerzo de corte Turbulento	43
2.2.3.6.2.	Perfil de velocidad turbulento	47
2.2.4.	Diagrama de Moody	49
2.2.4.1.	Problemas de flujos de fluidos	54
2.2.5.	Pérdidas Menores	55
2.2.6.	Calefacción de piscinas	64
2.2.6.1.	Pérdidas de calor en piscinas	65
2.2.6.1.1.	Pérdida por evaporación	66
2.2.6.1.2.	Pérdida o ganancia de calor por radiación	66
2.2.6.1.3.	Ganancias de calor por convección	67
2.2.6.1.4.	Pérdida o ganancia de calor por conducción.	67
2.2.7.	Análisis térmico general	67
2.2.7.1.	Flujo constante de calor en la superficie.	68
2.2.7.2.	Temperatura superficial constante	71
2.2.7.3.	Superficies ásperas	74
2.2.7.4.	Desarrollo del flujo turbulento en la región de entrada	76
2.2.8.	Conducción de calor en estado estacionario	76
2.2.8.1.	Estado estacionario en paredes planas	76
2.2.8.2.	El concepto de resistencia térmica	79
2.2.8.3.	Red de resistencias térmicas	82
2.2.8.4.	Paredes planas de capas múltiples	84
2.2.8.5.	Redes generalizadas de resistencias térmicas	87
2.2.8.6.	Conducción de calor en cilindros y esferas	89
2.2.8.7.	Radio crítico de aislamiento	91
2.2.8.8.	Transferencia de calor en configuraciones comunes	94
2.2.9.	Solidworks	94
2.2.9.1.	Flow Simulation	95
2.2.9.1.1.	simulación de CFD	95

3. MARCO METODOLÓGICO	97
3.1. Nivel de Investigación	97
3.2. Diseño de investigación	97
3.3. INSTRUMENTOS DE MEDIDAS	98
3.3.1. Instrumentos de medidas	98
3.3.2. Flujómetro ultrasónico TDS 100H	98
3.3.2.1. Principio de funcionamiento	99
3.3.2.2. Aplicaciones comunes	102
3.3.2.3. Flujómetro ultrasónicos de efecto Doppler	102
3.3.3. Termómetro Fluke 52 Serie II	104
3.4. Variables	105
3.4.1. Variables independientes	105
3.4.2. Variables dependientes	105
3.4.3. Variables intervinientes	106
3.5. Diseño experimental	106
3.5.1. Toma de datos	106
3.5.1.1. Medición de tubería	106
3.5.1.2. Medición de temperatura	108
3.5.2. Medición de caudal	108
3.5.2.1. Elaboración del CAD	110
4. ANÁLISIS DE DATOS	112
4.1. Resultados	112
4.2. Pérdidas Dinámicas	121
4.2.1. Pérdidas mayores	121
4.2.2. Pérdidas menores	136
4.2.2.1. Longitud equivalente	136
4.3. Pérdidas Térmicas del sistema	139
4.3.1. Ganancias de calor por radiación directa	139
4.3.2. Potencia útil	140
4.4. Pérdidas de potencia en el sistema	140
4.4.1. Pérdidas por evaporación	141
4.4.2. Pérdidas por convección	141
4.4.3. Pérdidas por conducción	150
4.4.3.1. Pérdidas por conducción en la piscina	151
4.4.3.2. Pérdidas en configuraciones comunes	151
4.4.3.3. Redes generalizadas	152
4.5. Simulación	155

4.6. Cálculo del radio crítico de aislamiento	160
4.6.1. Propiedades	160
4.7. Análisis de resultados	161
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	163
5.1. Conclusiones	163
5.2. RECOMENDACIONES	164
Bibliografía	165

Lista de Figuras

1-1. Diagrama piscina Boyaca-Sogamoso.	3
2-1. Relación aproximada entre la presión, la velocidad y la elevación , y es válida en regiones de flujo estacionario e incompresible en donde las fuerzas netas de fricción son despreciable,[1].	13
2-2. Fuerzas que actúan sobre una partícula de fluido a lo largo de una línea de corriente,[1].	17
2-3. Variación de la presión,[1].	18
2-4. Presiones estática, dinámica y de estancamiento,[1].	20
2-5. Los efectos de la fricción y los componentes que perturban la estructura aerodinámica del flujo en una sección de éste invalidan la ecuación de Bernoulli,[1].	21
2-6. Línea de gradiente hidráulica (LGH) y línea de energía (LE) para la descarga libre desde un depósito por un tubo horizontal con un difusor,[1].	24
2-7. En un flujo idealizado del tipo de Bernoulli, la LE es horizontal y su altura se mantiene constante,[1].	25
2-8. Comportamiento respecto a la energía de LE y LGH en bombas y turbinas, [1].	26
2-9. Presión (manométrica) de un fluido en LGH,[1].	26
2-10.Desarrollo de la capa límite para el flujo sobre una placa plana y los diferentes regímenes de flujo,[1].	32
2-11.Región totalmente desarrollada Hidrodinámicamente,[1].	32
2-12.Variación del esfuerzo de corte de la pared en la dirección del flujo,[1]. .	34
2-13.La potencia de bombeo necesaria para un sistema de tuberías de flujo laminar se puede reducir en un factor de 16 cuando se duplica el diámetro de la tubería,[1].	38
2-14.Diagrama de cuerpo libre de un elemento diferencial de fluido con forma de anillo de radio r , grosor dr y longitud dx , orientado coaxialmente con una tubería inclinada en flujo laminar totalmente desarrollado,[1]. . . .	40

2-15.Fluctuaciones del componente de velocidad u con el tiempo en una posición especificada en flujo turbulento,[1].	42
2-16.Perfil de velocidad y variación del esfuerzo de corte con distancia radial para flujo turbulento en una tubería,[1].	43
2-17.Partícula de fluido que se mueve hacia arriba a través de un área diferencial dA como resultado de la fluctuación de velocidad v' ,[1].	44
2-18.Los gradientes de velocidad en la pared, y por tanto el esfuerzo de corte de pared, son mayores para flujo turbulento que para flujo laminar, aun cuando la capa límite turbulenta sea más gruesa que la laminar para el mismo valor de velocidad de flujo libre,[1].	46
2-19.El perfil de velocidad en flujo en tubería totalmente desarrollado es parabólico en el flujo laminar, pero es mucho más plano en el flujo turbulento,[1].	47
2-20.Diagrama de Moody,[8]	50
2-21.A números de Reynolds muy grandes, las curvas del factor de fricción en el diagrama de Moody son casi horizontales, y por lo tanto los factores de fricción son independientes del número de Reynolds,[1].	53
2-22.Tramo de una tubería de diámetro constante con un accesorio de pérdida menor,[1].	56
2-23.Pérdida de carga provocada por un accesorio, [1].	58
2-24.Tabla Coeficientes de pérdida,[1].	59
2-25.La pérdida de carga en la entrada de una tubería es aproximadamente despreciable para entradas redondeadas ($K_L = 0,03$ para $r/D > 0,2$) pero aumenta a casi 0.50 para entradas con bordes agudos,[1].	60
2-26.Representación gráfica de la contracción del flujo y de la pérdida de carga relacionada con una entrada de tubería de borde agudo,[1].	61
2-27.Efecto del redondeo de una entrada de tubería sobre el coeficiente de pérdida,[1].	62
2-28.Se pueden minimizar las pérdidas debidas al cambio de dirección “facilitando el giro del fluido” al usar los codos circulares en vez de los esquinados,[1].	64
2-29.Pérdida de carga en una válvula parcialmente cerrada,[1].	65
2-30.Pérdida de calor en piscina. Fuente:[13]	66
2-31.Variación de las temperaturas superficial del tubo y media del fluido a lo largo del tubo para el caso de flujo constante de calor en la superficie,[2].	69
2-32.Interacciones energéticas para un volumen diferencial de control en un tubo,[2].	69

2-33. La forma del perfil de temperaturas permanece inalterada en la región completamente desarrollada de un tubo sujeto a flujo de calor constante en la superficie,[2].	70
2-34. Variación de la temperatura media del fluido a lo largo del tubo para el caso de temperatura constante,[2].	72
2-35. Un NTU mayor que 5 indica que el fluido que fluye en un tubo alcanzará la temperatura superficial a la salida, sin importar cuál sea la temperatura de admisión,[2].	73
2-36. El flujo de calor a través de una pared es unidimensional cuando la temperatura de ésta varía sólo en una dirección,[2].	77
2-37. En condiciones estacionarias, la distribución de temperatura en una pared plana es una línea recta,[2].	78
2-38. Analogía entre los conceptos de resistencia térmica y eléctrica,[2].	80
2-39. Esquema para la resistencia a la convección en una superficie,[2].	80
2-40. Esquema para las resistencias a la convección y a la radiación en una superficie,[2].	82
2-41. Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de una pared plana sujeta a convección sobre ambos lados, y la analogía eléctrica,[2].	83
2-42. Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de una pared plana de dos capas sujeta a convección sobre ambos lados,[2].	85
2-43. Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de una pared plana de dos capas sujeta a convección sobre ambos lados,[2].	86
2-44. Red de resistencias térmicas para dos capas paralelas,[2].	87
2-45. Red de resistencias térmicas para una disposición combinada serie-paralelo,[2].	88
2-46. En un tubo que conduce agua caliente el calor se pierde hacia el aire del exterior en la dirección radial y, como consecuencia, la transferencia de calor desde un tubo largo es unidimensional,[2].	90
2-47. Tubo cilíndrico largo (o casco esférico) con temperaturas de las superficies interior y exterior, T_1 y T_2 , especificadas,[2].	90
2-48. Tubo cilíndrico aislado expuesto a la convección desde la superficie exterior y la red de resistencias térmicas asociada con él,[2].	92
2-49.[2]	93
3-1. Flujómetro ultrasónico TDS 100H, Fuente: Autor.	98
3-2. Vista frontal del cuadalímetro TDS 100H,[9].	99
3-3. Vista superior del cuadalímetro TDS 100H,[9].	99
3-4. Vista inferior del cuadalímetro TDS 100H,[9].	100

3-5. Transductores tipo S1, M1 y L1,[9].	100
3-6. Instalación método V,[9].	101
3-7. Instalación método W,[9].	101
3-8. Instalación método Z,[9].	101
3-9. Los flujómetros ultrasónicos permiten medir la velocidad del flujo, inclusive sin tener contacto con el fluido con implemente presionar un transductor sobre la superficie exterior de la tubería.	103
3-10. Termómetro digital Fluke 52 series II.Tomada de [6]	104
3-11. Componentes del termómetro Fluke 52 series II. Tomada de [6].	105
3-12. Medición longitud de tuberías en el techo del Centro Urbano Recreacional Infantil. Autor	107
3-13. Medición longitud de tuberías en el sótano del Centro Urbano Recreacional Infantil. Autor	107
3-14. Medición de temperaturas en la tubería del Centro Urbano Recreacional Infantil. Autor	108
3-15. Registro de datos del caudal en la tubería. Autor	109
3-16. Registro de datos del caudal en la tubería. Autor	109
3-17. CAD de la planta alta elaborado en Solidworks. Autor	110
3-18. CAD de la planta media elaborado en Solidworks. Autor	110
3-19. CAD de la planta baja elaborado en Solidworks. Autor	111
4-1. Tramos de tubería fría planta media. Autor	112
4-2. Tramo de tubería caliente planta media. Autor	113
4-3. Tramo tubería fría planta baja. Autor	113
4-4. Tramo de tubería caliente planta baja. Autor	114
4-5. Tramo de tubería fría planta baja. Autor	114
4-6. Tramo de tubería fría planta baja. Autor	115
4-7. Piscina el CURI. Heliotermica	139
4-8. Red de resistencia.[2]	153
4-9. Red de resistencia tubería fría.Autor	154
4-10. Red de resistencia tubería caliente.Autor	155
4-11. Simulación tramo de tubería.Autor	156
4-12. Simulación valvula.Autor	157
4-13. Simulación codo.Autor	157
4-14. Simulación tramo tubería en diferentes direcciones.Autor	158
4-15. Simulación T.Autor	159

Lista de Tablas

2-1. Parámetros empíricos de la ley de potencia del factor de fricción de la tubería	11
2-2. Constantes para la correlación de la transferencia de calor en transición	35
2-3. Valores de rugosidad equivalentes para tuberías comerciales nuevas . . .	51
2-4. Para una tubería lisa el factor de fricción es mínimo, pero aumenta con la rugosidad.	53
2-5. El factor de fricción es mínimo para un tubo liso y aumenta con la aspereza.	75
2-6. Valores de la aspereza equivalente para tubos comerciales nuevos* . . .	76
4-1. Datos medidos en los tramos de tubería de fluido frío.	119
4-2. Datos medidos en los tramos de tubería de fluido caliente.	121
4-3. Parámetros de acero inoxidable, según norma ANSI.	122
4-4. Datos calculados en los tramos de tubería de fluido frío.	126
4-5. Datos calculados en los tramos de tubería de fluido caliente.	128
4-6. Cálculo del total de pérdidas mayores en los tramos de tubería de fluido frío.	133
4-7. Cálculo del total de pérdidas mayores en los tramos de tubería de fluido caliente.	136
4-8. Longitud equivalente de accesorios. Tomado de [14]	137
4-9. Pérdidas menores calculadas.	138
4-10.Total de Pérdidas dinámicas	139
4-11.Datos convección tubería con flujo frío	145
4-12.Pérdidas por convección en tubería con flujo frío	147
4-13.Datos convección tubería con flujo caliente.	149
4-14.Pérdidas por convección en tubería con flujo caliente.	150
4-15.Pérdidas por Conducción en piscina	151
4-16.Energía ganada y perdida en la piscina	162

Lista de símbolos

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI
g	aceleración gravitacional	m/s^2
\dot{m}	Flujo másico	kg/s
T_∞	Temperatura fluido lo suficientemente lejos de la superficie	$^\circ C$
T_a	Temperatura de la piscina	$^\circ C$
T_o	Temperatura ambiente	$^\circ C$
T_s	Temperatura de la superficie	$^\circ C$
C_p	Calor específico del agua	$KJ/kg^\circ C$
G	Radiación solar absorbida	Wh/m^2
Q_U	Calor útil	W
Q	Tasa de calor	W
Re	Número de Reynolds	
V_{prom}	Velocidad Promedio	m/s
D_h	Diámetro hidráulico del tubo.	m
\dot{Q}	Razón de transferencia de calor hacia un fluido	W
h_{evap}	Coefficiente de evaporación.	
α	Coefficiente de absorción del agua.	
P_A	Presión de saturación a temperatura de la piscina.	
P_o	Presión parcial de vapor de agua en el aire.	
z	Espacio entre tuberías.	m

Símbolo	Término	Unidad SI
h_{ca}	Coefficiente de transferencia de calor por convección	
N_u	Número de Nusselt	
K	Conductividad térmica del fluido	
Pr	Número de Prandtl	
Nu_{lam}	Número de Nusselt para un fluido laminar	
Nu_{turb}	Número de Nusselt para un fluido turbulento	
Nu_{trans}	Número de Nusselt para un fluido en transición	
a, b, c	Constantes para la correlación de transferencia de calor en la región de transición	
G_{rL}	Número de Grashof	
$r_{cr,cil}$	Radio crítico de aislamiento	

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI
ρ	Densidad del agua	kg/m^3
ν	Viscosidad cinemática del fluido	kg/ms
ε	Rugosidad	
μ_b	Viscosidad dinámica del fluido	kg/ms
μ_s	Viscosidad dinámica del fluido a la temperatura de la superficie	kg/ms
α	Absortividad	
η	Eficiencia térmica del colector.	
\emptyset	Diámetro.	
β	Coefficiente de expansión volumetrica.	

Introducción

La energía solar es la que llega a la tierra en forma de radiación electromagnética procedente del Sol. Actualmente una de las maneras de aprovechar la energía solar es empleando paneles fotovoltaicos para convertir radiación solar en energía eléctrica y otra muy importante es el uso de los colectores solares, los cuales transforman la radiación solar en calor y permiten de una manera práctica transmitir energía térmica de un medio a otro. Esta transformación se rige por procesos físicos descritos por las leyes de la termodinámica.

Un aspecto importante a tener en cuenta en un sistema de tuberías son las pérdidas energéticas ocasionadas por la interconexión de las mismas o por los procesos de transferencia de calor entre la tubería y el medio ambiente. Las pérdidas energéticas en un fluido laminar, donde el perfil de velocidades tiene comportamiento parabólico y sus velocidades máxima y mínima se encuentran en el eje del tubo y cerca de la pared respectivamente, son proporcionales a la velocidad media. En el caso de situaciones turbulentas las partículas se mueven desordenadamente y forman pequeños remolinos.

Generalmente las tuberías están unidas mediante una serie de accesorios como codos, tees, válvulas, entre otros, los cuales dan origen a ensanchamientos o reducciones de diámetro, que dependiendo del tipo de tubería pueden ser bruscas o suaves, siendo éstas últimas las que producen menor pérdida de carga [7].

En este trabajo se busca analizar las pérdidas energéticas desde las superficies de la tubería en acero inoxidable hacia el entorno y su efecto en el sistema de colectores térmicos solares para la ambientación de una piscina semiolímpica ubicada en Sogamoso-Boyacá, el cual se implementó con el fin de calentar el agua de la piscina del centro recreacional municipal a la temperatura de confort para los usuarios.

Capítulo 1

EL PROBLEMA

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En los últimos años se han desarrollado diversas formas de adquirir, almacenar y utilizar energía para nuestro consumo, los grandes avances tecnológicos han facilitado la forma de extraer energía de una manera más limpia y eficaz que la energía generada a base de los combustibles fósiles; a estas energías se les ha llamado energías renovables, puesto que son energías que reducen altamente el impacto ambiental y que se renuevan con el tiempo o cuya duración es ilimitada. Una de éstas es la energía térmica aprovechada del Sol por medio de colectores solares térmicos.

El funcionamiento de los colectores solares se basa en hacer circular un fluido a través de una superficie expuesta al Sol, utilizando varios fenómenos físicos, como el efecto termosifón, la conductividad térmica, el efecto invernadero y otros; en donde el calor atrapado es luego transportado dentro del sistema y almacenado o transmitido a otros cuerpos para diferentes fines.

A los calentadores solares se les han dado múltiples usos, en nuestro caso del Centro Recreacional infantil(CURI) mostrado en la Figura **1-1** el objetivo principal del sistema es la ambientación de la piscina. Aquí, debido a los costos del sistema, tienen gran importancia no solamente el aprovechamiento de la energía solar sino también evitar al máximo las pérdidas energéticas durante el proceso, siendo las tuberías de transporte de fluido caliente uno de los factores más importantes relacionados con las pérdidas de calor. Por lo anterior, se hace relevante el análisis y caracterización de las pérdidas energéticas de la tubería en acero inoxidable de este sistema de energía solar térmica, el cual cuenta con cerca de 300 metros lineales de tubería en acero inoxidable que realiza el transporte de agua en diferentes temperaturas y diámetros desde los colectores hacia

el intercambiador y viceversa. Esta tubería se encuentra interconectada con diferentes accesorios tipo T, codos, uniones, válvulas y otros, por lo que se tiene la necesidad de realizar un estudio detallado a fin de realizar la caracterización de dichas pérdidas energéticas en el sistema de tuberías, por lo cual se plantearon las siguientes preguntas de investigación:

¿Cuáles son las pérdidas aproximadas del sistema de tuberías completo y cómo influye el aislamiento térmico en la reducción de estas pérdidas?

¿Se podrá modelar de forma óptima el comportamiento de las pérdidas en función de las variables del sistema de calentamiento solar?

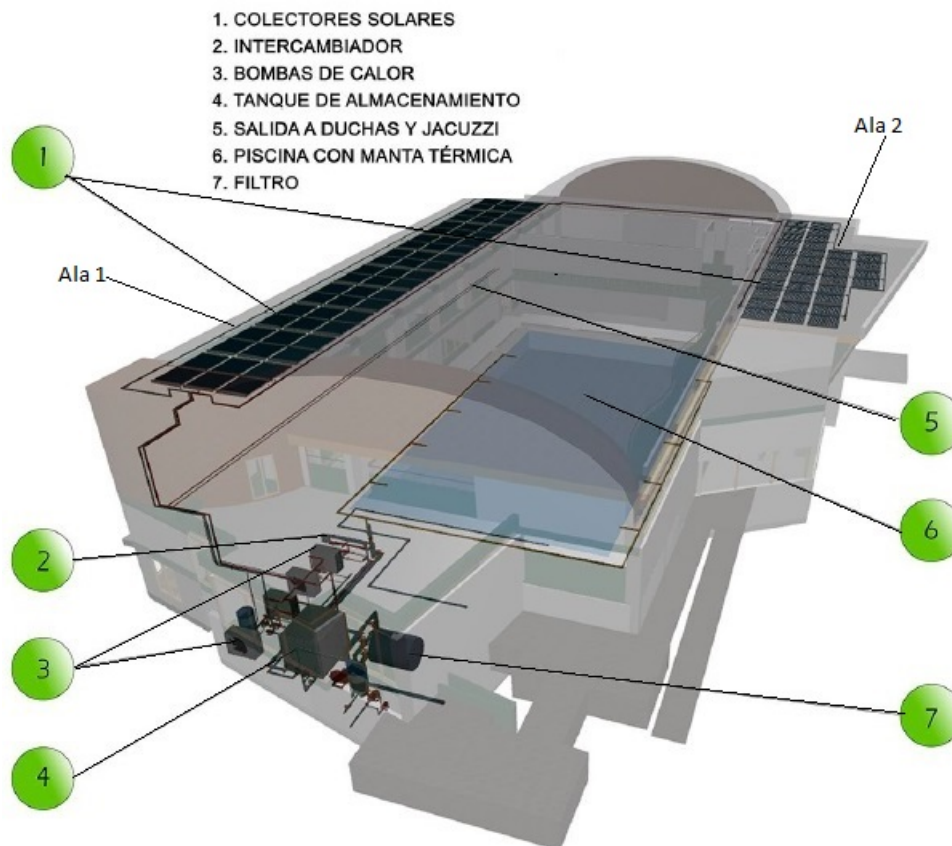


Figura 1-1: Diagrama piscina Boyaca-Sogamoso.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. General

Analizar y caracterizar las pérdidas energéticas de la tubería en acero inoxidable para un sistema de energía solar térmica en Sogamoso-Boyacá.

1.2.2. Específicos

- Analizar teóricamente las pérdidas de la tubería de acero inoxidable del sistema del Centro Urbano Recreacional Infantil (CURI) de Sogamoso-Boyacá.
- Diseñar e implementar el modelo experimental para la toma de datos que permita caracterizar las pérdidas de la tubería de acero inoxidable del sistema del Centro Urbano Recreacional Infantil (CURI) de Sogamoso-Boyacá.
- Realizar la toma de datos del modelo experimental y caracterizar el sistema de calentamiento en general, en función de sus componentes fundamentales.
- Calcular las pérdidas de la tubería de acero inoxidable del sistema del Centro Urbano Recreacional Infantil (CURI) de Sogamoso-Boyacá.
- Analizar y modelar el comportamiento de las pérdidas en función de las variables.
- Socializar los resultados y conclusiones obtenidas en el desarrollo del trabajo.

1.3. JUSTIFICACIÓN

Un sistema convencional para la calefacción de piscinas es en términos generales la caldera, la cual funciona quemando combustibles fósiles principalmente Diesel y como sistema alternativo se está implementando el uso de energía solar térmica. Existe a nivel mundial gran preocupación por no acrecentar el calentamiento global y el uso de combustibles fósiles tienen un alto impacto en el deterioro del medio ambiente, así que cualquier mejora que se pueda efectuar sobre la eficiencia térmica del sistema de calentamiento solar disminuirá el uso de combustibles contaminantes para éste efecto, lo cual será benéfico para nuestro planeta.

La implementación de un sistema solar presenta nuevos retos a la ingeniería, pues está compuesto de partes nuevas en relación a los sistemas convencionales de calderas, como lo es el aumento de la tubería por la cual fluye el líquido de trabajo. Las pérdidas energéticas a través de las superficies de la tubería toman importancia en el rendimiento

final de todo el sistema y el cálculo y estudio de estas pérdidas puede representar un aporte significativo en el mejoramiento del rendimiento y por consiguiente en el dimensionamiento y los costos finales del montaje.

Así mismo, al mejorar la eficiencia térmica mediante la reducción de pérdidas en las tuberías se reduce el uso del sistema de respaldo de bombas de calor, lo que indirectamente reduce también el uso de combustibles fósiles, que en Colombia fluctúa entre el 20 y 40 %, para la generación de energía eléctrica, dependiendo de las condiciones climáticas.

Por otra parte, cabe mencionar que el uso de sistemas solares térmicos requiere de una inversión al inicio de la instalación, pero son sistemas libres de mantenimiento, lo cual disminuye los recursos financieros necesarios para la calefacción de piscinas mediante este tipo de energía. Así mismo, el hecho de no requerir energía eléctrica para tal fin también contribuye a la disminución de los recursos económicos necesarios.

1.4. ALCANCES

El desarrollo de este proyecto busca analizar y caracterizar las pérdidas energéticas de la tubería en acero inoxidable para un sistema de energía solar térmica en Sogamoso-Boyacá. Para ello, se revisará la bibliografía científica relacionada con las pérdidas energéticas en tuberías, se analizarán teóricamente dichas pérdidas y se diseñará e implementará un modelo experimental que permita caracterizar, analizar y modelar las pérdidas energéticas en la tubería de acero inoxidable del sistema.

Es de anotar, que el sistema de calentamiento de colectores solares ya se encuentra en funcionamiento y el realizar los cálculos y análisis de pérdidas lo que facilita es una base para buscar el mejoramiento en la eficiencia térmica del sistema.

1.5. LIMITACIONES

Dado que el sistema se encuentra implementado en la ciudad de Sogamoso, se hace necesario viajar entre una y dos semanas para realizar la toma de datos, que se verán afectados por las condiciones climáticas en ese momento y lo cual podría ser una limitación o extensión en el tiempo de estadía para la realización de la medición de las

diferentes variables.

Capítulo 2

ESTADO DEL ARTE

2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

En el trabajo “Estudio para la climatización de la piscina y la producción de Agua Caliente Sanitaria ,ACS, con energía solar de la UNAP” se realizó un estudio en la ciudad de Puno al sur de Perú la cual se caracteriza por su clima frío y semi-seco con temperatura media máxima de 18.8°C durante el verano y -4.5°C durante el invierno. En el estudio se buscó implementar la energía solar para la calefacción de una piscina de 300 metros cuadrados con capacidad para 510 mil litros de agua a 26°C y la producción de ACS a 45°C para el consumo de 250 personas al día. Para el calentamiento de la piscina se implementó un sistema de 105 colectores planos en posición horizontal en tres filas de siete grupos de colectores y cada grupo estaba compuesto por cinco colectores; para la producción de ACS el sistema consta de 30 colectores planos y un intercambiador de calor tipo serpentín interior. El sistema posee un sistema auxiliar compuesto por un generador de vapor de 707 KW con quemador mixto de Gas licuado de Propano, GLP, y Diesel. El sistema de energía solar para la piscina aporta 300,417 KWH de los 460,564 KWH del consumo total, equivalente al 65 % y para el ACS 43,620 KWH son aportados por el sistema térmico solar lo cual es equivalente al 75 % del consumo total (57,869 KWH). En este trabajo se realizó un estudio de la radiación solar disponible, se calcularon pérdidas por evaporación, pérdidas o ganancias de calor por radiación, ganancias de calor por convección y pérdidas de calor por conducción [22].

En el trabajo “Determination of energy losses in pipes and accessories friction” llevado a cabo en el año 2012 por la Universidad de Antioquía en Medellín, se analizaron tres tramos de tubería con diferentes características e igual longitud, cada uno con 4.82 m lineales, se observó la presión medida con manómetro en U. Para la determinación de las pérdidas energéticas se utilizó un tramo recto para analizar las pérdidas por fricción,

un tramo con válvulas de compuerta como accesorio, un tramo con ampliación y reducción del espesor. Se tomaron cinco caudales distintos con tres mediciones cada uno, esto se realizó para cada tramo de tubería escogido. Como resultado se encontró que las pérdidas por fricción en la tubería de $\frac{3}{4}$ de diámetro para los diferentes caudales fueron 2.45089m, 1.14367m, 0.62614m, 0.21269m y 0.03833m respectivamente; del mismo modo las pérdidas de energía generadas por los cambios graduados en la tubería para la ampliación fueron: 0.11805m, 0.09404m, 0.05702m, 0.02529m y 0.01016m respectivamente; asimismo las pérdidas en la reducción graduada fueron 1.87786m, 1.50478m, 0.91244m, 0.40468m y 0.16257m. En este trabajo se concluyó que las pérdidas producidas por los accesorios en las tuberías depende del número de accesorios y que además eran proporcionales a la velocidad y aun factor que dependía del pulimiento de la superficie de las paredes sobre las que fluye el fluido [7].

En la Universidad de Barcelona se llevó a cabo en el año 2011 un proyecto titulado: “Climatización de una piscina cubierta mediante la combinación de energía solar térmica, geotérmica y caldera de apoyo de biomasa”, allí se evaluaron las diferentes alternativas para la climatización de la piscina municipal cubierta semi-olímpica de $25m * 16m$. En la primera parte del proyecto se calcularon las necesidades energéticas del recinto, tanto para la piscina como del sistema de ACS y del aire a fin de poder caracterizar la demanda energética del mismo, con este análisis se procedió al estudio de la distribución de las instalaciones, la des-humidificación con recuperación de calor y el enfriamiento adiabático con bomba de calor. Otros aspectos que se estudiaron en el desarrollo del proyecto fueron el aspecto económico, el impacto ambiental y las pérdidas que se pudieran generar en el sistema [18].

En el trabajo: “Diseño de instalaciones de máxima eficiencia en piscinas” desarrollado por Moreno,[4], se menciona que existen diversos medios transportadores de la energía calorífica, que mediante el intercambio de calor con el aire del local a climatizar consiguen que éste se encuentre en las condiciones deseadas. En este caso, los medios pueden ser el aire o los gases refrigerantes. El agua es el fluido más frecuentemente utilizado como transmisor de energía, desde la producción (calderas, bombas de calor o plantas enfriadoras) hasta las unidades climatizadoras por el hecho de ser un fluido muy común, barato y de elevado calor específico, lo que lo hace atractivo para las instalaciones. En estos sistemas mediante las redes de tuberías se consigue hacer llegar la energía necesaria para la climatización.

En el desarrollo de este trabajo se hizo necesario redimensionar las redes de tuberías para que por ellas pudiera circular el caudal necesario con una pérdida de carga que no

sobrepasará los límites reglamentarios y con una velocidad adecuada. Los materiales utilizados en la actualidad para las tuberías de agua son el cobre y el acero. Actualmente, existe también la posibilidad de utilizar otros materiales, como es el caso del polipropileno, con el que se consiguen bajos niveles sonoros y el cual resulta ser un material barato y de poco mantenimiento, pero que como en todas las innovaciones presenta dificultades en la mano de obra y todavía no está del todo implantado como una alternativa real.

El agotamiento progresivo de los recursos energéticos, unido al crecimiento demográfico y continuo desarrollo económico, hace prever que los costos de la energía seguirán en aumento en el futuro. De tal manera, que la reducción de pérdidas de carga en tuberías y componentes juega un papel importante, aunque muchas veces no se le otorgue la importancia que realmente tiene. Las pérdidas de carga no son más que una pérdida de energía y es importante que no sólo sean tratadas desde el punto de vista del correcto funcionamiento de la instalación sino que se tengan en cuenta las consideraciones económicas y medio ambientales que implican. En definitiva, se deben evaluar tres costos:

- Energía perdida en las tuberías y accesorios.
- Inversión en equipos.
- Inversión en compra de tuberías y accesorios.

En el artículo publicado en el 2010 y titulado: “Explicit design of commercial pipes with secondary losses” se realizó un estudio de ecuaciones aproximadas explícitas para la determinación de la potencia de una bomba teniendo en cuenta la descarga o diámetro de la tubería considerando la gravedad en una pendiente y la potencia de la bomba de alimentación como dos fuerzas motrices. Los principales causantes de pérdidas de energía son la fricción y la forma de arrastre por diferentes accesorios como válvulas, la variación de sección y las curvas en la tubería.

Teniendo en cuenta la fuerza de la gravedad en una pendiente, la potencia de bombeo y tanto la pérdida de fricción como la pérdida secundaria como fuerzas de equilibrio, la ecuación para el diseño de flujo de la tubería se pudo expresar como:

$$P = \rho g Q (h_f + h_{sl} - iL) \quad (2-1)$$

Donde:

P: potencia de bombeo.

ρ : densidad del fluido.

g : aceleración debida a la gravedad.

Q : descarga.

h_f : pérdida de carga por fricción.

h_{SL} : pérdida de carga secundaria.

i : pendiente de la tubería.

L : longitud.

Las pérdidas por fricción y la cabeza secundaria están normalmente relacionados con la velocidad como se muestra en las siguientes Ecuaciones 2-2 y 2-3 :

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (2-2)$$

$$h_{SL} = K_{SL} \frac{V^2}{2g} \quad (2-3)$$

Donde:

f : Factor de fricción de Darcy-Weisbach.

D : Diámetro del tubo.

V : Velocidad media de la sección transversal.

K_{SL} : Coeficiente de pérdida secundaria.

La ley de potencia para el factor de fricción se expresa:

$$f = \alpha R^\beta (R < R_c) \quad (2-4)$$

$$f = \alpha (R_c)^\beta (R > R_c) \quad (2-5)$$

Donde:

R : número de Reynolds.

V : velocidad media de la sección transversal.

α y β : constantes empíricas.

R_c : número de Reynolds crítico.

Yoo y Singh determinaron los parámetros α y β para diversos conjuntos de datos de campo recogidos por Colebrook y medidos por Von Bermuth y Wilson. Los valores presentados en la Tabla **2-1** son válidas sólo hasta un cierto valor crítico del número de Reynolds R_c . [21].

Tabla 2-1: Parámetros empíricos de la ley de potencia del factor de fricción de la tubería

Tamaño de la Tubería	Tipo de Tubería	ω	ζ	β	$\beta - \zeta$	Primera	Segunda
Pequeña	Tubo galvanizado de Hierro	0,004	-0,79	-0,11	0,68	$39 * 10^6$	1.52
	Tubería de hierro forjado	0,101	-0,096	-0,15	-0,044		
	Tubo de PVC	0,269	-0,067	-0,25	-0,193		
Medio	Tubo galvanizado de Hierro	0,034	-0,282	-0,08	0,202	$17 * 10^6$	1.46
	Tubería de hierro forjado	0,067	-0,135	-0,12	0,015		
	Tubería de hierro fundido recubierta de alquitrán	0,071	-0,255	-0,13	0,125		
Grande	Tubería de hierro fundido recubierta de alquitrán	0,042	0,266	-0,08	0,358	$1.93 * 10^6$	0.87
	Tubos de Hormigón	0,021	0,035	-0,03	0,005		

En este estudio las leyes de potencia por factor de fricción se han utilizado para derivar expresiones explícitas para el diseño de tuberías, ya que se consideran pérdidas secundarias. También cubre el caso general de tuberías en cuesta abajo y cuesta arriba con la bomba activa.

2.2. MARCO TEÓRICO

2.2.1. Energía solar térmica

La energía solar es una fuente de energía de origen renovable obtenida a partir del aprovechamiento de la radiación electromagnética procedente del Sol.

La radiación solar que alcanza la Tierra ha sido aprovechada por el ser humano desde la antigüedad, mediante diferentes tecnologías que han ido evolucionando con el tiempo desde su concepción. En la actualidad, el calor y la luz del Sol puede aprovecharse por medio de captadores como células fotovoltaicas, helióstatos o colectores térmicos, que pueden transformarla en energía eléctrica o térmica. Es una de las llamadas energías renovables o energías limpias, que pueden ayudar a resolver algunos de los problemas más urgentes que afronta la humanidad.

En 2011, la Agencia Internacional de la Energía se expresó así: “*El desarrollo de tecnologías solares limpias, baratas e inagotables supondrá un enorme beneficio a largo plazo. Aumentará la seguridad energética de los países mediante el uso de una fuente*

de energía local, inagotable y, aún más importante, independientemente de importaciones, aumentará la sostenibilidad, reducirá la contaminación, disminuirá los costes de la mitigación del cambio climático, y evitará la subida excesiva de los precios de los combustibles fósiles. Estas ventajas son globales. De esta manera, los costes para su incentivo y desarrollo deben ser considerados inversiones; deben ser realizadas de forma correcta y ampliamente difundidas”, [20].

La energía solar térmica aprovecha la radiación solar del Sol para calentar un fluido que por lo general, suele ser agua, aceite térmico o aire. La capacidad de transformar los rayos solares en calor es precisamente el principio elemental en el que se basa esta fuente de energía renovable.

En el caso de una instalación térmica, los colectores solares se valen de superficies de color oscuro para absorber la mayor cantidad de radiación solar posible. Así, en días soleados basta con que los rayos solares incidan directamente sobre el sistema de captación para obtener el aporte energético que se necesita para su uso en diversas aplicaciones.

El procedimiento actual que se lleva a cabo en cualquier instalación solar consiste en absorber la energía térmica contenida en los rayos solares mediante la circulación de un fluido en el interior del captador, este fluido se calienta y para evitar su enfriamiento se usa un aislamiento térmico en el tanque contenedor. En el caso más habitual se puede mantener el calor de una masa de agua por medio de un tanque de almacenamiento bien aislado, [23].

2.2.2. Ecuación de Bernoulli

La ecuación de Bernoulli es una relación aproximada entre la presión, la velocidad y la elevación, y es válida en regiones de flujo estacionario e incompresible en donde las fuerzas netas de fricción son despreciable como se muestra en la Figura **2-1**. Pese a su simplicidad la ecuación de Bernoulli demostró que es un instrumento muy potente en mecánica de fluidos. A continuación se deduce la ecuación de Bernoulli a partir del principio de conservación de momento lineal, se demuestra su utilidad y se analizan sus limitaciones.

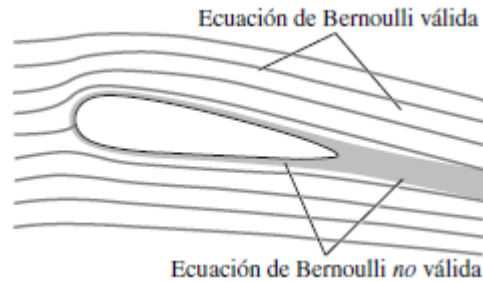


Figura 2-1: Relación aproximada entre la presión, la velocidad y la elevación, y es válida en regiones de flujo estacionario e incompresible en donde las fuerzas netas de fricción son despreciables,[1].

La aproximación clave en la deducción de la ecuación de Bernoulli es que los efectos viscosos son despreciablemente pequeños en comparación con los efectos de inercia, gravitacionales y de la presión. Puesto que todos los fluidos tienen viscosidad (no existe un “fluido no viscoso”), esta aproximación no puede ser válida para todo un campo de flujo de interés práctico. En otras palabras, no se puede aplicar la ecuación de Bernoulli en todas partes en un flujo, sin importar qué pequeña sea la viscosidad del fluido. Sin embargo, resulta que la aproximación es razonable en ciertas regiones de muchos flujos prácticos. Se hará referencia a esas regiones como regiones no viscosas del flujo y se enfatiza que no son regiones en donde el propio fluido es no viscoso o sin fricción sino, más bien, que son regiones en donde las fuerzas viscosas o de fricción netas son despreciablemente pequeñas en comparación con las otras fuerzas que actúan sobre las partículas del fluido.

En general, los efectos de la fricción siempre son importantes muy cerca de las paredes sólidas (capas límite) y directamente corriente abajo de los cuerpos (estelas). Por tanto, la aproximación de Bernoulli es útil por lo general en regiones del flujo por fuera de las capas límite y estelas, en donde el movimiento del fluido lo rigen los efectos combinados de la presión y la gravedad.

2.2.2.1. Aceleración de una partícula de fluido

El movimiento de una partícula y la trayectoria que sigue se describen por el vector velocidad, como función del tiempo y las coordenadas espaciales, así como de la posición inicial de la partícula. Cuando el flujo es estacionario (ningún cambio con el tiempo en un lugar especificado), todas las partículas que pasan por el mismo punto siguen la misma trayectoria (la cual es la línea de corriente) y los vectores de velocidad

permanecen tangentes a la trayectoria en todo punto.

Con frecuencia conviene describir el movimiento de una partícula en términos de su distancia s , a lo largo de una línea de corriente, junto con el radio de curvatura a lo largo de esta línea. La velocidad de la partícula está relacionada con la distancia por $V = ds/dt$, la cual puede variar a lo largo de la línea de corriente.

En el flujo bidimensional, la aceleración se puede descomponer en dos elementos:

- La aceleración según la corriente a_s , tangencial a la línea de corriente.
- La aceleración normal a_n , en la dirección normal a la línea de la corriente, la cual se da como $a_n = V^2/R$.

Note que la aceleración según la corriente se debe a un cambio en la magnitud de la velocidad a lo largo de una línea de corriente, y la normal se debe a un cambio en la dirección. Para las partículas que se mueven a lo largo de una trayectoria recta, $a_n = 0$ ya que el radio de curvatura es infinito y, por consiguiente, no hay cambio en la dirección. La ecuación de Bernoulli es resultado de un balance de fuerzas a lo largo de una línea de corriente. Puede tenerse la tentación de pensar que la aceleración es cero en el flujo estacionario, dado que la aceleración es la razón de cambio de la velocidad con el tiempo, y en este flujo no hay cambio con el tiempo.

Sin embargo, la boquilla de una manguera de jardín hace ver que esta apreciación no es correcta. Inclusive, en el flujo estacionario y, por tanto, de un flujo de masa constante, el flujo se acelera a su paso por la boquilla. Estacionario sencillamente significa ningún cambio con el tiempo en un lugar especificado, pero el valor de una cantidad puede cambiar de un lugar a otro.

En el caso de una boquilla, la velocidad del agua permanece constante en un punto especificado, pero cambia de la entrada a la salida (el agua se acelera a lo largo de la boquilla).

Matemáticamente esto puede expresarse de la manera siguiente: se toma la velocidad V de una partícula de fluido como una función de s y t . Cuando se toma la diferencial total de $V(s, t)$ y se dividen ambos miembros entre dt , da:

$$dV = \frac{\partial V}{\partial s} ds + \frac{\partial V}{\partial t} dt \quad y \quad \frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial s} \frac{ds}{dt} + \frac{\partial V}{\partial t} \quad (2-6)$$

En el flujo estacionario $\partial V/\partial t = 0$ y donde $V = V(s)$ y la aceleración en la dirección s queda:

$$a_s = \frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial s} \frac{ds}{dt} = \frac{\partial V}{\partial s} V = V \frac{dV}{ds} \quad (2-7)$$

donde $V = ds/dt$, si se sigue una partícula de fluido conforme se mueve a lo largo de una línea de corriente. Por lo tanto, la aceleración en el flujo estacionario se debe al cambio de la velocidad con la posición.

2.2.2.2. Deducción de la Ecuación de Bernoulli

Considere el movimiento de una partícula de fluido en un campo de flujo estacionario. Cuando se aplica la segunda ley de Newton (la cual se menciona como la relación de conservación del momento lineal en la mecánica de fluidos) en la dirección s , sobre una partícula en movimiento a lo largo de una línea de corriente da:

$$\Sigma F_s = ma_s \quad (2-8)$$

En regiones del flujo en donde las fuerzas netas de fricción son despreciables, las fuerzas significativas que actúan en la dirección s son la presión (que actúa sobre ambos lados) y la componente del peso de la partícula en la dirección s como se observa en la Figura 2-2. Por lo tanto, la Ecuación 2-9 queda:

$$PdA - (P + dP)dA - W \sin \theta = mV \frac{dV}{ds} \quad (2-9)$$

donde θ es el ángulo entre la normal a la línea de corriente y el eje vertical z en ese punto, $m = \rho \nu = \rho dA ds$ es la masa, $W = mg = \rho g dA ds$ es el peso de la partícula de fluido y $\sin \theta = dz/ds$. Se sustituye:

$$- dPdA - \rho g dA ds \frac{dz}{ds} = \rho dA ds V \frac{dV}{ds} \quad (2-10)$$

Cuando se cancela dA de cada término y se simplifica,

$$- dP \rho g dz = \rho g dz = \rho V dV \quad (2-11)$$

Si se nota que $V dV = \frac{1}{2} d(V^2)$ y se divide cada término entre ρ , da

$$\frac{dP}{\rho} + \frac{1}{2} d(V^2) + g dz = 0 \quad (2-12)$$

Integrando obtenemos *flujo estacionario*:

$$\int \frac{dP}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{constante} \quad (2-13)$$

ya que los dos últimos términos son diferenciales exactas. En el caso del flujo incompresible, el primer término también se convierte en una diferencial exacta y su integración da para flujo estacionario e incompresible:

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{Constante} \quad (2-14)$$

Ésta es la **ecuación de Bernoulli**, la cual es de uso común en mecánica de fluidos para el flujo estacionario e incompresible, a lo largo de una línea de corriente, en las regiones no viscosas del flujo.

El valor de la constante puede evaluarse en cualquier punto de la línea de corriente en donde se conozcan la presión, densidad, velocidad y elevación. La ecuación de Bernoulli también puede escribirse entre dos puntos cualesquiera sobre la misma línea de corriente como:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{(V_1)^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{(V_2)^2}{2} + gz_2 \quad (2-15)$$

Se reconoce $V^2/2$ como la energía cinética, gz como la energía potencial y P/ρ como la energía de flujo, todo por unidad de masa. Por lo tanto, la ecuación de Bernoulli puede concebirse como una expresión del balance de energía mecánica y se puede enunciar del modo siguiente:

La suma de la energía cinética, la potencial y de flujo de una partícula de fluido 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.

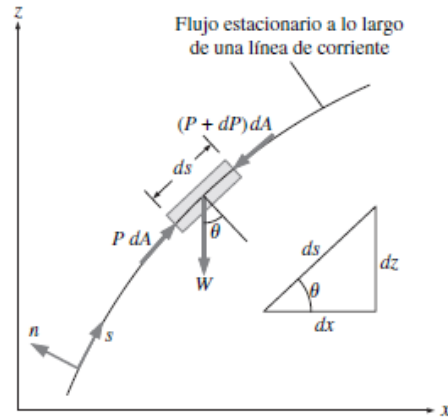


Figura 2-2: Fuerzas que actúan sobre una partícula de fluido a lo largo de una línea de corriente,[1].

La energía cinética, la potencial y de flujo son las formas mecánicas de la energía, y la ecuación de Bernoulli puede concebirse como el “principio de conservación de la energía mecánica”. Esto equivale al principio general de conservación de la energía para los sistemas que no se relacionan con la conversión de la energía mecánica y la térmica entre sí y, en consecuencia, la energía mecánica y la térmica se conservan por separado. La ecuación de Bernoulli expresa que, en el transcurso del flujo estacionario e incompresible, con fricción despreciable, las diversas formas de la energía mecánica se transforman entre sí, pero su suma permanece constante. En otras palabras, no se tiene disipación de energía mecánica en el curso de ese tipo de flujos, puesto que no existe fricción que convierta esa energía mecánica en energía térmica sensible (interna).

Debe recordarse que la energía se transfiere a un sistema como trabajo cuando se aplica una fuerza a este sistema a lo largo de una distancia. Si se toma en cuenta la segunda ley de Newton del movimiento, la ecuación de Bernoulli también puede concebirse como: *el trabajo realizado por las fuerzas de presión y de gravedad sobre la partícula de fluido es igual al aumento en la energía cinética de esa partícula.*

Pese a las aproximaciones intensamente restrictivas que se usaron en su deducción, la ecuación de Bernoulli es de uso común en la práctica, ya que diversos problemas prácticos de flujo de fluidos pueden analizarse con ella, con exactitud razonable. Esto se debe a que numerosos flujos de interés práctico en la ingeniería son estacionarios (o, por lo menos, estacionarios en sus valores medios), los efectos de la compresibilidad son relativamente pequeños y las fuerzas netas de fricción son despreciables en las regiones de interés en el flujo.

2.2.2.3. Balance de fuerzas a través de las líneas de corriente

Se deja como ejercicio demostrar que un balance de fuerzas en la dirección n normal a la línea de corriente da como resultado la relación siguiente aplicable a través de las líneas de corriente para el flujo estacionario e incompresible:

$$\frac{P}{\rho} + \int \frac{(V)^2}{R} d_n + gz = \text{constante} \quad (2-16)$$

Donde R es el radio local de la curvatura de la línea de corriente. Para un flujo en líneas de corrientes curvas como se muestra en la Figura 2-3, la expresión disminuye hacia el centro de curvatura, y las partículas de fluido experimentan una fuerza centrípeta y una aceleración centrípeta correspondientes debido a este gradiente de presión. Para el flujo a lo largo de una recta, $R \rightarrow \infty$ y la Ecuación 2-16 se reducen a $P/\rho + gz = \text{constante}$, o $P = -\rho gz + \text{constante}$, la cual es una expresión para la variación de la presión hidrostática con la distancia vertical para una masa de fluido en reposo. Por lo tanto, la variación de la presión con la elevación en el flujo estacionario e incompresible a lo largo de una recta es la misma que aquella en el fluido en reposo como se muestra en la Figura 2-3.

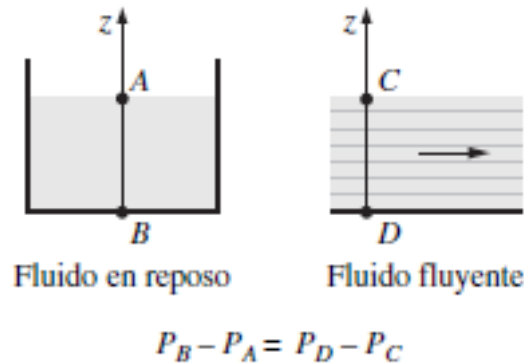


Figura 2-3: Variación de la presión,[1].

2.2.2.4. Flujo no estacionario y compresible

De manera análoga, cuando se usan los dos términos de la expresión de la aceleración como se mostró en la Ecuación 2-6, se puede demostrar que la ecuación de Bernoulli para el flujo no estacionario y compresible es:

$$\int \frac{dP}{\rho} + \int \frac{\partial V}{\partial t} ds + \frac{V^2}{2} + gz = \text{constante} \quad (2-17)$$

2.2.2.5. Presiones estática, dinámica y de estancamiento

La ecuación de Bernoulli determina que la suma de la energía de flujo, la cinética y la potencial de una partícula de fluido a lo largo de una línea de corriente es constante. Por lo tanto, la energía cinética y la potencial del fluido pueden convertirse a energía de flujo (y viceversa) en el curso del flujo, lo cual hace que cambie la presión. Este fenómeno puede hacerse más visible cuando se multiplica la ecuación de Bernoulli por la densidad ρ :

$$P + \rho \frac{V^2}{2} + \rho g z = \text{constante} \quad (2-18)$$

Cada término de esta ecuación tiene unidades de presión y, por tanto, cada uno representa alguna clase de presión:

- P es la **presión estática** (no incorpora efectos dinámicos); representa la presión termodinámica real del fluido.
- $\rho V^2/2$ es la **presión dinámica**, representa el aumento en la presión cuando el fluido en movimiento se detiene de manera isentrópica.
- $\rho g z$ es la **presión hidrostática**, la cual no es presión en un sentido real, porque su valor depende del nivel de referencia seleccionado; explica los efectos del aumento, es decir, del peso del fluido sobre la presión.

La suma de la presión estática, la dinámica y la hidrostática se llama **presión total**. Por lo tanto, la ecuación de Bernoulli expresa que la presión total a lo largo de una línea de corriente es constante. La suma de la presión estática y la dinámica se llama presión de estancamiento y se expresa como:

$$P_{estanc} = P + \rho \frac{V^2}{2} \text{ (Kpa)} \quad (2-19)$$

La presión de estancamiento representa la presión en un punto en donde el fluido se detiene totalmente de manera isentrópica. En la Figura 2-4 se muestran la presión estática, la dinámica y de estancamiento. Cuando la presión estática y de estancamiento se miden en un lugar especificado, puede calcularse la velocidad del fluido en ese lugar a partir de:

$$V = \sqrt{\frac{2(P_{estanc} - P)}{\rho}} \quad (2-20)$$

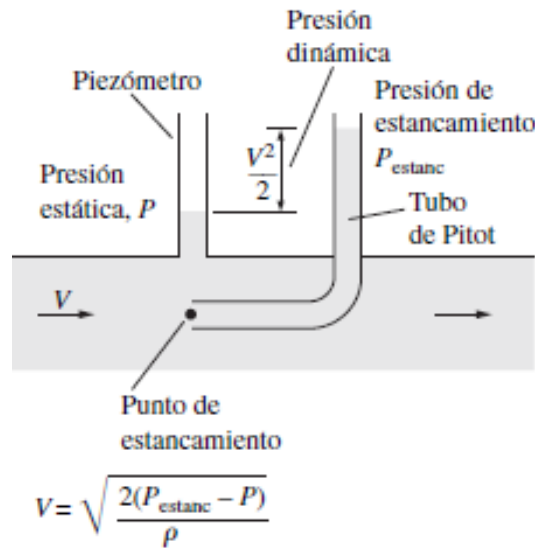


Figura 2-4: Presiones estática, dinámica y de estancamiento,[1].

2.2.2.6. Limitaciones en el uso de la ecuación de Bernoulli

La ecuación de Bernoulli 2-14 es una de las que con más frecuencia se usan, aunque indebidamente, en la mecánica de fluidos. Su versatilidad, sencillez y facilidad de aplicación la hacen una herramienta muy valiosa para utilizarse en el análisis, pero los mismos atributos la hacen muy tentadora para usarla indebidamente.

Por lo tanto, es importante conocer las restricciones acerca de la posibilidad de aplicarla y observar las limitaciones relativas a su uso, como se explica a continuación:

- **Flujo estacionario** La primera limitación de la ecuación de Bernoulli consiste en que es aplicable al flujo estacionario. Por lo tanto, no debe usarse durante los periodos de arranque y de paro, o durante los periodos de cambio en las condiciones de flujo.
- **Flujo sin fricción** En todo flujo interviene algo de fricción, sin importar qué tan pequeña sea, y los efectos de la fricción pueden ser despreciables o no. La situación se complica aún más por la magnitud del error que puede tolerarse.

En general, los efectos de la fricción son despreciables para secciones cortas del flujo, con secciones transversales grandes, en especial con velocidades bajas del

flujo.

Los efectos de la fricción suelen ser importantes en pasos largos y angostos del flujo, en la región de la estela corriente abajo de un objeto y en las secciones de flujo divergente, como los difusores, debido a la mayor posibilidad de que el fluido se separe de las paredes en esas configuraciones geométricas. Los efectos de la fricción también son significativos cerca de las superficies sólidas y, por tanto, la ecuación de Bernoulli suele ser aplicable a lo largo de una línea de corriente en la región del núcleo del flujo, pero no a lo largo de la línea de corriente cercana a la superficie como se muestra a continuación en la Figura 2-5.

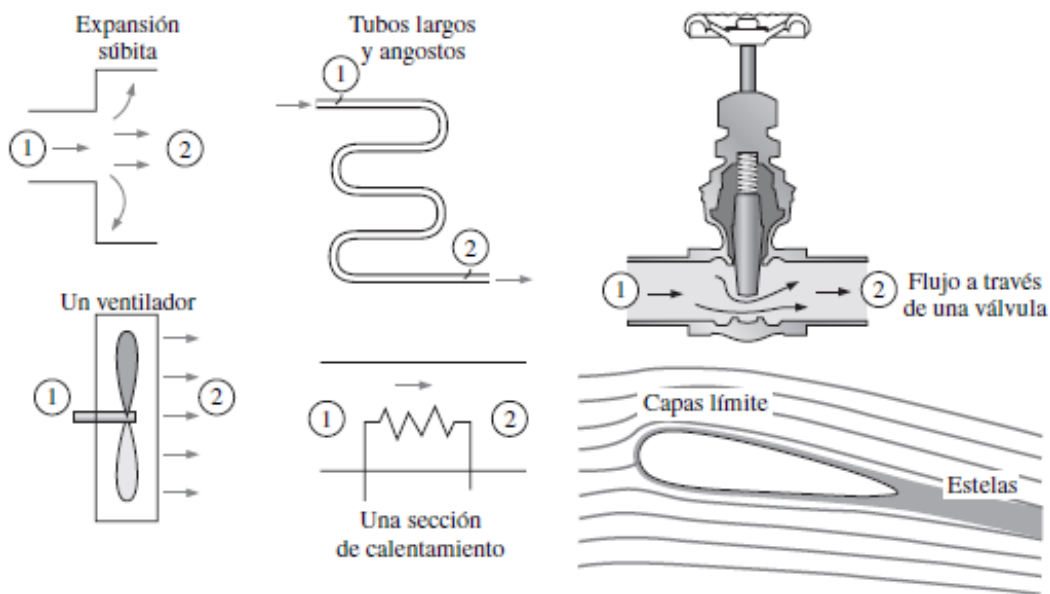


Figura 2-5: Los efectos de la fricción y los componentes que perturban la estructura aerodinámica del flujo en una sección de éste invalidan la ecuación de Bernoulli,[1].

- Ningún trabajo en la flecha.** La ecuación de Bernoulli se dedujo basándose en un balance de fuerzas sobre una partícula en movimiento a lo largo de una línea de corriente. Por lo tanto, esta ecuación no se aplica en una sección del flujo en el que intervenga una bomba, una turbina, un ventilador o cualquier otra máquina o impulsor, ya que estos aparatos destruyen las líneas de corriente y llevan a cabo interacciones de energía con las partículas del fluido.

Cuando la sección considerada del flujo incluye cualquiera de estos aparatos, debe usarse la ecuación de la energía para tomar en cuenta la entrada o salida

de trabajo en la flecha. Sin embargo, puede aplicarse la ecuación de Bernoulli a una sección del flujo antes o después de pasar por una máquina (en el supuesto, claro, que se satisfacen las otras restricciones referentes a su uso). En esos casos, la constante de Bernoulli cambia de corriente arriba a corriente abajo del dispositivo.

- **Flujo incompresible** Una de las hipótesis establecidas en la deducción de la ecuación de Bernoulli es que $\rho = \text{constante}$ y, por tanto, el flujo es incompresible. Esta condición la satisfacen los líquidos y también los gases con números de Mach menores a 0.3, en virtud de que los efectos de la compresibilidad y, por lo tanto, las variaciones de la densidad de los gases son despreciables a esas velocidades relativamente bajas.
- **Transferencia de calor.** La densidad de un gas es inversamente proporcional a la temperatura y no debe usarse la ecuación de Bernoulli para las secciones del flujo en el que se tenga un cambio significativo en la temperatura, como las secciones de calentamiento o enfriamiento.
- **Flujo a lo largo de una línea de corriente.** Es decir, la ecuación de Bernoulli, $\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = C$ es aplicable a lo largo de una línea de corriente y, en general, el valor de la constante C es diferente para distintas líneas de corriente.

Pero cuando una región del flujo es irrotacional y, en consecuencia, no hay vorticidad en el campo de flujo, el valor de la constante C continúa siendo el mismo para todas las líneas de corriente y, por lo tanto, la ecuación de Bernoulli se vuelve también aplicable a través de esas líneas de corriente.

Por lo tanto, no es necesario preocuparse por las líneas de corriente cuando el flujo es irrotacional y puede aplicarse la ecuación de Bernoulli entre dos puntos cualesquiera en la región irrotacional del flujo.

2.2.2.7. Línea de gradiente hidráulico (LGH) y línea de energía (LE)

Con frecuencia es conveniente representar de manera gráfica el nivel de la energía mecánica, usando alturas, con la finalidad de facilitar la visualización de los diversos términos de la ecuación de Bernoulli. Esto se realiza cuando se divide cada término de esa ecuación entre g , para dar:

$$\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z = H = \text{Constante} \quad (2-21)$$

Cada término de esta ecuación tiene las dimensiones de longitud y representa algún tipo de “carga” de un fluido fluyente, como se describe a continuación:

- $P/\rho g$ es la **carga de presión**: representa la altura de una columna de fluido que produce la presión estática P .
- $V^2/2g$ es la **carga de velocidad**: representa la elevación necesaria para que un fluido alcance la velocidad V durante una caída libre sin fricción.
- z es la **carga de elevación**: representa la energía potencial del fluido.

Asimismo, H es la **carga total** para el flujo. Por lo tanto, la ecuación de Bernoulli se puede expresar en términos de cargas como: la suma de las cargas de presión, de velocidad y de elevación a lo largo de una línea de corriente que es constante en el transcurso del flujo estacionario, cuando los efectos de la compresibilidad y de la fricción son despreciables.

Si se coloca un piezómetro (éste mide la presión estática) en una toma en un tubo, como se muestra en la Figura 2-6, el líquido subiría hasta una altura de $P/\rho g$ por arriba del centro del tubo.

La línea de gradiente hidráulico (LGH, o HGL por sus siglas en inglés, hydraulic grade line), también conocida como línea piezométrica o línea de alturas piezométricas, se obtiene cuando se hace esto en varios lugares a lo largo del tubo y se traza una línea que pase por los niveles del líquido en los piezómetros.

La distancia vertical hacia arriba del centro del tubo es una medida de presión dentro de éste. De manera análoga, si se coloca un tubo de Pitot (éste mide la presión estática + la dinámica) en una toma en un tubo, el líquido subiría hasta una altura de $P/\rho g + V^2/2g$ por arriba del centro del tubo, o a una distancia de $V^2/2g$ arriba de la PH.

La línea de energía (LE, EGL por sus siglas en inglés, energy grade line), también conocida como la línea de alturas totales, se obtiene cuando se hace esto en varios lugares a lo largo del tubo y se traza una línea que pase por los niveles del líquido en los tubos de Pitot.

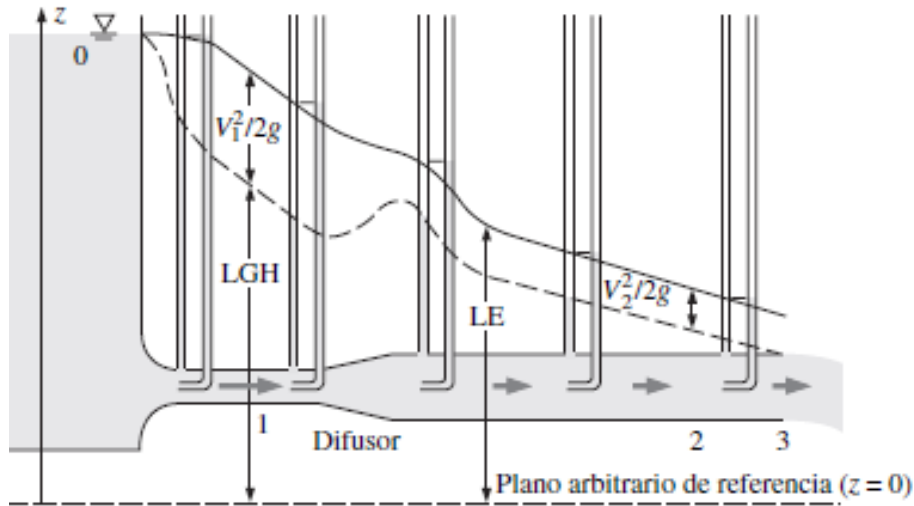


Figura 2-6: Línea de gradiente hidráulica (LGH) y línea de energía (LE) para la descarga libre desde un depósito por un tubo horizontal con un difusor,[1].

Note que el fluido también tiene la carga de elevación z (a menos que se tome el nivel de referencia en la línea central del tubo), la LGH y la LE se pueden definir de la manera siguiente: la línea que representa la suma de las cargas de presión estática y de elevación, $P/\rho g + z$, se llama línea de gradiente hidráulico.

La línea que representa la carga total del fluido, $P/\rho g + V^2/2g + z$, se llama línea de energía. La diferencia entre las alturas de la LE y la LGH es igual a la carga dinámica $V^2/2g$. Se observa lo siguiente acerca de la LGH y la LE:

- Para las masas en reposo, como los depósitos o los lagos, la LE y la LGH coinciden con la superficie libre del líquido. En estos casos, la elevación z de la superficie libre representa tanto la LE como la LGH, porque que la velocidad es cero y la presión estática (manométrica) es cero.
- La LE siempre está a una distancia $V^2/2g$ arriba de la LGH. Estas dos líneas se aproximan entre sí conforme disminuye la velocidad y divergen cuando ésta aumenta. La altura de la LGH decrece cuando aumenta la velocidad y viceversa.
- En un flujo idealizado del tipo de Bernoulli, la LE es horizontal y su altura se mantiene constante. Éste también sería el caso para la LGH cuando la velocidad del flujo fuera constante, ver Figura 2-7.

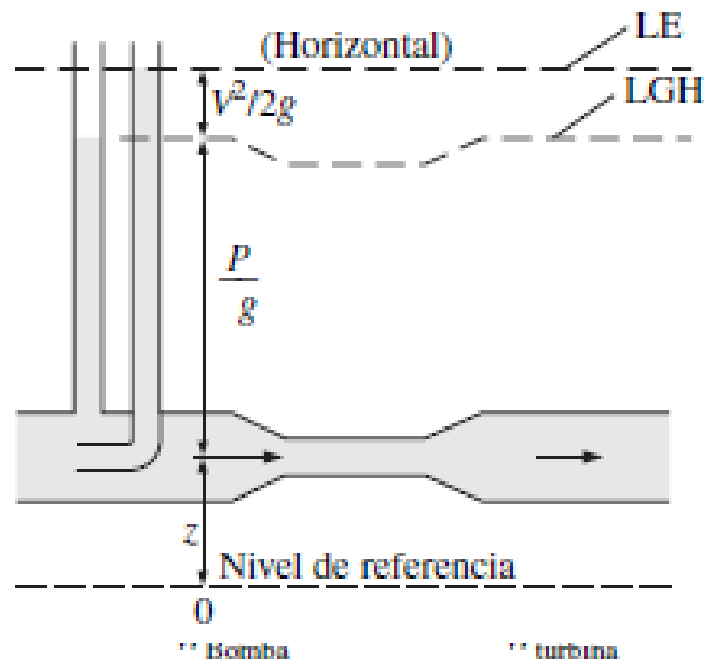


Figura 2-7: En un flujo idealizado del tipo de Bernoulli, la LE es horizontal y su altura se mantiene constante,[1].

- Para el flujo en canal abierto, la LGH coincide con la superficie libre del líquido y la LE está a una distancia $V^2/2g$ arriba de esa superficie libre.
- A la salida de un tubo, la carga de presión es cero (presión atmosférica) y, donde, la LGH coincide con esa salida (ubicación 3 en la Figura 2-6).
- La pérdida de energía mecánica debida a los efectos de fricción (conversión a energía térmica) hace que la LE y la LGH se inclinen hacia abajo en la dirección del flujo. La pendiente es una medida de la pérdida de carga en el tubo. Un accesorio que genere efectos considerables de fricción, como una válvula, causa una caída repentina tanto en la LE como en la LGH en ese lugar.
- Se tiene un salto excesivo en la LE y la LGH siempre que se añade energía mecánica al fluido (por medio de una bomba, por ejemplo). Del mismo modo ocurre una caída excesiva en la LE y la LGH siempre que se extrae energía mecánica del fluido (mediante una turbina, por ejemplo), como se muestra en la Figura 2-8.

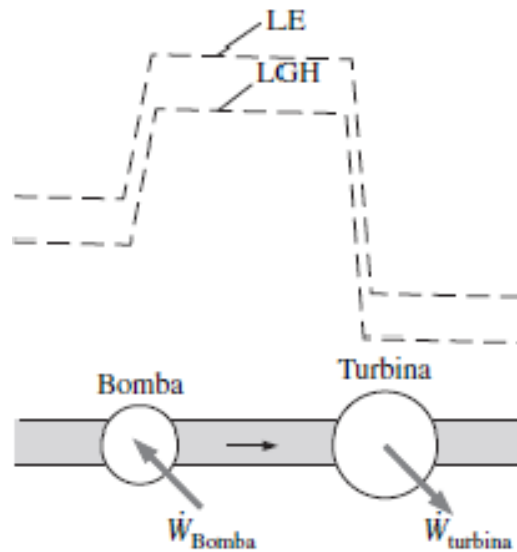


Figura 2-8: Comportamiento respecto a la energía de LE y LGH en bombas y turbinas, [1].

- La presión (manométrica) de un fluido es cero en los lugares en donde la LGH se interseca con el fluido. La presión en una sección del flujo que esté arriba de la LGH es negativa y la presión en una sección que esté abajo de la LGH es positiva como se muestra en la Figura 2-9. Por lo tanto, puede usarse un dibujo exacto de un sistema de tuberías y la LGH con la finalidad de determinar las regiones en donde la presión en el tubo sea negativa (por abajo de la presión atmosférica).

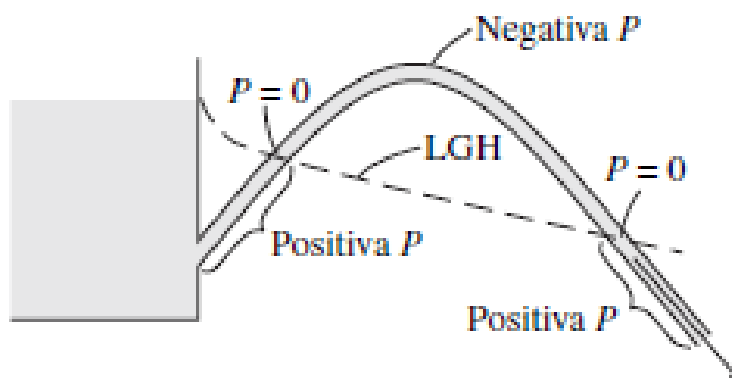


Figura 2-9: Presión (manométrica) de un fluido en LGH,[1].

La última observación permite evitar situaciones en donde la presión cae por abajo de la presión de vapor del líquido (lo cual causa cavitación). La consideración apropiada

es necesaria en la colocación de una bomba de líquido para verificar que la presión del lado de la succión no caiga demasiado, en especial a temperaturas altas en donde la presión de vapor es más alta que a bajas temperaturas, [1].

2.2.3. Flujo en tuberías

El flujo de un líquido o de un gas a través de tuberías o ductos se usa comúnmente en sistemas de calefacción y enfriamiento y en redes de distribución de fluido. En general, los tramos de flujo de sección transversal circular se conocen como flujo en tubos (en especial cuando el fluido es un líquido), y los tramos de flujo de sección transversal no circular se conocen como ductos (especialmente cuando el fluido es un gas).

La mayoría de los fluidos, en especial los líquidos, se transportan en tuberías circulares. Esto es así, porque las tuberías con una sección transversal circular pueden resistir grandes diferencias de presión entre el interior y el exterior sin distorsión considerable. Las tuberías no-circulares, por lo general, se usan en aplicaciones como los sistemas de calefacción y enfriamiento de edificios, donde la diferencia de presión es relativamente pequeña, los costos de fabricación e instalación son bajos, y el espacio disponible para reparar ductos está limitado.

La velocidad del fluido en una tubería cambia de cero en la superficie debido a la condición de no-deslizamiento hasta un máximo en el centro de la tubería. En el flujo de fluidos, es conveniente trabajar con una velocidad promedio V_{prom} , que permanece constante en flujo incompresible cuando el área de la sección transversal de la tubería es constante. La velocidad promedio en aplicaciones de calentamiento y enfriamiento puede cambiar un poco, debido a transformaciones en la densidad que crea la temperatura. Pero, en la práctica, se evalúan las propiedades del fluido a cierta temperatura promedio y se les trata como una constante.

El valor de la velocidad promedio V_{prom} en cierta sección transversal de flujo se determina a partir del requisito de que se satisfaga el principio de conservación de masa y se calcula mediante la Ecuación 2-22, mostrada a continuación:

$$\dot{m} = \rho * V_{prom} * A_c = \int_{A_c} \rho \mu(r) dA_c \quad (2-22)$$

Donde

\dot{m} : Razón de flujo de masa.

ρ : Densidad.

A_c : Area de sección transversal.

$\mu(r)$: Perfil de velocidad.

Entonces, la velocidad promedio para flujo incompresible en una tubería circular de radio R se puede expresar como 2-23:

$$V_{prom} = \frac{\int_{A_c} \rho \mu(r) dA_c}{\rho A_c} = \frac{\int_0^R \rho \mu(r) 2\pi r dr}{\rho \pi R^2} = \frac{2}{R^2} \int_0^R \mu(r) r dr \quad (2-23)$$

En consecuencia, cuando se conoce la razón de flujo o el perfil de velocidad, la velocidad promedio se puede determinar fácilmente.

2.2.3.1. Flujo Laminar y Turbulento

Se dice que el flujo es laminar cuando se caracteriza por líneas de corriente suaves y movimiento sumamente ordenado, mientras que el flujo es turbulento cuando se caracteriza por fluctuaciones de velocidad y movimiento desordenados. La transición de flujo laminar a turbulento no ocurre repentinamente, más bien, sucede sobre cierta región en la que el flujo fluctúa entre flujos laminar y turbulento antes de volverse totalmente turbulento. La mayoría de los flujos que se encuentran en la práctica son turbulentos. El flujo laminar se encuentra cuando los fluidos muy viscosos, como los aceites, fluyen en pequeñas tuberías o pasajes estrechos.

La intensa mezcla del fluido en el flujo turbulento como resultado de las rápidas fluctuaciones mejora la transferencia de cantidad de movimiento entre las partículas del fluido, lo que aumenta la fuerza de fricción sobre la superficie y por tanto la potencia de bombeo necesaria. El factor de fricción alcanza un máximo cuando el flujo se vuelve totalmente turbulento.

El flujo en un tubo puede ser laminar o turbulento, dependiendo de las condiciones del mismo. El flujo de fluidos sigue líneas de corriente y, como consecuencia, es laminar a velocidades bajas, pero se vuelve turbulento conforme se incrementa la velocidad más allá de un valor crítico. La transición de flujo laminar a turbulento no ocurre de manera repentina; más bien, se presenta sobre algún intervalo de velocidad, donde el flujo fluctúa entre laminar y turbulento antes de volverse por completo turbulento. Para flujos en un tubo circular el número de Reynolds se define como:

$$Re = \frac{\rho V_{prom} D_h}{\mu} \quad (2-24)$$

Donde:

ρ : es la densidad del fluido.

V_{prom} : es la velocidad promedio del fluido.

μ : es la viscosidad dinámica del fluido.

D_h : es el diámetro hidráulico, en tubos circulares termina siendo el mismo diámetro del tubo sobre el que hace contacto el fluido.

Resulta conveniente tener valores precisos de los números de Reynolds para los flujos laminar, de transición y turbulento, pero, en la práctica, este no es el caso. Esto se debe a que la transición de flujo laminar a turbulento también depende del grado de perturbación que ese flujo recibe por parte de la aspereza de la superficie, las vibraciones del tubo y las fluctuaciones en el flujo. En las condiciones más prácticas, el flujo en un tubo es laminar para $Re < 2300$, turbulento para $Re > 10000$ y, en los valores intermedios, de transición.

Con base en la ley de Newton del enfriamiento, la razón de la transferencia de calor desde o hacia un fluido, que fluye en un tubo se puede expresar como:

$$\dot{Q} = hA_s\Delta T_m \quad (2-25)$$

donde:

h : es el coeficiente de transferencia de calor por convección promedio.

A_s : es el área superficial para la transferencia de calor (πDL para un tubo circular de longitud L).

T_m , Ecuación 2-26, es una diferencia promedio apropiada de temperatura entre el fluido y la superficie.

$$T_m = \frac{T_{entrada} + T_{salida}}{2} \quad (2-26)$$

El coeficiente de transferencia combinado de calor por convección y radiación promedio (h) se expresa:

$$h = \frac{N_u K}{D_h} \quad (2-27)$$

Donde:

N_u : es el número de Nusselt.

K : es la conductividad térmica del fluido, sus valores varían dependiendo de las propiedades en ese instante del fluido. El valor de la conductividad térmica se determina

a partir de la Tabla A – 9 del libro de Transferencia de calor y masa, [2]. Esta conductividad térmica depende de la temperatura a la que se encuentre, en este caso la del agua. Para el número de Nusselt en flujos turbulentos se usa la Ecuación 2-28:

$$N_u = 0,027Re^{0,8}Pr^{1/3}(\mu_b/\mu_s)^{0,14} \quad (2-28)$$

Donde:

Pr : es el número de Prandtl.

μ_b : es la viscosidad dinámica a la temperatura media.

μ_s : es la viscosidad dinámica a la temperatura superficial.

Estas variables se determinan a partir de la T_m de la fila a partir de la tabla A_9 de [1].

2.2.3.2. Número de Reynolds

La transición de flujo laminar a turbulento depende de la geometría, la rugosidad de la superficie, la velocidad del flujo, la temperatura de la superficie y el tipo de fluido, entre otros factores. Después de experimentos exhaustivos en los años de 1880, Osborne Reynolds descubrió que el régimen de flujo depende principalmente de la razón de fuerzas inerciales a fuerzas viscosas en el fluido. Esta razón se llama número de Reynolds y se expresa para flujo interno en una tubería circular como: 2-29

$$Re = \frac{\rho V_{prom} D}{\mu} \quad (2-29)$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido.

V_{prom} : Velocidad promedio del fluido.

μ : Viscosidad dinámica del fluido.

D : Longitud característica de la geometría.

A números grandes de Reynolds, las fuerzas inerciales, que son proporcionales a la densidad del fluido y al cuadrado de la velocidad del fluido, son grandes en relación con las fuerzas viscosas y por lo tanto las fuerzas viscosas no pueden evitar las aleatorias y rápidas fluctuaciones del fluido. Sin embargo, a números de Reynolds pequeños o moderados, las fuerzas viscosas son lo suficientemente grandes como para suprimir dichas fluctuaciones y mantener al fluido “en línea”. Por lo tanto el flujo es turbulento en el primer caso y laminar en el segundo.

El número de Reynolds en donde el flujo se vuelve turbulento se llama número de Reynolds crítico, Re_{cr} . El valor del número de Reynolds crítico es diferente para geometrías y condiciones de flujo distintas. Para flujo interno en una tubería circular, el valor generalmente aceptado del número de Reynolds crítico es $Re_{cr} = 2300$.

Para flujo a través de tuberías no-circulares, el número de Reynolds se basa en el diámetro hidráulico D_h , que se define como: 2-30

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (2-30)$$

Donde:

A_c : Area de sección transversal de la tubería.

P : Perímetro húmedo.

El diámetro hidráulico se define de modo que se reduce a diámetro común D para tuberías circulares 2-31

$$D_h = \frac{4A_c}{P} = \frac{4(\pi \frac{d^2}{4} A_c)}{\pi D} = D \quad (2-31)$$

Es deseable tener valores precisos de números de Reynolds para flujos laminar, transicional y turbulento, pero éste no es el caso en la práctica. Es evidente que la transición de flujo laminar a turbulento también depende del grado de perturbación del flujo por la rugosidad de la superficie, las vibraciones de la tubería y las fluctuaciones en el flujo. En la mayoría de las condiciones prácticas, el flujo en una tubería circular es laminar para $Re \leq 2300$, turbulento para $Re \geq 4000$, y transicional entre ellos. Es decir:

- $Re \leq 2300$ Flujo Laminar
- $2300 \leq Re \leq 4000$ Flujo Transicional
- $Re \geq 4000$ Flujo Turbulento

2.2.3.3. Región de entrada

La región del flujo en la que se sienten los efectos de los esfuerzos cortantes viscosos provocados por la viscosidad del fluido se llama capa límite de velocidad o sólo capa límite. La hipotética superficie de la capa límite divide el flujo en una tubería en dos regiones: la región de la capa límite, en la que los efectos viscosos y los cambios de velocidad son considerables; y la región de flujo (central) irrotacional, en la que los efectos de fricción son despreciables y la velocidad permanece esencialmente constante

en la dirección radial. Ver Figura 2-10.

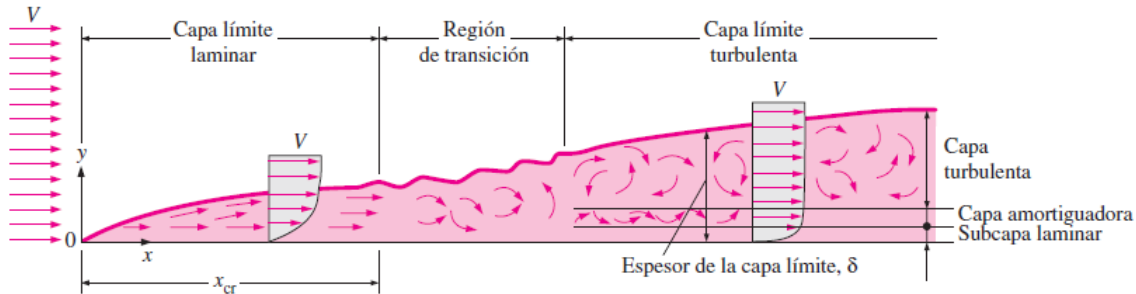


Figura 2-10: Desarrollo de la capa límite para el flujo sobre una placa plana y los diferentes regímenes de flujo,[1].

El grosor de esta capa límite aumenta en la dirección del flujo hasta que la capa límite alcanza el centro de la tubería y por lo tanto llena toda la tubería, como se muestra en la Figura 2-11.

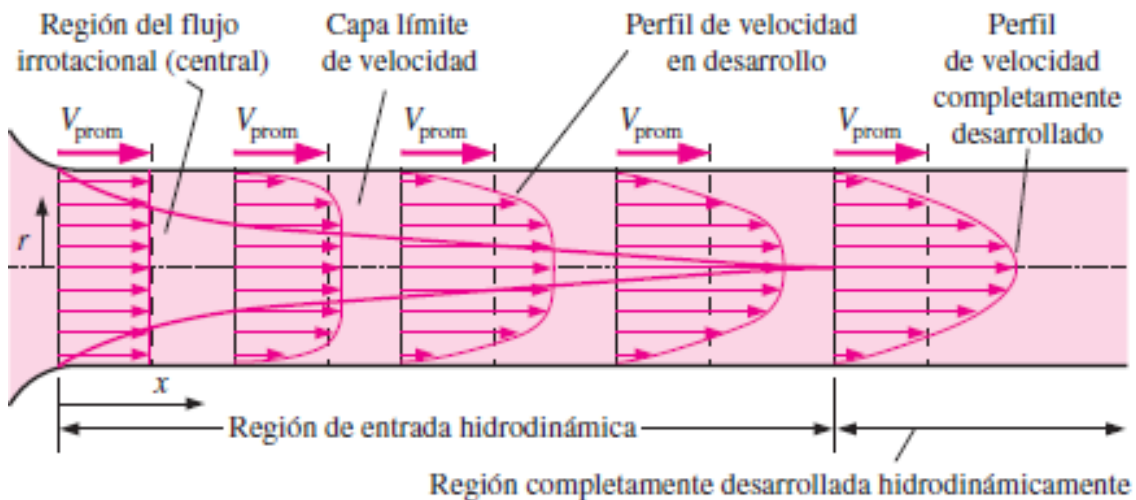


Figura 2-11: Región totalmente desarrollada Hidrodinámica,[1].

La región desde la entrada a la tubería hasta el punto en el que la capa límite emerge en la línea central se llama región de entrada hidrodinámica, y la longitud de esta región se llama longitud de entrada hidrodinámica L_h . El flujo en la región de entrada se llama flujo en desarrollo hidrodinámico porque ésta es la región donde se crea el perfil de

velocidad. La zona más allá de la región de entrada en la que el perfil de velocidad está totalmente desarrollado y permanece invariable se llama región hidrodinámicamente desarrollada totalmente. Se dice que el flujo está totalmente desarrollado, o totalmente desarrollado térmicamente, cuando el perfil de temperatura normalizada permanece invariable también.

El flujo hidrodinámicamente desarrollado equivale al flujo totalmente desarrollado cuando el fluido en la tubería no se calienta o enfría, porque en este caso la temperatura del fluido permanece esencialmente constante a todo lo largo. El perfil de velocidad en la región totalmente desarrollada es parabólico en el flujo laminar y un poco más plano en el flujo turbulento debido al movimiento de vórtices y a una mezcla más vigorosa en la dirección radial.

2.2.3.3.1. Longitudes de Entrada La longitud de entrada hidrodinámica usualmente se toma como la distancia desde la entrada de la tubería hasta donde el esfuerzo de corte de pared (y por tanto el factor de fricción) alcanza aproximadamente el 2% del valor correspondiente al flujo totalmente desarrollado. En flujo laminar, la longitud de entrada hidrodinámica está dada aproximadamente como se muestra en la Ecuación 2-32.

$$L_{h,laminar} \cong 0,05ReD \quad (2-32)$$

En la Figura 2-12, se puede ver la variación del esfuerzo de corte de la pared en la dirección del flujo, para un flujo en una tubería desde la región de entrada hasta la región del flujo totalmente desarrollado.

Para $Re = 20$, la longitud de entrada hidrodinámica es casi del tamaño del diámetro, pero aumenta linealmente con la velocidad. En el caso límite laminar de $Re = 2300$, la longitud de entrada hidrodinámica es $115D$.

En flujo turbulento, la intensa mezcla durante las fluctuaciones aleatorias usualmente ensombrece los efectos de la difusión molecular. La longitud de entrada hidrodinámica para flujo turbulento se puede aproximar como se muestra en la Ecuación 2-33:

$$\frac{L_{h,turbulento}}{D} = 1,359DR_e^{\frac{1}{4}} \quad (2-33)$$

La longitud de entrada es mucho más corta en el flujo turbulento, como se esperaba, y su dependencia del número de Reynolds es débil. En numerosos flujos de tubería de interés práctico en ingeniería, los efectos de entrada se vuelven insignificantes más allá de una longitud de tubería de 10 diámetros, y la longitud de entrada hidrodinámica se

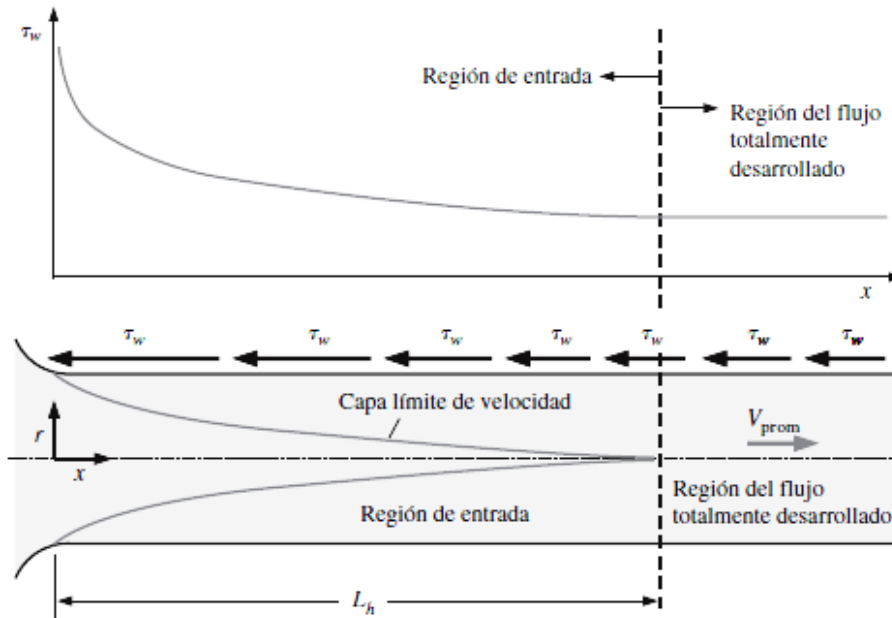


Figura 2-12: Variación del esfuerzo de corte de la pared en la dirección del flujo,[1].

aproxima como se muestra en la Ecuación 2-34 :

$$\frac{L_{h,turbulento}}{D} \simeq 10 \quad (2-34)$$

En la literatura están disponibles correlaciones precisas para calcular las pérdidas de carga por fricción en regiones de entrada. Sin embargo, la longitud de las tuberías que se usan en la práctica, usualmente es varias veces la longitud de la región de entrada, y por lo tanto el flujo a través de las tuberías con frecuencia se supone como totalmente desarrollado para toda la longitud de la tubería. Este procedimiento simplista da resultados razonables para tuberías largas, pero a veces resultados malos para las cortas, porque subestima los esfuerzos de corte de pared y por lo tanto el factor de fricción.

2.2.3.4. Transferencia de calor en la región de transición

El coeficiente local de transferencia de calor en un flujo de transición se obtiene a partir del número de Nusselt de transición, Nu_{trans} , el cual se calcula mediante la Ecuación 2-35, a una distancia x de la entrada del tubo:

$$Nu_{trans} = Nu_{lam} + \{exp[(a - Re)/b] + Nu_{turb}^c\}^c \quad (2-35)$$

Donde:

Nu_{lam} es el número de Nusselt del flujo laminar para los flujos laminares en la región de entrada, con efectos de convección natural.

$$Nu_{lam} = 1,24 \left[\left(\frac{RePrD}{x} \right) + 0,025(GrPr)^{0,75} \right]^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (2-36)$$

Donde Gr es el número de Grashof Y Nu_{turb} es el número de Nusselt del flujo turbulento, con efectos de flujo en desarrollo.

$$Nu_{turb} = 0,023Re^{0,8} Pr^{0,385} \left(\frac{x}{D} \right)^{-0,0054} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (2-37)$$

Las propiedades físicas que aparecen en los números adimensionales Nu, Re, Pr (Tabla A-9 [1] y Gr se evalúan a la temperatura de entrada y salida del fluido, T_m . Los valores de las constantes empíricas a,b y c de la Ecuación 2-35 dependen de la configuración de entrada. En la Tabla **2-2** se muestran las constantes de correlación de la transferencia de calor en la transición, para nuestro caso se usó la configuración de borde cuadrado.

Tabla 2-2: Constantes para la correlación de la transferencia de calor en transición

Configuración geométrica de la entrada	a	b	c
Reentrante	1766	276	-0,955
De borde cuadrado	2617	207	-0,95
De boquilla acampanada	6628	237	-0,98

2.2.3.5. Caída de presión y pérdida de carga

Un interés considerable en el análisis de flujo de tubería es el que causa la caída de presión ΔP , porque está directamente relacionada con la potencia necesaria para que el ventilador o bomba mantengan el flujo. Note que $\frac{dP}{dx} = \text{constante}$ y cuando se integra de $x = x_1$, donde la presión es P_1 , hasta $x = x_1 + L$, donde la presión es P_2 , produce la Ecuación 2-38.

$$\frac{dP}{dx} = \frac{P_2 - P_1}{L} \quad (2-38)$$

Cuando se sustituye la Ecuación 2-38 en la expresión de V_{prom} , la caída de presión se puede expresar como se muestra en la siguiente Ecuación 2-39:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{8\mu L V_{prom}}{R^2} = \frac{32\mu L V_{prom}}{D^2} \quad (2-39)$$

El símbolo Δ se utiliza comúnmente para indicar la diferencia entre los valores final e inicial, como $\Delta y = y_2 - y_1$. Pero en flujo de fluidos, ΔP se usa para designar caída de presión, y por lo tanto es $P_1 - P_2$. Una caída de presión ocasionada por efectos viscosos representa una pérdida de presión irreversible llamada pérdida de presión ΔP_L para destacar que es una pérdida (tal como la pérdida de carga h_L , que es proporcional a ella).

Se puede ver que a partir de la Ecuación 2-39 la caída de presión es proporcional a la viscosidad μ del fluido, y ΔP sería cero si no hubiera fricción. Por lo tanto, la caída de presión de P_1 a P_2 , en este caso, se debe por completo a efectos viscosos, y la Ecuación 2-40 representa la pérdida de presión ΔP_L cuando un fluido de viscosidad μ fluye a través de una tubería de diámetro uniforme D y longitud L a velocidad promedio V_{prom} . En la práctica, es conveniente expresar la pérdida de presión para todos los tipos de flujos internos totalmente desarrollados (flujos laminar o turbulento, tuberías circulares o no-circulares, superficies lisas o rugosas, tuberías horizontales o inclinadas).

$$\Delta P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho V_{prom}^2}{2} \quad (2-40)$$

Donde $\frac{\rho V_{prom}^2}{2}$ es la presión Dinámica y f es el factor de presión de Darcy:

$$f = \frac{8\tau_w}{\rho V_{prom}^2} \quad (2-41)$$

Cuando se igualan las ecuaciones 2-39 y 2-40 y se resuelven para f produce el factor de fricción para flujo laminar totalmente desarrollado en una tubería circular.

$$f = \frac{64\mu}{\rho D V_{prom}} = \frac{64}{R_6} \quad (2-42)$$

Esta ecuación muestra que en el flujo laminar, el factor de fricción sólo es función del número de Reynolds y es independiente de la rugosidad de la superficie de la tubería.

En el análisis de los sistemas de tuberías, las pérdidas de presión comúnmente se expresan en términos de la altura de la columna de fluido equivalente, llamada pérdida de carga h_L . Note a partir de la estática de fluidos que $\Delta P = \rho gh$ y, por tanto, una diferencia de presión de ΔP corresponde a una altura de fluido de $h = \frac{\Delta P}{\rho g}$, la pérdida de carga de tubería se obtiene cuando se divide ΔP_L entre ρg para obtener:

$$h_L = \frac{\Delta P_L}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{V_{prom}^2}{2g} \quad (2-43)$$

La pérdida de carga h_L representa la altura adicional que el fluido necesita para elevarse por medio de una bomba con la finalidad de superar las pérdidas por fricción en la tubería. La pérdida de carga se produce por la viscosidad y se relaciona directamente con el esfuerzo de corte de la pared del tubo. Las Ecuaciones 2-40 y 2-43 son válidas para flujo laminar y para flujo turbulento en tuberías circulares y no-circulares, pero la Ecuación 2-42 sólo es válida para flujo laminar totalmente desarrollado en tuberías circulares.

Cuando ya se conoce la pérdida de presión (o la pérdida de carga), la potencia de bombeo necesaria para superar la pérdida de carga se determina a partir de la siguiente Ecuación 2-44:

$$\dot{W}_{bomba,L} = \dot{V} \Delta P_L = \dot{V} \rho gh_L = \dot{m}gh_L \quad (2-44)$$

Donde \dot{V} es el flujo volumétrico y \dot{m} es la razón de flujo de masa.

La velocidad promedio del flujo laminar en una tubería horizontal es, a partir de la ecuación 2-39 :

$$V_{prom} = \frac{(P_1 - P_2)R^2}{8\mu L} = \frac{(P_1 - P_2)D^2}{32\mu L} = \frac{\Delta P D^2}{32\mu L} \quad (2-45)$$

Entonces, el flujo volumétrico de flujo laminar en una tubería horizontal de diámetro D y longitud L se convierte en 2-46 :

$$\dot{V} = V_{prom} A_c = \frac{(P_1 - P_2)R^2}{8\mu L} \pi R^2 = \frac{(P_1 - P_2)\pi D^4}{128\mu L} = \frac{\Delta P \pi D^4}{128\mu L} \quad (2-46)$$

Esta ecuación se conoce como Ley de Poiseuille. Note de la Ecuación 2-46 que para un flujo volumétrico especificado, la caída de presión y, por tanto, la potencia de bombeo necesaria, es proporcional a la longitud de la tubería y a la viscosidad del fluido, pero es inversamente proporcional a la cuarta potencia del radio (o diámetro) de la tubería.

En consecuencia, la potencia de bombeo necesaria para un sistema de tuberías se puede reducir por un factor de 16 cuando se duplica el diámetro de la tubería, como se muestra en la Figura 2-13. Desde luego, los beneficios de la reducción en los costos de energía se deben sopesar contra el aumento en el precio de construcción debido al uso de una tubería con diámetro mayor.

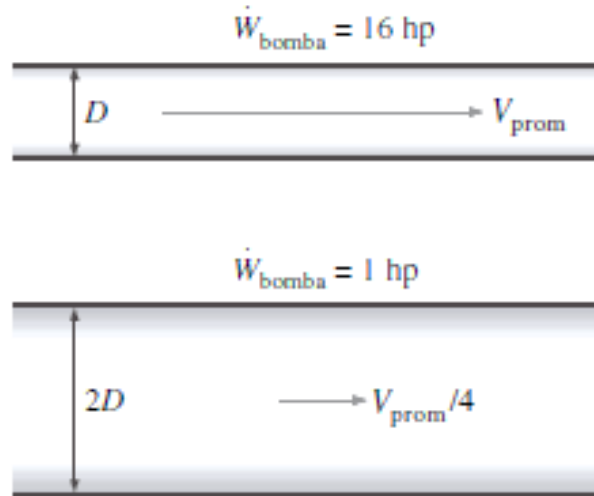


Figura 2-13: La potencia de bombeo necesaria para un sistema de tuberías de flujo laminar se puede reducir en un factor de 16 cuando se duplica el diámetro de la tubería,[1].

La caída de presión ΔP es igual a la pérdida de presión ΔP_L en el caso de una tubería horizontal, pero éste no es el caso para tuberías inclinadas o tuberías con áreas transversales variables. Esto se puede demostrar con la ecuación de energía para flujo unidimensional incompresible estacionario en términos de cargas como :

$$\frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + h_{bomba,\mu} = \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_{turbina,e} + h_L \quad (2-47)$$

Donde $h_{bomba,\mu}$ es la carga de bomba útil entregada al fluido, $h_{turbina,e}$ es la carga de turbina extraída del fluido, h_L es la pérdida de carga irreversible entre las secciones 1 y 2, V_1 y V_2 son las velocidades promedio en las secciones 1 y 2, respectivamente, y α_1 y α_2 son los factores de corrección de energía cinética en las secciones 1 y 2 (se puede demostrar que $\alpha = 2$ para flujo laminar totalmente desarrollado y alrededor de 1.05 para flujo turbulento totalmente desarrollado). La Ecuación 2-47 se puede reordenar como 2-48 :

$$P_1 - P_2 = \rho \left(\frac{\alpha_2 V_2^2 - \alpha_1 V_1^2}{2} \right) + \rho g [(Z_2 - Z_1) + h_{turbina,e} - h_{bomba,\mu} + h_L] \quad (2-48)$$

En consecuencia, la caída de presión $\Delta P = (P_1 - P_2)$ y la pérdida de presión $\Delta P_L = \rho g h_L$ para un tramo de flujo dado son equivalentes si:

- El tramo de flujo es horizontal de modo que no existen efectos hidrostáticos o de gravedad $z_1 = z_2$.
- El tramo de flujo no incluye algún dispositivo que produzca o consuma trabajo como una bomba o turbina, porque ellos cambian la presión del fluido ($h_{bomba,\mu} = h_{turbina,e} = 0$)
- El área de sección transversal del tramo de flujo es constante y, por lo tanto, la velocidad de flujo promedio es constante $V_1 = V_2$
- Los perfiles de velocidad en las secciones 1 y 2 tienen la misma forma $\alpha_1 = \alpha_2$.

2.2.3.5.1. Efecto de la gravedad sobre la velocidad y el caudal en flujo laminar La gravedad no tiene ningún efecto sobre el flujo en tubos horizontales, pero tiene un efecto importante en la velocidad y en el caudal de flujos inclinados ascendientes o descendientes. Las relaciones para tuberías inclinadas se pueden obtener de manera similar a partir de un equilibrio de fuerzas en la dirección del flujo. La única fuerza adicional en este caso es la componente del peso del fluido en dirección del flujo, cuya magnitud es:

$$W_x = W \sin \theta = \rho g v_{elemento} \sin \theta = \rho g (2\pi r dr dx) \sin \theta \quad (2-49)$$

Donde θ es el ángulo entre la horizontal y la dirección del flujo, ver Figura 2-14 . El equilibrio de fuerzas en la Ecuación 2-34 ahora se convierte en :

$$(2\pi r dr P)_x - (2\pi r dr P)_{x+dx} + (2\pi r dx \tau)_r - (2\pi r dx \tau)_{r+dr} - \rho g (2\pi r dr dx) \sin \theta = 0 \quad (2-50)$$

Que resulta en la ecuación diferencial:

$$\frac{\mu}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{d\mu}{dr} \right) = \frac{dP}{dx} + \rho g \sin \theta \quad (2-51)$$

Cuando se sigue el mismo procedimiento de solución, se puede demostrar que el perfil de velocidad es:

$$\mu(r) = -\frac{R^2}{4\mu} \left(\frac{dP}{dx} + \rho g \sin \theta \right) \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right) \quad (2-52)$$

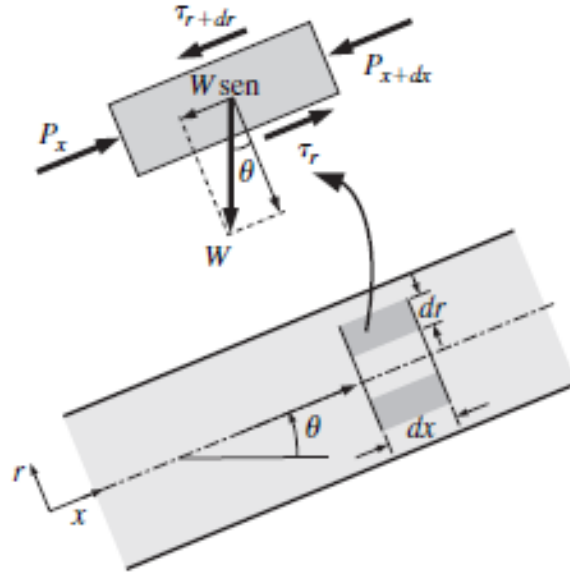


Figura 2-14: Diagrama de cuerpo libre de un elemento diferencial de fluido con forma de anillo de radio r , grosor dr y longitud dx , orientado coaxialmente con una tubería inclinada en flujo laminar totalmente desarrollado,[1].

También se puede demostrar que las relaciones de velocidad promedio y de flujo volumétrico para flujo laminar por tuberías inclinadas son, respectivamente:

$$V_{prom} = \frac{(\Delta P - \rho g L \sin \theta) D^2}{32 \mu L} \quad (2-53)$$

$$\dot{V} = \frac{(\Delta P - \rho g L \sin \theta) \pi D^4}{128 \mu L} \quad (2-54)$$

Que son idénticas a las relaciones correspondientes para tuberías horizontales, excepto que ΔP se sustituye con $\Delta P - \rho g L \sin \theta$. Por lo tanto, los resultados ya obtenidos para tuberías horizontales, también se pueden usar para tuberías inclinadas, dado que ΔP se sustituye por $\Delta P - \rho g L$. Note que $\theta > 0$ y por lo tanto $\sin \theta > 0$ para flujo colina arriba, y $\theta < 0$ y por lo tanto $\sin \theta < 0$ para flujo colina abajo.

2.2.3.6. Flujo turbulento en tuberías

La mayoría de los flujos que se encuentran en la práctica de ingeniería son turbulentos, por esta razón es importante entender cómo afecta la turbulencia el esfuerzo de

corte de pared. Sin embargo, el flujo turbulento es un mecanismo complejo dominado por fluctuaciones, y pese a las innumerables investigaciones realizadas en esta área, la teoría del flujo turbulento aún no se conoce totalmente.

El flujo turbulento se caracteriza por fluctuaciones aleatorias y rápidas de regiones giratorias de fluido, llamadas remolinos, a través del flujo. Dichas fluctuaciones proporcionan un mecanismo adicional para transferir movimiento y energía. En flujo laminar, las partículas fluyen en orden a lo largo de trayectorias, y la cantidad de movimiento y la energía se transfieren a través de líneas de corriente mediante difusión molecular.

En el flujo turbulento, los remolinos giratorios transportan masa, cantidad de movimiento y energía a otras regiones del flujo con mayor rapidez que la difusión molecular, y aumentan enormemente la masa, la cantidad de movimiento y la transferencia de calor. Como resultado, el flujo turbulento está relacionado con valores mucho más altos de coeficientes de fricción, transferencia de calor y transferencia de masa.

Aun cuando el flujo promedio sea estacionario, el movimiento en remolino en flujo turbulento provoca fluctuaciones importantes en los valores de velocidad, temperatura, presión e incluso densidad (en flujo compresible). La Figura **2-15** muestra la variación de la componente de velocidad instantánea μ con el tiempo en una posición especificada, cómo se puede medir con una sonda de anemómetro de hilo caliente u otro dispositivo sensible.

Se observa que los valores instantáneos de la velocidad fluctúan en torno a un valor promedio, lo que sugiere que la velocidad se puede expresar como la suma de un valor promedio $\bar{\mu}$ y un componente fluctuante μ' :

$$\mu = \bar{\mu} + \mu' \quad (2-55)$$

Éste también es el caso para otras propiedades como el componente de velocidad v en la dirección y y por lo tanto $v = \bar{v} + v'$, $P = \bar{P} + P'$ y $T = \bar{T} + T'$. El valor promedio de una propiedad en alguna posición se determina cuando se promedia sobre un intervalo que sea suficientemente largo, de modo que el valor promediado en tiempo se estabilice en una constante. En consecuencia, la fluctuación promediada en tiempo es cero; por ejemplo, $(\bar{\mu})' = 0$. La magnitud de $\bar{\mu}$ usualmente es apenas un pequeño porcentaje de $\bar{\mu}$, pero las altas frecuencias de remolinos (en el orden de mil por segundo) los hace muy efectivos para transportar cantidad de movimiento, energía térmica y masa.

En flujo turbulento estacionario promediado en el tiempo, los valores promedio de las

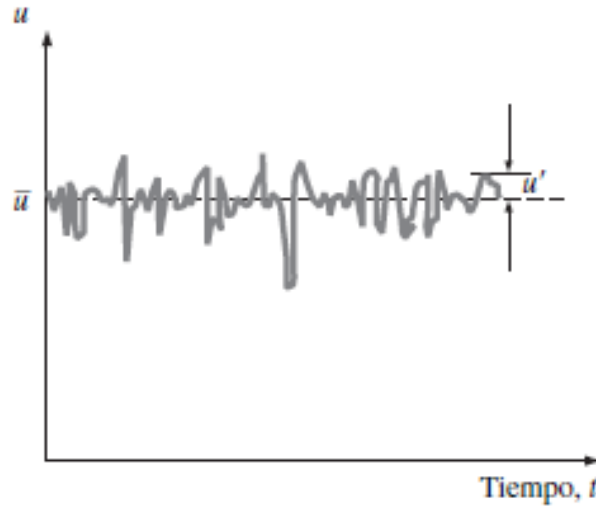


Figura 2-15: Fluctuaciones del componente de velocidad u con el tiempo en una posición especificada en flujo turbulento,[1].

propiedades (indicadas por una barra superior) son independientes del tiempo. Las fluctuaciones caóticas de las partículas de fluido tienen un papel dominante en la caída de presión, y estos movimientos aleatorios se deben considerar en los análisis junto con la velocidad promedio.

Quizá el primer pensamiento que viene a la mente es determinar el esfuerzo de corte de manera análoga al flujo laminar, a partir de $\tau = -\mu d\bar{u}dr$, donde $\bar{u}(r)$ es el perfil de velocidad promedio para flujo turbulento. Pero los estudios experimentales muestran que éste no es el caso, y que el esfuerzo de corte es mayor debido a las fluctuaciones turbulentas.

Por lo tanto, es conveniente pensar en el esfuerzo de corte turbulento consistente de dos partes: el componente laminar, que explica la fricción entre capas en la dirección del flujo (que se expresa como $\tau_{lam} = -\mu d\bar{u}dr$) y el componente turbulento, que explica la fricción entre las partículas de fluido fluctuantes y el cuerpo de fluido (que se denota como τ_{turb} y se relaciona con los componentes de fluctuación de velocidad). Entonces, el esfuerzo de corte total en flujo turbulento se puede expresar como:

$$\tau_{total} = \tau_{lam} + \tau_{turb} \quad (2-56)$$

En la Figura 2-16 se proporcionan el perfil de velocidad promedio típico y las magnitudes relativas de los componentes laminar y turbulento del esfuerzo de corte para flujo turbulento en una tubería. Note que, aunque el perfil de velocidad es aproximadamente

parabólico en el flujo laminar, se vuelve más plano o “más lleno” en el flujo turbulento, con una caída brusca cerca de la pared de la tubería.

Lo de “más lleno” aumenta con el número de Reynolds, y el perfil de velocidad se vuelve más uniforme y permite la aproximación de perfil de velocidad uniforme comúnmente utilizado para flujo turbulento totalmente desarrollado en tubería.

Sin embargo, el lector debe tener en la mente que la velocidad del flujo en la pared de una tubería en reposo siempre es cero (condición de no-deslizamiento).

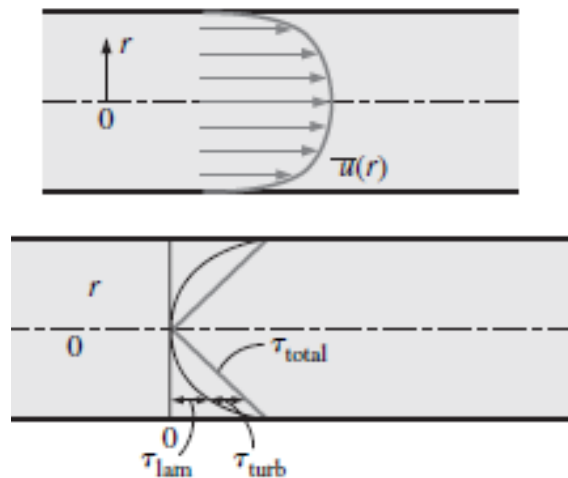


Figura 2-16: Perfil de velocidad y variación del esfuerzo de corte con distancia radial para flujo turbulento en una tubería,[1].

2.2.3.6.1. Esfuerzo de corte Turbulento Considere flujo turbulento en una tubería horizontal, y el movimiento ascendente en remolino de las partículas de fluido en una capa de velocidad inferior hacia una capa adyacente de velocidad mayor, a través de un área diferencial dA como resultado de la fluctuación de velocidad v' , como se muestra en la Figura 2-17.

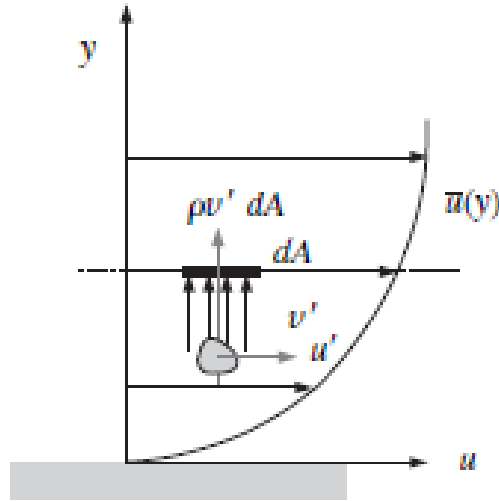


Figura 2-17: Partícula de fluido que se mueve hacia arriba a través de un área diferencial dA como resultado de la fluctuación de velocidad v' , [1].

La razón de flujo másico de las partículas de fluido que se elevan a través de dA es $\rho v' dA$, y su efecto neto sobre la capa sobre dA es una reducción en su velocidad promedio debido a transferencia de cantidad de movimiento a las partículas de fluido con velocidades promedio más bajas. Esta transferencia de cantidad de movimiento provoca que la velocidad horizontal de las partículas de fluido aumente en μ' , y por tanto su cantidad de movimiento en la dirección horizontal aumenta a una razón de $(\rho v' dA)\mu'$, que debe ser igual a la disminución en la cantidad de movimiento de la capa de fluido superior. Cuando se nota que la fuerza en una dirección dada es igual a la razón de cambio de cantidad de movimiento en dicha dirección, la fuerza horizontal que actúa sobre un elemento de fluido sobre dA debida al paso de partículas de fluido a través de dA es $\delta F = (\rho v' dA)(-\mu') = (-\rho \mu' v') dA$. En consecuencia, la fuerza de corte por unidad de área debida al movimiento en remolino de las partículas de fluido $\frac{\delta F}{dA} = -\rho \mu' v'$ puede verse como el esfuerzo de corte turbulento instantáneo. Entonces el esfuerzo de corte turbulento se puede expresar como:

$$\tau_{turb} = -\rho \overline{\mu' v'} \quad (2-57)$$

Donde $\overline{\mu' v'}$ es el producto de las fluctuaciones de los componentes de velocidad μ' y v' promediados en el tiempo. Note que $\overline{\mu' v'} \neq 0$ aun cuando $\bar{\mu}' = 0$ y $\bar{v}' = 0$ y los resultados experimentales muestran que usualmente es una cantidad negativa. A los términos como o se les llama **esfuerzos de Reynolds** o **esfuerzos turbulentos**. Se han desarrollado muchas formulaciones semiempíricas que modelan los esfuerzos de

Reynolds en términos de los gradientes de velocidad promedio para que el sistema de las ecuaciones de movimiento sea completo desde el punto de vista matemático.

El movimiento en remolino aleatorio de grupos de partículas recuerda el movimiento aleatorio de las moléculas en un gas: son semejantes al choque mutuo después de recorrer cierta distancia y el intercambio de cantidad de movimiento en el proceso. Por lo tanto, el transporte de cantidad de movimiento por los remolinos en un flujo turbulento es análogo a la difusión de cantidad de movimiento molecular. En muchos de los modelos turbulentos más simples, el esfuerzo de corte turbulento se expresa de manera análoga, como lo sugirió en 1877, el matemático francés Joseph Boussinesq (1842-1929), como:

$$\tau_{turb} = -\rho\overline{\mu'v'} = \mu_t \frac{d\bar{\mu}}{dy} \quad (2-58)$$

Donde μ_t es la **viscosidad de remolino** o **viscosidad turbulenta**, que explica el transporte de cantidad de movimiento mediante remolinos turbulentos. Entonces el esfuerzo de corte total se puede expresar como:

$$\tau_{total} = (\mu + \mu_t) \frac{d\bar{\mu}}{dy} = \rho(v + v_t) \frac{d\bar{\mu}}{dy} \quad (2-59)$$

Donde $v_t = \frac{\mu_t}{\rho}$ es la **viscosidad cinemática de remolino** o **viscosidad cinemática turbulenta** (también llamada difusividad de remolino de la cantidad de movimiento). El concepto de viscosidad de remolino es muy interesante, pero tiene uso práctico a menos que se pueda determinar su valor. En otras palabras, la viscosidad de remolino se debe modelar como función de las variables de flujo promedio; a esto se le llama cierre de viscosidad de remolino. Por ejemplo, a principios del siglo XX, el ingeniero alemán L. Prandtl introdujo el concepto de **longitud de mezcla** l_m , que se relaciona con el tamaño promedio de los remolinos que son los principales causantes de la mezcla, y expresó el esfuerzo de corte turbulento como:

$$\tau_{turb} = \mu_t \frac{d\bar{\mu}}{dy} = \rho l_m^2 \left(\frac{d\bar{\mu}}{dy} \right)^2 \quad (2-60)$$

Pero este concepto también es de uso limitado pues l_m no es una constante para un flujo dado (en la cercanía de la pared, por ejemplo, l_m es aproximadamente proporcional a la distancia desde la pared) y su determinación no es sencilla. El cierre matemático final se obtiene sólo cuando l_m se escribe como función de las variables del flujo promedio, la distancia desde la pared, etcétera. El movimiento en remolino, y por tanto las difusividades de remolino, son mucho más grandes que sus contrapartes moleculares en la región central de una capa límite turbulenta. El movimiento en remolino pierde su intensidad cerca de la pared y disminuye en la pared debido a la condición

de no-deslizamiento (μ' y v' son idénticamente cero en una pared en reposo). Por lo tanto, el perfil de velocidad varía muy lentamente en la región central de una capa límite turbulenta, pero muy escarpado en la delgada capa adyacente a la pared, lo que resulta en considerables gradientes de velocidad en la superficie de la pared. De modo que no debe sorprender que el esfuerzo de corte de pared sea mucho mayor en el flujo turbulento que en el flujo laminar **2-18**.

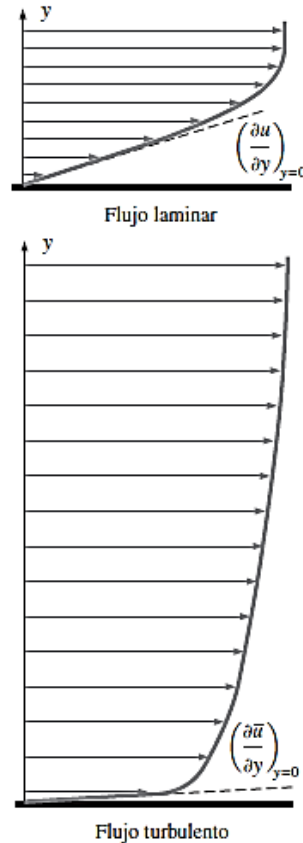


Figura 2-18: Los gradientes de velocidad en la pared, y por tanto el esfuerzo de corte de pared, son mayores para flujo turbulento que para flujo laminar, aun cuando la capa límite turbulenta sea más gruesa que la laminar para el mismo valor de velocidad de flujo libre,[1].

Note que la difusividad molecular de la cantidad de movimiento ν (así como μ) es una propiedad del fluido y su valor se menciona en manuales de fluidos. Sin embargo, la difusividad de remolino ν_t (así como μ_t) no es una propiedad del fluido y su valor depende de las condiciones del flujo. La difusividad de remolino no disminuye hacia la pared, y se vuelve cero en la pared. Su valor varía desde cero en la pared hasta varios miles de veces el valor de la difusividad molecular en la región central.

2.2.3.6.2. Perfil de velocidad turbulento A diferencia del flujo laminar, las expresiones para el perfil de velocidad en un flujo turbulento se basan en el análisis y en las mediciones, por lo tanto son de naturaleza casi empírica, y tienen constantes que se determinan a partir de datos experimentales. Considere flujo turbulento totalmente desarrollado en una tubería, y sea u la velocidad promediada en el tiempo en la dirección axial (y elimine la barra superior de \bar{u} por simplicidad). En la Figura 2-19 se indican perfiles de velocidad típicos para flujos laminar y turbulento totalmente desarrollados. Note que el perfil de velocidad es parabólico en el flujo laminar, pero es

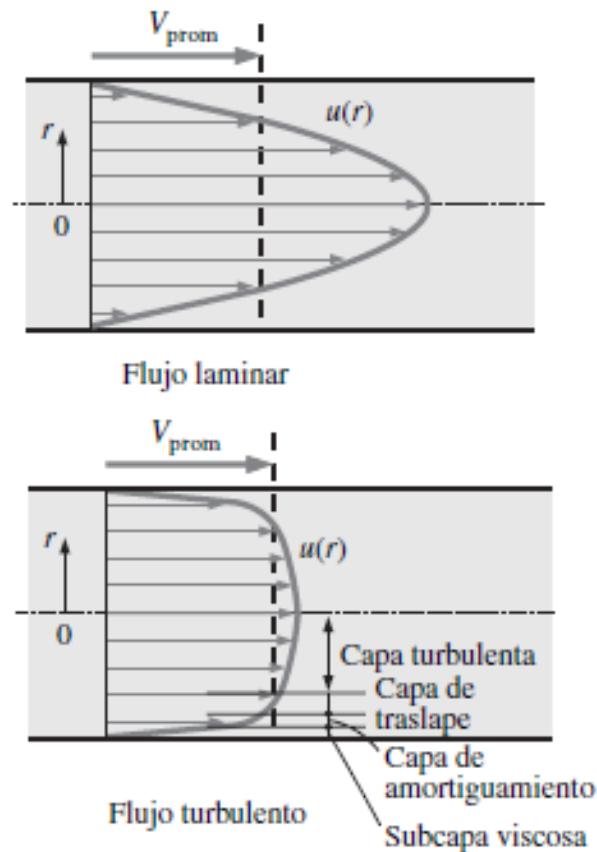


Figura 2-19: El perfil de velocidad en flujo en tubería totalmente desarrollado es parabólico en el flujo laminar, pero es mucho más plano en el flujo turbulento,[1].

mucho más plano en el flujo turbulento, con una caída violenta cerca de la pared de la tubería.

El flujo turbulento a lo largo de una pared se puede considerar con cuatro regiones, que se caracterizan por la distancia desde la pared. La delgada capa junto a la pared donde los efectos viscosos son dominantes es la subcapa **viscosa** (o laminar o lineal o

de pared). El perfil de velocidad en esta capa es casi lineal, y el flujo es de líneas de corriente aproximadamente paralelas como en el flujo laminar. Junto a la subcapa viscosa está la **capa de amortiguamiento**, en la que los efectos turbulentos se vuelven significativos, pero el flujo todavía es dominado por los efectos viscosos. Sobre la capa de amortiguamiento está la capa de **traslape** (o transición), también llamada **subcapa inercial**, en la que los efectos turbulentos son mucho más significativos, pero todavía sin dominar. Sobre esta capa se encuentra la **capa exterior** (o turbulenta) en la parte restante del flujo en la que los efectos turbulentos dominan sobre los efectos de difusión molecular (viscosos).

Las características del flujo son bastante distintas en diferentes regiones, y por lo tanto es difícil llegar a una relación analítica para el perfil de velocidad para todo el flujo, como se hizo para el flujo laminar. La mejor solución en el caso turbulento puede ser identificar las variables clave y las formas funcionales con el uso de análisis dimensional, y luego usar datos experimentales para determinar los valores numéricos de cualquier constante. El espesor de la subcapa viscosa es muy pequeño (usualmente mucho menor que 1% del diámetro de la tubería), pero esta delgada capa junto a la pared tiene un papel dominante en las características del flujo debido al considerable gradiente de velocidad que implica. La pared amortigua cualquier movimiento en remolino y, por tanto, el flujo en esta capa es esencialmente laminar y el esfuerzo de corte consiste de esfuerzo de corte laminar que es proporcional a la viscosidad del fluido. Si se consideran los cambios de velocidad desde cero hasta casi el valor de la región central a través de una capa que a veces no es más gruesa que un pelo (casi como una función escalonada), se esperaría que el perfil de velocidad en esta capa sea casi lineal, y los experimentos confirman esto. Entonces el gradiente de velocidad en la subcapa viscosa permanece casi constante en $\frac{du}{dy} = \frac{u}{y}$, y el esfuerzo de corte de pared se puede expresar como:

$$\tau_w = \mu \frac{u}{y} = \rho \nu \frac{u}{y} \quad \frac{\tau_w}{\rho} = \frac{\nu u}{y} \quad (2-61)$$

Donde y es la distancia desde la pared (note que $y = R - r$ para una tubería circular). La cantidad $\frac{\tau_w}{\rho}$ con frecuencia se encuentra en el análisis de perfiles de velocidad turbulentos. La raíz cuadrada de $\frac{\tau_w}{\rho}$ tiene dimensiones de velocidad, por ello es conveniente visualizarla como una velocidad ficticia llamada velocidad de fricción que es expresada como $u_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$. Cuando se sustituye la Ecuación 2-61, el perfil de velocidad en la subcapa viscosa se puede expresar en forma adimensional como se muestra en la Ecuación 2-62:

$$\frac{u}{u_*} = \frac{y u_*}{\nu} \quad (2-62)$$

Esta ecuación se conoce como Ley de la pared y se correlaciona satisfactoriamente con los datos experimentales para superficies lisas para $0 \leq yu_*/\nu \leq 5$.

2.2.4. Diagrama de Moody

El factor de fricción de flujo en tubería turbulento totalmente desarrollado depende del número de Reynolds y la rugosidad relativa ε/D , que es la razón de la altura media de rugosidad de la tubería al diámetro de la tubería. La forma funcional de esta situación no se puede obtener a partir de un análisis teórico, y todos los resultados disponibles se obtienen a partir de experimentos cuidadosos que usan superficies que se hacen rugosas de manera artificial (usualmente cuando se pegan granos de arena de tamaño conocido sobre las superficies interiores de las tuberías). La mayoría de estos experimentos los realizó en 1933 J. Nikuradse, estudiante de Prandtl, a los que siguieron trabajos de otros. El factor de fricción se calculó a partir de las mediciones de la razón de flujo y la caída de presión.

Los resultados experimentales se presentan en formas tabular, gráfica y funcional obtenidos de datos experimentales de ajuste de curvas. En 1939, Cyril F. Colebrook (1910-1997) combinó los datos disponibles para flujo en transición y turbulento en tuberías lisas y rugosas en la siguiente relación implícita conocida como ecuación de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}}\right) \quad (2-63)$$

Una ecuación tan precisa como la de Colebrook-White, que permite obtener el coeficiente de fricción de manera directa (sin iteraciones) es la de Swamee-Jain, [12].

$$f = \frac{1,325}{\ln\left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}}\right)^2} \quad (2-64)$$

Esta ecuación es válida para $5000 \leq Re \leq 10^8$ (flujo turbulento) y $10^{-6} \leq \varepsilon/D \leq 10^{-2}$.

En 1942, el ingeniero estadounidense Hunter Rouse (1906-1996) verificó la ecuación de Colebrook y produjo una expresión gráfica de f como función de Re y el producto ε/D . También presentó la relación de flujo laminar y una tabla de rugosidades de tuberías comerciales. Dos años después, Lewis F. Moody (1880-1953) redibujó el diagrama de Rouse en la forma como se usa comúnmente en la actualidad. El ahora famoso diagrama de Moody se proporciona en la Figura 2-20. Representa el factor de fricción de Darcy

para flujo en tubería como función del número de Reynolds y ε/D sobre un amplio rango. Quizá es uno de los diagramas de uso más generalizado aceptados y utilizados en ingeniería. Aunque se concibió para tuberías circulares, también se puede usar para tuberías no-circulares cuando se sustituye el diámetro por el diámetro hidráulico.

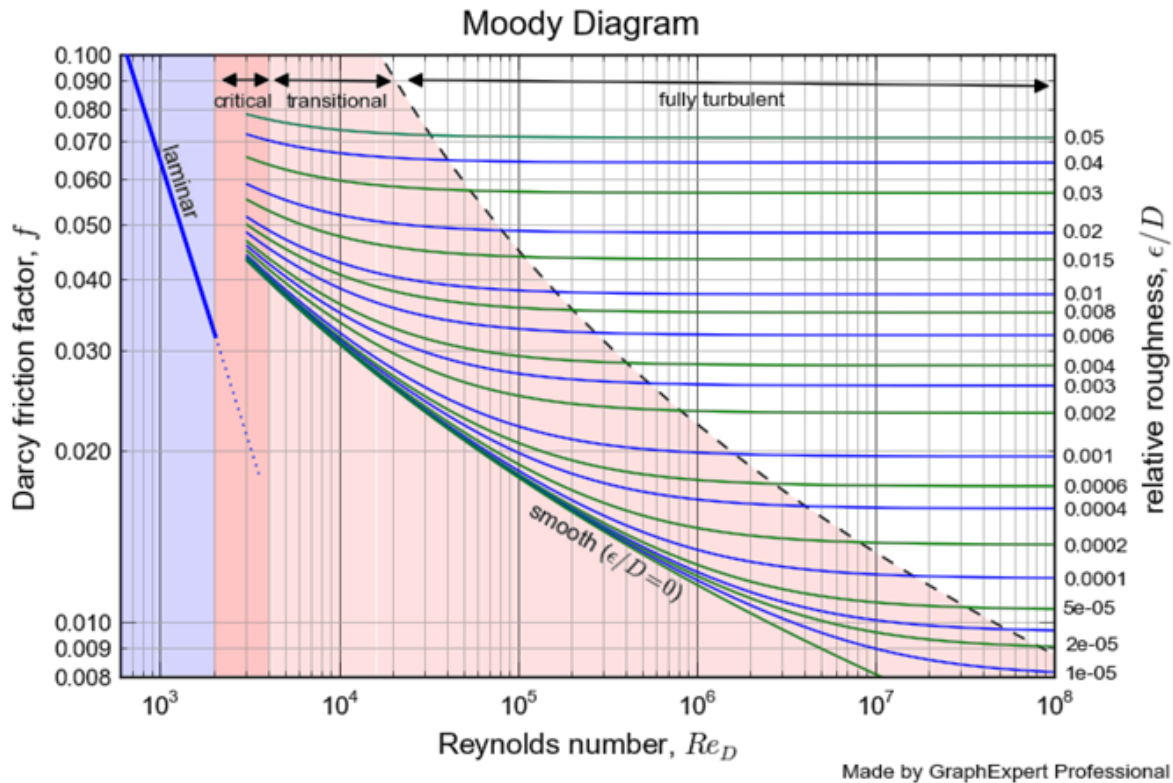


Figura 2-20: Diagrama de Moody,[8]

Las tuberías disponibles comercialmente difieren de las usadas en los experimentos, en donde la rugosidad de las tuberías en el mercado no es uniforme y es difícil de ofrecer una descripción precisa de la misma.

En la Tabla 2-3 se indican valores de rugosidad equivalentes para algunas tuberías comerciales, así como en el diagrama de Moody. Pero, se debe recordar que dichos valores son para tuberías nuevas, y que la rugosidad relativa de las tuberías puede aumentar con el uso, como resultado de la corrosión, la acumulación de sarro y la precipitación.

Como resultado, el factor de fricción puede aumentar por un factor de 5 a 10. Las condiciones de operación reales se deben considerar en el diseño de sistemas de tuberías.

Además, el diagrama de Moody y su equivalencia, ecuación de Colebrook, presentan varias incertidumbres (tamaño de rugosidad, error experimental, ajuste de curva de los datos, etcétera) y, por tanto, los resultados obtenidos no se deben tratar como “exactos”.

Tabla 2-3: Valores de rugosidad equivalentes para tuberías comerciales nuevas

Material	Rugosidad ε	
	ft	mm
Vidrio, plástico	0(liso)	
Concreto	0.003-0.03	0.9-9
Duela de madera	0.016	0.5
Hule alisado	0.000033	0.01
Tubería de Cobre o Latón	0.000005	0.0015
Hierro fundido	0.00085	0.26
Hierro Galvanizado	0.0005	0.15
Hierro Forjado	0.00015	0.046
Acero inoxidable	0.000007	0.002
Acero comercial	0.00015	0.045

Usualmente se consideran precisos a $\pm 15\%$ sobre todo el rango de la figura. La ecuación de Colebrook está implícita en f , y por lo mismo determinar el factor de fricción implica varias iteraciones a menos que se use un paquete que permita resolver las ecuaciones como el paquete computacional EES. En 1983, S. E. Haaland proporcionó una relación explícita aproximada para f como:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log \left[\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad (2-65)$$

Los resultados obtenidos a partir de esta relación se encuentran dentro de 2% de los obtenidos a partir de la ecuación de Colebrook. Si se desean resultados más precisos, se puede aplicar la ecuación 2-65, como una adecuada primera aproximación en el método numérico de Newton de resolución de la ecuación no-lineal cuando se use una calculadora programable o una hoja de cálculo para encontrar f de la ecuación 2-64.

A partir del diagrama de Moody se pueden realizar las siguientes observaciones:

- Para flujo laminar, el factor de fricción disminuye con números de Reynolds crecientes, y es independiente de la rugosidad de la superficie.
- El factor de fricción es mínimo para una tubería lisa (pero no es cero debido a la condición de no-deslizamiento) y aumenta con la rugosidad como se muestra en la Tabla **2-4**. En este caso ($\varepsilon = 0$), la ecuación de Colebrook se reduce a la ecuación de Prandtl, que se expresa como $1/\sqrt{f}$.
- La región de transición del régimen laminar al turbulento ($2\,300 < Re < 4\,000$) se indica mediante el área sombreada en el diagrama de Moody. El flujo en esta región puede ser laminar o turbulento, depende de las perturbaciones del flujo, o puede alternar entre laminar y turbulento, y por tanto el factor de fricción también puede alternar entre los valores para flujo laminar y turbulento. Los datos en este rango son los menos confiables.

A pequeñas rugosidades relativas, el factor de fricción aumenta en la región de transición y se aproxima al valor para tuberías lisas.

- A números de Reynolds muy grandes las curvas del factor de fricción que corresponden a curvas de rugosidad relativa específica son casi horizontales, y los factores de fricción son independientes del número de Reynolds.

El flujo en esta región se llama flujo turbulento totalmente rugoso o sólo flujo totalmente rugoso debido a que el espesor de la subcapa viscosa disminuye con números de Reynolds crecientes, y se vuelve tan delgada que es despreciablemente pequeña comparada con la altura de rugosidad de la superficie.

En este caso, los efectos viscosos se producen en el flujo principal esencialmente por los elementos de rugosidad sobresalientes, y la aportación de la subcapa laminar es despreciable. La ecuación de Colebrook en la zona totalmente áspera ($Re \rightarrow \infty$) se reduce a la ecuación de Von Kármán expresada como $1/\sqrt{f} = -2,0 \log[(\varepsilon/D)/3,7]$ que es explícita en f . Algunos autores llaman a esta zona de flujo totalmente turbulento, pero esto es confuso porque el flujo a la izquierda de la línea punteada también es totalmente turbulento, Ver Figura **2-21**.

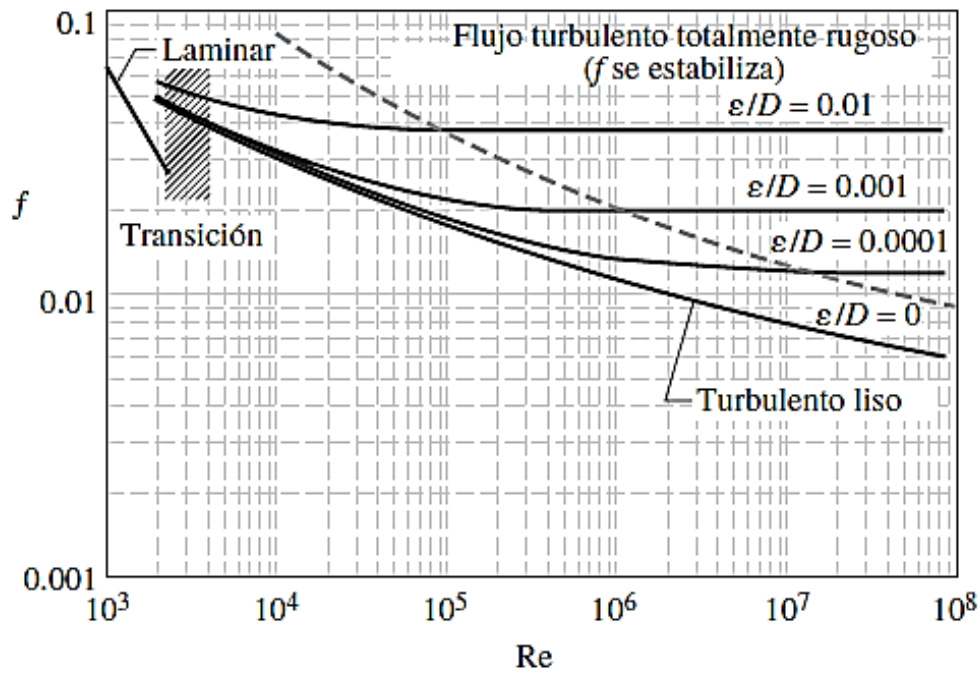


Figura 2-21: A números de Reynolds muy grandes, las curvas del factor de fricción en el diagrama de Moody son casi horizontales, y por lo tanto los factores de fricción son independientes del número de Reynolds,[1].

Tabla 2-4: Para una tubería lisa el factor de fricción es mínimo, pero aumenta con la rugosidad.

Rugosidad Relativa ε/D	Factor Fricción f
0.0*	0.0119
0.00001	0.0119
0.0001	0.0134
0.0005	0.0172
0.001	0.0199
0.005	0.0305
0.01	0.0380
0.05	0.0716

2.2.4.1. Tipos de problemas de flujos de fluidos

En el diseño y análisis de sistemas de tubería que implican utilizar el diagrama de Moody (o la ecuación de Colebrook), usualmente surgen tres tipos de problemas (se supone que, en todos los casos, se especifican el fluido y la rugosidad de la tubería):

- Determinación de la **caída de presión** (o pérdida de carga): cuando la longitud y el diámetro de la tubería se proporcionan para una razón de flujo (o velocidad) específica.
- Determinación de la **razón de flujo** : cuando la longitud y el diámetro de la tubería se proporcionan para una caída de presión (o pérdida de carga) específica.
- Determinación del **diámetro de la tubería**: cuando la longitud de la tubería y la razón de flujo se proporcionan para una caída de presión (o pérdida de carga) específica.

Los problemas del primer tipo son directos y se pueden resolver por medio del diagrama de Moody. Los problemas del segundo tipo y del tercer tipo usualmente se presentan en el diseño de ingeniería (en la selección del diámetro de la tubería, por ejemplo, que minimice la suma de los costos de construcción y bombeo), pero el uso del diagrama de Moody con estos problemas implica un método iterativo a menos que se use un paquete de solución de las ecuaciones.

En los problemas del segundo tipo el diámetro está dado, pero se desconoce la razón de flujo. Una buena suposición para el factor de fricción en tal caso se obtiene a partir de la región de flujo totalmente turbulento para la rugosidad dada. Esto es cierto para números de Reynolds grandes, que con frecuencia es el caso en la práctica. Después que se obtiene la razón de flujo, el factor de fricción se puede corregir con el diagrama de Moody o la ecuación de Colebrook, y el proceso se repite hasta que la solución converge (por lo general, sólo se necesitan pocas iteraciones para convergencia a tres o cuatro dígitos de precisión).

En los problemas del tercer tipo, el diámetro no se conoce y por lo tanto no se pueden calcular el número de Reynolds y la rugosidad relativa. En consecuencia, los cálculos se comienzan con la suposición de un diámetro de tubería. Entonces se compara la caída de presión calculada para el diámetro supuesto con la caída de presión especificada, y los cálculos se repiten con otro diámetro de tubería en forma iterativa hasta la convergencia.

Para evitar tediosas iteraciones en la pérdida de carga, razón de flujo y cálculos de

diámetro, en 1976 Swamee y Jain propusieron las siguientes relaciones explícitas, que son precisas hasta 2 % del diagrama de Moody:

$$h_L = 1,07 \frac{\dot{v}^2 L}{gD^5} \left\{ \ln \left[\frac{\varepsilon}{3,7D} + 4,62 \left(\frac{vD}{\dot{v}} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} \quad 10^{-6} < \varepsilon/D < 10^{-2} \quad (2-66)$$

$$3000 < Re < 3 \times 10^8$$

$$\dot{v} = -0,965 \left(\frac{gD^5 h_L}{L} \right)^{0,5} \ln \left[\frac{\varepsilon}{3,7D} + \left(\frac{3,17 v^2 L}{gD^3 h_L} \right)^{0,5} \right] \quad Re > 2000 \quad (2-67)$$

$$D = 0,66 \left[\varepsilon^{1,25} \left(\frac{L \dot{v}^2}{g h_L} \right)^{4,75} + \nu \dot{v}^{9,4} \left(\frac{L}{g h_L} \right)^{5,2} \right]^{0,04} \quad 10^{-6} < \varepsilon/D < 10^{-2} \quad (2-68)$$

$$3000 < Re < 3 \times 10^8$$

Note que todas las cantidades son dimensionales y las unidades se simplifican a la unidad deseada (por ejemplo, a m o ft en la última relación), cuando se usan unidades uniformes. Si nota que el diagrama de Moody es precisa hasta 15 por ciento de los datos experimentales, no debe dudar en usar estas relaciones aproximadas en el diseño de sistemas de tuberías, [1].

2.2.5. Pérdidas Menores

El fluido en un sistema de tubería típico pasa a través de varias uniones, válvulas, flecciones, codos, ramificaciones en forma de letra T (conexiones en T), entradas, salidas, ensanchamientos y contracciones además de los tubos. Dichos componentes (accesorios) interrumpen el suave flujo del fluido y provocan pérdidas adicionales debido al fenómeno de separación y mezcla del flujo que producen. En un sistema típico, con tubos largos, estas pérdidas son menores en comparación con la pérdida de carga por fricción en los tubos (las pérdidas mayores) y se llaman pérdidas menores. Aunque por lo general esto es cierto, en algunos casos las pérdidas menores pueden ser más grandes que las pérdidas mayores. Éste es el caso, por ejemplo, en los sistemas con varias vueltas y válvulas en una distancia corta. Las pérdidas de carga que resultan de una válvula totalmente abierta, por ejemplo, pueden ser despreciables. Pero una válvula cerrada parcialmente puede provocar la pérdida de carga más grande en el sistema, como pone en evidencia la caída en la razón de flujo. El flujo a través de válvulas y uniones es muy complejo, y por lo general no es lógico un análisis teórico. En consecuencia, usualmente los fabricantes de los accesorios determinan las pérdidas menores de manera experimental.

Las pérdidas menores se expresan en términos del coeficiente de pérdida K_L (también llamado coeficiente de resistencia), que se define como: Ver Figura 2-22.

$$K_L = \frac{h_L}{V^2/2g} \quad (2-69)$$

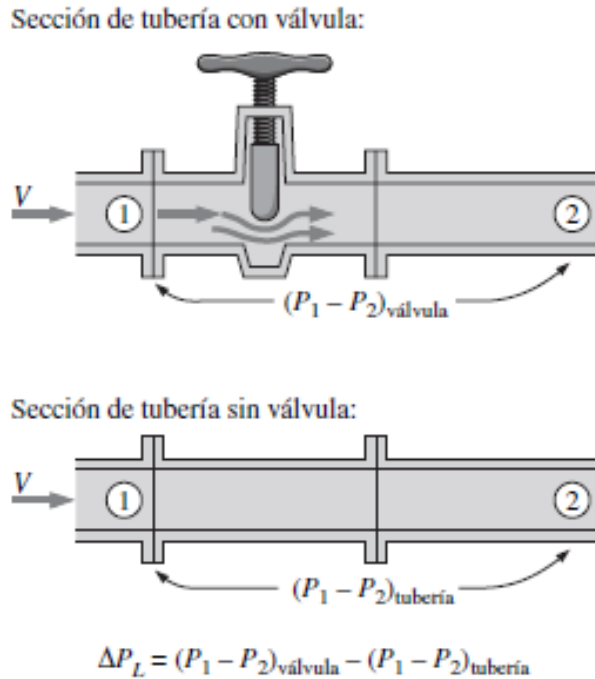


Figura 2-22: Tramo de una tubería de diámetro constante con un accesorio de pérdida menor,[1].

Donde h_L es la pérdida de carga irreversible adicional en el sistema de tuberías provocado por la inserción del accesorio, y se define como $h_L = \Delta P_L / \rho g$. Por ejemplo, imagine reemplazar la válvula en la Figura 2-22 con un tramo de tubería de diámetro constante de la posición 1 a la posición 2. ΔP_L se define como la caída de presión de 1 a 2 para el caso con la válvula, $(P_1 - P_2)_{\text{válvula}}$, menos la caída de presión que ocurriría en la imaginaria sección recta de tubería de 1 a 2 sin la válvula, $(P_1 - P_2)_{\text{tubería}}$ a la misma razón de flujo. Mientras que la mayoría de las pérdidas de carga irreversibles ocurren localmente cerca de la válvula, parte de ellas ocurre corriente abajo de la válvula, debido a los remolinos turbulentos inducidos que se producen en la válvula y continúan corriente abajo. Dichos remolinos “desperdician” energía mecánica porque, a final de cuentas, se disipan en calor mientras que el flujo en la parte corriente abajo de la tubería finalmente regresa a condiciones del flujo totalmente desarrollado. Cuando se miden pérdidas menores en algunos accesorios, como los codos, por ejemplo, la posición 2 debe estar considerablemente lejos corriente abajo (decenas de diámetros

de tubería) con la finalidad de tomar en cuenta las pérdidas irreversibles adicionales debidas a estos remolinos en decaimiento.

Cuando cambia el diámetro de la tubería corriente abajo del componente, determinar la pérdida menor es inclusive más complicado. Sin embargo, en todos los casos, se basa en la pérdida irreversible adicional de energía mecánica que de otro modo no existiría si el accesorio no estuviese ahí. Por simplicidad, puede pensar que la pérdida menor ocurre localmente a través del accesorio, pero considere que el accesorio influye al flujo durante varios diámetros de tubería corriente abajo. Por cierto, ésta es la razón por la que la mayoría de los fabricantes de flujómetros recomiendan instalar sus productos por lo menos de 10 a 20 diámetros de tubería corriente abajo de cualquier codo o válvula. Esto permite que los remolinos turbulentos generados por el codo o la válvula desaparezcan considerablemente y el perfil de velocidad se vuelva totalmente desarrollado antes de entrar al flujómetro (la mayoría de los flujómetros se calibran con un perfil de velocidad totalmente desarrollado en la entrada del flujómetro, y así produzca la mejor precisión cuando éstas condiciones también existan en la aplicación real).

Cuando el diámetro de entrada sea igual al diámetro de salida, el coeficiente de pérdida de un accesorio también se puede determinar cuando se mide la pérdida de presión a través del accesorio y se divide entre la presión dinámica, $K_L = \Delta P_L / (1/2\rho V^2)$. Cuando está disponible el coeficiente de pérdida para un accesorio, la pérdida de carga para este accesorio se determina a partir de:

$$h_L = \frac{K_L}{V^2/2g} \quad (2-70)$$

En general, el coeficiente de pérdida depende de la geometría del accesorio y del número de Reynolds, tal como del factor de fricción. Sin embargo, usualmente se supone que es independiente del número de Reynolds. Ésta es una solución razonable porque, en la práctica, la mayoría de los flujos tienen números de Reynolds grandes y los coeficientes de pérdida (que incluyen el factor de fricción) tienden a ser independientes del número de Reynolds a números de Reynolds grandes.

Las pérdidas menores también se expresan en términos de la longitud equivalente L_{equiv} , que se define como: Ver Figura **2-23**

$$h_L = K_L \frac{V^2}{2g} = f \frac{L_{equivalente}}{D} \frac{V^2}{2g} \rightarrow L_{equiv} = \frac{D}{f} K_L \quad (2-71)$$

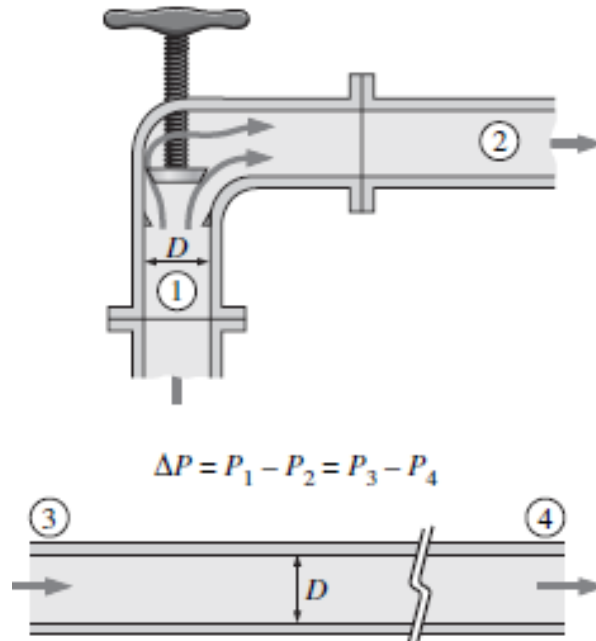


Figura 2-23: Pérdida de carga provocada por un accesorio, [1].

Donde f es el factor de fricción y D es el diámetro de la tubería que contiene el accesorio. La pérdida de carga que provoca el accesorio equivale a la pérdida de carga causada por un tramo de la tubería cuya longitud es L_{equiv} . Por lo tanto, la aportación de un accesorio a la pérdida de carga se puede explicar simplemente con añadir L_{equiv} a la longitud de tubería total.

En la práctica se usan ambos procedimientos, pero el uso del coeficiente de pérdida es más común. Por lo tanto, en este libro también se usará este procedimiento. Cuando ya estén disponibles todos los coeficientes de pérdida, la pérdida de carga total en un sistema de tubería se determina de:

$$h_{L,total} = h_{L,mayor} + h_{L,menor} = \sum_i f_i \frac{L_i}{D_i} \frac{V_i^2}{2g} + \sum_j K_{L,j} \frac{V_j^2}{2g} \quad (2-72)$$

Donde i representa cada tramo de tubería con diámetro constante y j representa cada accesorio que provoca una pérdida menor. Si todo el sistema de tubería por analizar tiene un diámetro constante, la Ecuación 2-72 se reduce a:

$$h_{L,total} = \left(f \frac{L}{D} + \sum K_L \right) \frac{V^2}{2g} \quad (2-73)$$

Donde V es la velocidad de flujo promedio a través de todo el sistema (note que $V =$

constante pues $D = \text{constante}$).

En la Figura 2-24 se proporcionan coeficientes de pérdida representativos K_L para entradas, salidas, codos, cambios de área repentinos y graduales, y válvulas.









Piezas	Descripción	Diámetro de los accesorios en pulgadas.											
		1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2-3	4	6	8-10	12-16	18-24
	Válvula de pie con obturador	11,3	10,5	9,7	9,3	8,8	8,0	7,6	7,1	6,3	5,9	5,5	5,0
	Válvula de pie oscilante	2,0	1,9	1,7	1,7	1,7	1,4	1,4	1,3	1,1	1,1	1,0	0,9
	Codo de 90° radio = 2D	0,32	0,30	0,28	0,26	0,25	0,23	0,22	0,20	0,18	0,17	0,16	0,14
	Codo de 45° radio = 2D	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,12	0,11	0,10	0,09	0,09	0,07
	Contracción asimétrica	$K = 0,5 \left(1 - \frac{d_2^2}{d_1^2} \right) \sqrt{\frac{\theta}{2}}$											
	Válvula de compuerta	0,22	0,20	0,18	0,18	0,15	0,15	0,14	0,14	0,12	0,11	0,10	0,10
	Válvula de bola	0,08	0,06	0,07	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04
	Válvula de mariposa						0,86	0,81	0,77	0,68	0,63	0,35	0,30

Figura 2-24: Tabla Coeficientes de pérdida,[1].

En estos valores existe una incertidumbre considerable porque, en general, los coeficientes de pérdida varían con el diámetro de la tubería, la rugosidad de la superficie, el número de Reynolds y los detalles del diseño. Por ejemplo, los coeficientes de pérdida de dos válvulas aparentemente idénticas de dos fabricantes distintos, pueden diferir por un factor de 2 o más. Por lo tanto, en el diseño final del sistema de tubería se deben consultar los datos del fabricante particular en vez de apoyarse en los valores representativos de los manuales.

La pérdida de carga en la entrada de una tubería es una importante función de la geometría. Casi es despreciable para entradas redondeadas ($K_L = 0,03$ para $r/D > 0,2$), pero aumenta a casi 0.50 para entradas con bordes agudos como se muestra en la

Figura 2-25.

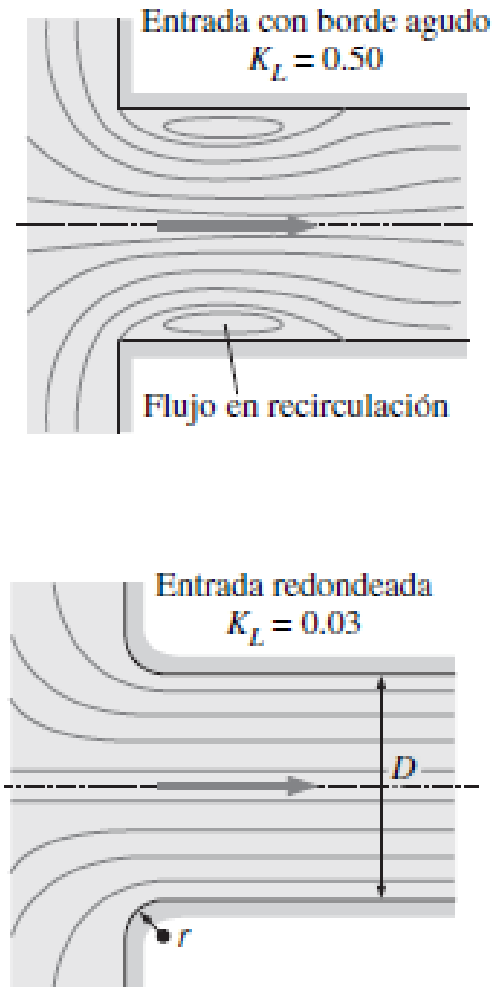


Figura 2-25: La pérdida de carga en la entrada de una tubería es aproximadamente despreciable para entradas redondeadas ($K_L = 0,03$ para $r/D > 0,2$) pero aumenta a casi 0.50 para entradas con bordes agudos,[1].

Es decir, una entrada con borde agudo provoca que se pierda la mitad de la carga de velocidad conforme el fluido ingresa a la tubería. Esto ocurre porque el fluido no puede dar vueltas de 90 ° con facilidad, en especial a altas velocidades.

Como resultado, el flujo se separa en las esquinas, y el flujo se constriñe en la región de vena contracta que se forma en la sección media de la tubería como se muestra en la Figura 2-26.

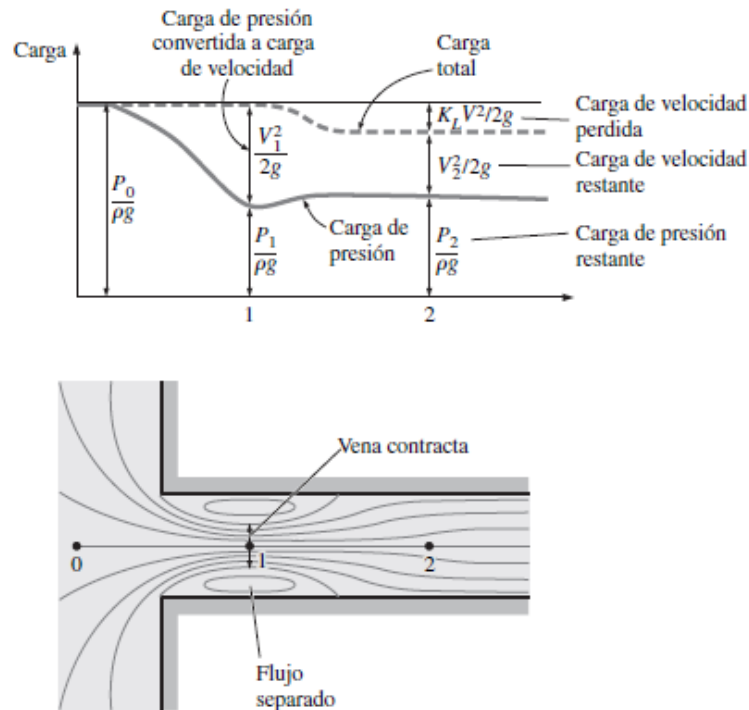


Figura 2-26: Representación gráfica de la contracción del flujo y de la pérdida de carga relacionada con una entrada de tubería de borde agudo,[1].

En consecuencia, una entrada de borde agudo actúa como una constricción de flujo. La velocidad aumenta en la región de vena contracta (y la presión disminuye) debido a la reducida área de flujo efectiva y luego disminuye conforme el flujo llena toda la sección transversal de la tubería. Si la presión aumentara en concordancia con la ecuación de Bernoulli, habría pérdida de presión despreciable (la carga de velocidad simplemente se convertiría en carga de presión).

Sin embargo, este proceso de desaceleración está lejos del ideal y la disipación viscosa provocada por la intensa mezcla y los remolinos turbulentos convierten parte de la energía cinética en calentamiento por fricción, como se puede observar por un ligero aumento en la temperatura del fluido. El resultado final es una caída en la velocidad sin mucha recuperación de presión, y la pérdida de entrada es una medida de esta caída de presión irreversible.

Inclusive, el ligero redondeo de los bordes puede resultar en una reducción significativa de K_L , como se muestra en la Figura 2-27. El coeficiente de pérdida aumenta de manera pronunciada (hasta casi $K_L = 0,8$) cuando la tubería se proyecta hacia el depósito por-

que parte del fluido cerca del borde se fuerza en este caso a efectuar una vuelta de 180° .

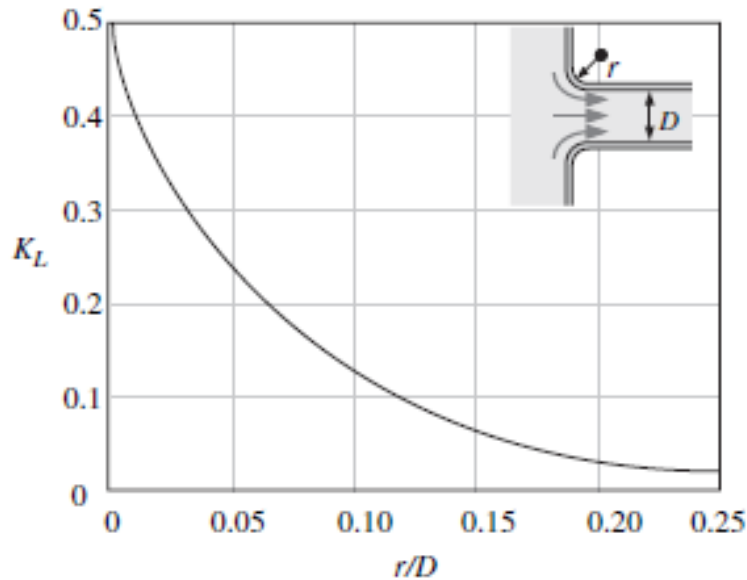


Figura 2-27: Efecto del redondeo de una entrada de tubería sobre el coeficiente de pérdida,[1].

El coeficiente de pérdida para una salida de tubería sumergida con frecuencia se menciona en los manuales como $K_L = 1$. Sin embargo, con más precisión, K_L es igual al factor de corrección de energía cinética a en la salida de la tubería. Aunque de hecho a está cerca de 1 para flujo turbulento totalmente desarrollado en tubería, es igual a 2 para flujo laminar totalmente desarrollado en tubería.

Entonces, para evitar posibles errores cuando se analiza flujo laminar en tubería, es mejor siempre establecer $K_L = a$ en una salida de tubería sumergida. En cualquiera de estas salidas, ya sea laminar o turbulento, el fluido que sale de la tubería pierde toda su energía cinética conforme se mezcla con el fluido del depósito y finalmente llega al reposo a través de la acción irreversible de la viscosidad. Esto es cierto sin importar la forma de la salida.

Con frecuencia los sistemas de tubería incluyen secciones de ensanchamiento o contracción repentinas o graduales para ajustar los cambios en las razones de flujo o propiedades como la densidad y la velocidad. Las pérdidas usualmente son mucho más grandes en el caso de los ensanchamientos y contracciones repentinos (o ensanchamientos de gran ángulo) debido a la separación del flujo. Cuando se combinan las ecuaciones de

conservación de masa, cantidad de movimiento y energía, el coeficiente de pérdida para el caso de un ensanchamiento repentino se aproxima con:

$$K_L = \alpha \left(1 - \frac{A_{pequea}}{A_{grande}}\right)^2 \quad (2-74)$$

Donde A_{pequea} y A_{grande} son las áreas transversales de las tuberías pequeña y grande, respectivamente. Note que $K_L = 0$ cuando no hay cambio de área ($A_{pequea} = A_{grande}$) y $K_L = \alpha$ cuando una tubería descarga en un depósito ($A_{grande} \gg A_{pequea}$). Tal relación no existe para una contracción repentina, y los valores KL en dicho caso se pueden leer en la gráfica de la Figura **2-24**.

Las pérdidas debidas a expansión y contracción se pueden reducir considerablemente cuando se instalan cambiadores graduales de área cónicos (toberas y difusores) entre las tuberías pequeña y grande. Note que en los cálculos de pérdida de carga, se debe usar la velocidad en la tubería pequeña como la velocidad de referencia en la Ecuación 2-70. Las pérdidas en los ensanchamientos usualmente son mucho mayores que las pérdidas en las contracciones debido a la separación del flujo.

Los sistemas de tubería también implican cambios en la dirección sin un cambio en el diámetro. A tales secciones de flujo se les llama codos o flexiones. Las pérdidas en estos accesorios se deben a la separación del flujo (como un automóvil que sale del camino cuando entra muy rápido a una curva) en el lado interior y en los flujos arremolinados secundarios que se provocan por diferentes longitudes de trayectoria. Se puede minimizar las pérdidas debidas al cambio de dirección “facilitando el giro del fluido” al usar los codos circulares en lugar de los esquinados como se muestra en la Figura **2-28**. Pero puede ser necesario el uso de flexiones de vueltas agudas (y por lo tanto sufrir un castigo en el coeficiente de pérdida) cuando el espacio para dar vuelta está limitado. En estos casos, las pérdidas se pueden minimizar al utilizar las álabes directores colocadas adecuadamente para ayudar a que el flujo dé vuelta de manera ordenada sin que salga del curso. En la Figura **2-24** se proporcionan los coeficientes de pérdida de algunos codos circulares y esquinados, así como Te-ramificaciones.

Estos coeficientes no incluyen las pérdidas por fricción a lo largo de los tramos curvos de la tubería. Las pérdidas de este tipo se deben calcular como en las tuberías rectas (con el uso de la longitud de la línea central como la longitud de la tubería) y sumarse a otras pérdidas.

Comúnmente, las válvulas se usan en los sistemas de tubería para controlar las razones

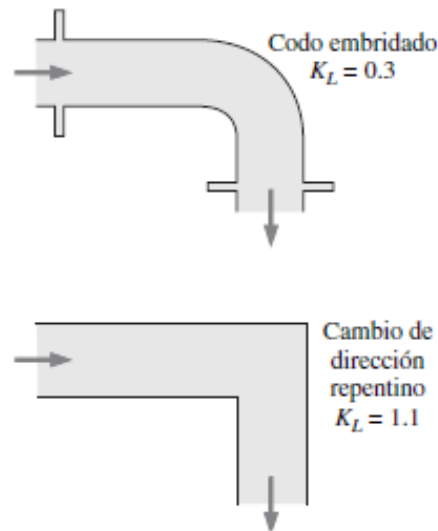


Figura 2-28: Se pueden minimizar las pérdidas debidas al cambio de dirección “facilitando el giro del fluido” al usar los codos circulares en vez de los esquinados,[1].

de flujo al simplemente alterar la pérdida de carga hasta que se logra la razón de flujo deseada. Para las válvulas es deseable tener un coeficiente de pérdida muy bajo cuando están totalmente abiertas, de modo que causen la mínima pérdida de carga durante la operación de carga completa. En la actualidad, son de uso común varios diseños distintos de válvulas, cada uno con ventajas y desventajas. La válvula de compuerta se desliza arriba y abajo como una compuerta, la válvula de globo cierra un agujero colocado en la válvula, la válvula de ángulo es una válvula de globo con una vuelta de 90° y la de retención permite que el fluido fluya sólo en una dirección, como un diodo en un circuito eléctrico.

Note que el coeficiente de pérdida aumenta notablemente conforme la válvula se cierra, ver Figura 2-29. Además, la desviación en los coeficientes de pérdida para diferentes fabricantes es más grande para las válvulas debido a sus geometrías complejas.[1].

2.2.6. Calefacción de piscinas

Una de las aplicaciones más rentables y que mejor resulta técnicamente para el empleo de la energía solar térmica es el calentamiento de piscinas.

Las piscinas cerradas normalmente se utilizan durante todo el año y al ubicarse de forma aislada a la intemperie sus pérdidas caloríficas son inferiores a las piscinas des-

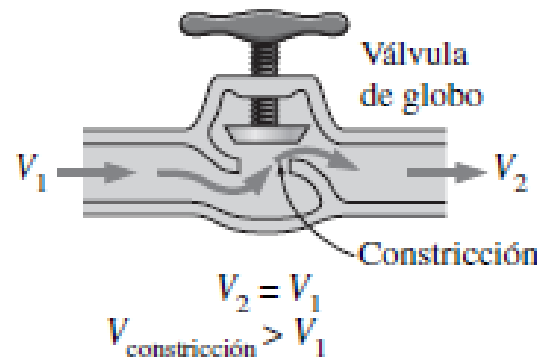


Figura 2-29: Pérdida de carga en una válvula parcialmente cerrada,[1].

cubiertas. Su climatización supone un gasto energético importante, ya que se precisa mantener un gran volumen de agua templada durante mucho tiempo.

El sistema de calentamiento aprovecha el circuito de filtrado de la piscina. Se puede hacer pasar el agua de la piscina directamente por colectores solares (planos, plásticos, o de tubos de vacío, cada uno con sus ventajas y desventajas), o bien se puede usar un intercambiador de calor, en donde circula en un lado el agua de la piscina a calentarse, y por el otro, el agua caliente que le entregará calor. Además del Sol, se puede usar una fuente auxiliar de calor.

Las ventajas del colector solar de tubos de vacío sobre el resto de las tecnologías son: la rapidez con que calienta el agua (haya radiación solar directa o esté nublado), su tamaño compacto (ocupando menos superficie e integrándose mejor a la arquitectura de la vivienda) y la versatilidad del equipo pudiéndose emplear en otras aplicaciones combinadas o por temporadas (agua caliente sanitaria y calefacción, por ejemplo).

El panel de tubos de vacío facilita, además, la ventilación constante del tejado bajo el panel, evitando que la humedad se deposite y permanezca formando algas y hongos, [5].

2.2.6.1. Pérdidas de calor en piscinas

En la Figura 2-30 se muestra los tipos de pérdidas de calor en piscinas.

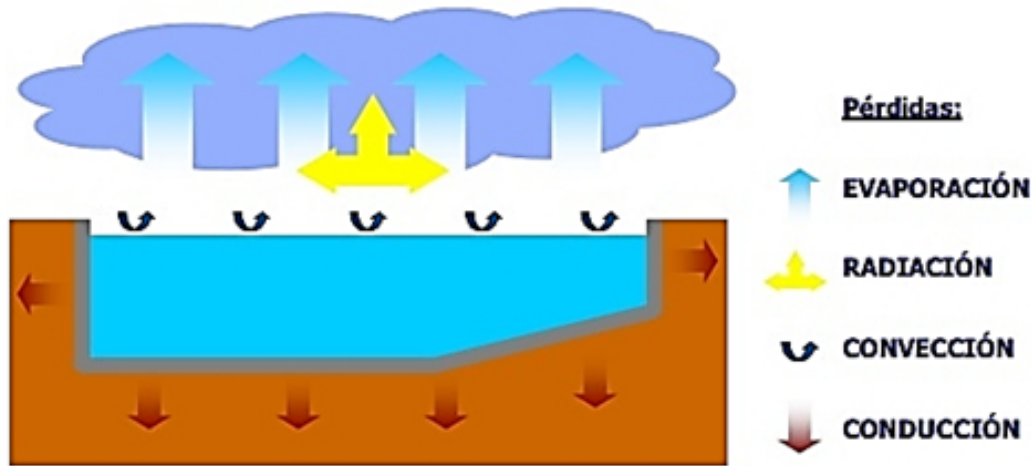


Figura 2-30: Pérdida de calor en piscina. Fuente:[13]

2.2.6.1.1. Pérdida de calor por evaporación. El agua de la superficie del vaso o estanque de la piscina que se evapora roba calor al agua, las pérdidas de calor por evaporación en W/m^2 se calculan con la Ecuación 2-75, mostrada a continuación:

$$Q_e = \frac{h_{ag} * m_e}{s} \quad (2-75)$$

Donde:

s : Superficie del agua en m^2 .

h_{ag} : Entalpía de evaporación que para el caso del agua es $680 W/Kg$.

m_e : Masa de agua que se evapora por agua en Kg/h .

2.2.6.1.2. Pérdida o ganancia de calor por radiación. Las pérdidas o ganancias de calor por radiación en W/m^2 se calculan con la Ecuación 2-76:

$$Q_r = \sigma * \varepsilon * [T_{ag}]^4 - [T_s]^4 \quad (2-76)$$

Donde:

σ Es $5,67 * [10]^{-8} W/m^2K$ es la constante de Stefan-Boltzman.

ε Es 0,095 y representa la emisividad del agua.

T_{ag} Es la temperatura del agua.

T_s Es la temperatura de la superficie que forma el cerramiento en Kelvin.

2.2.6.1.3. Ganancias de calor por convección Las ganancias de calor por convección se calculan en W/m^2 y se calcula mediante la Ecuación 2-77

$$Q_c = h * [T_a - T_{ag}] \quad (2-77)$$

Donde

T_{ag} : Temperatura del agua.

T_a : Temperatura del aire.

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección en W/m^2 .

2.2.6.1.4. Pérdida o ganancia de calor por conducción. Las pérdidas de calor por conducción a través de las paredes y muros en W/m^2 se calcula mediante la Ecuación 2-78

$$Q_{cond} = \frac{K * S_p * [T_{ag} - T_x]}{s} \quad (2-78)$$

Donde:

K : Coeficiente de transmisión de calor de muros y solera en $W/m^2 \cdot C$.

S_p : Superficie de solera y paredes del vaso.

T_x : Temperatura exterior a las superficies que forman el vaso en Kelvin, según [22].

2.2.7. Análisis térmico general

En ausencia de cualesquiera interacciones de trabajo (como el calentamiento mediante resistencia eléctrica), la ecuación de conservación de la energía para el flujo estacionario de un fluido en un tubo se puede expresar como 2-79

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_e - T_i)(W) \quad (2-79)$$

donde T_1 y T_e son las temperaturas medias del fluido en la entrada y la salida del tubo, respectivamente, y \dot{Q} es la razón de la transferencia de calor hacia el fluido o desde éste. Note que la temperatura de un fluido que fluye en un tubo permanece constante en ausencia de cualquier interacción de energía a través de la pared.

Las condiciones térmicas en la superficie por lo común se pueden aproximar con razonable precisión como temperatura superficial constante ($T_s = \text{constante}$) o flujo de calor constante en la superficie ($q_s = \text{constante}$). Por ejemplo, se presenta la condición de temperatura superficial constante cuando ocurre un proceso de cambio de fase, como ebullición o condensación, en la superficie exterior de un tubo. Se tiene la condición de

flujo de calor constante en la superficie cuando el tubo se somete a calentamiento por radiación o resistencia eléctrica de manera uniforme desde todas las direcciones.

El flujo de calor en la superficie se expresa como 2-80

$$\dot{q}_s = h_x(T_s - T_m)(W/m^2) \quad (2-80)$$

donde h_x es el coeficiente de transferencia de calor local y T_s y T_m son las temperaturas en la superficie y media del fluido en ese lugar. Note que la temperatura media del fluido T_m de un fluido que fluye en un tubo debe cambiar durante el calentamiento o el enfriamiento. Por lo tanto, cuando $h_x = h = \text{constante}$, la temperatura superficial T_s debe cambiar cuando $\dot{q}_s = \text{constante}$, y el flujo de calor en la superficie \dot{q}_s debe cambiar cuando $T_s = \text{constante}$. Por tanto, se puede tener $T_s = \text{constante}$ o $\dot{q}_s = \text{constante}$ en la superficie de un tubo, pero no ambas. Enseguida, se considerará la transferencia de calor por convección para estos dos casos comunes.

2.2.7.1. Flujo constante de calor en la superficie ($\dot{q}_s = \text{constante}$)

En el caso de $\dot{q}_s = \text{constante}$, la velocidad de la transferencia de calor también se puede expresar como 2-81

$$\dot{Q} = \dot{q}_s A_s = \dot{m} C_p (T_e - T_i)(W) \quad (2-81)$$

Entonces, la temperatura media del fluido en la salida del tubo queda 2-82

$$T_e = T_i + \frac{\dot{q}_s A_s}{\dot{m} C_p} \quad (2-82)$$

Note que la temperatura media del fluido se incrementa linealmente en la dirección del flujo en el caso de flujo de calor constante en la superficie, puesto que el área superficial aumenta en forma lineal en esa dirección (A_s es igual al perímetro, el cual es constante, multiplicado por la longitud del tubo). En el caso de flujo de calor constante en la superficie, \dot{q}_s , la temperatura superficial se puede determinar a partir de 2-83

$$\dot{q}_s = h(T_s - T_m) \rightarrow T_s = T_m + \frac{\dot{q}_s}{h} \quad (2-83)$$

En la región completamente desarrollada, la temperatura superficial T_s también se incrementará linealmente en la dirección del flujo, dado que h es constante y, por tanto, $T_s - T_m = \text{constante}$ como se ve en la Figura 2-31. Por supuesto, esto se cumple cuando las propiedades del fluido permanecen constantes en el flujo.

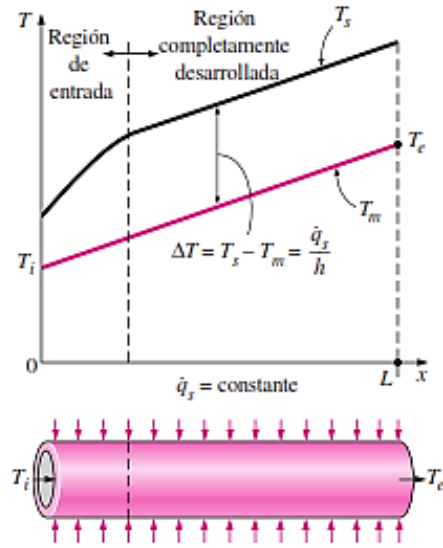


Figura 2-31: Variación de las temperaturas superficial del tubo y media del fluido a lo largo del tubo para el caso de flujo constante de calor en la superficie,[2].

Se puede determinar la pendiente de la temperatura media del fluido T_m en un diagrama $T - x$ mediante la aplicación de un balance de energía de flujo estacionario a una rebanada del tubo de espesor d_x , mostrada en la Figura 2-32.

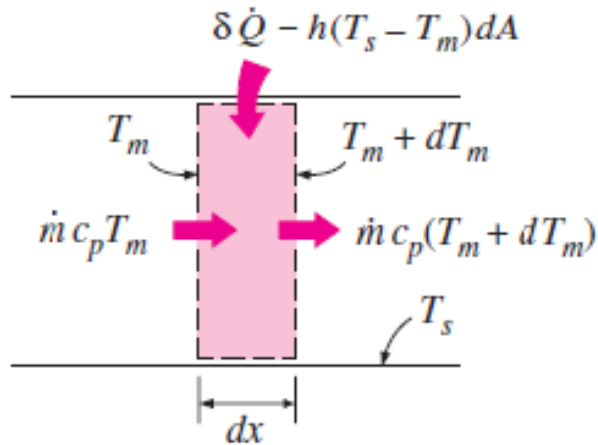


Figura 2-32: Interacciones energéticas para un volumen diferencial de control en un tubo,[2].

Esto da:

$$\dot{m}C_p dT_m = \dot{q}_s(px) \rightarrow \frac{dT_m}{dx} = \frac{\dot{q}_s P}{\dot{m}C_p} = \text{constante} \quad (2-84)$$

donde P es el perímetro del tubo.

Puesto que \dot{q}_s y h son constantes, la derivación de la Ecuación 2-84 con respecto a x da 2-85.

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{dT_s}{dx} \quad (2-85)$$

Asimismo, el requisito de que el perfil de temperatura adimensional permanezca inalterado en la región completamente desarrollada da 2-86.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{T_s - T}{T_s - T_m} \right) = 0 \rightarrow \frac{1}{T_s - T_m} \left(\frac{\partial T_s}{\partial x} - \frac{\partial T}{\partial x} \right) = 0 \rightarrow \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{dT_s}{dx} \quad (2-86)$$

puesto que $T_s - T_m = \text{constante}$. Al combinar las Ecuaciones 2-84 y 2-85 y 2-86, da: 2-87.

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{dT_s}{dx} = \frac{dt_m}{dx} = \frac{\dot{q}_s P}{\dot{m} C_p} = \text{constante} \quad (2-87)$$

Entonces, se concluye que en el flujo completamente desarrollado en un tubo sujeto a flujo de calor constante en la superficie, el gradiente de temperatura es independiente de x y, por tanto, la forma del perfil de temperaturas no cambia a lo largo del tubo como se muestra en la Figura 2-33

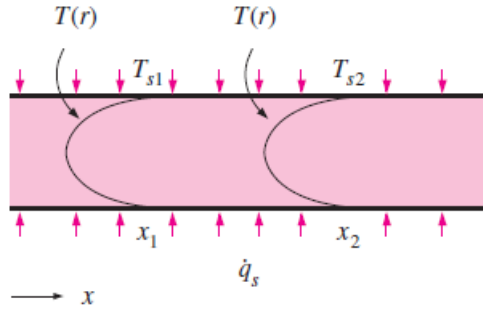


Figura 2-33: La forma del perfil de temperaturas permanece inalterada en la región completamente desarrollada de un tubo sujeto a flujo de calor constante en la superficie,[2].

Para un tubo circular, $P = 2\pi R$ y $\dot{m} = \rho \nu_{prom} A_c = \rho \nu_{prom} \pi R^2$, la ecuación queda: 2-88

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{dT_s}{dx} = \frac{dt_m}{dx} = \frac{2\dot{q}_s}{\rho \nu_{prom} C_p R} = \text{constante} \quad (2-88)$$

Donde:

ν_{prom} es la velocidad media del fluido.

2.2.7.2. Temperatura superficial constante ($T_s = \text{constante}$)

Con base en la ley de Newton del enfriamiento, la razón de la transferencia de calor desde o hacia un fluido, que fluye en un tubo se puede expresar como: 2-89.

$$\dot{Q} = hA_s\Delta T_{prom} = hA_s(T_s - T_m)_{prom}(W) \quad (2-89)$$

Donde:

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección promedio.

A_s : Área superficial para la transferencia de calor (es igual a πDL para un tubo circular de longitud L).

ΔT_{prom} : Diferencia promedio apropiada de temperatura entre el fluido y la superficie. En el caso de temperatura superficial constante ($T_s = \text{constante}$), ΔT_{prom} se puede expresar aproximadamente por la diferencia media aritmética de temperatura ΔT_{ma} como: 2-90

$$\Delta T_{prom} \approx \Delta T_{ma} = \frac{\Delta T_i + \Delta T_e}{2} = \frac{(T_s - T_i) + (T_s - T_e)}{2} = T_s - \frac{T_i + T_e}{2} = T_s - T_b \quad (2-90)$$

Donde:

$T_b = \frac{(T_i + T_e)}{2}$ es la temperatura media de masa del fluido, la cual es el promedio aritmético de las temperaturas medias del fluido en la admisión y la salida del tubo. Note que la diferencia media aritmética de temperatura T_{ma} es simplemente el promedio de las diferencias de temperatura entre la superficie y el fluido en la admisión y la salida del tubo. Inherente a esta definición, se supone que la temperatura media del fluido varía linealmente a lo largo del tubo, lo cual difícilmente es el caso cuando $T_s = \text{constante}$. Esta simple aproximación a menudo proporciona resultados aceptables, pero no siempre. Por lo tanto, se necesita una mejor manera de evaluar T_{prom} . Considere el calentamiento de un fluido en un tubo de sección transversal constante cuya superficie interior se mantiene a una temperatura constante de T_s . Se sabe que la temperatura media del fluido T_m aumenta en la dirección del flujo como resultado de la transferencia de calor. El balance de energía sobre un volumen diferencial de control, mostrado en la figura **2-32**.

$$\dot{m}C_p dT_m = h(T_s - T_m)dA_s \quad (2-91)$$

Es decir, el aumento en la energía del fluido (representado por un aumento en su temperatura media por $d_T m$) es igual al calor transferido por convección hacia este último desde la superficie del tubo. Dado que el área superficial diferencial es $dA_s = p dx$, donde p es el perímetro del tubo, y que $dT_m = -d(T_s - T_m)$, puesto que T_s es

constante, la relación antes dada se puede reacomodar como: 2-92

$$\frac{d(T_s - T_m)}{T_s - T_m} = -\frac{hp}{\dot{m}C_p} dx \quad (2-92)$$

Donde: $A_s = pL$: Área superficial del tubo.

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección promedio constante. Al tomar la exponencial de ambos miembros y despejar T_e se obtiene la siguiente relación, la cual resulta muy útil para la determinación de la temperatura media del fluido en la salida del tubo: 2-93.

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp(-hA_s l \dot{m} C_p) \quad (2-93)$$

También se puede usar esta relación para determinar la temperatura media del fluido $T_m(x)$, para cualquier valor de x , al reemplazar $A_s = pL$ por px . Note que la diferencia de temperatura entre el fluido y la superficie decae exponencialmente en la dirección del flujo y la velocidad del decaimiento depende de la magnitud del exponente $hA_x l \dot{m} C_p$, como se muestra en la Figura 2-34

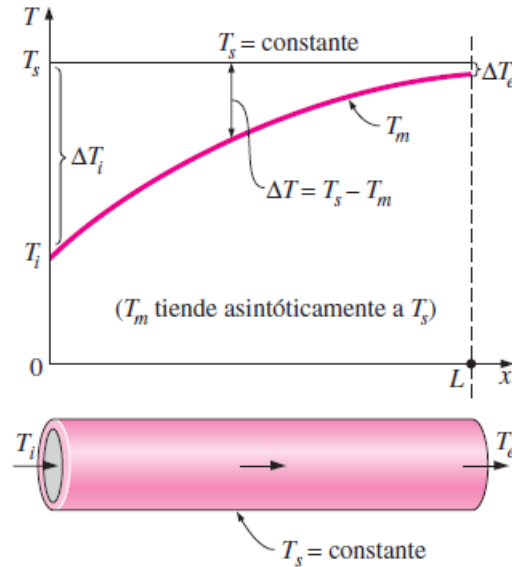


Figura 2-34: Variación de la temperatura media del fluido a lo largo del tubo para el caso de temperatura constante,[2].

Este parámetro adimensional recibe el nombre de número de *unidades de transferencia*, denotado por NTU (Number of Transfer Units), y es una medida de la efectividad de los sistemas de transferencia de calor. Para $NTU > 5$, la temperatura de salida del fluido se vuelve casi igual a la temperatura superficial, $T_e \approx T_s$ como se muestra en

la Figura 2-35. Dado que la temperatura del fluido puede aproximarse a la superficial pero no puede cruzarla, un NTU de alrededor de 5 indica que se alcanza el límite para la transferencia de calor y ésta no aumenta, sin importar cuánto se extienda la longitud del tubo. Por otra parte, un valor pequeño del NTU indica más oportunidades para la transferencia de calor y ésta continuará incrementándose conforme se aumenta la longitud del tubo. Un NTU grande y, por consiguiente, un área superficial grande para la transferencia de calor (lo cual significa un tubo grande) puede ser deseable desde un punto de vista relativo a la transferencia de calor, pero inaceptable desde un punto de vista económico. Por lo común, la selección del equipo de transferencia de calor refleja un compromiso entre el rendimiento en la transferencia de calor y el costo.

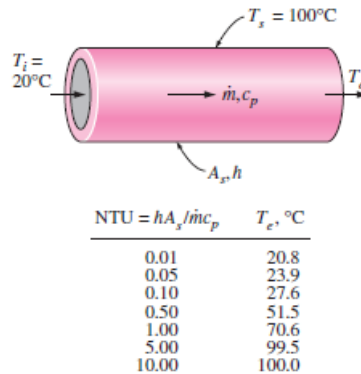


Figura 2-35: Un NTU mayor que 5 indica que el fluido que fluye en un tubo alcanzará la temperatura superficial a la salida, sin importar cuál sea la temperatura de admisión,[2].

Despejando $m \cdot cp$ en la ecuación 2-92 da:

$$\dot{m}Cp = \frac{hA_s}{\ln[(T_s - T_e)/(T_s - T_i)]} \quad (2-94)$$

Al sustituir esto en la ecuación 2-79 se obtiene:

$$\dot{Q} = hA_s \Delta T_{ln} \quad (2-95)$$

Donde:

$$\Delta T_{ln} = \frac{T_i - T_e}{\ln[(T_s - T_e)/(T_s - T_i)]} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_e - \Delta T_i)} \quad (2-96)$$

Es la diferencia media logarítmica de temperatura. Note que $\Delta T_i = T_s - T_i$ y $\Delta T_e = T_s - T_e$ son las diferencias de temperatura entre la superficie y el fluido en la admisión y la salida del tubo, respectivamente. Esta relación de ΔT_{ln} parece ser propensa a

usarse de manera indebida, pero es prácticamente a prueba de fallas, ya que si se usa T_i en lugar de T_e y viceversa en el numerador y en el denominador, o en cualquiera de los dos, cuando mucho se afectará el signo, no la magnitud. Asimismo, se puede usar tanto para el calentamiento ($T_s > T_i$ y T_e) como para el enfriamiento ($T_s < T_i$ y T_e) de un fluido en un tubo. La diferencia media logarítmica de temperatura, ΔT_{ln} , se obtiene al seguir el rastro del perfil real de temperaturas del fluido a lo largo del tubo y es una representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre el fluido y la superficie. En verdad refleja el decaimiento exponencial de la diferencia de temperatura local. Cuando ΔT_e difiere de ΔT_i en no más de 40 %, el error al usar la diferencia media aritmética de temperatura es menor a 1 %. Pero el error se incrementa hasta niveles indeseables cuando ΔT_e difiere de ΔT_i en cantidades mayores. Por lo tanto, siempre se debe usar la diferencia media logarítmica de temperatura cuando se determine la transferencia de calor por convección en un tubo cuya superficie se mantenga a una temperatura constante T_s .

2.2.7.3. Superficies ásperas

Cualquier irregularidad o aspereza en la superficie perturba la subcapa laminar y afecta el flujo. Por lo tanto, a diferencia del flujo laminar, el factor de fricción y el coeficiente de convección en el flujo turbulento dependen fuertemente de la aspereza superficial. El factor de fricción en el flujo turbulento completamente desarrollado en un tubo depende del número de Reynolds y de la aspereza relativa ε/D , la cual es la razón de la altura media de la aspereza del tubo al diámetro de éste.

Los resultados experimentales obtenidos se presentan en las formas tabular, gráfica y funcional, obtenidas mediante ajuste de curvas con base en los datos experimentales. En 1939, Cyril F. Colebrook (1910-1997) combinó los datos disponibles para el flujo de transición y para el flujo turbulento en tubos lisos, así como ásperos, en la relación implícita siguiente, conocida como ecuación de Colebrook.

Se observa que el logaritmo de la ecuación de Colebrook es uno de base 10, en lugar de natural. En 1942, el ingeniero estadounidense Hunter Rouse (1906-1996) verificó la ecuación de Colebrook y produjo un trazo gráfico de f como función de R_e y del producto ε/D . También presentó la relación para el flujo laminar y una tabla de asperezas de tubos comerciales.

Dos años más tarde, Lewis F. Moody (1880-1953) volvió a trazar el diagrama de Rouse en la forma que es usada comúnmente en la actualidad, el ahora famoso diagrama de Moody. En éste se presenta el factor de fricción de Darcy para el flujo en tubos como

función del número de Reynolds y de ε/D , sobre un amplio rango. Probablemente es uno de los diagramas aceptados y usados con más amplitud en ingeniería. Aunque está desarrollado para tubos circulares, también se puede usar para tubos no circulares, al reemplazar el diámetro por el diámetro hidráulico.

Para los tubos lisos, la concordancia entre las ecuaciones de Petukhov y de Colebrook es muy buena. El factor de fricción es mínimo para un tubo liso (pero todavía no cero debido a la condición de no deslizamiento) y aumenta con la aspereza, ver Tabla **2-5**

Tabla 2-5: El factor de fricción es mínimo para un tubo liso y aumenta con la aspereza.

ASPEREZA RELATIVA ε/D	FACTOR DE FRICCIÓN f
0.0*	0.0119
0.00001	0.0119
0.0001	0.0134
0.0005	0.0172
0.001	0.0199
0.005	0.0305
0.01	0.0380
0.05	0.0716

Los tubos que se encuentran en el comercio son diferentes a los usados en los experimentos en el sentido de que la aspereza de los primeros no es uniforme y resulta difícil dar una descripción precisa de ella. En la tabla **2-6** y en el diagrama de Moody, se dan valores de la aspereza equivalente para algunos tubos comerciales. Pero debe tenerse presente que estos valores son para tubos nuevos y la aspereza relativa de éstos puede incrementarse con el uso como consecuencia de la corrosión, la acumulación de incrustación y la precipitación. Como resultado, el factor de fricción puede incrementarse en un factor de 5 a 10. En el diseño de sistemas de tuberías, deben considerarse las condiciones reales de operación. Asimismo, el diagrama de Moody y su equivalente ecuación de Colebrook comprenden varias incertidumbres (el tamaño de la aspereza, el error experimental, el ajuste de la curva para los datos, etc.) y, por consiguiente, los resultados obtenidos no deben tratarse como “exactos”. Suele considerarse que son exactos hasta $\pm 15\%$ sobre el intervalo completo de la figura.

Tabla 2-6: Valores de la aspereza equivalente para tubos comerciales nuevos*

MATERIAL	Aspereza, ε	
	ft	mm
Vidrio, plástico	0 (liso)	
Concreto	0.003-0.03	0.9-9
Duela de madera	0.0016	0.5
Caucho aislado	0.000033	0.01
Tubería de cobre o latón	0.000005	0.0015
Hierro fundido	0.00085	0.26
Hierro galvanizado	0.0005	0.15
Hierro forjado	0.00015	0.046
Acero inoxidable	0.000007	0.002
Acero comercial (liso)	0.00015	0.045

2.2.7.4. Desarrollo del flujo turbulento en la región de entrada

Las longitudes de entrada para el flujo turbulento son típicamente cortas, a menudo sólo de 10 diámetros de tubo de largo y, por tanto, se puede usar de manera aproximada el número de Nusselt determinado para el flujo turbulento completamente desarrollado para todo el tubo. Este simple procedimiento proporciona resultados razonables para la caída de presión y la transferencia de calor, en el caso de tubos largos, y resultados conservadores para los tubos cortos. Para obtener una mayor exactitud, en la literatura se dispone de correlaciones para los coeficientes de fricción y de transferencia de calor para las regiones de entrada.

2.2.8. Conducción de calor en estado estacionario

2.2.8.1. Conducción de calor en estado estacionario en paredes planas

Se sabe que se pierde calor en forma continua hacia el exterior a través de la pared. Intuitivamente se siente que la transferencia de calor a través de la pared es en la dirección normal a la superficie de ésta y no tiene lugar alguna transferencia de calor significativa en ella en otras direcciones, ver Figura **2-36**.

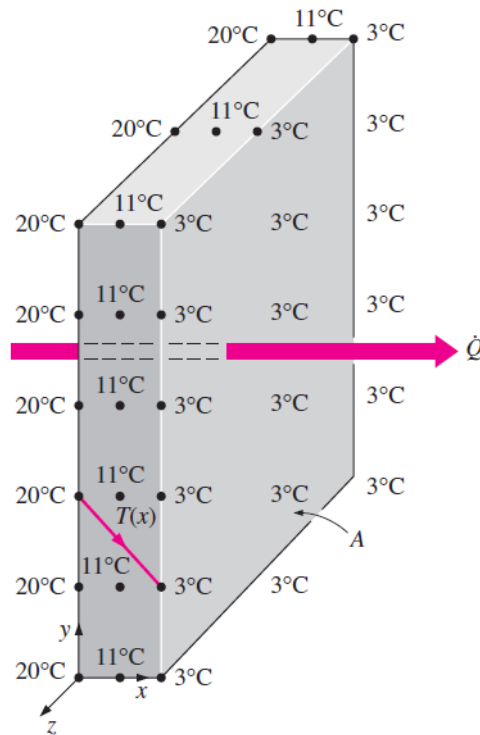


Figura 2-36: El flujo de calor a través de una pared es unidimensional cuando la temperatura de ésta varía sólo en una dirección,[2].

La transferencia de calor en cierta dirección es impulsada por el gradiente de temperatura en esa dirección. No habrá transferencia de calor en una dirección en la cual no hay cambio en la temperatura. Las mediciones de la temperatura en varios lugares sobre la superficie interior o exterior de la pared confirmarán que la superficie de una pared es casi isotérmica. Es decir, las temperaturas en la parte superior e inferior de la superficie de una pared, así como en los extremos derecho e izquierdo, son casi las mismas. Por lo tanto, no hay transferencia de calor a través de la pared de la parte superior hacia abajo, o de izquierda a derecha, pero se tiene una diferencia considerable en las temperaturas entre las superficies interior y exterior de dicha pared y, por tanto, transferencia de calor significativa en la dirección de la superficie interior hacia la exterior.

El espesor pequeño de la pared hace que el gradiente de temperatura en esa dirección sea grande. Además, si las temperaturas del aire dentro y fuera de la casa permanecen constantes, entonces la transferencia de calor a través de la pared de una casa se puede considerar como estacionaria y unidimensional. En este caso, la temperatura de la pared presentará dependencia sólo en una dirección (es decir la dirección \mathbf{x}) y se puede expresar como $T(x)$. Nótese que la transferencia de calor es la única interacción

de energía que interviene en este caso y no se tiene generación de calor, por tanto, el balance de calor para la pared se puede expresar como: 2-97

$$\dot{Q}_{ent} - \dot{Q}_{sal} = \frac{dE_{pared}}{dt} \quad (2-97)$$

Pero $dE_{pared}/dt = 0$ para la operación estacionaria, puesto que no hay cambio en la temperatura de la pared con el tiempo en ningún punto. Por lo tanto, la razón de la transferencia de calor hacia la pared debe ser igual a la razón de la transferencia hacia afuera de ella. En otras palabras, la razón de la transferencia de calor a través de la pared debe ser constante, $\dot{Q}_{cond,pared} = constante$. Considere una pared plana de espesor L y conductividad térmica promedio k . Las dos superficies de la pared se mantienen a temperaturas constantes de T_1 y T_2 . Para la conducción unidimensional de calor en estado estacionario a través de la pared, tenemos $T(x)$. Entonces, la ley de Fourier de la conducción de calor para la pared se puede expresar como: 2-98

$$\dot{Q}_{ent} = -KA \frac{dT}{dx} (W) \quad (2-98)$$

Donde la razón de la transferencia de calor por conducción, $\dot{Q}_{cond,pared}$ y el área A de la pared será constante. Por lo tanto, $dT/dx = constante$, lo cual significa que la temperatura a través de la pared varía linealmente con x . Es decir, la distribución de temperatura en la pared, en condiciones estacionarias, es una línea recta como se muestra en la Figura 2-37.

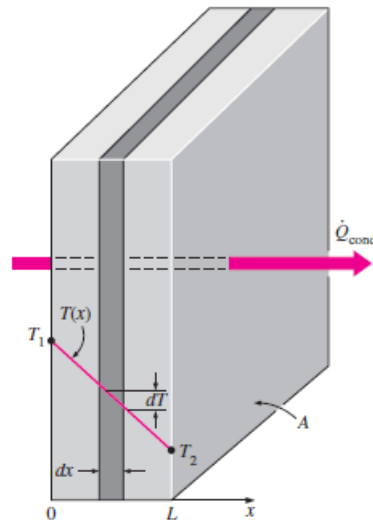


Figura 2-37: En condiciones estacionarias, la distribución de temperatura en una pared plana es una línea recta,[2].

Al separar la variable en la ecuación anterior e integrar desde $x = 0$, donde $T(0) = T_1$, hasta $x = L$, donde $T(L) = T_2$, se obtiene: 2-99.

$$\int_L^{x=0} = \dot{Q}_{cond,pared} dx = - \int_{T_2}^{T=T_1} K A dT \quad (2-99)$$

Al realizar las integraciones y reacomodar da: 2-100

$$\dot{Q}_{cond,pared} = K A \frac{T_1 - T_2}{L} (W) \quad (2-100)$$

que es idéntica a la ecuación 2-97. Una vez más, la razón de la conducción de calor a través de una pared plana es proporcional a la conductividad térmica promedio, al área de la pared y a la diferencia de temperatura, pero es inversamente proporcional al espesor de la pared. Asimismo, una vez que se cuenta con la razón de la conducción de calor, se puede determinar la temperatura $T(x)$ en cualquier ubicación x al reemplazar T_2 en la ecuación 2-100 por T y L por x .

2.2.8.2. El concepto de resistencia térmica

La Ecuación 2-105 para la conducción de calor a través de una pared plana se puede reacomodar para tener:

$$\dot{Q}_{cond,pared} = \frac{T_1 - T_2}{R_{pared}} \quad (2-101)$$

donde

$$R_{pared} = \frac{L}{kA} \quad (2-102)$$

es la resistencia térmica de la pared en contra de la conducción de calor o simplemente la resistencia a la conducción de la pared. Note que la resistencia térmica de un medio depende de la configuración geométrica y de las propiedades térmicas del medio.

La ecuación antes dada para la transferencia de calor es análoga a la relación para el *flujo de corriente eléctrica* I , expresada como:

$$I = \frac{V_1 - V_2}{R_e} \quad (2-103)$$

donde $R_e = \frac{L}{\sigma_e A}$ es la resistencia eléctrica y $V_1 - V_2$ es la caída de voltaje a lo largo de la resistencia (σ_e es la conductividad eléctrica). Por tanto, la razón de la transferencia de calor a través de una capa corresponde a la corriente eléctrica, la resistencia térmica a la resistencia eléctrica y la diferencia de temperatura a la caída de voltaje en la capa, ver Figura **2-38**.

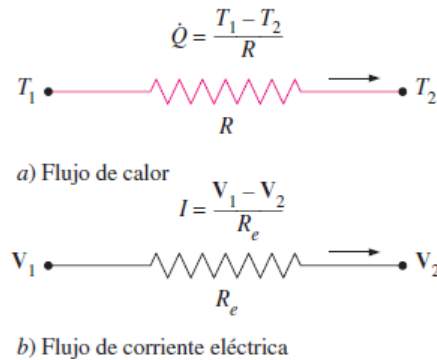


Figura 2-38: Analogía entre los conceptos de resistencia térmica y eléctrica,[2].

Considere la transferencia de calor por convección de una superficie sólida de área A_s y temperatura T_s hacia un fluido cuya temperatura en un punto suficientemente lejos de la superficie es T_∞ , con un coeficiente de transferencia de calor por convección h . La ley de Newton del enfriamiento para la razón de transferencia de calor por convección, $\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty)$, se puede reacomodar para obtener:

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_s - T_\infty}{R_{conv}} \quad (2-104)$$

donde

$$R_{conv} = \frac{1}{hA_s} \quad (2-105)$$

es la resistencia térmica de la superficie contra la convección de calor o, simplemente, *la resistencia a la convección* de la superficie, ver Figura 2-39.

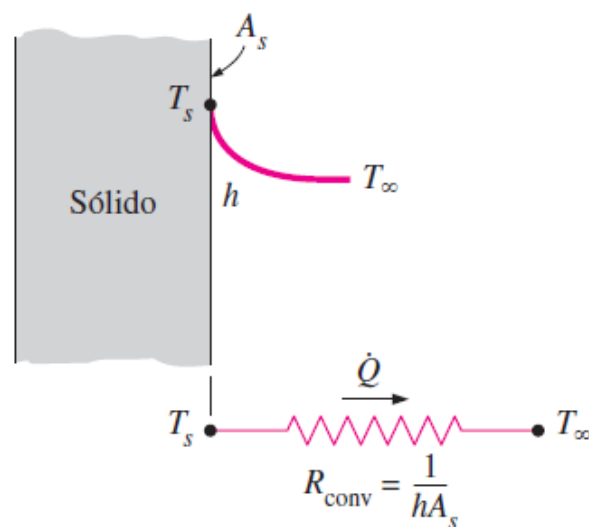


Figura 2-39: Esquema para la resistencia a la convección en una superficie,[2].

Note que cuando el coeficiente de transferencia de calor por convección es muy grande ($h \rightarrow \infty$), la resistencia a la convección se hace cero y $T_s \approx T_\infty$. Es decir, la superficie no ofrece resistencia a la convección y, por tanto, no desacelera el proceso de transferencia de calor. Se tiende a esta situación en la práctica en las superficies en donde ocurren ebullición y condensación. Asimismo, note que la superficie no tiene que ser plana. La Ecuación 2-105 para la resistencia a la convección es válida para superficies de cualquier forma, siempre que sea razonable la suposición de que $h = \text{constante}$ y uniforme. Cuando la pared está rodeada por un gas, los efectos de la radiación, que hemos ignorado hasta ahora, pueden ser significativos y es posible que sea necesario considerarlos. La razón de la transferencia de calor por radiación entre una superficie de emisividad ϵ y área A_s , que está a la temperatura T_s , y las superficies circundantes a alguna temperatura promedio T_{alred} se puede expresar como:

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4) = h_{rad} A_s (T_s - T_{alred}) = \frac{T_s - T_{alred}}{R_{rad}} \quad (2-106)$$

donde

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} A_s} \quad (2-107)$$

es la resistencia térmica de una superficie contra la radiación, o bien, la **resistencia a la radiación** y

$$h_{rad} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{A_s (T_s - T_{alred})} = \epsilon \sigma (T_s^2 + T_{alred}^2) (T_s + T_{alred}) \quad (2-108)$$

es el coeficiente de transferencia de calor por radiación. Note que tanto T_s como T_{alred} deben estar en **K** en la evaluación de h_{rad} . La definición del coeficiente de transferencia de calor por radiación permite expresar la radiación en forma conveniente, de manera análoga a la convección, en términos de una diferencia de temperatura. Pero h_{rad} depende con intensidad de la temperatura, en tanto que, por lo común, h_{conv} no depende de ella.

Una superficie expuesta al aire circundante comprende convección y radiación de manera simultánea y la transferencia de calor total en la superficie se determina al sumar (o restar, si tienen direcciones opuestas) las componentes de radiación y de convección. Las resistencias a la convección y a la radiación son paralelas entre sí, como se muestra en la Figura 2-40 y pueden provocar algunas complicaciones en la red de resistencias térmicas. Cuando $T_{alred} \approx T_\infty$, el efecto de radiación se puede tomar en cuenta de manera apropiada al reemplazar h en la relación de la resistencia a la convección por

$$h_{combinado} = h_{conv} + h_{rad} \quad (2-109)$$

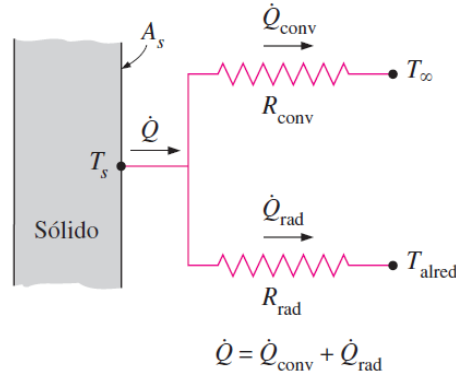


Figura 2-40: Esquema para las resistencias a la convección y a la radiación en una superficie,[2].

donde h_{conv} es el *coeficiente de transferencia de calor combinado*. De esta manera, se evitan todas las complicaciones asociadas con la radiación

2.2.8.3. Red de resistencias térmicas

Considere ahora la transferencia de calor unidimensional en estado estacionario a través de una pared plana de espesor L , área A y conductividad térmica k que está expuesta a la convección sobre ambos lados hacia fluidos a las temperaturas $T_{\infty 1}$ y $T_{\infty 2}$, con coeficientes de transferencia de calor h_1 y h_2 , respectivamente, como se muestra en la Figura 2-41.

$$h_{combinado} = h_{conv} + h_{rad} \quad (2-110)$$

Si se supone que $T_{\infty 2} < T_{\infty 1}$, la variación de la temperatura será como se muestra en la figura. Note que la temperatura varía en forma lineal en la pared y tiende asintóticamente a $T_{\infty 1}$ y $T_{\infty 2}$ en los fluidos, a medida que se aleja de la pared.

En condiciones estacionarias, se tiene:

$$\dot{Q} = h_1 A (T_{\infty 1} - T_1) = k A \frac{T_1 - T_2}{L} = h_2 A (T_2 - T_{\infty 2}) \quad (2-111)$$

la cual se puede reacomodar como

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{\frac{1}{h_1 A}} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{L}{k A}} = \frac{T_2 - T_{\infty 2}}{\frac{1}{h_2 A}} = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{conv, 1}} = \frac{T_1 - T_2}{R_{pared}} = \frac{T_2 - T_{\infty 2}}{R_{conv, 2}} \quad (2-112)$$

Al sumar los numeradores y los denominadores, da:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} \quad (2-113)$$

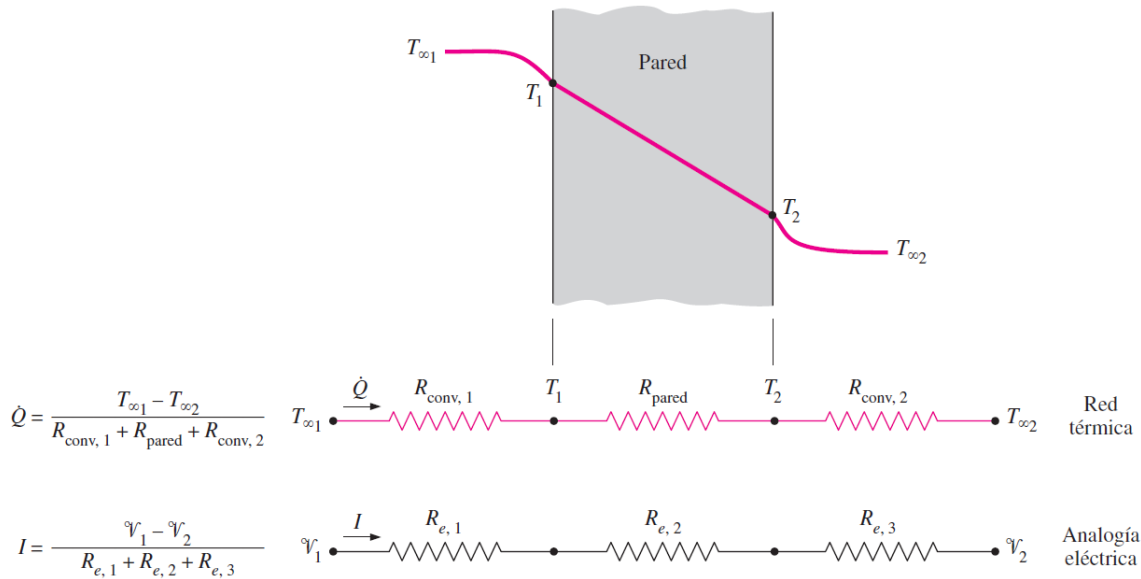


Figura 2-41: Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de una pared plana sujeta a convección sobre ambos lados, y la analogía eléctrica,[2].

donde

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{pared} + R_{conv,2} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_2 A} \quad (2-114)$$

Note que el área A de la transferencia de calor es constante para una pared plana y la razón de esa transferencia a través de una pared que separa dos medios es igual a la diferencia de temperatura dividida entre la resistencia térmica total entre los medios. Note también que las resistencias térmicas están en serie y la resistencia térmica equivalente se determina simplemente al sumar cada una de las resistencias, precisamente como en las resistencias eléctricas conectadas en serie. Por tanto, todavía se aplica la analogía eléctrica. Se resume esto al expresar: *la rapidez de la transferencia de calor estacionaria entre dos superficies es igual a la diferencia de temperatura dividida entre la resistencia térmica total entre esas dos superficies.*

Otra observación que se puede hacer a partir de la Ecuación 2-113 es que la razón de la caída de temperatura con respecto a la resistencia térmica a través de cualquier capa es constante y, de este modo, la caída de temperatura a través de cualquier capa es proporcional a la resistencia térmica de ésta. Entre mayor sea la resistencia, mayor es la caída de temperatura. De hecho, la ecuación $\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R}$ se puede reacomodar para obtener:

$$\Delta T = \dot{Q} R \quad (2-115)$$

la cual indica que la caída de temperatura a través de cualquier capa es igual a la razón de la transferencia de calor multiplicada por la resistencia térmica de esa capa.

Posiblemente se recuerde que esto también se cumple para la caída de voltaje a través de una resistencia eléctrica cuando la corriente eléctrica es constante.

A veces resulta conveniente expresar la transferencia de calor a través de un medio de una manera análoga a la ley de Newton del enfriamiento, como:

$$\dot{Q} = UA\Delta T \quad (2-116)$$

donde U es el **coeficiente de transferencia de calor total**. La comparación de las Ecuaciones 2-113 y 2-116 revela que

$$UA = \frac{1}{R_{total}} \quad (2-117)$$

Por lo tanto, para una unidad de área, el coeficiente de transferencia de calor total es igual al inverso de la resistencia térmica total.

Note que no se necesita conocer las temperaturas superficiales de la pared para evaluar la razón de la transferencia de calor estacionaria a través de ella. Todo lo que se necesita conocer son los coeficientes de transferencia de calor por convección y las temperaturas de los fluidos en ambos lados de la pared. La *temperatura superficial* de esta última se puede determinar como se describió antes al aplicar el concepto de resistencia térmica, pero se toma la superficie a la cual se le va a determinar la temperatura como una de las superficies terminales. Por ejemplo, una vez que se evalúa \dot{Q} , se puede determinar la temperatura superficial T_1 a partir de:

$$\dot{Q} = \frac{T_\infty - T_1}{R_{conv,1}} = \frac{T_\infty - T_1}{\frac{1}{h_1 A}} \quad (2-118)$$

2.2.8.4. Paredes planas de capas múltiples

En la práctica, a menudo se encuentran paredes planas que constan de varias capas de materiales diferentes. Todavía se puede usar el concepto de resistencia térmica con el fin de determinar la razón de la transferencia de calor estacionaria a través de esas paredes compuestas. Como es posible que el lector ya haya conjeturado, esto se hace simplemente al darse cuenta de que la resistencia a la conducción de cada pared es $\frac{L}{kA}$ conectada en serie y aplicando la analogía eléctrica. Es decir, al dividir la diferencia de temperatura que existe entre las dos superficies a las temperaturas conocidas entre la resistencia térmica total que presentan ambas.

Considere una pared plana que consta de dos capas (como un muro de ladrillos con una capa de aislamiento). La razón de la transferencia de calor estacionaria a través de esta pared compuesta de dos capas se puede expresar como se observa en la Figura 2-42.

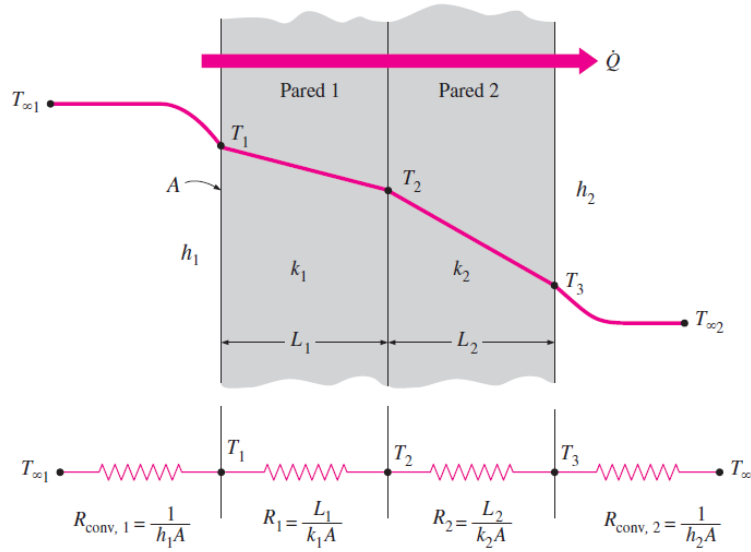


Figura 2-42: Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de una pared plana de dos capas sujeta a convección sobre ambos lados,[2].

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} \quad (2-119)$$

donde R_{total} es la *resistencia térmica total*, expresada como:

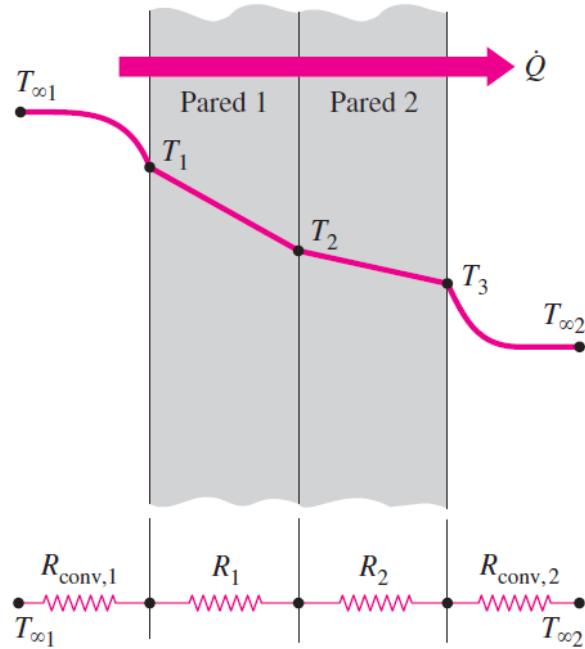
$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{pared} + R_{conv,2} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_2 A} \quad (2-120)$$

Los subíndices 1 y 2 en las relaciones R_{pared} antes dadas indican la primera y la segunda capas, respectivamente. También se pudo obtener este resultado al seguir el procedimiento utilizado antes para el caso de una sola capa, al notar que la razón de la transferencia de calor estacionaria, \dot{Q} , a través de un medio de capas múltiples es constante y, por consiguiente, debe ser la misma a través de cada una de las capas. Note, a partir de la red de resistencias térmicas, que dichas resistencias están en serie y, por tanto, la resistencia térmica total es simplemente la suma aritmética de cada una de las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria de la transferencia de calor.

Este resultado para el caso de dos capas es análogo al de una sola capa, excepto en que se suma una resistencia adicional por la capa adicional. Este resultado se puede extender para paredes planas que constan de tres o más capas, al sumar una resistencia adicional por cada capa adicional. Una vez que se conoce \dot{Q} , se puede determinar una temperatura superficial desconocida T_j en cualquier superficie o interfase j , a partir de:

$$\dot{Q} = \frac{T_i - T_j}{R_{total,i-j}} \quad (2-121)$$

donde T_i es una temperatura conocida en el lugar i y $R_{total,i-j}$, es la resistencia térmica total entre los lugares i y j . Por ejemplo, cuando se dispone de las temperaturas de los fluidos, $T_{\infty 1}$ y $T_{\infty 2}$, para el caso de dos capas mostrado en la Figura 2-42 y se calcula \dot{Q} a partir de la ecuación 2-119, se puede determinar la temperatura T_2 en la interfase entre las dos paredes, a partir de la Figura 2-43.



$$\text{Para hallar } T_1: \dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{\text{conv},1}}$$

$$\text{Para hallar } T_2: \dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_2}{R_{\text{conv},1} + R_1}$$

$$\text{Para hallar } T_3: \dot{Q} = \frac{T_3 - T_{\infty 2}}{R_{\text{conv},2}}$$

Figura 2-43: Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de una pared plana de dos capas sujeta a convección sobre ambos lados,[2].

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_2}{R_{\text{conv},1} + R_{\text{pared},1}} = \frac{T_{\infty 1} - T_2}{\frac{1}{h_1 A} + \frac{L_1}{k_1 A}} \quad (2-122)$$

La caída de temperatura a través de una capa se determina con facilidad mediante la aplicación de la Ecuación , al multiplicar \dot{Q} por la resistencia térmica de esa capa.

El concepto de resistencia térmica se usa con amplitud en la práctica debido a que es intuitivamente fácil de entender y ha probado ser una herramienta poderosa en la resolución de una amplia gama de problemas de transferencia de calor. Pero su uso queda limitado a los sistemas a través de los cuales la razón de la transferencia de calor, \dot{Q} , permanece constante; es decir, a sistemas que implican transferencia de calor *estacionaria, sin generación de calor* (como el calentamiento por resistencia o las reacciones químicas) dentro del medio.

2.2.8.5. Redes generalizadas de resistencias térmicas

También se puede usar el concepto de resistencia térmica o la analogía eléctrica para resolver problemas de transferencia de calor en estado estacionario que comprenden capas en paralelo o disposiciones combinadas serie-paralelo. Aun cuando ese tipo de problemas con frecuencia son bidimensionales o incluso tridimensionales, se pueden obtener soluciones aproximadas suponiendo transferencia unidimensional de calor y utilizando la red de resistencias térmicas.

Considere la pared compuesta que se muestra en la Figura 2-44, la cual consta de dos capas paralelas. La red de resistencias térmicas, que consta de dos resistencias en

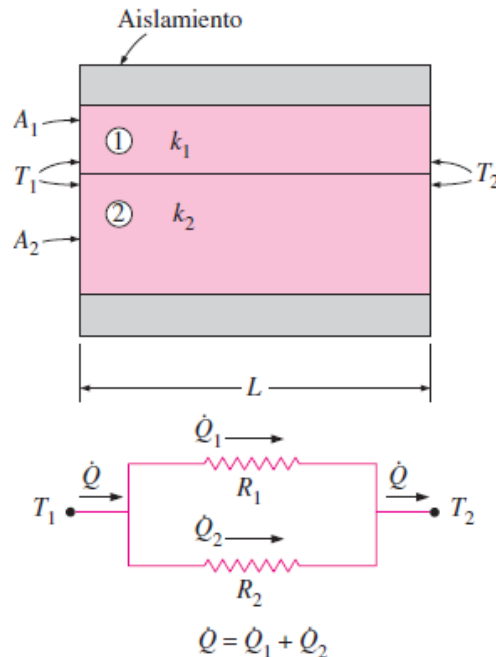


Figura 2-44: Red de resistencias térmicas para dos capas paralelas,[2].

paralelo, se puede representar como se muestra en la figura. Puesto que la transferencia

total de calor es la suma de las transferencias a través de cada capa, se tiene la Ecuación 2-123:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 = \frac{T_1 - T_2}{R_1} + \frac{T_1 - T_2}{R_2} = (T_1 - T_2) \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (2-123)$$

Si se utiliza la analogía eléctrica, se obtiene la Ecuación 2-124:

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{R_{total}} \quad (2-124)$$

donde

$$\frac{1}{R_{Total}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \rightarrow R_{Total} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \quad (2-125)$$

ya que las resistencias están en paralelo. Considere ahora la disposición combinada serie-paralelo que se muestra en la Figura 2-45.

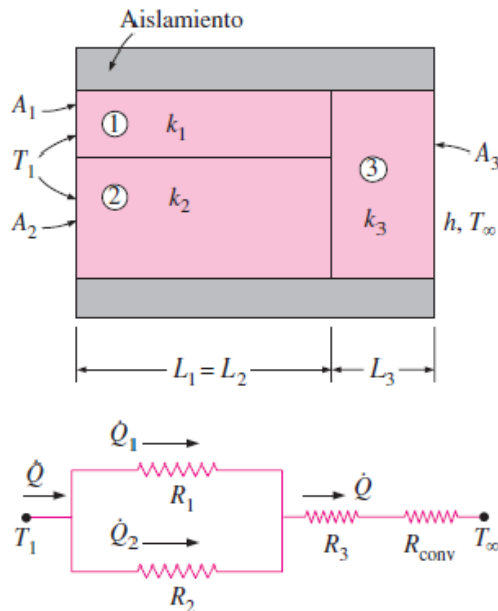


Figura 2-45: Red de resistencias térmicas para una disposición combinada serie-paralelo,[2].

Una vez más, la razón total de la transferencia de calor a través de este sistema compuesto se puede expresar como:

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{total}} \quad (2-126)$$

donde

$$R_{Total} = R_{12} + R_3 + R_{conv} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} + R_3 + R_{conv} \quad (2-127)$$

y

$$R_1 = \frac{L_1}{K_1 A_1}, R_2 = \frac{L_2}{K_2 A_2}, R_3 = \frac{L_3}{K_3 A_3}, R_{conv} = \frac{1}{h A_3} \quad (2-128)$$

Una vez que se evalúan cada una de las resistencias térmicas, se pueden determinar con facilidad la resistencia total y la razón total de la transferencia de calor a partir de las relaciones antes dadas. El resultado que se obtenga será un tanto aproximado, puesto que las superficies de la tercera capa es probable que no sean isotérmicas y es posible que ocurra transferencia de calor entre las dos primeras capas. Dos suposiciones que por lo común se establecen al resolver problemas multidimensionales complejos sobre transferencia de calor al tratarlos como unidimensionales (es decir, en la dirección x), usando la red de resistencias térmicas, son 1) cualquier pared plana normal al eje x es isotérmica (es decir, se supone que la temperatura varía sólo en la dirección x) y 2) cualquier plano paralelo al eje x es adiabático (es decir, se supone que la transferencia de calor ocurre sólo en la dirección x). Estas dos suposiciones conducen a redes diferentes de resistencias y, como consecuencia, a valores diferentes (pero, por lo general, cercanos) para la resistencia térmica total y, por tanto, para la transferencia de calor. El resultado real se encuentra entre estos dos valores. En las configuraciones geométricas en las cuales la transferencia de calor ocurre de manera predominante en una dirección, cualquiera de los dos enfoques conduce a resultados satisfactorios, [2].

2.2.8.6. Conducción de calor en cilindros y esferas

Considere la conducción estacionaria de calor a través de un tubo de agua caliente. El calor se pierde en forma continua hacia el exterior a través de la pared del tubo e, intuitivamente, se siente que la transferencia de calor a través de éste se efectúa en la dirección normal a su superficie y no se tiene alguna transferencia significativa en otras direcciones como se muestra en la Figura 2-46. La pared del tubo, cuyo espesor es más bien pequeño, separa dos fluidos a temperaturas diferentes y, en consecuencia, el gradiente de temperatura en la dirección radial es relativamente grande. Además, si las temperaturas de los fluidos, dentro y fuera del tubo, permanecen constantes, entonces la transferencia de calor a través de ese tubo es estacionaria. Por tanto, la transferencia de calor a través del tubo se puede considerar estacionaria y unidimensional. En este caso, la temperatura del tubo depende sólo de una dirección (la dirección r radial) y se puede expresar como $T = T(r)$. La temperatura es independiente del ángulo azimutal o de la distancia axial. Esta situación se presenta aproximadamente en la práctica en los tubos cilíndricos largos y en los recipientes esféricos.

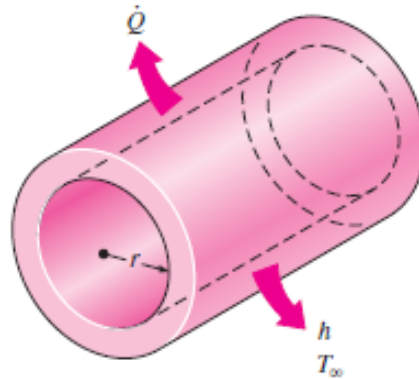


Figura 2-46: En un tubo que conduce agua caliente el calor se pierde hacia el aire del exterior en la dirección radial y, como consecuencia, la transferencia de calor desde un tubo largo es unidimensional,[2].

En operación estacionaria no se tiene cambio en la temperatura del tubo con el tiempo en cualquier punto. Por lo tanto, la razón de la transferencia de calor hacia el tubo debe ser igual a la razón de la transferencia hacia afuera de él. En otras palabras, la transferencia de calor a través del tubo debe ser constante, $\dot{Q}_{cond,cil} = constante$. Considere una capa cilíndrica larga (como un tubo circular) de radio interior r_1 , radio exterior r_2 , longitud L y conductividad térmica promedio k , ver Figura 2-47.

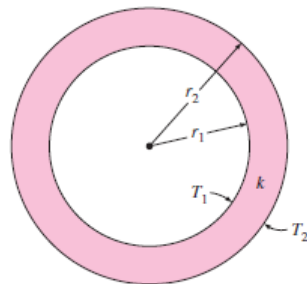


Figura 2-47: Tubo cilíndrico largo (o casco esférico) con temperaturas de las superficies interior y exterior, T_1 y T_2 , especificadas,[2].

Las dos superficies de la capa cilíndrica se mantienen a las temperaturas constantes T_1 y T_2 . No hay generación de calor en la capa y la conductividad térmica es constante. Para una conducción de calor unidimensional a través de la capa cilíndrica, se tiene $T(r)$. Entonces la ley de Fourier de la conducción del calor para la transferencia de

calor a través de la capa cilíndrica se puede expresar como: 2-129

$$\dot{Q}_{cond,cil} = -KA \frac{dT}{dr} \quad (2-129)$$

en donde $A = 2\pi rL$ es el área de transferencia en la ubicación r . Note que A depende de r y, en consecuencia, varía en la dirección de la transferencia de calor. Al separar las variables de la ecuación antes dada e integrar desde $r = r_1$, donde $T(r_1) = T_1$, hasta $r = r_2$, en donde $T(r_2) = T_2$, da: 2-130.

$$\int_{r_2}^{r=r_1} = \frac{\dot{Q}_{cond,cil}}{A} dr = - \int_{T_2}^{T=T_1} K dT \quad (2-130)$$

Al sustituir $A = 2\pi rL$ y realizar la integración da: 2-131.

$$\dot{Q}_{cond,cil} = 2\pi LK \frac{T_1 - T_2}{\ln(r_2/r_1)} (W) \quad (2-131)$$

dado que $\dot{Q}_{cond,cil} = constante$. Esta ecuación se puede reacomodar para que quede: 2-132

$$\dot{Q}_{cond,cil} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cil}} (W) \quad (2-132)$$

Donde:

$$R_{cil} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi KL} = \frac{\ln(\text{radio exterior}/\text{radio interior})}{2\pi * (\text{longitud}) * (\text{conductividad térmica})} \quad (2-133)$$

es la resistencia térmica de la capa cilíndrica contra la conducción de calor o, simplemente, la resistencia a la conducción de la capa cilíndrica.

2.2.8.7. Radio crítico de aislamiento

Se sabe que al agregar más aislamiento a una pared o al ático siempre disminuye la transferencia de calor. Entre más grueso sea el aislamiento, más baja es la razón de la transferencia de calor. Esto es previsible ya que el área A de la transferencia de calor es constante y agregar aislamiento siempre incrementa la resistencia térmica de la pared sin incrementar la resistencia a la convección.

Sin embargo, agregar aislamiento a un tubo cilíndrico o a una capa esférica es un asunto diferente. El aislamiento adicional incrementa la resistencia a la conducción de la capa de aislamiento pero disminuye la resistencia a la convección de la superficie debido al incremento en el área exterior.

La transferencia de calor del tubo puede aumentar o disminuir, dependiendo de cuál sea el efecto que domine. Considere un tubo cilíndrico de radio exterior r_1 cuya temperatura de la superficie exterior, T_1 , se mantiene constante, ver Figura 2-48. Ahora se aísla el tubo con un material cuya conductividad térmica es k y su radio exterior es r_2 .

Se pierde calor del tubo hacia el medio circundante que está a la temperatura T_∞ , con un coeficiente de transferencia de calor h por convección. La velocidad de la transferencia de calor del tubo aislado hacia el aire circundante se puede expresar como: 2-134.

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{ais} + R_{conv}} = \frac{T_1 - T_\infty}{\frac{\ln(r_2)/(r_1)}{2\pi LK} + \frac{1}{h(2\pi r_2 L)}} \quad (2-134)$$

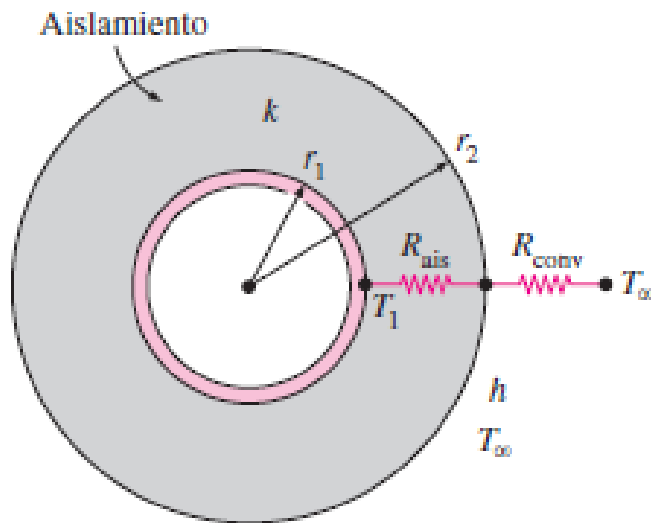


Figura 2-48: Tubo cilíndrico aislado expuesto a la convección desde la superficie exterior y la red de resistencias térmicas asociada con él,[2].

En la Figura 2-49 se tiene la gráfica de la variación de \dot{Q} con el radio exterior del aislamiento r_2 . El valor de r_2 al cual \dot{Q} alcanza un máximo se determina a partir del requisito de que $d\dot{Q}/dr_2 = 0$ (pendiente cero). Al derivar y despejar r_2 resulta que el radio crítico de aislamiento para un cuerpo cilíndrico es: 2-135.

$$r_{cr,cilindro} = \frac{K}{h}(m) \quad (2-135)$$

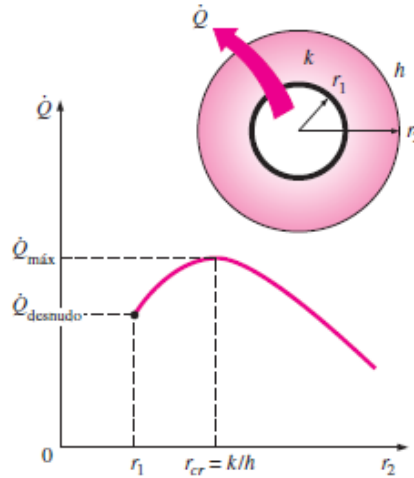


Figura 2-49: [2]

Note que el radio crítico de aislamiento depende de la conductividad térmica del aislamiento k , y del coeficiente externo de transferencia de calor h por convección, h . La razón de la transferencia de calor del cilindro aumenta con la adición de aislamiento para $r_2 < r_{cr}$, alcanza un máximo cuando $r_2 = r_{cr}$ y empieza a decrecer para $r_2 > r_{cr}$. Por tanto, en realidad, aislar el tubo puede aumentar la razón de la transferencia de calor del tubo en lugar de disminuirla cuando $r_2 < r_{cr}$.

El valor del radio crítico r_{cr} alcanzará un máximo cuando k sea grande y h sea pequeño. Dado que el valor más bajo de h que se encuentra en la práctica es de alrededor de $5W/m^2C$, para el caso de convección natural de los gases y que la conductividad térmica de los materiales aislantes comunes es alrededor de $0,05W/m^2C$, el valor más grande del radio crítico que probablemente se encuentra es: 2-136

$$r_{cr,max} = \frac{K_{max,aislamiento}}{h_{min}} \approx \frac{0,05W/m^2C}{5W/m^2C} = 0,01m = 1cm \quad (2-136)$$

Este valor incluso sería más pequeño si se consideraran los efectos de la radiación. Los radios críticos serían mucho menores en la convección forzada, con frecuencia menores a 1 mm, debido a los valores mucho más grandes de h asociados con la convección forzada.

Por lo tanto, se puede aislar los tubos de agua caliente o de vapor con libertad, sin preocuparnos por la posibilidad de aumentar la transferencia de calor por el aislamiento de los tubos. El radio de los alambres eléctricos puede ser menor que el radio crítico. Por lo tanto, el aislamiento eléctrico de plástico en realidad puede acrecentar la transferencia

de calor de los alambres eléctricos y, de este modo, mantener sus temperaturas de operación estacionarias en niveles más bajos y, como consecuencia, más seguros.

2.2.8.8. Transferencia de calor en configuraciones comunes

Hasta ahora se ha considerado la transferencia de calor en configuraciones geométricas simples, como paredes planas grandes, cilindros largos y esferas. Esto se debe a que, en las configuraciones geométricas de este tipo la transferencia de calor se puede considerar unidimensional y así obtener con facilidad soluciones analíticas sencillas. Pero muchos problemas que se encuentran en la práctica son bidimensionales o tridimensionales y están relacionados con configuraciones geométricas un tanto complicadas para las cuales no se cuenta con soluciones sencillas. Una importante clase de problemas de transferencia de calor para los cuales se obtienen soluciones sencillas abarca aquellos relacionados con dos superficies que se mantienen a las temperaturas constantes T_1 y T_2 . La razón de transferencia de calor estacionaria entre estas dos superficies se expresa como 2-137

$$Q = SK(T_1 - T_2) \quad (2-137)$$

donde S es el factor de forma en la conducción, el cual tiene la dimensión de longitud, y k es la conductividad térmica del medio entre las superficies. El factor de forma en la conducción sólo depende de la configuración geométrica del sistema. Se han determinado los factores de forma para varias configuraciones que se encuentran en la práctica y se dan en la tabla 3-5 para algunos casos comunes.

2.2.9. Solidworks

SolidWorks es un programa de diseño asistido por computadora para modelado mecánico desarrollado en la actualidad por SolidWorks Corp, una subsidiaria de Dassault Systèmes (Suresnes, Francia), para el sistema operativo Microsoft Windows. Es un modelador de sólidos paramétrico.

El programa permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos como otro tipo de información necesaria para la producción. Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD. El proceso consiste en trasvasar la idea mental del diseñador al sistema CAD, construyendo virtualmente la pieza o conjunto. Posteriormente todas las extracciones (planos y ficheros de intercambio) se realizan de manera bastante automatizada, [19].

2.2.9.1. Flow Simulation

SOLIDWORKS Flow Simulation proporciona a los ingenieros de productos acceso a unas potentes capacidades de análisis de dinámica de fluidos computacional (CFD, Computational Fluid Dynamics) que les permiten acelerar la innovación de productos. Esta completa tecnología, que aprovecha el conocido entorno de CAD en 3D de SOLIDWORKS, no solo sirve para garantizar que el producto funciona, sino también para comprender su comportamiento en el mundo real.

2.2.9.1.1. Simulaciones de cfd potentes e intuitivas para ingenieros de productos Diseñado para abordar los retos de ingeniería de CFD, SOLIDWORKS Flow Simulation permite a los ingenieros aprovechar la integración con CAD, las funciones de mallado geométrico avanzadas, la convergencia de soluciones y la determinación automática de regímenes de flujo, sin renunciar a la facilidad de uso ni a la precisión.

Los ingenieros de productos y expertos en CFD, provistos de SOLIDWORKS Flow Simulation, pueden predecir campos de flujo, procesos de mezclado y transferencias de calor, así como determinar caídas de presión, parámetros de confort, fuerzas de fluidos e interacciones de estructuras de fluidos durante el diseño. SOLIDWORKS Flow Simulation habilita una verdadera CFD concurrente, sin necesidad de tener experiencia en ella. El software SOLIDWORKS Flow Simulation elimina la complejidad del análisis de fluidos y permite a los ingenieros simular fácilmente el flujo de fluidos, la transferencia de calor y las fuerzas de fluidos para poder investigar el impacto que tendría el flujo de líquido o gas en el rendimiento del producto, [19].

Con este paquete de Solidworks se puede realizar:

Análisis de transferencia de calor:

- Calcula el flujo de calor en la aproximación de las paredes adiabáticas o en sólidos.
- Especifica diferentes tipos de fuentes de calor.
- Asigna a los modelos una amplia gama de materiales sólidos guardados en la base de datos de ingeniería.
- Define sus propios materiales asignándoles valores para propiedades físicas como conductividad térmica, capacidad calorífica, etc.
- Calcula el calor por radiación.

Fluidos y tipos de flujo:

- Analiza el flujo de hasta diez fluidos de diferentes tipos (líquidos, gases/vapor, gases reales, líquidos no newtonianos y líquidos compresibles).
- Analiza problemas con múltiples fluidos de diferentes tipos, siempre que separe las áreas de los diferentes fluidos utilizando subdominios de fluidos.
- Analiza la disolución mutua de fluidos.

Condiciones de contorno: Para entrada y salida:

- Volumen de masa.
- Flujo de volumen.
- Velocidad.
- Número Mach.
- Presión estática.
- Presión total.
- Presión del ambiente.
- Presión de la pared.

Sólo para entrada:

- Perfil de velocidad del flujo, remolino o vector.
- Temperatura.
- Composición (para ensamblajes).
- Parámetros de turbulencia.

Capítulo 3

MARCO METODOLÓGICO

3.1. NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN

Este proyecto se desarrolló implementando dos métodos investigativos: el método descriptivo, ya que se describen tanto las pérdidas de carga como las térmicas del sistema de calefacción para la piscina ubicada en Sogamoso-Boyacá y el método experimental, dado que se modeló y simuló el sistema de tubería en acero inoxidable para el análisis de las pérdidas energéticas a fin de proponer una mejora en cuanto eficiencia energética del sistema implementado en el CURI.

3.2. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

En este proyecto se buscó analizar y caracterizar las pérdidas energéticas en el sistema de tuberías de acero inoxidable que transportan agua a la piscina, la cual usa un sistema de calefacción de 48 colectores solares ubicados en el techo del edificio, diseñados para la absorción de la radiación solar en forma de calor para posteriormente transferirla al agua de la piscina a través de un intercambiador de calor a fin de mantener la piscina con la temperatura de confort deseada. En las épocas del año cuando la radiación es baja y no se logra la temperatura de confort se encienden las bombas de calor en apoyo al sistema solar, esto genera contaminación al medio ambiente y genera gastos en la electricidad.

Con el propósito de evitar usar este sistema de respaldo se contempló la posibilidad de reducir las pérdidas tanto dinámicas como térmicas en el sistema de transporte de fluidos, para ello, se modeló y simuló el sistema de tuberías que transportan los fluidos frío y caliente, posteriormente se calcularon las pérdidas energéticas y dinámicas del mismo y se definió el tipo de aislamiento que se podría usar en el sistema de calefacción

de la piscina del CURI para reducir las pérdidas de temperatura del agua de la piscina a causa de la transferencia de calor a través de las superficies, accesorios y cambios de diámetro, entre otros.

3.3. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS

3.3.1. Instrumentos de medidas

Para el proceso experimental y el desarrollo de la investigación se hizo necesario la utilización de varios equipos especializados para la medición de las variables en el diseño de experimento. Estos equipos fueron descritos en los trabajos de grado para optar al título de Ingeniería mecánica en la Universidad de Pamplona [15] y [17], lo cual fue un gran aporte para el desarrollo de este trabajo ya que los autores compartieron su conocimiento y dominio que adquirieron en el manejo del equipo a fin de evitar errores en las mediciones.

3.3.2. Flujómetro ultrasónico TDS 100H

El cuadalímetro por ultrasonido PCE-TDS 100H se muestra en la Figura 3-1 con cada uno de sus componentes.



Figura 3-1: Flujómetro ultrasónico TDS 100H, Fuente: Autor.

3.3.2.1. Principio de funcionamiento

El flujómetro está diseñado para medir la velocidad y caudal de fluidos líquidos que circulan por tuberías de diferentes materiales como acero al carbono, acero inoxidable, PVC, entre otros por medio de dos sensores llamados transductores. El caudalímetro opera alternativamente emitiendo o recibiendo una ráfaga sonora de frecuencia modulada entre dos transductores y mide el tiempo que toma al sonido viajar entre ambos sensores en los dos sentidos. La diferencia en el tiempo de tránsito medida está directamente y exactamente relacionada con la velocidad del fluido en el conducto el convertidor de la señal por medio de cables transmisores Figura 3-1 se encargan de convertir la señal en datos leíbles. En las Figuras 3-2, 3-3, 3-4 se identifican las partes del convertidor del flujómetro TDS. 100H,[9].



Figura 3-2: Vista frontal del caudalímetro TDS 100H,[9].

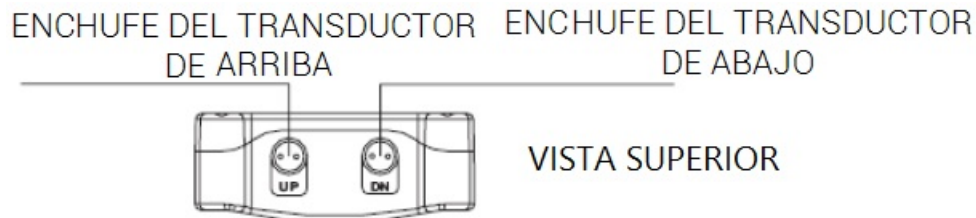


Figura 3-3: Vista superior del caudalímetro TDS 100H,[9].



Figura 3-4: Vista inferior del cuadalímetro TDS 100H,[9].

Los transductores son sensores no invasivos y funcionan como transmisores y receptores de ultrasonidos, con sujeción tipo abrazadera, que proporciona facilidad de limpieza y una instalación sencilla; los transductores mostrados en la Figura 3-5 se sujetan sobre la tubería separados por una distancia que arroja el equipo de acuerdo a los diámetros interno y externo de la tubería.

Existen tres métodos para el montaje de los transductores,[9]:

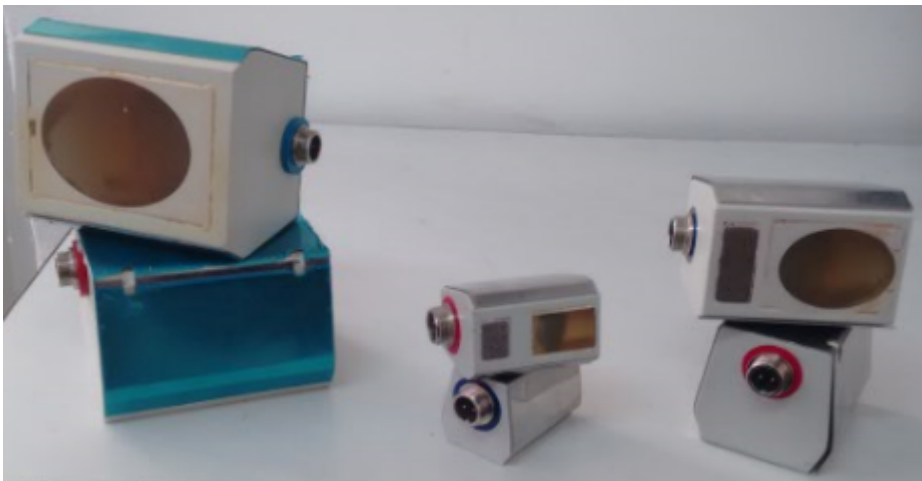


Figura 3-5: Transductores tipo S1, M1 y L1,[9].

El primero conocido como método V, es el más utilizado para medir tuberías entre 20 mm y 300 mm de diámetro. En la Figura 3-6 se puede observar cómo se instalan los sensores en este método,[9].

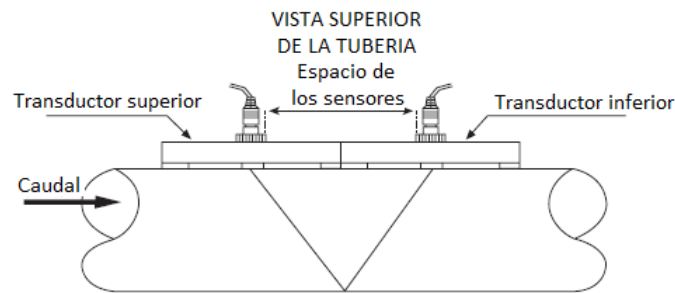


Figura 3-6: Instalación método V,[9].

También esta el método W, se usa en tuberías de plástico con diámetros de 10 hasta 100 milímetros, la señal enviada por los transductores cruza el conducto 4 veces, en la Figura 3-7 se muestra cómo es el montaje de los sensores,[9].

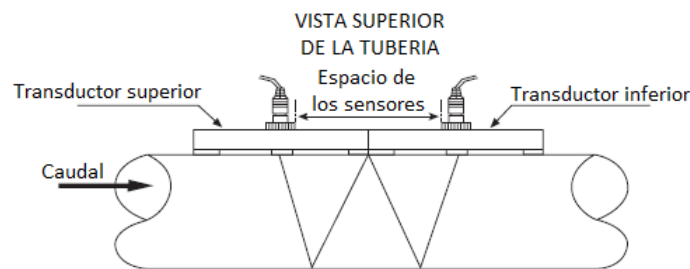


Figura 3-7: Instalación método W,[9].

Por último esta el método Z, este se usa comúnmente para tuberías que van desde 300 a 500 milímetros de diámetro, los transductores se sitúan en caras opuestas de manera que la señal cruza el tubo una sola vez, así como se muestra en la Figura 3-8,[9].

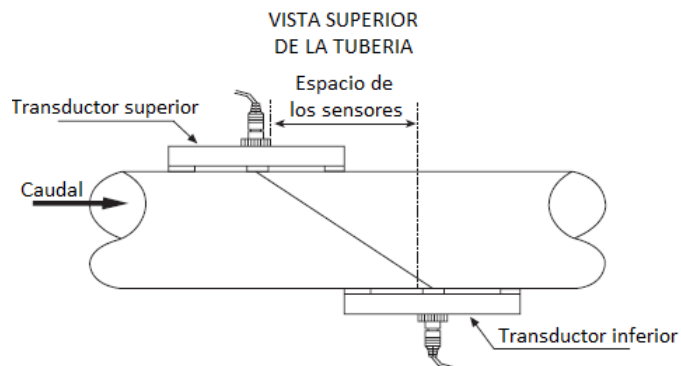


Figura 3-8: Instalación método Z,[9].

La selección del tipo de montaje depende del tipo de tubería y diámetros de la misma, en función de estos parámetros se debe escoger también los transductores más adecuados y elegir entre los de tipo S1 incluidos en el paquete estándar o adquirir los M1 o L1.

3.3.2.2. Aplicaciones comunes

El flujómetro TDS-100 se puede aplicar para un amplio rango de mediciones. La tubería a medir va desde 20-6000 mm [0.5 - 200 pulgadas], dependiendo de los transductores utilizados. Una variedad de aplicaciones de líquido se pueden incluir: líquidos ultra puros, agua potable, químicos, aguas residuales, agua regenerada, agua de refrigeración, agua de río, aguas residuales de fábricas, etc. Debido a que el instrumento y los transductores funcionan sin contacto y no tienen partes móviles, el medidor de flujo no se ve afectado por la presión del sistema, suciedad o desgaste. Los transductores estándar pueden soportar hasta 70 °C. Se puede medir también a temperaturas más elevadas con otros transductores,[9].

3.3.2.3. Flujómetro ultrasónicos de efecto Doppler

Quizá el lector habrá notado que cuando un auto se aproxima rápidamente sonando su claxon, el tono del sonido agudo de éste cae a uno más bajo conforme el auto pasa junto a usted. Eso se debe a que las ondas sonoras se comprimen enfrente del auto y se dispersan detrás de él. Este corrimiento en frecuencia se llama efecto Doppler y forma la base para la operación de la mayoría de los flujómetro ultrasónicos.

Los flujómetro ultrasónicos de efecto Doppler miden la velocidad de flujo promedio a lo largo de la trayectoria sonora. Esto se hace cuando se aprieta con fuerza un transductor piezoeléctrico sobre la superficie exterior de una tubería (o se presiona el transductor contra la tubería para unidades portátiles). El transductor transmite una onda sonora a una frecuencia fija a través de la pared de la tubería y hacia el líquido que fluye. Las ondas reflejadas por las impurezas, como partículas sólidas suspendidas o burbujas de gas atrapadas, se transmiten a un transductor receptor. El cambio en la frecuencia de las ondas reflejadas es proporcional a la velocidad del flujo y un microprocesador determina la velocidad del flujo cuando compara el desplazamiento de la frecuencia entre las señales transmitida y reflejada, ver Figura 3-9.



Figura 3-9: Los flujómetros ultrasónicos permiten medir la velocidad del flujo, inclusive sin tener contacto con el fluido con implemente presionar un transductor sobre la superficie exterior de la tubería.

La razón de flujo y la cantidad total de flujo también se pueden determinar cuando se usa la velocidad medida por medio de la configuración adecuada del flujómetro para una tubería dada y las condiciones del flujo.

La operación de los flujómetro ultrasónicos depende de las ondas ultrasonoras que se reflejan de las discontinuidades en la densidad. Los flujómetros ultrasónicos comunes exigen que el líquido contenga impurezas en concentraciones mayores que 25 partes por millón (ppm) en tamaños mayores que al menos $30\mu m$. Pero las unidades ultrasónicas avanzadas también pueden medir la velocidad de los líquidos limpios cuando sienten las ondas reflejadas de los remolinos turbulentos en la corriente del flujo, siempre que se instalen en ubicaciones donde estas perturbaciones no sean simétricas y a un alto nivel, como la sección de flujo justo corriente abajo de un codo de 90° .

Los flujómetros ultrasónicos tienen las siguientes ventajas:

- Son fáciles y rápidos de instalar cuando se aprietan con fuerza en el lado exterior de las tuberías de 0.6 cm hasta casi 3 m de diámetro, e inclusive en canales abiertos.
- No son invasivos. Estos medidores no interfieren dado que los medidores se aprietan, no hay necesidad de detener la operación y perforar en las tuberías y no producen demoras.
- No hay caída de presión porque los medidores no interfieren el flujo.
- Puesto que no hay contacto directo con el fluido, no hay peligro de corrosión u obstrucción.

- Son adecuados para una amplia variedad de fluidos, desde químicos tóxicos hasta suspensiones espesas y líquidos limpios, para medición de flujo permanente o temporal.
- No hay partes móviles y por lo mismo los medidores ofrecen confiabilidad y operación libre de mantenimiento.
- También pueden medir cantidades de flujo en flujo inverso.
- Las precisiones citadas son de 1 a 2 %.

Los flujómetros ultrasónicos son dispositivos no invasivos, y los transductores ultrasónicos pueden transmitir efectivamente señales a través de paredes de tuberías de cloruro de polivinil (PVC), acero, hierro y vidrio. Sin embargo, las tuberías recubiertas y las de concreto no son adecuadas para esta técnica de medición porque absorben las ondas ultrasonoras, [1].

3.3.3. Termómetro Fluke 52 Serie II

Los termómetros digitales Fluke 52 series II, basados en microprocesadores, ver Figura 3-10, están diseñados para utilizar termopares externos de los tipos J-, K-, T- y E (sondas de temperatura) como detectores de temperatura. En la Figura 3-11 se observan cada unos de los componentes del termómetro Fluke,[6].



Figura 3-10: Termómetro digital Fluke 52 series II. Tomada de [6]

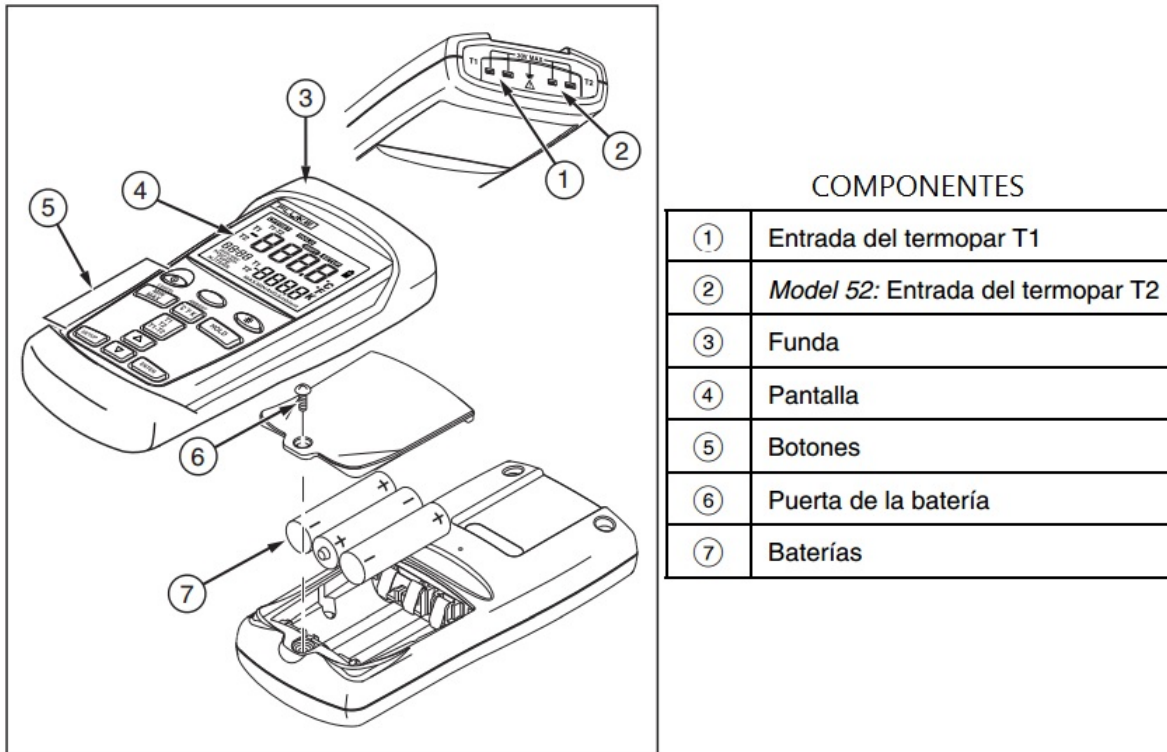


Figura 3-11: Componentes del termómetro Fluke 52 series II. Tomada de [6].

3.4. VARIABLES

3.4.1. Variables independientes

La variable independiente es el flujo de agua en la entrada del sistema térmico solar y equivale a la masa de agua que entra por unidad de tiempo. Esta variable repercute en gran medida sobre la variable de interés en el presente trabajo, la cual es la temperatura del agua a la salida del sistema térmico solar, de ahí la importancia de su medición y del equilibrio en sus valores.

3.4.2. Variables dependientes

La variable dependiente es la temperatura del agua de la piscina en la salida del sistema de intercambio de temperatura, que es en definitiva la variable de interés. La medida de esta variable refleja fielmente si el sistema de calefacción de la piscina propuesto es factible o no.

3.4.3. Variables intervinientes

La variable interviniente es la radiación solar, ya que el cambio de temperatura del agua en la salida del sistema depende en gran parte de la radiación solar disponible y de la cantidad que se absorba de la misma.

3.5. DISEÑO EXPERIMENTAL

Con el fin de hallar la pérdidas energéticas y dinámicas sobre las tuberías de acero inoxidable del Centro Recreacional, CURI se viajó a la ciudad de Sogamoso-Boyacá para realizar las diferentes mediciones que permitieran hacer los cálculos y la simulación del sistema de tuberías. Las variables medidas fueron: la velocidad con la que va el flujo, la temperatura del fluido, los diámetros y espesores de las tuberías, se cuantificó y analizó la distribución de accesorios y los cambios de diámetros y de dirección de las tuberías, entre otras.

Estas mediciones se tomaron durante 5 días por un promedio de 6 horas diarias, durante el cual hubo variadas condiciones climáticas, lo cual permitió hacer una comparación de la eficiencia del sistema a diferentes valores de radiación.

Para el análisis de las pérdidas se realizó la distribución del sistema en 109 tramos. Los tramos se dividieron de acuerdo las diferentes longitudes de la tubería para tener puntos de referencia a la hora de tomar datos de temperatura y velocidad del flujo, se consultó el coeficiente de pérdida de cada parte del sistema teniendo en cuenta los diferentes diámetros de la tubería, para la cuantificación de las pérdidas dinámicas se consiguieron valores de pérdidas menores y pérdidas mayores, se calcularon coeficientes con el diagrama de Moody y Colebrook, con las ecuaciones consultadas en el marco teórico se calcularon las pérdidas por evaporación, radiación, convección y conducción.

3.5.1. Toma de datos

A continuación se describe el proceso de tomas de datos en los diferentes tramos del sistema de tuberías y el análisis de pérdidas en cada accesorio.

3.5.1.1. Medición de tubería

Se tomó la medida de la longitud del sistema de tubería tanto en el techo como en el sótano utilizando un decámetro y a través de las paredes con un GPS, ver Figuras

3-12 y **3-13**, con las mediciones obtenidas se elaboró el CAD en Solidworks con sus respectivos accesorios.



Figura 3-12: Medición longitud de tuberías en el techo del Centro Urbano Recreacional Infantil. Autor



Figura 3-13: Medición longitud de tuberías en el sótano del Centro Urbano Recreacional Infantil. Autor

3.5.1.2. Medición de Temperatura

Se tomó datos de temperatura en varias ocasiones para sacar un promedio en los diferentes tramos, con esos datos reemplazar en las ecuaciones nombradas en el marco teórico, calculando pérdidas por evaporación, radiación, convección y conducción, ver Figura 3-14.



Figura 3-14: Medición de temperaturas en la tubería del Centro Urbano Recreacional Infantil. Autor

3.5.2. Medición de caudal

Para calcular las pérdidas energéticas además de tomar las temperaturas fue necesario tomar el caudal en el sistema, para estas mediciones se usó un cuadalímetro TDS-100 con transductores M1, por los diferentes diámetros en la tubería que varía de 2" a 4", medidas las cuales están en el rango especificado del sensor. Para la caracterización del flujo térmico.

En las Figuras 3-15 y 3-16 se aprecia la toma de los valores de caudal en diferentes puntos de la tubería.



Figura 3-15: Registro de datos del caudal en la tubería. Autor



Figura 3-16: Registro de datos del caudal en la tubería. Autor

Lizeth María Vargas Pérez- email: limavape@hotmail.com

3.5.2.1. Elaboración del CAD

Después de tomar las medidas en el Centro Urbano Recreacional Infantil (CURI) se elaboró en SolidWorks el sistema de tuberías y la ubicación exacta de los accesorios, a continuación se observan las tres plantas del CAD. **3-17 3-18 3-19**

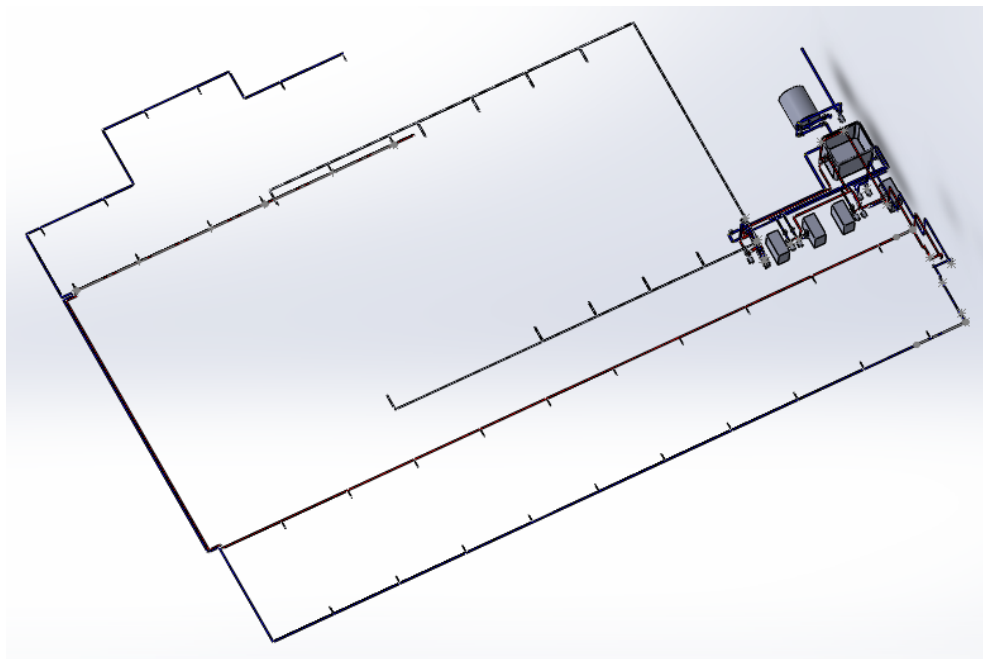


Figura 3-17: CAD de la planta alta elaborado en Solidworks. Autor

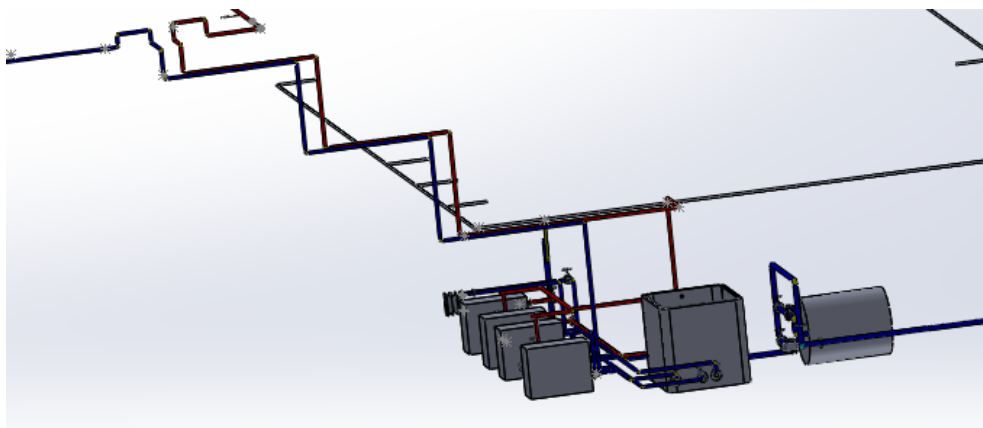


Figura 3-18: CAD de la planta media elaborado en Solidworks. Autor

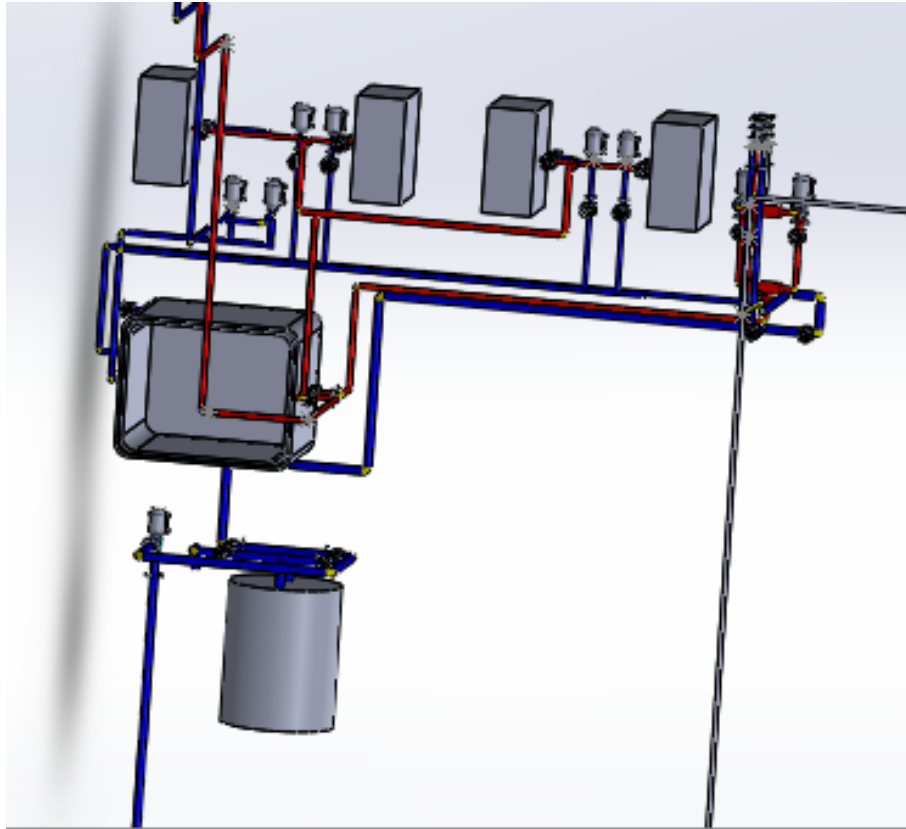


Figura 3-19: CAD de la planta baja elaborado en Solidworks. Autor

Capítulo 4

ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE DATOS

4.1. MEDICIÓN EXPERIMENTAL DE VARIABLES

Para la medición experimental de variables se hizo necesaria la distribución de la tubería por tramos, de acuerdo a la temperatura del fluido que transporta y a los diámetros de la misma, obteniendo 70 tramos sobre la tubería de transporte de agua fría y 39 tramos sobre la de agua caliente. En las Figuras 4-1 , 4-2 , 4-3 , 4-4 , 4-5 , 4-6 se muestra la distribución por plantas de los tramos de tubería para las diferentes mediciones de temperatura, velocidad y flujo.

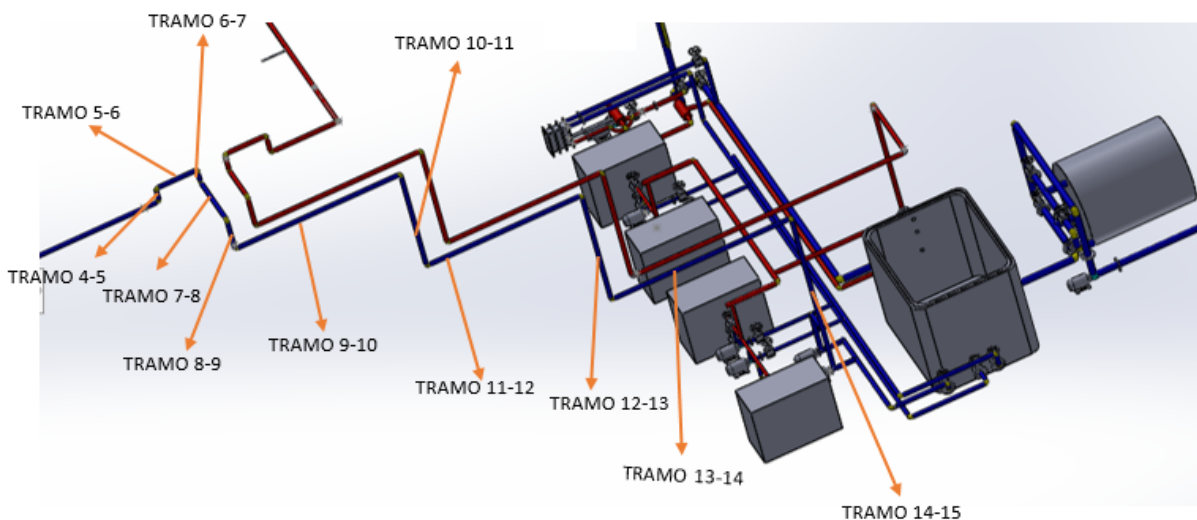


Figura 4-1: Tramos de tubería fría planta media. Autor

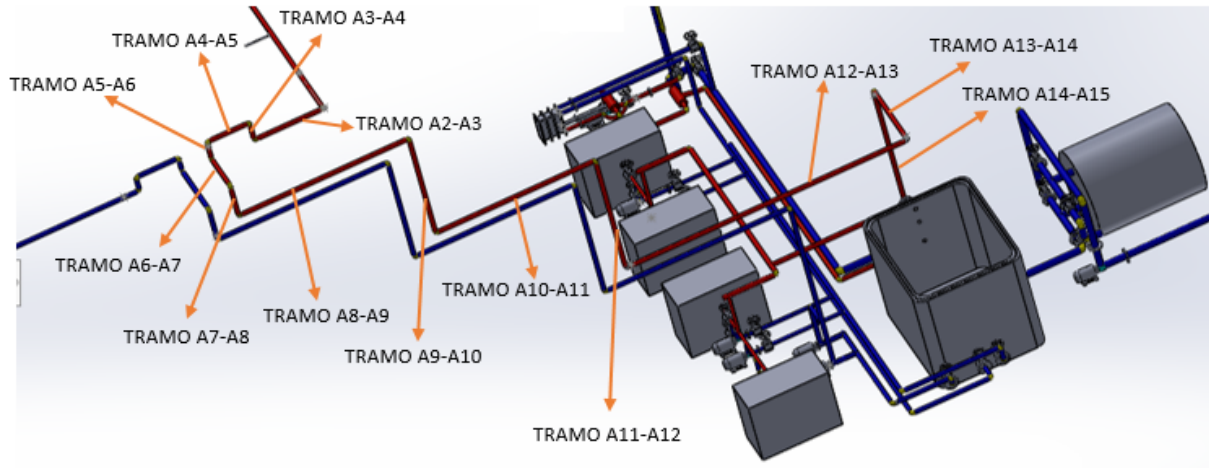


Figura 4-2: Tramo de tubería caliente planta media. Autor

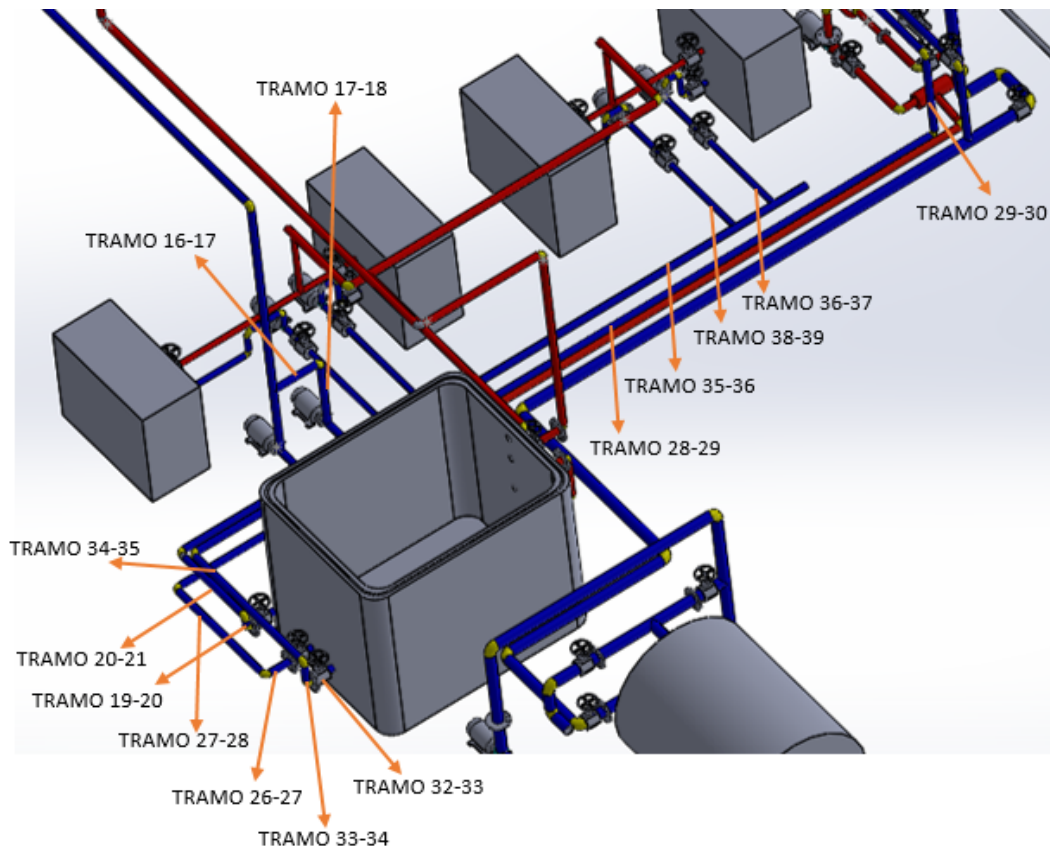


Figura 4-3: Tramo tubería fría planta baja. Autor

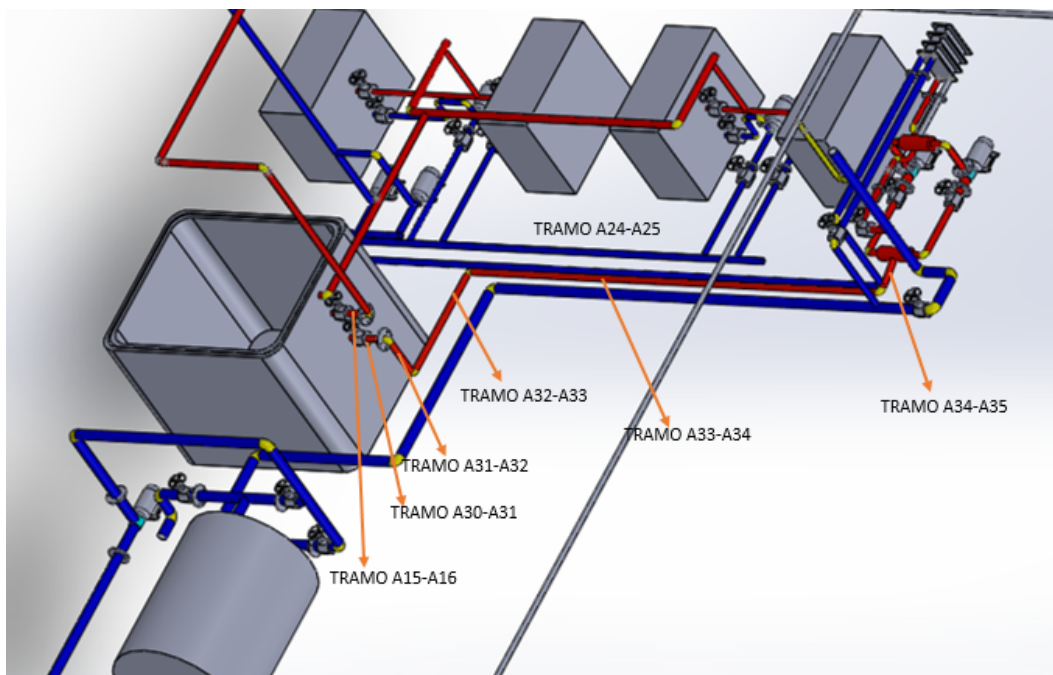


Figura 4-4: Tramo de tubería caliente planta baja. Autor

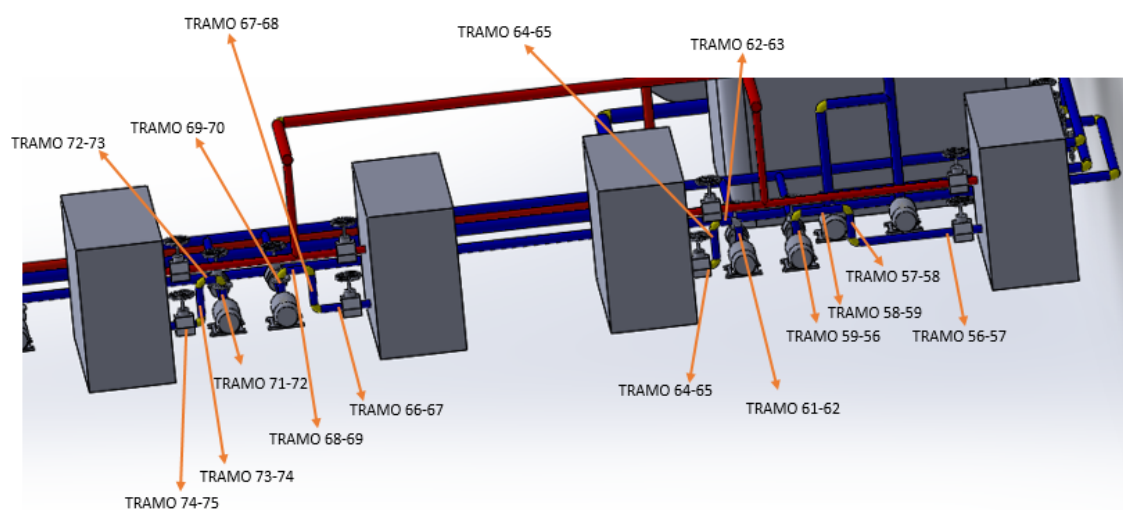


Figura 4-5: Tramo de tubería fría planta baja. Autor

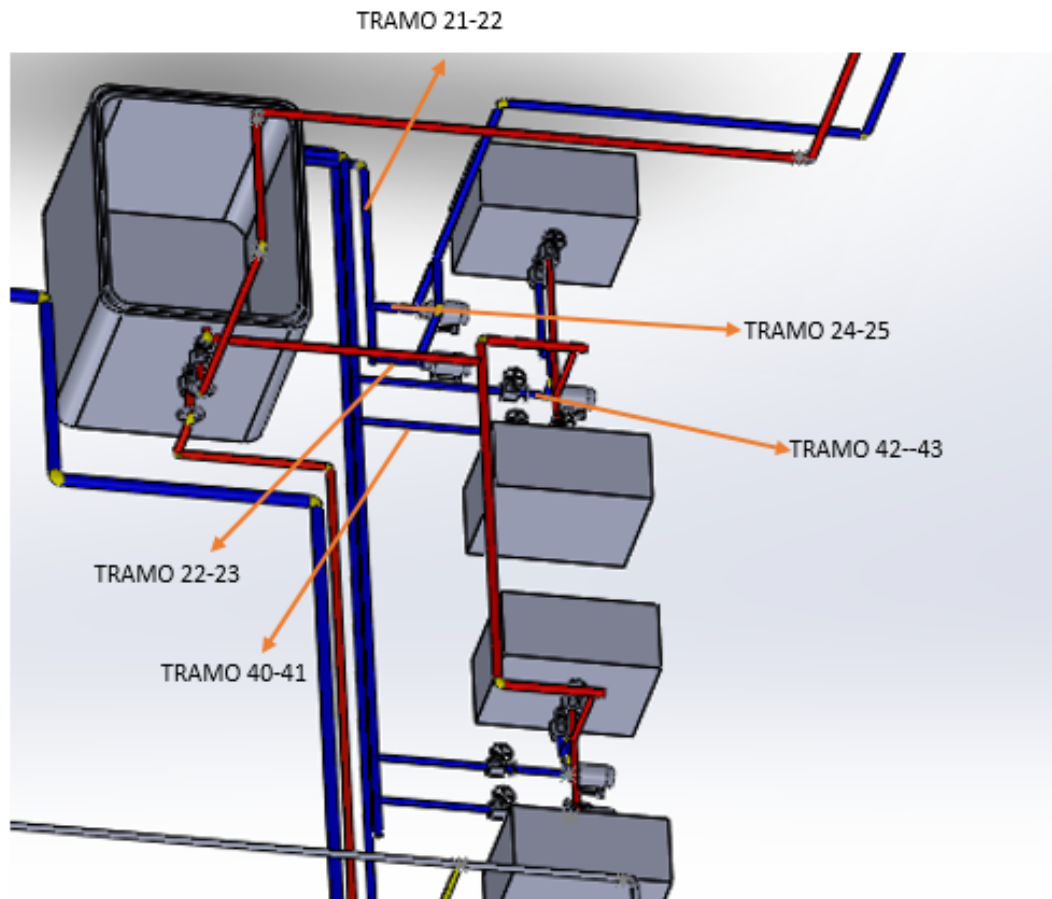


Figura 4-6: Tramo de tubería fría planta baja. Autor

En cada tramo de tubería se midió la longitud, el diámetro exterior, la velocidad, temperatura y el caudal del fluido, los datos medidos se muestran en las Tablas 4-1 y 4-2.

DATOS MEDIDOS EN LA TUBERÍA FRÍA					
Tubería de fluido frío (m)	Longitud	D	T ° C	Flujo (L/min)	Velocidad (m/s)
TRAMO 1-2	7	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 2-3	44,9	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 3-4	2,8	0,08341	29,6	247	0,754921591
Sigue en la página siguiente...					

Tubería de fluido frío (m)	Longitud	D	T ° C	Flujo (L/min)	Velocidad (m/s)
TRAMO 4-5	0,3	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 5-6	0,8	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 6-7	0,3	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 7-8	0,8	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 8-9	0,7	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 9-10	3,2	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 10-11	2,2	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 11-12	3	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 12-13	2,5	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 13-14	2,4	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 14-15	3,2	0,05639	29,6	247,37	1,654184608
TRAMO 16-17	0,54	0,05639	29,6	192,085	1,284489026
TRAMO 17-18	0,9	0,05639	29,6	191,065	1,277668198
TRAMO 19-20	0,3	0,10828	29,6	192,085	1,284489026
TRAMO 20-21	1	0,10828	29,6	212,95	1,424015088
TRAMO 21-22	2,16	0,10828	29,6	212,95	1,424015088
TRAMO 22-23	0,5	0,05639	29,6	106,475	0,712007544
TRAMO 24-25	0,5	0,05639	29,6	106,475	0,712007544
TRAMO 26-27	0,3	0,10828	29,6	57,33725	0,103987587
TRAMO 27-28	1,5	0,10828	29,6	57,33725	0,103987587
Sigue en la página siguiente...					

Tubería de fluido frío (m)	Longitud	D	T ° C	Flujo (L/min)	Velocidad (m/s)
TRAMO 28-29	8,9	0,10828	29,6	57,33725	0,103987587
TRAMO 29-30	1	0,10828	29,6	530,53	3,547700045
TRAMO 32-33	0,4	0,05639	29,6	558,7	3,736075274
TRAMO 33-34	0,4	0,05639	29,6	558,33	3,733601052
TRAMO 34-35	2	0,05639	29,6	557,96	3,73112683
TRAMO 35-36	7	0,10828	29,6	557,59	1,011252522
TRAMO 36-37	0,7	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO 38-39	0,7	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO 40-41	0,7	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO 42-43	0,7	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO 44-45	1,6	0,10828	29,6	502,11	0,910642336
TRAMO 46-47	1,9	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 48-49	3,85	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 49-50	7	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 50-51	4,45	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 51-52	0,6	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 52-53	0,4	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 53-54	0,6	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 54-55	1,76	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO 56-57	6,3	0,08341	29,6	247	0,754921591
Sigue en la página siguiente...					

Tubería de fluido frío (m)	Longitud	D	T ° C	Flujo (L/min)	Velocidad (m/s)
TRAMO 57-58	8,2	0,08341	29,6	247	0,754921591
TRAMO F1-F2	2	0,03002	29,6	19,958	0,193
TRAMO F3-F4	2	0,03002	29,6	13,834	0,136
TRAMO F5-F6	2	0,03002	29,6	18,023	0,171
TRAMO F6-F7	2	0,03002	29,6	17,511	0,166
TRAMO F8-F9	2	0,03002	29,6	20,795	0,204
TRAMO F10-F11	2	0,03002	29,6	12,877	0,133
TRAMO F12-F13	2	0,03002	29,6	18,07	0,172
TRAMO F14-F15	2	0,03002	29,6	13,787	0,133
TRAMO F16-F17	2	0,03002	29,6	13,858	0,134
TRAMO F17-F18	2	0,03002	29,6	22,47	0,22
TRAMO 56-57	0,45	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO 57-58	0,3	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO 58-59	0,45	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO 59-60	0,1	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO 61-62	0,1	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO 62-63	0,15	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO 63-64	0,3	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO 64-65	0,45	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO 66-67	0,45	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
Sigue en la página siguiente...					

Tubería de fluido frío (m)	Longitud	D	T ° C	Flujo (L/min)	Velocidad (m/s)
TRAMO 67-68	0,4	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO 68-69	0,15	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO 69-70	0,2	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO 71-72	0,2	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO 72-73	0,15	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO 73-74	0,4	0,05639	29,6	139,3975	0,932163152
TRAMO A44-A45	0,54	0,08341	29,6	486,3	0,014863092

Tabla 4-1: Datos medidos en los tramos de tubería de fluido frío.

DATOS MEDIDOS EN LA TUBERÍA CALIENTE					
Tubería de fluido caliente (m)	Longitud	D	T ° C	Flujo (L/min)	Velocidad (m/s)
TRAMO A1-A2	44,5	0,08341	47,84	247	0,754196112
TRAMO A2-A3	1,3	0,08341	47,84	247	0,754196112
TRAMO A3-A4	0,4	0,08341	47,84	247	0,754196112
TRAMO A4-A5	0,8	0,08341	47,84	247	0,754196112
TRAMO A5-A6	0,4	0,08341	47,84	247	0,754196112
TRAMO A6-A7	0,8	0,08341	47,84	247	0,754196112
TRAMO A7-A8	0,7	0,08341	47,84	247	0,754196112
TRAMO A8-A9	3,2	0,08341	47,84	247	0,754196112
Sigue en la página siguiente...					

Tubería de fluido caliente (m)	Longitud	D	T ° C	Flujo (L/min)	Velocidad (m/s)
TRAMO A9-A10	2,2	0,08341	47,84	247	0,754196112
TRAMO A10-A11	3	0,08341	47,84	247	0,754196112
TRAMO A11-A12	2,5	0,08341	47,84	247	0,754196112
TRAMO A12-A13	5,3	0,08341	47,84	247	0,754196112
TRAMO A13-A14	1,5	0,08341	47,84	247	0,754196112
TRAMO A14-A15	2,6	0,08341	47,84	247	0,754196112
TRAMO A15-A16	0,4	0,05639	47,84	246,63	1,649236164
TRAMO A30-A31	0,4	0,10828	47,84	534,3	0,969013473
TRAMO A31-A32	0,55	0,10828	47,84	534,3	0,969013473
TRAMO A32-A33	1,7	0,10828	47,84	534,3	0,969013473
TRAMO A33-A34	6	0,10828	47,84	534,3	0,969013473
TRAMO A34-A35	0,3	0,10828	47,84	265	1,024691395
TRAMO A36-A37	0,75	0,05639	47,84	132,5	0,240303734
TRAMO A37-A38	0,6	0,05639	47,84	260	1,738642512
TRAMO A36-A39	0,6	0,05639	47,84	260	1,738642512
TRAMO A40-A41	0,58	0,05639	47,84	254	1,698519992
TRAMO A41-A42	0,4	0,05639	47,84	252,7	1,68982678
TRAMO A42-A43	0,58	0,05639	47,84	254	1,698519992
TRAMO A46-A47	22,1	0,08341	47,84	247	0,754921591
TRAMO A48-A49	0,72	0,08341	47,84	247	0,754921591
Sigue en la página siguiente...					

Tubería de fluido caliente (m)	Longitud	D	T ° C	Flujo (L/min)	Velocidad (m/s)
TRAMO A49-A50	1,76	0,08341	47,84	247	0,754921591
TRAMO A51-A52	1,3	0,10828	47,84	486,2	0,881778684
TRAMO A53-A54	1,4	0,10828	47,84	502,11	0,910633268
TRAMO A55-A56	0,4	0,08341	47,84	472,88	1,445292801
TRAMO A59-A60	22,1	0,08341	47,84	247	0,754921591
TRAMO C1-C2	2	0,03002	47,84	12,517	0,112
TRAMO C3-C4	2	0,03002	47,84	11,488	0,114
TRAMO C5-C46	2,5	0,03002	47,84	10,828	0,109
TRAMO C7-C8	2,5	0,03002	47,84	18,468	0,176
TRAMO C9-C10	1,5	0,03002	47,84	11,685	0,119
TRAMO C11-C12	1,5	0,03002	47,84	11,243	0,117

Tabla 4-2: Datos medidos en los tramos de tubería de fluido caliente.

4.2. CÁLCULO DE PÉRDIDAS DINÁMICAS

Las pérdidas dinámicas de carga debido a las irreversibilidades se calculan mediante la Ecuación 4-10, dentro de la cual están contempladas tanto las pérdidas mayores como las menores.

$$h_{L,total} = \left(f \frac{L}{D} + \sum K_L\right) \frac{V^2}{2g} \quad (4-1)$$

4.2.1. Cálculo de pérdidas mayores

Para el cálculo de las pérdidas mayores, según la Ecuación 4-9:

$$h_{L,mayores} = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g} \quad (4-2)$$

se requiere encontrar el factor de fricción f mediante el uso del diagrama de Moody (o de la Ecuación de Colebrook), para lo cual se debe evaluar el factor de rugosidad ε/D , el número de Reynolds Re . Para determinar el factor de rugosidad se hizo necesario consultar el valor de la rugosidad del acero inoxidable $\varepsilon = 0,002$, valor que a simple vista y en comparación con los valores de rugosidad del acero convencional es pequeña, sin embargo, esto es atribuible a que en la superficie, interna o externa del inoxidable, se forma una capa cerámica de óxido que, además de protegerlo de la oxidación interior, permite que resbale mejor el fluido según [10]. También se determinó el diámetro interior y el espesor nominal de cada tramo de tubería haciendo uso de la tabla del Instituto Nacional Americano de Estandares (ANSI), ver Tabla 4-3.

Tabla 4-3: Parámetros de acero inoxidable, según norma ANSI.

D nominal(in)	D exterior (mm)	Espesor (mm)	D interior (mm)
1/4	13,7	2,24	11,46
1/2	21,3	2,77	18,53
3/4	26,7	2,87	23,83
1	33,4	3,38	30,02
1 1/4	42,2	3,56	38,64
1 1/2	48,3	3,68	44,62
2	60,3	3,91	56,39
2 1/2	73	5,16	67,84
3	88,9	5,49	83,41
4	114,3	6,02	108,28
5	141,3	6,55	134,75
6	168,3	7,11	161,19
8	219,1	8,18	210,92
10	273	9,27	263,73
12	323,8	10,31	313,49

Una vez determinados el número de Reynolds y el factor de rugosidad se procedió a calcular el factor de fricción haciendo uso de la ecuación de Colebrook para flujo turbulento, Ecuación 2-64, dado que para todos los tramos de tuberías se encontró que éste era el tipo de flujo a través de ellos. En las Tablas 4-4 y 4-5 se muestran los valores calculados del factor de fricción para cada tramo de tubería.

DATOS MEDIDOS EN LA TUBERÍA FRÍA				
Tubería de fluido frío (m)	D	Velocidad	Re	f
TRAMO 1-2	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 2-3	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 3-4	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 4-5	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 5-6	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 6-7	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 7-8	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 8-9	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 9-10	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 10-11	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 11-12	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 12-13	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 13-14	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 14-15	0,05639	1,654184608	92907,0969	0,06187752
TRAMO 16-17	0,05639	1,284489026	72143,1852	0,06201299
TRAMO 17-18	0,05639	1,277668198	71760,0941	0,06201618
Sigue en la página siguiente...				

Tubería de fluido frío (m)	D	Velocidad	Re	f
TRAMO 19-20	0,10828	1,284489026	138529,2444	0,04765139
TRAMO 20-21	0,10828	1,424015088	153576,8154	0,04760908
TRAMO 21-22	0,10828	1,424015088	153576,8154	0,04760908
TRAMO 22-23	0,05639	0,712007544	39989,8255	0,06247736
TRAMO 24-25	0,05639	0,712007544	39989,8255	0,06247736
TRAMO 26-27	0,10828	0,103987587	11214,8267	0,0515793
TRAMO 27-28	0,10828	0,103987587	11214,8267	0,0515793
TRAMO 28-29	0,10828	0,103987587	11214,8267	0,0515793
TRAMO 29-30	0,10828	3,547700045	382611,4481	0,04736449
TRAMO 32-33	0,05639	3,736075274	209836,2576	0,06160142
TRAMO 33-34	0,05639	3,733601052	209697,2932	0,06160157
TRAMO 34-35	0,05639	3,73112683	209558,3288	0,06160172
TRAMO 35-36	0,10828	1,011252522	109061,3036	0,04776584
TRAMO 36-37	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO 38-39	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO 40-41	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO 42-43	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO 44-45	0,10828	0,910642336	98210,7220	0,04782417
TRAMO 46-47	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 48-49	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
Sigue en la página siguiente...				

Tubería de fluido frío (m)	D	Velocidad	Re	f
TRAMO 49-50	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 50-51	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 51-52	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 52-53	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 53-54	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 54-55	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 56-57	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO 57-58	0,08341	0,754921591	62716,6406	0,05305913
TRAMO F1-F2	0,03002	0,193	5770,7308	0,08739814
TRAMO F3-F4	0,03002	0,136	4066,4217	0,08931876
TRAMO F5-F6	0,03002	0,171	5112,9273	0,08799696
TRAMO F6-F7	0,03002	0,166	4963,4265	0,08815373
TRAMO F8-F9	0,03002	0,204	6099,6326	0,08714436
TRAMO F10-F11	0,03002	0,133	3976,7212	0,08946216
TRAMO F12-F13	0,03002	0,172	5142,8275	0,08796663
TRAMO F14-F15	0,03002	0,133	3976,7212	0,08946216
TRAMO F16-F17	0,03002	0,134	4006,6214	0,08941369
TRAMO F17-F18	0,03002	0,22	6578,0351	0,08681792
TRAMO 56-57	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO 57-58	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
Sigue en la página siguiente...				

Tubería de fluido frío (m)	D	Velocidad	Re	f
TRAMO 58-59	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO 59-60	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO 61-62	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO 62-63	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO 63-64	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO 64-65	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO 66-67	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO 67-68	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO 68-69	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO 69-70	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO 71-72	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO 72-73	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO 73-74	0,05639	0,932163152	52354,8411	0,06223502
TRAMO A44-A45	0,08341	0,014863092	1234,7815	0,07737793

Tabla 4-4: Datos calculados en los tramos de tubería de fluido frío.

DATOS MEDIDOS EN LA TUBERÍA CALIENTE				
Tubería de fluido caliente (m)	D	Velocidad	Re	f
TRAMO A1-A2	0,08341	0,754196112	110799,9749	0,05271002
Sigue en la página siguiente...				

Tubería de fluido caliente (m)	D	Velocidad	Re	f
TRAMO A2-A3	0,08341	0,754196112	110799,9749	0,05271002
TRAMO A3-A4	0,08341	0,754196112	110799,9749	0,05271002
TRAMO A4-A5	0,08341	0,754196112	110799,9749	0,05271002
TRAMO A5-A6	0,08341	0,754196112	110799,9749	0,05271002
TRAMO A6-A7	0,08341	0,754196112	110799,9749	0,05271002
TRAMO A7-A8	0,08341	0,754196112	110799,9749	0,05271002
TRAMO A8-A9	0,08341	0,754196112	110799,9749	0,05271002
TRAMO A9-A10	0,08341	0,754196112	110799,9749	0,05271002
TRAMO A10-A11	0,08341	0,754196112	110799,9749	0,05271002
TRAMO A11-A12	0,08341	0,754196112	110799,9749	0,05271002
TRAMO A12-A13	0,08341	0,754196112	110799,9749	0,05271002
TRAMO A13-A14	0,08341	0,754196112	110799,9749	0,05271002
TRAMO A14-A15	0,08341	0,754196112	110799,9749	0,05271002
TRAMO A15-A16	0,05639	1,649236164	163645,7152	0,06166551
TRAMO A30-A31	0,10828	0,969013473	184628,0816	0,04754255
TRAMO A31-A32	0,10828	0,969013473	184628,0816	0,04754255
TRAMO A32-A33	0,10828	0,969013473	184628,0816	0,04754255
TRAMO A33-A34	0,10828	0,969013473	184628,0816	0,04754255
TRAMO A34-A35	0,10828	1,024691395	91571,1054	0,04786626
TRAMO A36-A37	0,05639	0,240303734	87917,3550	0,06190453
Sigue en la página siguiente...				

Tubería de fluido caliente (m)	D	Velocidad	Re	f
TRAMO A37-A38	0,05639	1,738642512	172517,0740	0,06165068
TRAMO A36-A39	0,05639	1,738642512	172517,0740	0,06165068
TRAMO A40-A41	0,05639	1,698519992	168535,9107	0,06165715
TRAMO A41-A42	0,05639	1,68982678	167673,3253	0,06165859
TRAMO A42-A43	0,05639	1,698519992	168535,9107	0,06165715
TRAMO A46-A47	0,08341	0,754921591	110799,9749	0,05271002
TRAMO A48-A49	0,08341	0,754921591	110799,9749	0,05271002
TRAMO A49-A50	0,08341	0,754921591	110799,9749	0,05271002
TRAMO A51-A52	0,10828	0,881778684	168007,0621	0,04757527
TRAMO A53-A54	0,10828	0,910633268	173504,7840	0,04756379
TRAMO A55-A56	0,08341	1,445292801	212125,8792	0,05247773
TRAMO A59-A60	0,08341	0,754921591	110799,9749	0,05271002
TRAMO C1-C2	0,03002	0,112	5867,7836	0,08732048
TRAMO C3-C4	0,03002	0,114	5972,5654	0,0872393
TRAMO C5-C46	0,03002	0,109	5710,6108	0,08744748
TRAMO C7-C8	0,03002	0,176	9220,8028	0,0855962
TRAMO C9-C10	0,03002	0,119	6234,5201	0,0870476
TRAMO C11-C12	0,03002	0,117	6129,7382	0,0871224

Tabla 4-5: Datos calculados en los tramos de tubería de fluido caliente.

Posteriormente se calcularon las pérdidas mayores en cada tramo de tubería ($h_{l,mayores}$)

y se totalizaron para el fluido caliente y el frío. A continuación se muestra el paso a paso para el cálculo de las pérdidas para el tramo 1-2 del sistema de tuberías en acero inoxidable. Teniendo en cuenta que según la Tabla A-9 del libro de transferencia de calor y masa, [2], a la temperatura ambiente (20°C) los valores de la viscosidad cinemática y la densidad del agua son:

$$\text{Viscosidad Cinemática} = 0,000001004 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\text{Densidad del agua} = 998 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

y tomando los datos para el tramo 1-2 de la Tabla 4-4, se inicia con el cálculo del número de Reynolds, usando la Ecuación 4-3:

$$Re = \frac{\rho V_{prom} D}{\mu} \quad (4-3)$$

al Reemplazar los datos del tramo 1-2 se obtiene:

$$Re = \frac{0,754921591 * 0,08341}{0,000001004008016} = 62716,6406 \quad (4-4)$$

Luego, se calcula el factor de fricción con la ecuación de Colebrook 4-8:

$$f = \frac{1,325}{\ln\left(\frac{\varepsilon}{3,7 * D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}}\right)^2} = 0,05305913 \quad (4-5)$$

Y por último se hallan las pérdidas mayores en la tubería que transporta el fluido frío usando la Ecuación 4-9:

$$h_{L,mayores} = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2 * 9,81} = 1,0107 \quad (4-6)$$

Los datos calculados para cada tramo de tubería fría se muestran en la Tabla 4-6.

DATOS MEDIDOS EN LA TUBERÍA FRÍA					
Fluido frío (m)	L	$\dot{m}(\text{kg/s})$	$D(\text{m})$	$h_{L,mayores}$	$g\dot{m}h_{L,mayores}(W)$
TRAMO 1-2	7	4,11667	0,08341	1,3101	52,90634
TRAMO 2-3	44,9	4,11667	0,08341	1,3101	52,90634
TRAMO 3-4	2,8	4,11667	0,08341	1,3101	52,90634
Sigue en la página siguiente...					

Fluido frío (m)	L	$\dot{m}(kg/s)$	D (m)	$h_{L,mayores}$	$g\dot{m}h_{L,mayores}(W)$
TRAMO 4-5	0,3	4,11667	0,08341	1,3101	52,90634
TRAMO 5-6	0,8	4,11667	0,08341	1,3101	52,90634
TRAMO 6-7	0,3	4,11667	0,08341	1,3101	52,90634
TRAMO 7-8	0,8	4,11667	0,08341	1,3101	52,90634
TRAMO 8-9	0,7	4,11667	0,08341	1,3101	52,90634
TRAMO 9-10	3,2	4,11667	0,08341	1,3101	52,90634
TRAMO 10-11	2,2	4,11667	0,08341	1,3101	52,90634
TRAMO 11-12	3	4,11667	0,08341	1,3101	52,90634
TRAMO 12-13	2,5	4,11667	0,08341	1,3101	52,90634
TRAMO 13-14	2,4	4,11667	0,08341	1,3101	52,90634
TRAMO 14-15	3,2	4,12283	0,05639	0,4897	19,80681
TRAMO 16-17	0,54	3,20142	0,05639	0,0499	1,56837
TRAMO 17-18	0,9	3,18442	0,05639	0,0824	2,57265
TRAMO 19-20	0,3	3,20142	0,10828	0,0111	0,34868
TRAMO 20-21	1	3,54917	0,10828	0,0454	1,58222
TRAMO 21-22	2,16	3,54917	0,10828	0,0982	3,41760
TRAMO 22-23	0,5	1,77458	0,05639	0,0143	0,24919
TRAMO 24-25	0,5	1,77458	0,05639	0,0143	0,24919
TRAMO 26-27	0,3	0,95562	0,10828	0,0001	0,00074
TRAMO 27-28	1,5	0,95562	0,10828	0,0004	0,00369
TRAMO 28-29	8,9	0,95562	0,10828	0,0023	0,02190
Sigue en la página siguiente...					

Fluido frío (m)	L	$\dot{m}(kg/s)$	D (m)	$h_{L,mayores}$	$g\dot{m}h_{L,mayores}(W)$
TRAMO 29-30	1	8,84217	0,10828	0,2806	24,34037
TRAMO 32-33	0,4	9,31167	0,05639	0,3109	28,39731
TRAMO 33-34	0,4	9,30550	0,05639	0,3105	28,34100
TRAMO 34-35	2	9,29933	0,05639	1,5503	141,42384
TRAMO 35-36	7	9,29317	0,10828	0,1609	14,67304
TRAMO 36-37	0,7	2,32329	0,05639	0,0342	0,77981
TRAMO 38-39	0,7	2,32329	0,05639	0,0342	0,77981
TRAMO 40-41	0,7	2,32329	0,05639	0,0342	0,77981
TRAMO 42-43	0,7	2,32329	0,05639	0,0342	0,77981
TRAMO 44-45	1,6	8,36850	0,10828	0,0299	2,45207
TRAMO 46-47	1,9	4,11667	0,08341	0,0351	1,41780
TRAMO 48-49	3,85	4,11667	0,08341	0,0711	2,87291
TRAMO 49-50	7	4,11667	0,08341	0,1293	5,22347
TRAMO 50-51	4,45	4,11667	0,08341	0,0822	3,32064
TRAMO 51-52	0,6	4,11667	0,08341	0,0111	0,44773
TRAMO 52-53	0,4	4,11667	0,08341	0,0074	0,29848
TRAMO 53-54	0,6	4,11667	0,08341	0,0111	0,44773
TRAMO 54-55	1,76	4,11667	0,08341	0,0325	1,31333
TRAMO 56-57	6,3	4,11667	0,08341	0,1164	4,70113
TRAMO 57-58	8,2	4,11667	0,08341	0,1515	6,11893
TRAMO F1-F2	2	0,33263	0,03002	0,0111	0,03607
Sigue en la página siguiente...					

Fluido frío (m)	L	$\dot{m}(kg/s)$	D (m)	$h_{L,mayores}$	$g\dot{m}h_{L,mayores}(W)$
TRAMO F3-F4	2	0,23057	0,03002	0,0056	0,01269
TRAMO F5-F6	2	0,30038	0,03002	0,0087	0,02575
TRAMO F6-F7	2	0,29185	0,03002	0,0082	0,02362
TRAMO F8-F9	2	0,34658	0,03002	0,0123	0,04187
TRAMO F10-F11	2	0,21462	0,03002	0,0054	0,01131
TRAMO F12-F13	2	0,30117	0,03002	0,0088	0,02611
TRAMO F14-F15	2	0,22978	0,03002	0,0054	0,01211
TRAMO F16-F17	2	0,23097	0,03002	0,0055	0,01235
TRAMO F17-F18	2	0,37450	0,03002	0,0143	0,05242
TRAMO 56-57	0,45	2,32329	0,05639	0,0220	0,50131
TRAMO 57-58	0,3	2,32329	0,05639	0,0147	0,33420
TRAMO 58-59	0,45	2,32329	0,05639	0,0220	0,50131
TRAMO 59-60	0,1	2,32329	0,05639	0,0049	0,11140
TRAMO 61-62	0,1	2,32329	0,05639	0,0049	0,11140
TRAMO 62-63	0,15	2,32329	0,05639	0,0073	0,16710
TRAMO 63-64	0,3	2,32329	0,05639	0,0147	0,33420
TRAMO 64-65	0,45	2,32329	0,05639	0,0220	0,50131
TRAMO 66-67	0,45	2,32329	0,05639	0,0220	0,50131
TRAMO 67-68	0,4	2,32329	0,05639	0,0196	0,44561
TRAMO 68-69	0,15	2,32329	0,05639	0,0073	0,16710
TRAMO 69-70	0,2	2,32329	0,05639	0,0098	0,22280
Sigue en la página siguiente...					

Fluido frío (m)	L	$\dot{m}(kg/s)$	D (m)	$h_{L,mayores}$	$g\dot{m}h_{L,mayores}(W)$
TRAMO 71-72	0,2	2,32329	0,05639	0,0098	0,22280
TRAMO 72-73	0,15	2,32329	0,05639	0,0073	0,16710
TRAMO 73-74	0,4	2,32329	0,05639	0,0196	0,44561
TRAMO A44-A45	0,54	8,10500	0,08341	0,000006	0,00045
Total pérdidas mayores tubería flujo frío					992W

Tabla 4-6: Cálculo del total de pérdidas mayores en los tramos de tubería de fluido frío.

Para los tramos de tubería que transporta fluido caliente se tomaron de la Tabla A-9 del libro de Transferencia de calor y masa Cengel, [2], los valores de la viscosidad cinemática y la densidad del agua a la temperatura promedio del fluido caliente que es de 47.84°C, las cuales son:

$$\text{Viscosidad Cinemática} = 0,000000573 \frac{m^2}{s}.$$

$$\text{Densidad del agua} = 989,82 \frac{Kg}{m^3}.$$

Reemplazando los datos del tramo A1-A2 sobre la tubería que transporta fluido caliente se obtiene:

$$Re = \frac{0,754196112 * 0,08341}{0,000001004008016} = 62656,3699 \quad (4-7)$$

Luego se calcula el factor de fricción reemplazando los datos en la ecuación 2-64

$$f = \frac{1,325}{\ln\left(\frac{\epsilon}{3,7 * D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}}\right)^2} = 0,05305989 \quad (4-8)$$

Y por último se hallan las pérdidas mayores usando la Ecuación 4-9:

$$h_{L,mayores} = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2 * 9,81} = 1,2913 \quad (4-9)$$

Los datos calculados para cada tramo de tubería caliente se muestran en las Tablas 4-7

DATOS MEDIDOS EN LA TUBERÍA CALIENTE					
Fluido caliente (m)	L	$\dot{m}(kg/s)$	D (m)	$h_{L,mayores}$	$g\dot{m}h_{Lmayores}(W)$
TRAMO A1-A2	44,5	4,11667	0,08341	1,2913	52,1493818
TRAMO A2-A3	1,3	4,11667	0,08341	1,2913	52,1493818
TRAMO A3-A4	0,4	4,11667	0,08341	1,2913	52,1493818
TRAMO A4-A5	0,8	4,11667	0,08341	1,2913	52,1493818
TRAMO A5-A6	0,4	4,11667	0,08341	1,2913	52,1493818
TRAMO A6-A7	0,8	4,11667	0,08341	1,2913	52,1493818
TRAMO A7-A8	0,7	4,11667	0,08341	1,2913	52,1493818
TRAMO A8-A9	3,2	4,11667	0,08341	1,2913	52,1493818
TRAMO A9-A10	2,2	4,11667	0,08341	1,2913	52,1493818
TRAMO A10-A11	3	4,11667	0,08341	1,2913	52,1493818
TRAMO A11-A12	2,5	4,11667	0,08341	1,2913	52,1493818
TRAMO A12-A13	5,3	4,11667	0,08341	1,2913	52,1493818
TRAMO A13-A14	1,5	4,11667	0,08341	1,2913	52,1493818
TRAMO A14-A15	2,6	4,11667	0,08341	1,2913	52,1493818
TRAMO A15-A16	0,4	4,11050	0,05639	0,0616	2,485874572
TRAMO A30-A31	0,4	8,90500	0,10828	0,0085	0,746459744
TRAMO A31-A32	0,55	8,90500	0,10828	0,0117	1,026382148
TRAMO A32-A33	1,7	8,90500	0,10828	0,0363	3,172453913
TRAMO A33-A34	6	8,90500	0,10828	0,1282	11,19689616
TRAMO A34-A35	0,3	4,41667	0,10828	0,0016	0,068769648
Sigue en la página siguiente...					

Fluido caliente (m)	L	$\dot{m}(kg/s)$	D (m)	$h_{L,mayores}$	$g\dot{m}h_{Lmayores}(W)$
TRAMO A36-A37	0,75	2,20833	0,05639	0,0335	0,725555321
TRAMO A37-A38	0,6	4,33333	0,05639	0,1027	4,367655359
TRAMO A36-A39	0,6	4,33333	0,05639	0,1027	4,367655359
TRAMO A40-A41	0,58	4,23333	0,05639	0,0948	3,93687654
TRAMO A41-A42	0,4	4,21167	0,05639	0,0647	2,673674386
TRAMO A42-A43	0,58	4,23333	0,05639	0,0948	3,93687654
TRAMO A46-A47	22,1	4,11667	0,08341	0,4124	16,65464361
TRAMO A48-A49	0,72	4,11667	0,08341	0,0134	0,542594724
TRAMO A49-A50	1,76	4,11667	0,08341	0,0328	1,326342659
TRAMO A51-A52	1,3	8,10333	0,10828	0,0230	1,829270357
TRAMO A53-A54	1,4	8,36850	0,10828	0,0264	2,169249609
TRAMO A55-A56	0,4	7,88133	0,08341	0,0272	2,105944564
TRAMO A59-A60	22,1	4,11667	0,08341	0,4124	16,65464361
TRAMO C1-C2	2	0,20862	0,03002	0,0037	0,007611854
TRAMO C3-C4	2	0,19147	0,03002	0,0038	0,007231099
TRAMO C5-C46	2,5	0,18047	0,03002	0,0044	0,007807224
TRAMO C7-C8	2,5	0,30780	0,03002	0,0113	0,033981908
TRAMO C9-C10	1,5	0,19475	0,03002	0,0031	0,005997615
TRAMO C11-C12	1,5	0,18738	0,03002	0,0030	0,005583199
Total pérdidas mayores tubería flujo caliente					810W
Sigue en la página siguiente...					

Fluido caliente (m)	L	$\dot{m}(kg/s)$	D (m)	$h_{L,mayores}$	$g\dot{m}h_{Lmayores}(W)$
----------------------------	----------	-----------------	--------------	-----------------	---------------------------

Tabla 4-7: Cálculo del total de pérdidas mayores en los tramos de tubería de fluido caliente.

4.2.2. Cálculo de las pérdidas menores

Para el cálculo de las pérdidas mayores, según la Ecuación 4-9:

$$h_{L,mayores} = \sum K_L * \frac{V^2}{2g} \quad (4-10)$$

se hizo necesario consultar los valores de K_L para cada uno de los accesorios usados en el montaje del sistema de transporte de fluidos frío y caliente en el Centro Urbano Recreacional Infantil (CURI).

La mayoría de estos valores se encontraron a partir de los datos de los fabricantes, sin embargo hubo accesorios de los cuales no se encontró información por lo cual se tuvo que recurrir al cálculo del valor de de forma analítica mediante el método de longitud equivalente.

4.2.2.1. Método de la longitud equivalente

Este método consiste en catalogar las pérdidas secundarias en la forma de la longitud equivalente, es decir la longitud en metros de un trozo de tubería del mismo diámetro que produciría la misma pérdida de carga que el accesorio en cuestión.

Así cada codo, medidor de caudal, válvula, etc., se sustituirá por una longitud de tubería equivalente L_e que luego se aplicará en la Ecuación fundamental de las pérdidas primarias 4-11:

$$h_{L,mayores} = \sum K_L * \frac{V^2}{2g} \quad (4-11)$$

donde el valor de K_L se halla mediante la Ecuación 4-16:

$$K_L = f_r \frac{L_e}{D} \quad (4-12)$$

La relación L_e/D es la longitud equivalente en diámetros de tubería recta que causa la misma pérdida de presión que el obstáculo y f_r es el factor de fricción en el conducto al cual está conectado el accesorio, tomado en la zona de turbulencia completa el cual

se calcula con la expresión de Nikuradse, Ecuación 4-13, [16]:

$$\frac{1}{\sqrt{f_r}} = 2 \log\left(3,71 * \frac{D}{\varepsilon}\right) \quad (4-13)$$

Los accesorios de los cuales no se encontró información fueron: las válvula de bola y las Tees de acero inoxidable, para los cuales se muestran los cálculos realizados:

$$\frac{1}{\sqrt{f_r}} = 2 \log\left(3,71 * \frac{0,05639}{0,002}\right) \quad (4-14)$$

De tal manera que:

$$f_r = 0,06129 \quad (4-15)$$

En la Tabla 4-8 se muestran los valores de longitud característica para los accesorios antes mencionados, [14].

Tabla 4-8: Longitud equivalente de accesorios. Tomado de [14]

Tipo de accesorio	Longitud equivalente en diámetros Le/D
Valvula tipo Bola	3
Tees	20

Reemplazando este valor en la Ecuación 4-16 se obtiene:

$$K_L = 0,06129 * 20 = 1,2259 \quad (4-16)$$

Los valores de las pérdidas de carga menores en cada uno de los accesorios usados en el montaje del sistema de transporte de fluidos frío y caliente se muestran en la Tabla 4-9, donde también se visualiza el total de pérdidas menores.

Tabla 4-9: Pérdidas menores calculadas.

	Accesorios	Diámetro (in)	Cantidad	K_L	Velocidad	(kg/s)	$K_L(V^2/2g)$	$K_L(V^2/2g) * \dot{m} * g$
TUBERÍA DE AGUA FRÍA	CODOS	2	3	0,23	0,9322	2,323	0,980281	22,34207
		3	25	0,21	0,7549	2,323	0,587032	13,37934
		4	10	0,20	1,0113	2,323	1,003202	22,86446
	VALVULA DE PASO	2	8	0,15	1,278	3,184	1,201065	37,52022
		3	16	0,14	0,7549	3,184	0,391355	12,22558
		4	4	0,14	1,0113	3,184	0,702241	21,93740
	VALVULA DE BOLA	4	1	0,1413	0,9106	3,184	0,574747	17,95460
	BOMBAS	2	4	0,08	0,9322	1,775	0,340967	5,93579
		3	2	0,08	0,7120	3,184	0,198929	6,21437
	TEES	2	6	1,2259	0,8221	3,549	4,063758	141,48919
TUBERÍA DE AGUA CALIENTE	CODOS	2	14	0,23	1,7386	2,323	3,466858	79,01487
		3	28	0,21	0,7549	2,323	0,587032	13,37934
		4	6	0,20	0,9690	2,323	0,936434	21,34273
	VALVULA DE PASO	2	6	0,15	1,7386	4,062	2,260994	90,08921
		3	16	0,14	0,7549	4,062	0,391355	15,59352
		4	1	0,14	1,7386	4,062	2,110261	84,08326
	VALVULA DE PURGA	3	9	0,9	0,7549	4,062	2,515853	100,24403
		4	1	0,9	0,9106	6,437	3,721493	234,98882
	BOMBAS	2	2	0,08	1,7386	1,775	1,186177	20,64976
	TESS	4	2	0,943	0,7120	2,208	2,344876	50,79881
Total pérdidas menores								1012

En la Tabla 4-10 se muestra el total de pérdidas de carga mayores y menores sobre la totalidad de la tubería del CURI,

Tabla 4-10: Total de Pérdidas dinámicas

Pérdidas de Carga (W)	
Total pérdidas mayores	1811
Total pérdidas menores	1012
Total pérdidas dinámicas	2823

4.3. PÉRDIDAS TÉRMICAS DEL SISTEMA

Las ganancias de potencia que tiene el sistema se dividen en dos, las ganancias de calor por radiación directa y las ganancias de calor suministrado por los colectores solares (Potencia útil).

4.3.1. Ganancias de calor por radiación directa

Estas ganancias hacen referencia a la ganancia de potencia que sufre la piscina solo por el hecho de estar expuesta directamente a los rayos del sol, Figura 4-7 donde la cantidad de energía que esta pueda obtener dependerá del coeficiente de absorción del agua; la Ecuación 4-18 muestra una expresión para calcular dicha ganancia, según[11].



Figura 4-7: Piscina el CURI. Heliotermica

$$Q_{Radiación} = \alpha I A_s \quad (4-17)$$

Donde:

α : Coeficiente de absorción del agua, 0.4

I : Irradiación solar [W/m^2], 504 [W/m^2] [15],

A_s : Área superficial de la piscina [m^2], 312.5 [m^2]

Reemplazando los valores correspondientes en la Ecuación 4-18 se tiene:

$$Q_{Radiación} = 0,4 * 504 * 312,5 = 63,000 \text{ W} \quad (4-18)$$

4.3.2. Potencia útil

Estas ganancias de calor están ligadas directamente a la eficiencia del colector solar, y esta característica debe ser suministrada por el fabricante del equipo y lo que indica es la cantidad de energía que éste es capaz de absorber y posteriormente transmitir al fluido que circula a través de él, éste es denominado potencia útil. Una expresión para calcular esta ganancia se muestra en la Ecuación 4-20, [23].

$$Q_{Útil} = \eta I A_c \quad (4-19)$$

Donde:

η : eficiencia térmica del colector.

A_c : área total de colección del campo solar m^2 .

I : irradiación solar W/m^2 .

Reemplazando los valores medidos en el trabajo de grado desarrollado por [15] en la Ecuación se obtiene:

$$Q_{Útil} = 0,763 * 504 * 157,44 * 5 = 302719,3344 \text{ W} \quad (4-20)$$

4.4. PÉRDIDAS DE POTENCIA EN EL SISTEMA

Las pérdidas a considerar en este trabajo se dividen esencialmente en 5, tal y como se expresa en la Ecuación 4-21

$$\Sigma Q_{perdida} = Q_{Evap} + Q_{convec} + Q_{Radia} + Q_{conduc} + Q_{Repo} \quad (4-21)$$

Lizeth María Vargas Pérez- email: limavape@hotmail.com

Donde:

Q_{Evap} : Pérdidas por evaporación [W]

Q_{convec} : Pérdidas por convección [W]

Q_{Radia} : Pérdidas por radiación [W]

Q_{conduc} : Pérdidas por conducción [W]

Q_{Repo} : Pérdidas por reposición [W]

4.4.1. Pérdidas por evaporación

Las pérdidas por evaporación se dan por un proceso físico, en el cual las partículas de agua que se encuentran en la superficie de la piscina, adquieren cierta cantidad de energía para pasar de su estado líquido al estado gaseoso. Esta energía en forma de calor latente de evaporación la toma del resto del sistema haciendo que este disminuya su energía. Estas pérdidas también están ligadas a la humedad relativa del ambiente, teniendo presente que a menor humedad relativa, mayor serán las pérdidas que se generan; una expresión para calcular estas pérdidas se muestra en la Ecuación 4-23, [23].

$$Q_{evap} = A_S h_{evap} (P_A - P_o) \quad (4-22)$$

Donde:

P_A : presión de saturación a temperatura de la piscina, 4247.046 Pa.

P_o : presión parcial de vapor de agua en el aire, 3169 Pa.

A_S : área superficial de la piscina (m^2).

h_{evap} : coeficiente de evaporación, 0.064 [$W/m^2 Pa$]

Reemplazando los valores tomados del trabajo [23], en la Ecuación se obtiene:

$$Q_{evap} = 312,5 * 0,064 * (4247,046 - 3169) = 21560,92 \text{ W} \quad (4-23)$$

4.4.2. Pérdidas por convección

Las pérdidas por convección son aquellas que se generan debido al movimiento del aire que está circulando a través de la superficie de la piscina, el cual toma calor sensible de la piscina y va enfriando esta, posteriormente el aire al ser menos denso comienza a subir y es reemplazado por aire frío el cual toma nuevamente calor, generando un ciclo de pérdidas. La ecuación 4-25, muestra una forma de calcular estas pérdidas. [23]

$$Q_{conv} = A_S h_{ca} (T_a - T_o) \quad (4-24)$$

Donde:

A_s : área superficial de la piscina.

h_{ca} : coeficiente de transferencia de calor por convección.

T_a : Temperatura de la piscina.

T_o : Temperatura ambiente.

El coeficiente de transferencia de calor por convección del aire tiene un valor de $4,4(\frac{W}{m^2\text{°C}})$ para cuando la velocidad del viento es $(v) < a 5\frac{Km}{h}$ o $1,39 * v^{0,8}(\frac{W}{m^2\text{°C}})$ para velocidades del viento es $(v) > a 5\frac{Km}{h}$.

En éste trabajo se usó $4,4(\frac{W}{m^2\text{°C}})$ dado que la piscina se encuentra en un lugar cerrado.

Reemplazando los valores en la Ecuación se obtiene:

$$Q_{conv} = 312,5 * 4,4 * (30,3 - 22,6) = 10587,5 \text{ W} \quad (4-25)$$

Para calcular las pérdidas por convección en el sistema de tuberías de la planta media y baja se utilizó la misma división de tramos utilizada en el cálculo de pérdidas de carga y se hizo usando la Ecuación 4-25.

Para ello fue necesario calcular el coeficiente h por medio de la siguiente ecuación 4-26.

$$h = \frac{k * N_u}{D} \quad (4-26)$$

La constante k se tomó de la Tabla A-9 del libro Transferencia de calor y masa [2], teniendo en cuenta la temperatura del sistema en los determinados tramos; el valor del número de Nusselt N_u se calculó dependiendo de la posición de la tubería dado que para tubería horizontal se utilizo la Ecuación 4-27 y para tubería vertical se usó la Ecuación 4-28.

$$N_u = [0,6 + \frac{0,387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,559/P_r)^{9/16}]^{8/27}}]^2 \quad (4-27)$$

$$N_u = [0,825 + \frac{0,387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/P_r)^{9/16}]^{8/27}}]^2 \quad (4-28)$$

En donde Ra_L es el número de Rayleigh, el cual es el producto de los números de Grashof y de Prandtl.

La Ecuación 4-29 representa el número de Grashof y el número de Prandtl se determina por medio de la Tabla A-9 [2] teniendo en cuenta la temperatura de los tramos.

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (4-29)$$

Donde:

g : aceleración gravitacional, m/s^2 .

β : coeficiente de expansión volumétrica.

T_s : temperatura de la superficie, °C.

T_∞ : temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie, °C.

L_c : longitud característica de la configuración geométrica, (m).

ν : viscosidad cinemática del fluido, m^2/s .

La aceleración gravitacional se trabajó con un valor de $9,81m/s^2$, el coeficiente de expansión volumétrica β , se toma de la Tabla A-9 del libro Transferencia de calor y masa [2] teniendo en cuenta la temperatura a su vez se calcula el área . Una vez se tienen estos datos se procedió a llenar la Tabla **4-11**.

CONVECCIÓN EN TUBERÍA DE FLUJO FRÍO								
TRAMO	L	β	T_s	T_a	L_c	ν	k	A_s
TRAMO 13-14	2,40	0,000256	29,60	22,6	0,08341	0,0000157	0,6087	0,6289
TRAMO 14-15	3,20	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,5669
TRAMO 16-17	0,54	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0957
TRAMO 17-18	0,90	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,1594
TRAMO 19-20	0,30	0,000256	29,60	22,6	0,10826	0,0000157	0,6087	0,1020
TRAMO 20-21	1,00	0,000256	29,60	22,6	0,10826	0,0000157	0,6087	0,3401
TRAMO 21-22	2,16	0,000256	29,60	22,6	0,10826	0,0000157	0,6087	0,7346
TRAMO 22-23	0,50	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0886
TRAMO 24-25	0,50	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0886
TRAMO 26-27	0,30	0,000256	29,60	22,6	0,10826	0,0000157	0,6087	0,1020
Sigue en la página siguiente...								

TRAMO	L	β	T_s	T_a	L_c	v	k	A_s
TRAMO 27-28	1,50	0,000256	29,60	22,6	0,10826	0,0000157	0,6087	0,5102
TRAMO 28-29	8,90	0,000256	29,60	22,6	0,10826	0,0000157	0,6087	3,0270
TRAMO 29-30	1,00	0,000256	29,60	22,6	0,10826	0,0000157	0,6087	0,3401
TRAMO 32-33	0,40	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0886
TRAMO 33-34	0,40	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0709
TRAMO 34-35	2,00	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,3543
TRAMO35-36	7,00	0,000256	29,60	22,6	0,10826	0,0000157	0,6087	2,3808
TRAMO36-37	0,70	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,1240
TRAMO38-39	0,70	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,1240
TRAMO 40-41	0,70	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,1240
TRAMO 42-43	0,70	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,1240
TRAMO 56-57	0,45	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0797
TRAMO 57-58	0,30	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0531
TRAMO 58-59	0,45	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0797
TRAMO 59-60	0,10	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0177
TRAMO 61-62	0,10	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0177
TRAMO 62-63	0,15	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0266
TRAMO 63-64	0,30	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0531
TRAMO 64-65	0,45	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0797
TRAMO 66-67	0,45	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0797
TRAMO 67-68	0,40	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0709
Sigue en la página siguiente...								

TRAMO	L	β	T_s	T_a	L_c	v	k	A_s
TRAMO 68-69	0,15	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0266
TRAMO 69-70	0,20	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0354
TRAMO 71-72	0,20	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0354
TRAMO 72-73	0,15	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0266
TRAMO 73-74	0,40	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0709
TRAMO 74-75	0,45	0,000256	29,60	22,6	0,05639	0,0000157	0,6087	0,0797
TRAMO44-45	1,60	0,000218	30,18	22,6	0,10826	0,0000154	0,6087	0,5442
TRAMO A44-A45	0,54	0,000218	30,18	22,6	0,10826	0,0000154	0,6087	0,1837

Tabla 4-11: Datos convección tubería con flujo frío

Una vez se tienen los valores de las incógnitas mencionadas anteriormente, se reemplazan valores para calcular las pérdidas por convección, las cuales se muestra en la Tabla 4-12.

CONVECCIÓN EN TUBERÍA DE FLUJO FRÍO						
TRAMO	Gr_L	Pr	Ra_L	Nu	h	$Q_{conv}W$
TRAMO 13-14	41307,85	5,974	30126,06	5,74	41,9	384,50476
TRAMO 14-15	12763,93	5,974	9308,81	5,36	57,9	434,90507
TRAMO 16-17	12763,93	5,974	9308,81	4,31	46,5	62,95677
TRAMO 17-18	12763,93	5,974	9308,81	5,36	57,9	122,31705
TRAMO 19-20	90319,66	5,974	65870,67	7,00	75,6	114,74000
TRAMO 20-21	90319,66	5,974	65870,67	7,00	75,6	382,46668
TRAMO 21-22	90319,66	5,974	65870,67	7,00	75,6	826,12803
Sigue en la página siguiente...						

TRAMO	Gr_L	Pr	Ra_L	Nu	h	$Q_{conv}W$
TRAMO 22-23	12763,93	5,974	9308,81	4,31	46,5	58,29331
TRAMO 24-25	12763,93	5,974	9308,81	4,31	46,5	58,29331
TRAMO 26-27	90319,66	5,974	65870,67	7,00	75,6	114,74000
TRAMO 27-28	90319,66	5,974	65870,67	7,00	75,6	573,70002
TRAMO 28-29	90319,66	5,974	65870,67	7,00	75,6	3403,9535
TRAMO 29-30	90319,66	5,974	65870,67	8,36	90,2	431,34422
TRAMO 32-33	12763,93	5,974	9308,81	4,31	46,5	58,29331
TRAMO 33-34	12763,93	5,974	9308,81	5,36	57,9	54,36313
TRAMO 34-35	12763,93	5,974	9308,81	4,31	46,5	233,17324
TRAMO35-36	90319,66	5,974	65870,67	7,00	75,6	2677,2668
TRAMO36-37	12763,93	5,974	9308,81	4,31	46,5	81,61063
TRAMO38-39	12763,93	5,974	9308,81	4,31	46,5	81,61063
TRAMO 40-41	12763,93	5,974	9308,81	4,31	46,5	81,61063
TRAMO 42-43	12763,93	5,974	9308,81	4,31	46,5	81,61063
TRAMO 56-57	12763,93	5,974	9308,81	4,31	46,5	52,46398
TRAMO 57-58	12763,93	5,974	9308,81	5,36	57,9	40,77235
TRAMO 58-59	12763,93	5,974	9308,81	4,31	46,5	52,46398
TRAMO 59-60	12763,93	5,974	9308,81	5,36	57,9	13,59078
TRAMO 61-62	12763,93	5,974	9308,81	5,36	57,9	13,59078
TRAMO 62-63	12763,93	5,974	9308,81	4,31	46,5	17,48799
TRAMO 63-64	12763,93	5,974	9308,81	5,36	57,9	40,77235
Sigue en la página siguiente...						

TRAMO	Gr_L	Pr	Ra_L	Nu	h	$Q_{conv}W$
TRAMO 64-65	12763,93	5,974	9308,81	4,31	46,5	52,46398
TRAMO 66-67	12763,93	5,974	9308,81	4,31	46,5	52,46398
TRAMO 67-68	12763,93	5,974	9308,81	5,36	57,9	54,36313
TRAMO 68-69	12763,93	5,974	9308,81	4,31	46,5	17,48799
TRAMO 69-70	12763,93	5,974	9308,81	5,36	57,9	27,18157
TRAMO 71-72	12763,93	5,974	9308,81	5,36	57,9	27,18157
TRAMO 72-73	12763,93	5,974	9308,81	4,31	46,5	17,48799
TRAMO 73-74	12763,93	5,974	9308,81	5,36	57,9	54,36313
TRAMO 74-75	12763,93	5,974	9308,81	4,31	46,5	52,46398
TRAMO44-45	87038,90	5,974	63562,68	6,94	74,9	655,35576
TRAMO A44-A45	87038,90	5,974	63562,68	6,94	74,9	221,18257
Total de pérdidas en tubería de flujo frío						11781,0195

Tabla 4-12: Pérdidas por convección en tubería con flujo frío

Se aplica la misma metodología para los tramos de tubería caliente teniendo en cuenta la variación en la temperatura, obteniendo la Tabla 4-13.

CONVECCIÓN EN TUBERÍA CALIENTE								
TRAMO	L	β	T_s	T_a	L_c	v	k	A_s
TRAMO A12-A13	5,3	0,000339	47,84	22,6	0,08341	0,000017	0,623330	1,38881
TRAMO A13-A14	1,5	0,000339	47,84	22,6	0,08341	0,000017	0,623330	0,39306
Sigue en la página siguiente...								

TRAMO	L	β	T_s	T_a	L_c	v	k	A_s
TRAMO A14-A15	2,6	0,000339	47,84	22,6	0,08341	0,000017	0,623330	0,68130
TRAMO A15-A16	0,4	0,000339	47,84	22,6	0,05639	0,000017	0,623330	0,07086
TRAMO A30-A31	0,4	0,000339	47,84	22,6	0,10828	0,000017	0,623330	0,13607
TRAMO A31-A32	0,55	0,000339	47,84	22,6	0,10828	0,000017	0,623330	0,18709
TRAMO A32-A33	1,7	0,000339	47,84	22,6	0,10828	0,000017	0,623330	0,57829
TRAMO A33-A34	6	0,000339	47,84	22,6	0,10828	0,000017	0,623330	2,04103
TRAMO A34-A35	0,3	0,000339	47,84	22,6	0,10828	0,000017	0,623330	0,10205
TRAMO A36-A37	0,75	0,000339	47,84	22,6	0,05639	0,000017	0,623330	0,13287
TRAMO A37-A38	0,6	0,000339	47,84	22,6	0,05639	0,000017	0,623330	0,10629
TRAMO A36-A39	0,6	0,000339	47,84	22,6	0,05639	0,000017	0,623330	0,10629
TRAMO A40-A41	0,58	0,000339	47,84	22,6	0,05639	0,000017	0,623330	0,10275
TRAMO A41-A42	0,4	0,000339	47,84	22,6	0,05639	0,000017	0,623330	0,07086
TRAMO A42-A43	0,58	0,000339	47,84	22,6	0,05639	0,000017	0,623330	0,10275
TRAMO A46-A47	22,1	0,000339	47,84	22,6	0,08341	0,000017	0,623330	5,79109
TRAMO A48-A49	0,72	0,000339	47,84	22,6	0,08341	0,000017	0,623330	0,18867
Sigue en la página siguiente...								

TRAMO	L	β	T_s	T_a	L_c	v	k	A_s
TRAMO A49-A50	1,76	0,000339	47,84	22,6	0,08341	0,000017	0,623330	0,46119
TRAMO A51-A52	1,3	0,000339	47,84	22,6	0,10828	0,000017	0,623330	0,44222
TRAMO A53-A54	1,4	0,000339	47,84	22,6	0,10828	0,000017	0,623330	0,47624
TRAMO A55-A56	0,4	0,000339	47,84	22,6	0,08341	0,000017	0,623330	0,10482

Tabla 4-13: Datos convección tubería con flujo caliente.

Después de encontrar estos datos se calculan las pérdidas por convección en la tubería de flujo caliente **4-14**.

CONVECCIÓN EN TUBERÍA DE FLUIDO CALIENTE						
TRAMO	Gr_L	Pr	Ra_L	Nu	h	$Q_{conv}W$
TRAMO A12-A13	177412,76	4,806	852698,928	16,71339	124,90056	4378,220
TRAMO A13-A14	177412,76	4,806	852698,928	16,71339	184,74829	1832,859
TRAMO A14-A15	177412,76	4,806	852698,928	18,74735	207,23155	3563,580
TRAMO A15-A16	54819,71	4,806	263479,989	12,02768	132,95291	237,793
TRAMO A30-A31	388128,22	4,806	1865460,661	20,92472	231,29994	794,370
TRAMO A31-A32	388128,22	4,806	1865460,661	23,21593	256,62676	1211,859
TRAMO A32-A33	388128,22	4,806	1865460,661	20,92472	231,29994	3376,074
TRAMO A33-A34	388128,22	4,806	1865460,661	20,92472	231,29994	11915,55
TRAMO A34-A35	388128,22	4,806	1865460,661	20,92472	231,29994	595,778
TRAMO A36-A37	54819,71	4,806	263479,989	12,02768	132,95291	445,862
Sigue en la página siguiente...						

TRAMO	Gr_L	Pr	Ra_L	Nu	h	$Q_{conv}W$
TRAMO A37-A38	54819,71	4,806	263479,989	12,02768	132,95291	356,690
TRAMO A36-A39	54819,71	4,806	263479,989	12,02768	132,95291	356,690
TRAMO A40-A41	54819,71	4,806	263479,989	13,74007	151,88152	393,889
TRAMO A41-A42	54819,71	4,806	263479,989	13,74007	151,88152	271,648
TRAMO A42-A43	54819,71	4,806	263479,989	12,02768	132,95291	344,800
TRAMO A46-A47	177412,76	4,806	852698,928	16,71339	184,74829	27004,12
TRAMO A48-A49	177412,76	4,806	852698,928	16,71339	184,74829	879,772
TRAMO A49-A50	177412,76	4,806	852698,928	16,71339	184,74829	2150,554
TRAMO A51-A52	388128,22	4,806	1865460,661	20,92472	231,29994	2581,703
TRAMO A53-A54	388128,22	4,806	1865460,661	20,92472	231,29994	2780,296
TRAMO A55-A56	177412,76	4,806	852698,928	16,71339	184,74829	488,762
Total de pérdidas en tubería de flujo caliente						65960,875

Tabla 4-14: Pérdidas por convección en tubería con flujo caliente.

Con la totalidad de las pérdidas tanto en tubería con flujo frío como flujo caliente se determina la cantidad de pérdidas por convección.

4.4.3. Pérdidas por conducción

Las pérdidas por conducción a través de las paredes, se dan debido a la diferencia de temperaturas que hay entre el agua y las superficies en contacto con estas, así las cosas, si se tienen dos cuerpos en contacto a temperaturas diferentes, el que tenga mayor temperatura, transferirá energía al cuerpo con menor temperatura, hasta alcanzar un equilibrio térmico. Estas pérdidas dependen de la arquitectura y de los materiales con los cuales está construida la piscina, debido a que cada material tiene consigo ciertas propiedades intrínsecas. Las pérdidas por conducción se calcularon para la piscina, para

los sistemas de tubería de agua caliente y frío en paralelo (configuraciones comunes) y la conducción a través de la tubería calculada como una red de resistencias generalizadas.

4.4.3.1. Pérdidas por conducción en la piscina

La expresión para calcular estas pérdidas se muestra en la Ecuación 4-30

$$Q_{cond} = AK(T_a - T_{paredes}) \quad (4-30)$$

Donde:

A : superficie de cerramiento o área de contacto con el agua m^2 .

K : coeficiente de transmisión en las paredes.

T_a : temperatura de agua $^{\circ}C$.

$T_{paredes}$: temperatura de las paredes $^{\circ}C$.

Reemplazando los determinados valores en la Ecuación se calcula las pérdidas por conducción en las paredes de la piscina, ver Tabla 4-15

Tabla 4-15: Pérdidas por Conducción en piscina

CONDUCCIÓN PISCINA				
A	κ	T_a	T_p	$Q_{cond}W$
1215	1,5	30,3	28	4191,75

4.4.3.2. Pérdidas por conducción en configuraciones comunes

Las pérdidas por conducción en configuraciones comunes se calculan mediante la Ecuación 4-31, en este caso el sistema de tuberías está en paralelo por lo cual se halla el factor de forma **S** en la conducción, como se muestra en la Tabla 3-7, [2], aplicando la Ecuación 4-32:

$$Q = SK(T_1 - T_2) \quad (4-31)$$

Donde:

S : es el factor de forma en la conducción, el cual tiene la dimensión de longitud y sólo depende de la configuración geométrica.

k : es la conductividad térmica del medio entre las superficies.

$$S = \frac{2\pi L}{(1/\cosh)\left(\frac{4Z^2 - D_1^2 - D_2^2}{2D_1 D_2}\right)} \quad (4-32)$$

Donde:

Z : es la distancia entre tuberías.

L : la longitud del tramo de tuberías.

D_1 : el diámetro tubería 1.

D_2 : el diámetro tubería 2.

A continuación se muestran los cálculos para un tramo de tubería de longitud 11,6m de diámetro de 0.08341m, sustituyendo estos valores se obtiene:

$$S = \frac{2\pi 11,6}{(1/\cosh)\left(\frac{403^2 - 0,08341^2 - 0,08341^2}{2 * 0,08341 * 0,08341}\right)} = 79,86094m \quad (4-33)$$

Para estos tramos las temperaturas fueron de 47,84 °C y 29,06 °C, reemplazando en la Ecuación 4-31 se obtiene:

$$Q = 79,86094 * 0,75 * (47,84 - 29,06) = 1124,8414W \quad (4-34)$$

4.4.3.3. Pérdidas por conducción a través de la tubería (Redes generalizadas)

Para el calculo de la conducción de calor entre el fluido y las paredes de la tubería se uso el método de red de resistencias generalizadas, para lo cual se hizo necesario hallar los coeficientes de transferencia de calor h_1 y h_2 , el valor de la constante de conductividad térmica K , el diámetro, el número de Nusselt, para lo cual se hallan los valores de Re y Pr y a su vez se define si la velocidad del flujo es laminar o turbulento para saber cual de las ecuaciones usar. El cálculo de los coeficientes de transferencia de calor se realizó con la Ecuación 4-35:

$$h = \frac{K * N_u}{D} \quad (4-35)$$

En el presente trabajo se encontró que el tipo de flujo a través de la tubería era turbulento completamente desarrollado en tubos lisos, teniendo en cuenta que la tubería es de acero inoxidable. Para obtener el número de Nusselt se uso la ecuación de Colburn. 4-36, [2].

$$N_u = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{(1/3)} \quad (4-36)$$

El valor de Prandtl se encontró de acuerdo a temperatura en la Tabla A-9 del libro Transferencia de Calor y masa, [2] y el número de Re se calculó aplicando la Ecuación 4-3. Las pérdidas se calcularon por el método de red de resistencias generalizadas como se muestra en la Figura 4-8.

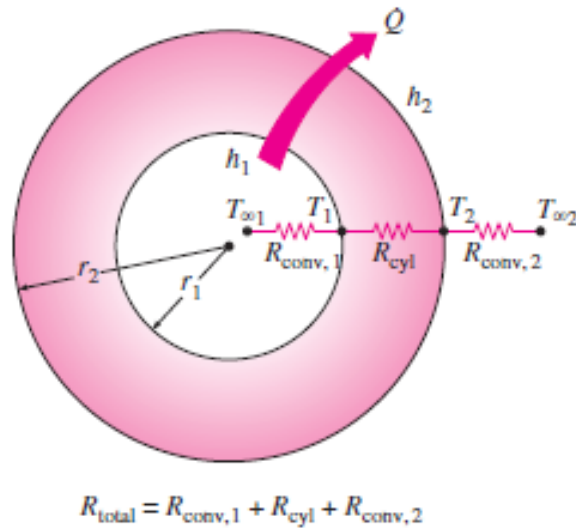


Figura 4-8: Red de resistencia.[2]

A continuación se muestran los cálculos para la sección comprendida entre los tramos A1-A7. Se usa la Ecuación 4-37, de conducción en un cilindro para el cálculo de la conductividad de la tubería:

$$Q_{cond,cil} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cil}} \quad (4-37)$$

Esta sección tiene radios internos y externos de: $r_1 = 0,041705$ y $r_2 = 0,04445$ y un valor de conductividad térmica K para el acero inoxidable de $16,3W/m^{\circ}C$.

Reemplazando estos datos en la Ecuación de resistencia térmica del cilindro, se obtiene:

$$R_{cil} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi LK} \quad (4-38)$$

$$R_{cil} = \frac{\ln(0,04445/0,041705)}{2 * \pi * 4,45 * 1,63} \quad (4-39)$$

$$R_{cil} = 1,3986 * 10^{-3} \quad (4-40)$$

Sustituyendo los datos anteriores, se encuentra la conductividad térmica en la tubería:

$$Q_{cond,cil} = \frac{25 - 22,6}{1,3986 * 10^{-3}} \quad (4-41)$$

$$Q_{cond,cil} = 1716,001716 \text{ W} \quad (4-42)$$

Para la tubería de transporte de fluido frío se tiene la distribución de temperaturas mostrada en la Figura 4-9:

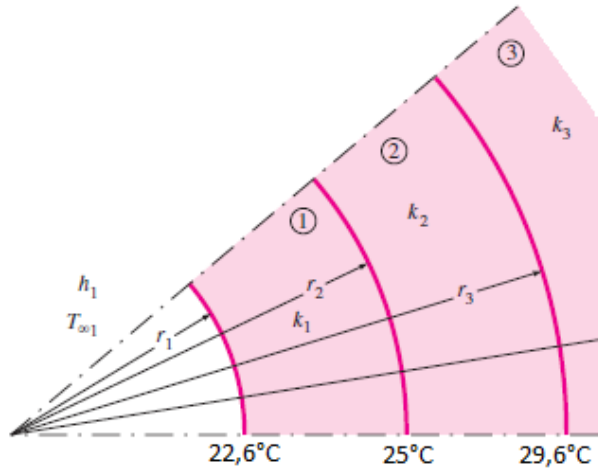


Figura 4-9: Red de resistencia tubería fría. Autor

de tal manera que la resistencia total para esta red generalizada es:

$$R_{total} = R_{conv1} + R_{cil} + R_{conv2} \quad (4-43)$$

$$R_{total} = \frac{1}{2 * \pi * r_1 * L * h_1} + R_{cil} + \frac{1}{2 * \pi * r_2 * L * h_2} \quad (4-44)$$

Sustituyendo los valores para la sección que comprende los tramos A1-A7 se obtiene:

$$R_{total} = \frac{1}{2 * \pi * 0,041705 * 44,5 * 21357,45688} + 1,3986 * 10^{-3} + \frac{1}{2 * \pi * 0,04445 * 44,5 * 20731,89847} \quad (4-45)$$

$$R_{total} = 0,001406496 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W} \quad (4-46)$$

Finalmente se reemplaza en la Ecuación 4-37

$$Q_{cond,cil} = \frac{29,6 - 22,6}{0,001406496 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}} = 4976,907151 \text{ W} \quad (4-47)$$

De forma similar se realiza para la tubería de transporte de fluido caliente y su distribución de temperaturas se muestra en la Figura 4-10.

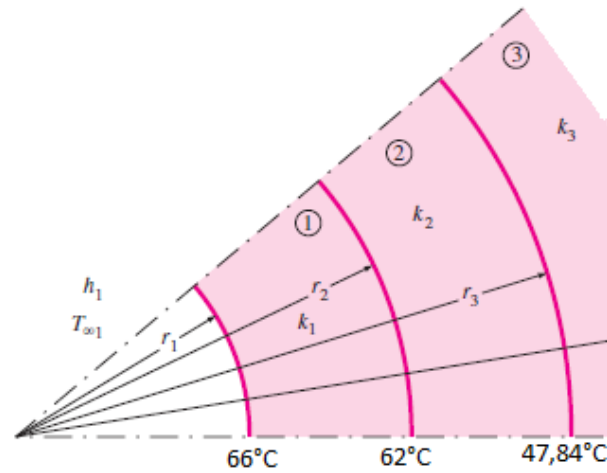


Figura 4-10: Red de resistencia tubería caliente. Autor

La resistencia térmica total para esta tubería se calcula como:

$$R_{total} = R_{conv1} + R_{cil} + R_{conv2} \quad (4-48)$$

$$R_{total} = \frac{1}{2 * \pi * r_1 * L * h_1} + R_{cil} + \frac{1}{2 * \pi * r_2 * L * h_2} \quad (4-49)$$

Reemplazando los valores para esta sección de tubería se obtiene:

$$R_{total} = \frac{1}{2 * \pi * 0,041705 * 44,5 * 25466} + 1,3986 * 10^{-3} + \frac{1}{2 * \pi * 0,04445 * 44,5 * 26786,66} \quad (4-50)$$

$$R_{total} = 0,001404971 \text{ } ^\circ C/W \quad (4-51)$$

Finalmente se reemplaza en la Ecuación 4-37

$$Q_{cond,cil} = \frac{66 - 29,6}{0,001404971 \text{ } ^\circ C/W} = 25908,00217 \text{ W} \quad (4-52)$$

4.5. SIMULACIÓN

Con el fin de ver el comportamiento del flujo a lo largo del recorrido del sistema de tuberías de acero inoxidable, que transportan el fluido frío y caliente en el sistema de ambientación de la piscina del Centro Urbano Recreacional Infantil (CURI), se seleccionaron algunos tramos y accesorios, se realizó la simulación en Solidworks usando el paquete flow simulation.

En la Figura 4-11 se realizó la simulación en condiciones reales de funcionamiento, en las cuales la velocidad es mayor en la tubería derecha, al pasar el flujo por el codo disminuye su velocidad, lo que genera turbulencia en la parte superior de la tubería, debido a que cuando el fluido que sube por la parte izquierda encuentra un taponamiento ocasionado por la intersección de los dos flujos. Se observa como el fluido que sube por la tubería izquierda se devuelve y sufre estancamiento.

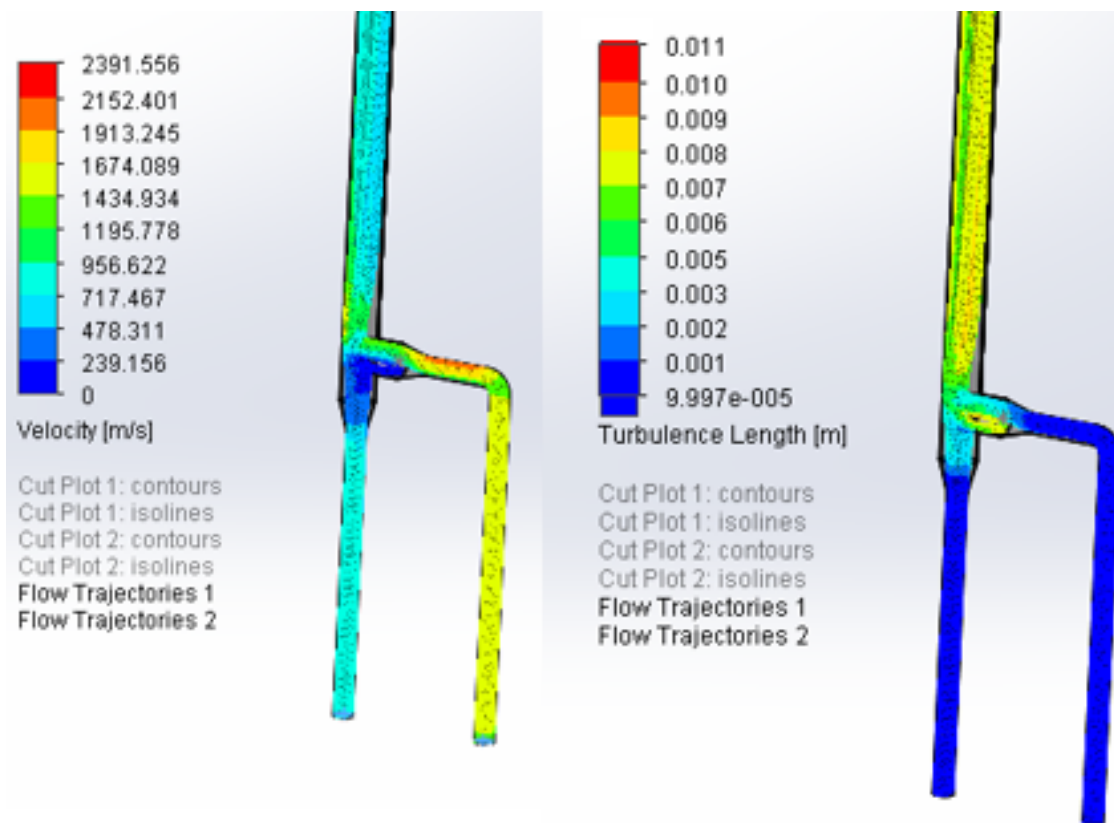


Figura 4-11: Simulación tramo de tubería. Autor

En la simulación de la válvula, Figura 4-12, la velocidad es mínima en el centro de la válvula y en los extremos, y se observa como la velocidad y la turbulencia aumentan al pasar por el centro de la recámara de la válvula.

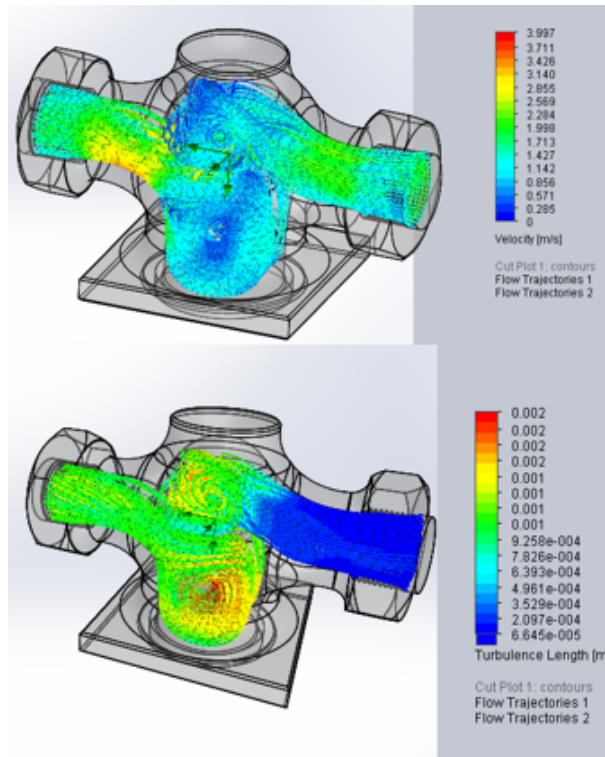


Figura 4-12: Simulación valvula.Autor

En el caso de la simulación de los codos la velocidad es constante al inicio de su recorrido y aumenta en la parte superior; y la turbulencia es minima en todo su recorrido y aumenta justo cuando el fluido cambia de dirección, ver Figura 4-13.

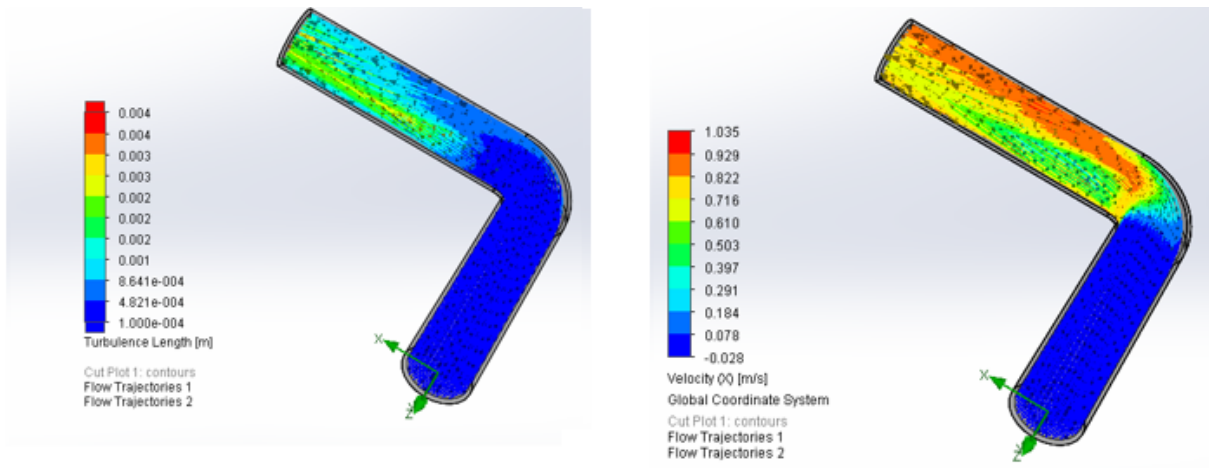


Figura 4-13: Simulación codo.Autor

En los recorridos donde la dirección varía la velocidad aumenta y la turbulencia se hace mayor, mientras que en los tramos donde no hay cambio en la velocidad la turbulencia se hace mínima, ver Figura 4-14.

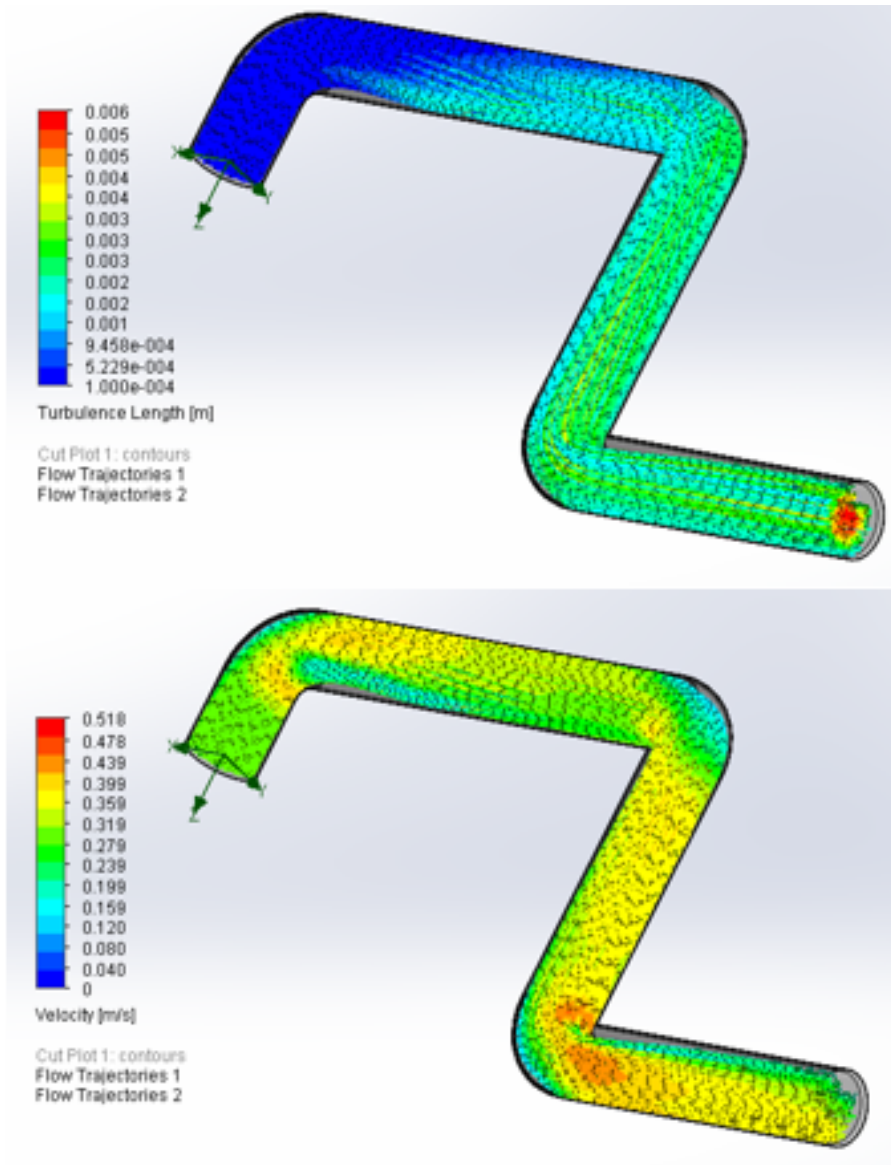


Figura 4-14: Simulación tramo tubería en diferentes direcciones. Autor

En la simulación de las "Tee" la turbulencia va aumentando al encontrar el cambio en dirección del flujo, como se muestra en la Figura 4-15.

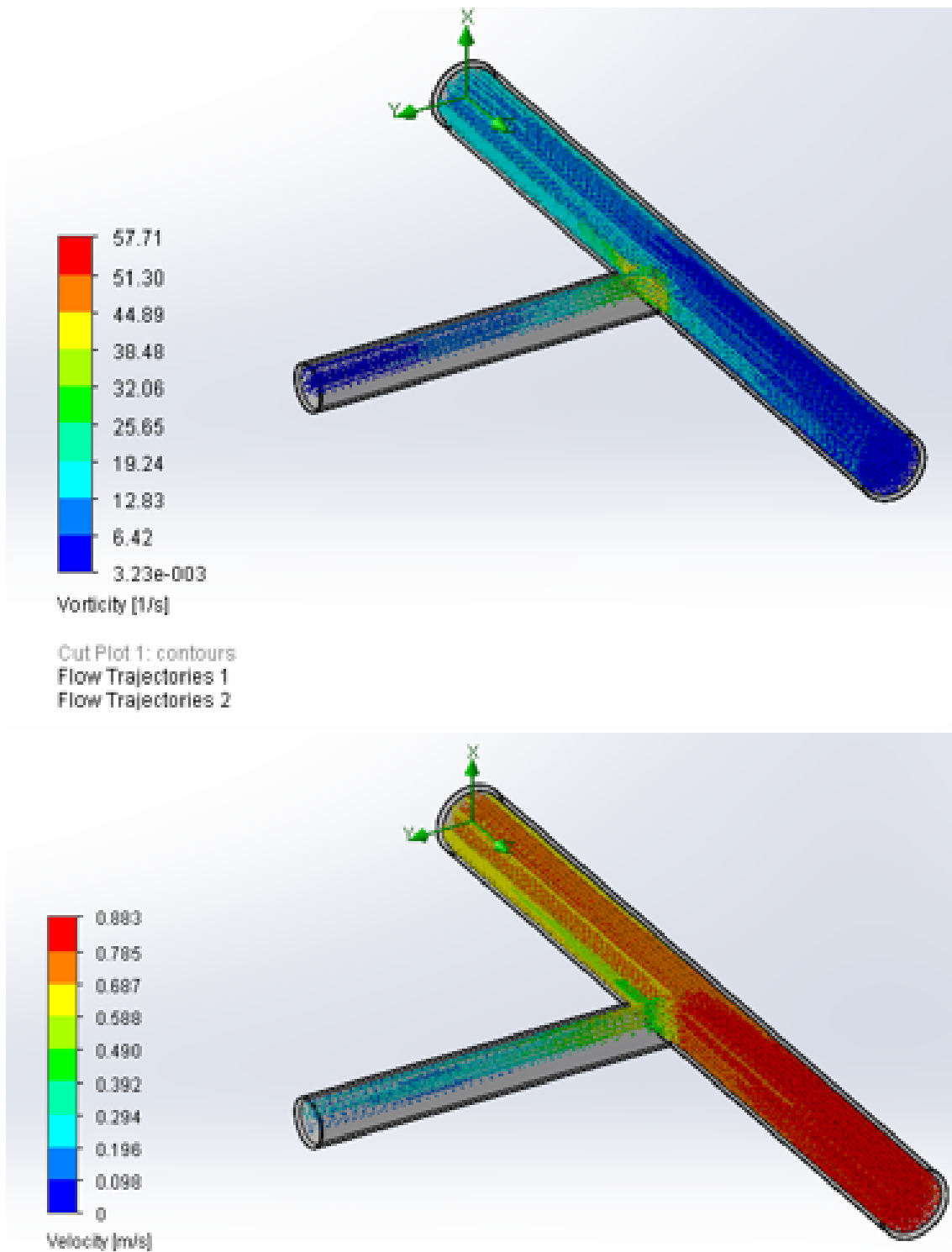


Figura 4-15: Simulación T.Autor

4.6. CÁLCULO DEL RADIO CRÍTICO DE AISLAMIENTO

Para el cálculo del radio crítico de aislamiento se usa la Ecuación 4-54

$$r_{cr,cil} = \frac{K}{h} \text{(m)} \quad (4-53)$$

Se propone usar como material aislante térmico el poliestireno expandido, por lo cual a continuación se presentan sus características.

4.6.1. Propiedades poliestireno expandido

Los productos y artículos terminados en poliestireno expandido se caracterizan por ser extraordinariamente ligeros aunque resistentes. En función de la aplicación las densidades se sitúan en el intervalo que va desde los $10\text{kg}/\text{m}^3$ hasta los $35\text{kg}/\text{m}^3$, la densidad del material guarda una estrecha relación con las propiedades de resistencia mecánica y su conductividad térmica es de $0.034\text{ W}/\text{m}^\circ\text{C}$. De hecho, muchas de sus aplicaciones están directamente relacionadas con esta propiedad: por ejemplo cuando se utiliza como material aislante de los diferentes cerramientos de los edificios o en el campo del envase y embalaje de alimentos frescos y perecederos como por ejemplo las cajas de pescado.

Esta buena capacidad de aislamiento térmico se debe a la propia estructura del material que esencialmente consiste en aire ocluido dentro de una estructura celular conformada por el poliestireno. Aproximadamente un 98% del volumen del material es aire y únicamente un 2% materia sólida (poliestireno), siendo el aire en reposo es un excelente aislante térmico.

La capacidad de aislamiento térmico de un material está definida por su coeficiente de conductividad térmica que en el caso de los productos de EPS varía, al igual que las propiedades mecánicas, con la densidad aparente.

Además de los fenómenos de cambios dimensionales por efecto de la variación de temperatura descritos anteriormente el poliestireno expandido puede sufrir variaciones o alteraciones por efecto de la acción térmica. El rango de temperaturas en el que este material puede utilizarse con total seguridad sin que sus propiedades se vean afectadas no tiene limitación alguna por el extremo inferior (excepto las variaciones dimensionales por contracción). Con respecto al extremo superior el límite de temperaturas de uso se sitúa alrededor de los $100\text{ }^\circ\text{C}$ para acciones de corta duración, y alrededor de

los 80°C para acciones continuadas y con el material sometido a una carga de 20 kPa. [3]

Alguna de las características del poliestireno expandido:

- Excelente aislante térmico – acústico.
- Resistencia al envejecimiento.
- amortiguación a los impactos.
- Resistencia a la humedad.
- Higiénico.
- Fácil de manipular.
- Liviano.
- Fácil de manipular.

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{ais} + R_{conv}} \quad (4-54)$$

Reemplazando el valor de la conductividad térmica del aislante y el valor del coeficiente de convección mínimo externo se obtiene:

$$r_{cr,cil} = \frac{0,034}{7,2836} = 0,46\text{cm} \quad (4-55)$$

4.7. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En la Tabla 4-16 se muestran los resultados del cálculo de la energía absorbida por el sistema de colectores térmicos solares, las pérdidas térmicas, las pérdidas dinámicas tanto mayores en los diferentes tramos de tubería y menores en los accesorios. Según los cálculos realizados la ganancia de calor por exposición de la piscina a la radiación es de 63000 W y la potencia útil del sistema térmico solar por captación de radiación por medio de los colectores solares térmicos es de 60543,86 W por hora, las horas Sol en Sogamoso Boyaca son 5 horas diarias, lo cual da un total de 302719,3344 W/día.

La mayor pérdida térmica se presenta por conducción en la tubería de transporte de flujo caliente y por evaporación en el vaso de la piscina por lo que se hace necesario encontrar un aislante térmico para mejorar la eficiencia térmica del sistema y se propone

colocarle manto a la piscina durante la noche, tiempo en el que se lleva a cabo la mayor evaporación del agua por la caída de temperatura en el ambiente.

Tabla 4-16: Energía ganada y perdida en la piscina

Unidad		(W)
Ganancia	Ganancia por radiación	63000
	Potencia útil	302719
Ganancia total del sistema		365719
Pérdidas de carga	Mayores	1811
	Menores	1012
Pérdida por convección	Piscina	10588
	Tubería fría	11781
	Tubería caliente	65961
Pérdida por conducción	Piscina	4192
	Tubería fría	4977
	Tubería caliente	25908
	Configuraciones comunes	1125
Pérdida por evaporación		21561
Pérdidas térmicas totales		148915

Con base en los resultados mostrados en la Tabla anterior, se propone recubrir la tubería de acero inoxidable con poliestireno expandido. Este material es un material plástico celular y rígido fabricado a partir del moldeo de perlas preexpandidas de poliestireno expandible o uno de sus copolímeros, que presenta una estructura celular cerrada y rellena de aire".

Capítulo 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. CONCLUSIONES

- De acuerdo con los números de Reynolds calculados sobre los 109 tramos de tuberías se logró identificar el tipo de flujo en el sistema, el cual es turbulento, dado que en todos fue mayor a 4000.
- Se modeló el comportamiento del flujo, la turbulencia y la velocidad del fluido del sistema de ambientación de la piscina el CURI en función de las variables en el programa Solidworks aplicando el paquete Flow Simulation, lo que permitió constatar lo encontrado mediante los cálculos teóricos. Así mismo, permitió comprender porque las pérdidas de cargas se hicieron más elevadas en el tramo donde se encuentran los flujos que vienen del sistema de bombeo hacia los colectores.
- Luego de realizar la toma de datos en las instalaciones hidráulicas de aproximadamente 300 metros lineales de tubería en acero inoxidable que transporta flujo frío y caliente ubicado en el Centro Urbano Recreacional Infantil (CURI) y se calcularon las pérdidas energéticas con un total de 148915 W.
- Se calculó la potencia útil obteniendo 302719 W y la ganancia por radiación de 63000 W del sistema de ambientación a fin de evaluar las pérdidas térmicas totales del sistema, lo cual da un total de energía por unidad de tiempo de 365719 W.
- Con el desarrollo de este proyecto se demuestra que es viable la climatización de una piscina usando colectores solares térmicos, lo cual beneficia el medio ambiente, disminuye el uso de combustibles fósiles y por otra parte ahorra costos, ya que aunque la inversión inicial es grande se puede recuperar a mediano plazo,

teniendo en cuenta que éste sistema tiene mantenimiento de bajo costo y que además tiene una vida útil de 25 años.

- De acuerdo con los datos calculados se encontró que la mayor pérdida térmica se da por conducción (30885W) en las tuberías y por evaporación en el vaso de la piscina (21561W) por lo que se hace necesario colocar un aislante térmico sobre la tubería de acero inoxidable que esta expuesta al medio ambiente y además colocar un manto o recubrimiento a la piscina de noche, lo que evitaría estas pérdidas térmicas.
- Se encontró que el Poliestireno expandido es un aislante apropiado gracias a sus características para ayudar a la disminución de pérdidas energéticas en el sistema, por lo que se propone un recubrimiento.
- Se socializó el proyecto en un encuentro de semilleros en la ciudad de Pamplona en el Instituto Superior de Educación Rural (ISER) dando a conocer su importancia y lo viable del mismo.
- De acuerdo a los cálculos se constata que el radio crítico da alrededor de 4 mm esto debido a los valores grandes de h que se tienen en la convección forzada por lo tanto podemos aislar en los tubos de agua caliente con libertad, sin preocupación de aumentar la transferencia de calor por el aislamiento de los tubos.

5.2. RECOMENDACIONES

- Se recomienda un nuevo diseño en el encuentro de algunas secciones de la tubería que salen de las bombas, esto con el fin de disminuir las pérdidas energéticas y evitar que el sistema de respaldo entre a funcionar.
- Optimizar la geometría del sistema de tuberías, disminuyendo los accesorios en especial las “T” y remplazandolas por tipo “Y” las cuales generan menos turbulencia y disminuiría las pérdidas.
- Mejorar el aislante térmico para garantizar que las redes de colectores solares sean suficientes para el aporte de calor a la piscina y no se requiera de las bombas de calor del sistema.
- Se recomienda hacer nuevos estudios investigativos en el centro CURI a fin de tener una caracterización total del sistema y poder promocionar su uso en otros centros recreacionales.

Bibliografía

- [1] CENGEL, Yunus A. ; CIMBALA, Jhon M. ; HILL, Mc G. (Ed.): *Mecánica de fluidos Fundamentos y aplicaciones*. Segunda. 2012
- [2] CENGEL, Yunus A. ; GHAJAR, Afshing J. ; MCGRAW-HILL (Ed.): *Transferencia de Calor y Masa*. Cuarta Ed., 2011
- [3] CIENTIFICOS, Textos. *POLIESTIRENO EXPANDIDO*. 2005
- [4] CORRALES, Moreno: *Diseño de instalaciones de máxima eficiencia en piscinas*. (2013)
- [5] ESCONORTE: *Guía para climatización y mantenimiento*. En: *ESCONORTE* (2012), p. 16
- [6] FLUKE: *Manual de uso 51 & 52 Series II Thermometer*. Avenida Major Sylvio de Magalhães Padilha, 5200, Ed. Filadelfia, Bloque B, Conj. 42 Cond. America Business Park: FLUKE corporate, 1999
- [7] G, Daniel C. ; G, Sebastian H. ; MERCADO, Diego L. ; A, Jennifer P. ; R, Heidy M V.: *Determination of energy losses in pipes and accessories friction*. En: *VITAE* (2012)
- [8] HYAMS, Daniel G. *Moody diagram*. 2013
- [9] PCE IBERICA: *Manual de instrucciones de uso Caudalímetro por ultrasonido PCE-TDS 100H*
- [10] INGENIERIA, Solo. *Coefficiente de rugosidad Acero Inoxidable ASTM A-312*. 2008
- [11] KOSUT, Ing. Juan P. *Fundamentos de Energía Solar térmica*. Noviembre 2010
- [12] LHIDRAULICA. *Fricción en tuberías*
- [13] DELGADO MARIN, Jose P.: *Modelado dinámico de una piscina*. En: *Universidad Politecnica de Cartagena* (2013), p. 18

-
- [14] OPAZO, Rodrigo R. *Diseño de un módulo de pérdidas de presión en fluidos*. 2007
- [15] PABÓN, Ricardo C.: *Caracterización del flujo térmico en un sistema de 48 colectores solares de tubos evacuados, regulador por válvulas de paso*. Universidad de Pamplona, 2016
- [16] PARDO, Luis E. *Pérdidas de energías debido a la fricción*. Noviembre 2009
- [17] PÉREZ, Diego A.: *Caracterización experimental de las variables de control de un intercambiador de placas utilizado en un sistema térmico solar de una piscina en Sogamoso*. Universidad de Pamplona, 2016
- [18] SEBASTIAN, Jordi N.: *Climatización de una piscina cubierta mediante la combinación de energía solar térmica, geotérmica y caldera de apoyo de biomasa*. En: *Master Interuniversitari UB-UPC* (2011)
- [19] SYSTEMES, Dassault. *SolidWorks Flow Simulation*. 2011
- [20] TREJO, Alejandro. *ECOCOBAQ10*. 2015
- [21] YOO, D.H. ; SINGH, Vijay P.: Explicit design of commercial pipes with secondary losses. En: *Journal of Hydro-environment Research* 4 (2010), Nr. 1, p. 37 – 45. – ISSN 1570–6443
- [22] YUCRA, Reynaldo C.: *Estudio para la climatización de la piscina y la producción de agua caliente sanitaria ACS con energía solar de la UNAP*. En: *Universidad Nacional del Altiplano Puno - Perú* (2010)
- [23] ZAPATA, Jorge Mario H.: *Estudio teórico experimental del comportamiento térmico de una piscina calentada con energía solar*. En: *Universidad Tecnológica de Pereira* (2015)