

**MODELAMIENTO DE FLUJO COMPRESIBLE POR EL METODO DE
VOLUMENES FINITOS EN GASODUCTOS**

**JENNY ALEJANDRA DIAZ QUIMBAY
JENCY BIBIANA QUIROGA SIERRA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOQUIMICAS
ESCUELA DE INGENIERIA DE PETROLEOS
BUCARAMANGA
2010**

**MODELAMIENTO DE FLUJO COMPRESIBLE POR EL METODO DE
VOLUMENES FINITOS EN GASODUCTOS**

**JENNY ALEJANDRA DIAZ QUIMBAY
JENCY BIBIANA QUIROGA SIERRA**

**Trabajo de Grado para optar al título
De Ingeniero de Petróleos**

**GRUPO DE INVESTIGACIÓN EN TECNOLOGÍAS ALTERNATIVAS PARA
HIDROCARBUROS - GITAH**



**DIRECTOR:
ELKIN RODOLFO SANTAFE RANGEL
Ingeniero de Petróleos**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOQUIMICAS
ESCUELA DE INGENIERIA DE PETROLEOS
BUCARAMANGA**

2010

A nuestros Padres

AGRADECIMIENTOS

Las autoras expresan sus agradecimientos:

Al Profesor Elkin Santafé por su colaboración, orientación y su apoyo constante en la realización de este proyecto.

A los Ingenieros de la transportadora de Gas Internacional - TGI S.A ESP, por su colaboración.

A los profesores de la escuela de ingeniería de petróleos por su aporte a la consolidación de nuestros conocimientos.

A nuestras familias por su dedicación, apoyo y paciencia.

A los amigos y compañeros con quienes compartimos en la universidad.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCION	19
1 MODELOS DE FLUJO COMPRESIBLE	21
1.1 FLUJO EN TUBERIAS	22
1.2 NUMERO DE MACH	25
1.3 ECUACIONES DE NAVIER – STOKES COMPRESIBLES	26
1.3.1 Ecuación de Continuidad	26
1.3.2 Ecuación de Momentum	27
1.3.3 Ecuación de Energía para Fluido Compresible	28
1.4 GENERACION DE LA TURBULENCIA	29
1.4.1 Modelo de Turbulencia K- ϵ	30
1.5 ECUACIÓN GENERAL PARA EL FLUJO DE GAS	30
1.5.1 Correlaciones para el Factor de Fricción	33
1.5.1.1 Ecuaciones simplificadas para el Factor de Fricción	39
1.6 PROPIEDADES DEL GAS NATURAL	45
1.6.1 Gravedad específica del Gas	45
1.6.2 Viscosidad	45
1.6.2.1 Correlación de Lee, a.l., González	46
1.6.3 Densidad	47
1.6.4 Factor de compresibilidad del gas z	48
1.6.4.1 Método de Sarem, A.M.	49
1.6.4.2 Método de Papay, J.	50
1.6.4.3 Método de Brill, J.P. y Beggs, H.D.	50
1.6.4.4 Método de Gopal, V.N.	51
2. CFD EN MODELAMIENTO DE FLUJO COMPRESIBLE	52

2.1 DESCRIPCIONES LAGRANGIANA Y EULERIANA DEL MOVIMIENTO DE UN FLUIDO	53
2.2 TIPOS DE MALLADO EMPLEADOS EN LA CFD	54
2.2.1 Mallado Estructurado	54
2.2.2 Mallado no Estructurado	55
2.3 TÉCNICAS DE DISCRETIZACIÓN ESPACIAL	57
2.3.1 Método de las diferencias finitas	57
2.3.2 Método de los volúmenes finitos	57
2.3.3 Método de los elementos finitos	57
2.3.4 Aplicación del Método de Volúmenes Finitos	58
2.3.4.1 Condiciones de Frontera e Iniciales	60
2.4 MODELAMIENTO GEOMETRICO	61
2.4.1 Generación de la malla	61
2.4.2 Requerimiento de información	64
2.4.3 Errores comunes al enmallar	64
2.5 CONTROL NUMÉRICO	64
2.5.1 Errores Numéricos	65
2.5.2 Errores de Modelamiento	66
2.5.3 Errores de usuario	67
2.5.4 Incertidumbre de aplicación	68
2.5.5 Errores de software	68
3. METODOLOGIA DE MODELAMIENTO	69
3.1 METODOLOGÍA GENERAL	69
3.1.1 Planeación del Estudio	70
3.1.2 Montaje de la Geometría base mediante sistema CAD	70
3.1.3 Generación del sistema de Mallado	70

3.1.4	Definición de Propiedades y Condiciones de frontera	71
3.1.5	Definición de los Controles Numéricos	71
3.2	DESARROLLO DE LA METODOLOGÍA PARA CFX	71
3.2.1	Planeación del estudio	75
3.2.2	Descripción Geométrica del Dominio CAD	75
3.2.3	Selección del Método de Control	75
3.2.4	Generación de malla	77
3.2.5	Definición de propiedades y condiciones de frontera	81
3.2.6	Cálculo	82
3.2.6.1	Tiempos de Simulación	83
3.2.6.2	Estado estacionario y transitorio	84
4.	CASOS DE ESTUDIO	87
4.1	CASOS DE PRUEBA Y RECONOCIMIENTO	88
4.2	CASO I: SIMULACIÓN PERFIL CON CAMBIOS DE ELEVACIÓN	88
4.3	CASO II: SIMULACION DE UNA LINEA DE TRANSPORTE	89
4.3.1	Ubicación	89
4.3.2	Tramo Barrancabermeja – Vasconia	90
4.3.3	Tramo recto	92
4.3.4	Codo	93
4.3.5	Derivación	95
4.3.6	Cambio de Diámetro – Reducción	96
4.4	ANALISIS DE RESULTADOS	98
4.4.1	Corridas en Estado estable	98
4.4.2	Corridas en Estado Transiente	98
4.4.3	Perfiles de tubería Recta	100
4.4.4	Perfil Codo	102

4.4.5	Perfiles de Derivación sin cambio de Diámetro	104
4.4.6	Perfiles Derivación con Reducción	104
4.5	Análisis de Sensibilidad	106
	CONCLUSIONES	108
	RECOMENDACIONES	109
	BIBLIOGRAFIA	110
	ANEXOS	113

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Valores típicos de Eficiencia	32
Tabla 2. Valores de Rugosidad.	35
Tabla 3. Constantes para la ecuación de flujo	42
Tabla 4. Valores de los coeficientes para el calculo de Compresibilidad	50
Tabla 5. Ecuaciones para el cálculo de Z	51
Tabla 6. Casos de prueba y reconocimiento	87
Tabla 7. Condiciones del tramo 1	93
Tabla 8. Condiciones del tramo 2	94
Tabla 9. Condiciones del tramo 3	96
Tabla 10. Condiciones del tramo 4	97
Tabla 11. Resultados de la simulación	98
Tabla 12. Resultados de la simulación	98
Tabla 13. Validación de Datos	99
Tabla 14. Resultados de la sensibilidad	106
Tabla 15. Resultados de la sensibilidad	106
Tabla 16. Resultados de la sensibilidad	107
Tabla 17. Resultados de la sensibilidad	107

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Flujo Compresible a través de una Tubería	22
Figura 2. Diagrama de Factor de Fricción de Moody	37
Figura 3. Descripción Lagrangiana y Euleriana del movimiento	53
Figura 4. Representación de Mallado Estructurado	55
Figura 5. Representación de Mallado no Estructurado	56
Figura 6. Representación de malla para la aplicación de los volúmenes finitos	59
Figura 7. Condiciones de Frontera con Extremos Abiertos	60
Figura 8. Malla del Dominio	61
Figura 9. Calidad de Enmallado	63
Figura 10. Diagrama Metodológico	69
Figura 11. Diagrama de desarrollo Metodológico	74
Figura 12. Método de Enmallado Triangulación de Delaunay	78
Figura 13. Método de Enmallado de Frente de Avance	79
Figura 14. Mapa Red Nacional de Gasoductos	89
Figura 15. Tramo Barrancabermeja – Vasconia	90
Figura 16. Perfil de la Tubería	91
Figura 17. Ubicación de Tramo recto en la Línea de Transporte	92
Figura 18. Detalle del Método de Enmallado Tramo 1	92
Figura 19. Ubicación del codo de la Línea de Transporte	93
Figura 20. Detalle de Enmallado del Tramo 2	94
Figura 21. Ubicación del Tramo 3 en la Línea de Transporte	95
Figura 22. Detalle de Enmallado del Tramo 3	95
Figura 23. Ubicación del Tramo 4 en la Línea de Transporte	96
Figura 24. Detalle de Enmallado en el Tramo 4	97

Figura 25. Perfiles de Presión, Velocidad y Temperatura del Tramo 1	100
Figura 26. Perfiles de Presión, Velocidad y Temperatura del Tramo 2	102
Figura 27. Residuales para Masa y Momento en el Tramo 2	103
Figura 28. Detalle de variación de Velocidad del Tramo 3	104
Figura 29. Perfil de Presión del Tramo 3	104
Figura 30. Residuales para Masa y Momento en el Tramo 3	105

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo I. Software de trabajo en elementos finitos y volúmenes finitos	112
Anexo II. Tutorial Ansys CFX	127

RESUMEN

TITULO: MODELAMIENTO DE FLUJO COMPRESIBLE POR EL METODO DE VOLUMENES FINITOS EN GASODUCTOS*

AUTORES: JENNY ALEJANDRA DIAZ QUIMBAY
JENCY BIBIANA QUIROGA SIERRA**

PALABRAS CLAVES: Flujo compresible en Tuberías, Volúmenes finitos, Regímenes de flujo, metodología.

DESCRIPCIÓN

En este trabajo se presenta el modelado de flujo compresible en tubería por medio de la dinámica computacional de fluidos, que se constituye en este caso en una herramienta valiosa para el análisis y estudio bajo condiciones de flujo tridimensional, considerando la transferencia de calor y los cambios en la dirección de flujo, en estado transitorio en regímenes Laminar y Turbulento.

El modelo desarrollado se basó en el sistema de Ecuaciones de Navier – Stokes Compresibles (conservación de la masa, cantidad de movimiento y la energía), solucionado por el método de los Volúmenes Finitos. La discretización espacial se realizó con mallas no estructuradas y como criterio de estabilidad se utilizó el número de Courant RMS, el solucionador empleado fue el CFX.

Se simuló dos casos, el primero presenta cambios de elevación y el segundo una troncal con derivaciones, con el fin de observar la incidencia sobre los perfiles de presión y velocidad. Además, se efectuó un análisis de sensibilidad de flujo como variable operacional más inestable, ya que, su comportamiento está regulado por la demanda de Gas.

La validación de los resultados obtenidos se hizo con datos reales suministrados por una empresa transportadora de Gas, logrando establecer una metodología de trabajo que permite abordar análisis de ingeniería de detalle sobre modelos de gasoductos troncales en las zonas críticas de movimiento de gas.

* Proyecto de Grado

** Facultad de Ingenierías Físicoquímicas. Escuela de Ingeniería de petróleo. Director: Elkin Rodolfo Santafé Rangel

ABSTRACT

TITLE: COMPRESSIBLE FLOW MODELING FOR FINITE VOLUMES METHOD IN PIPELINES^{**}

AUTHORS: JENNY ALEJANDRA DIAZ QUIMBAY
JENCY BIBIANA QUIROGA SIERRA^{**}

KEY WORDS: Pipeline compressible flow, Finite Volumes, flow regimes, methodology.

DESCRIPTION

In this work is presented the modeling pipeline compressible flow through the Computational Fluid Dynamics, which is in this case in a valuable tool for analysis and study under conditions of three-dimensional flow, whereas the transfer of heat and changes in the direction of flow, in a state transitional regimes in Laminar and turbulent.

The model developed is based on the system of Compressible Navier Stokes Equations (conservation of the mass, amount of movement and the energy), settled by the method of the Finite Volumes. The discretization space was conducted with meshes unstructured and as a criterion of stability will use the Courant number RMS, the solver employed was the CFX.

Simulated two cases, the first has elevation changes and the second a primary pipe conveying gas with derivations, in order to observe the incidence on the profiles of pressure and speed. Furthermore, a flow's sensibility analysis was made as operational variable more unstable, their behavior is regulated by the Gas demand.

The validation of the results was made with real data supplied by a Gas company transporter, achieving a methodology of work that helps address engineering analysis of detail on models of pipelines gas main in critical areas of movement of gas.

* Graduate Project

** Physico- Chemical Engineering Faculty, School of Petroleum Engineering
Tutor: Elkin Rodolfo Santafé Rangel

INTRODUCCION

En el transporte de gas a través de una tubería se generan cambios en las propiedades del fluido como consecuencia de la pérdida de la energía. De allí, que sea necesario conocer la metodología de predecir estas pérdidas de energía relacionada con los gradientes de presión, temperatura y velocidad, y la manera de relacionarlos con métodos de análisis, solución y dimensionamiento de los sistemas, todo esto constituye la base para el transporte de gas a través de una tubería.

Por lo anterior, es indispensable garantizar el óptimo flujo de gas, lo que hace necesario evaluar periódicamente factores que pudieran afectar la eficiencia del proceso. La Dinámica Computacional de Fluidos se constituye en este caso en una herramienta valiosa para el análisis y estudio de flujo en tuberías, pues presenta varias ventajas sobre la experimentación real, pese a que el plano experimental es complementario, ya que, permite corroborar lo que se plantea a través de modelos matemáticos y numéricos teniendo en cuenta que los modelos experimentales no siempre logran reproducir todos los escenarios posibles, siendo el escalamiento su principal debilidad. Los fenómenos se pueden visualizar claros y detalladamente con la finalidad de calcular los perfiles de presión y temperatura generados cuando se transporta un gas desde el extremo inicial de una tubería hasta el extremo final. La variación de condiciones de experimentación es sencilla y los costos computacionales resultan ser menores que los costos de instrumentación en un laboratorio.

Este trabajo trata sobre el estudio de los flujos compresibles que se desarrollan en régimen turbulento. Más concretamente, constituye una contribución al modelado y la simulación numérica de este tipo de flujos. En primer lugar, se plantea el modelo de flujo compresible en tuberías, la formulación matemática y el modelo

de turbulencia que será utilizado, presentando las condiciones y suposiciones necesarias para la simulación de un flujo compresible en estado transiente; luego se aborda el uso de la Dinámica Computacional de Fluidos, ya que esta ha pasado de ser empleada solo a nivel de investigación a ser utilizado como una potente herramienta en problemas aplicados de ingeniería y en este caso para resolver las ecuaciones de la dinámica de fluidos, con el fin de poder aplicarlas se recurre a un simulador donde se integran los procesos de diseño, enmallado y por ende de simulado.

Este proceso se aplicó a dos casos, el primero es un caso prueba, donde se modela un pequeño perfil con considerables variaciones de altura para observar la implicación de estos cambios, y el segundo y el propósito del presente trabajo, el perfil de un tramo de un gasoducto real, en donde se pretende plantear una metodología de modelamiento computacional que permita analizar el flujo compresible en tubería mediante el uso de volúmenes finitos, evaluando las diferentes tendencias de los perfiles de presión y velocidades, considerando los cambios en la dirección de flujo y realizando una sensibilidad por variación de flujo de entrada.

Por último se anexa un pequeño tutorial del software utilizado en el cual se desarrolla una guía práctica para el manejo básico del programa, en el se propone un modelo que será de mucha ayuda para quien se enfrenta al simulador por primera vez, ya que allí se muestran los pasos para un modelo básico de flujo en tuberías. Este es y se deja abierto a posteriores investigaciones en la que se profundice en fenómenos de más detalle como la formación de hidratos.

1. MODELOS DE FLUJO COMPRESIBLE

No todos los flujos de gas son flujos compresibles, ni todos los flujos compresibles son flujos de gas. A bajas velocidades con un número de mach menor que 0.3, los flujos de gas pueden ser tratados como flujos incompresibles. Esto se justifica porque las variaciones de densidad provocadas por el flujo son insignificantes (menos de 3%). Existen otros flujos, sin embargo en los que las variaciones de la densidad deben ser tomadas en cuenta. Entre ellos están los flujos de aire alrededor de aviones, flujos de aire a través de motores de reacción, y el flujo de un gas en compresores y turbinas.

En este caso, se analizara el flujo de un fluido compresible en tuberías, el cual, presenta como principio básico el cambio de la densidad cuando el gas se ve sometido a grandes cambios de velocidad y presión. Al mismo tiempo, su temperatura también cambia, lo que lleva a problemas de análisis más complejos. El comportamiento de flujo de un fluido compresible depende de si la velocidad de flujo es mayor o menor que la velocidad del sonido.

En una tubería el comportamiento del flujo y la presión están regulados por la demanda de gas; de forma que durante las horas de máxima demanda, la tubería se despresuriza (comportamiento conocido como vaciado), y en las horas de menor consumo se presuriza (lo que se conoce como empaquetamiento). Asimismo, el caudal en cada tramo de la misma es diferente. No se deben ignorar las propiedades de compresibilidad del gas, pues en contraposición a lo ocurrido con otros fluidos, cualquier disturbio generado en algún punto, ya sea por el cierre de una válvula o cualquier otra variación en el flujo másico, tarda en transmitirse a lo largo de la línea.

1.1 FLUJO EN TUBERÍAS

Al considerar el movimiento de un fluido compresible a lo largo de una tubería, es de hacer notar que si se experimenta un cambio de presión a lo largo de su trayectoria, por efecto de la pérdida de energía por fricción, la densidad del fluido deja de ser constante. Esto le otorga un carácter especial a este tipo de flujo que lo diferencia de una manera clara de lo estudiado en flujo compresible a través de la ecuación de Bernoulli.

Por ejemplo la ecuación de continuidad escrita en estado estacionario entre los puntos 1 y 2 (Figura 1), establece lo siguiente:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad (1)$$

Flujo másico de entrada es igual al flujo másico de salida, lo cual escrito en función de sus variables constituyentes

$$(\rho VA)_E = (\rho VA)_S \quad (2)$$

Si la tubería es de sección transversal constante, entonces:

$$(\rho V)_E = (\rho V)_S = G \quad (3)$$

G: Flujo másico por unidad de área de flujo $\left[\frac{Kg}{m^2.s} \right]$

Figura 1. Flujo compresible a través de una tubería



Fuente: autores

El producto pV es conocido como el flujo másico por unidad de área. Es de hacer notar que ahora el producto VA (flujo volumétrico), ahora varía a lo largo de la tubería por efecto de la expansión del gas.

Antes de seguir en análisis de las ecuaciones involucradas, es necesario introducir las consideraciones relacionadas con las relaciones Presión, volumen y temperatura para flujo compresible.

El comportamiento P-V-T de los gases en un rango considerable de presiones, puede ser descrito por la Ley de gases ideales.

$$PV = nRT = \frac{m}{PM} RT \quad (4)$$

$$\rho = \frac{MP}{RT} \quad \text{Densidad}$$

$$v = \frac{RT}{MP} \quad \text{Volumen específico}$$

Donde:

M = Peso molecular del gas

T = Temperatura absoluta

P = Presión Absoluta

A medida que el gas se mueve entre 1 y 2, experimenta una pérdida de energía que se traduce en una caída de presión, la cual dependiendo del largo de la tubería puede ser considerablemente alta, lo cual modificaría de manera proporcional de acuerdo a la ecuación 4 al valor de la densidad. Por esta razón la velocidad en el punto 2, queda expresada como

$$V_2 = V_1 \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (5)$$

Si la presión disminuye, más pequeño será el valor de la densidad en dos y por consiguiente más alto será el valor de la velocidad en este punto. Sin embargo, la

velocidad no aumenta de manera indefinida. La condición límite para la elevación de la velocidad se consigue, cuando el gas alcanza la velocidad del sonido, la cual por definición es:

$$V_s = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)} \quad (6)$$

Esta misma ecuación se utiliza para gases en donde la velocidad se representa de la siguiente manera

$$V_s = \sqrt{(\gamma RT)/M} \quad (7)$$

Donde:

γ = Coeficiente de dilatación adiabático (coeficiente entre el calor específico a presión constante (C_p) y el calor específico a volumen constante (C_v) del fluido.

R = constante universal de los gases

T = temperatura en kelvin aguas arriba de la perturbación

M = masa molar del gas

Esta ecuación demuestra que la velocidad del sonido en un gas es una función de su temperatura. En el flujo de un gas a través de una tubería, la velocidad del sonido generalmente cambia de una sección a otra, lo mismo que la temperatura varía por los cambios de densidad y rozamiento.

La velocidad de flujo debe mantenerse por debajo de la máxima velocidad permitida con el fin de prevenir la erosión de la tubería, el ruido, o los problemas de vibración, especialmente para gases que podrían tener una velocidad que

excede los 70 ft/segundo. En la mayoría de gasoductos, el valor recomendado para la velocidad del gas es normalmente el 40 o 50% de la velocidad erosional (Mohitpour et al., 2002). Como regla del dedo gordo, la erosión de la tubería empieza cuando la velocidad de flujo excede el valor dado por la ecuación:

$$V_e = \frac{C}{\rho_g^{0,5}} \quad (8)$$

Donde:

V_e = velocidad erosional de flujo, ft/s.

ρ_g = densidad del gas, lb/ft³.

C = constante empírica.

En la mayoría de casos, C es tomada como 100, sin embargo, la norma API RP 14E (1984) sugiere un valor de $C = 100$ para servicio continuo y 125 para servicio no continuo. Además de esto, sugiere que valores de C desde 150 a 200 pueden ser usados para servicios continuos no corrosivos o de corrosión controlada solo si no hay partículas solidas presentes.

1.2 NÚMERO DE MACH

Con frecuencia para referir cuan cerca o lejos se está de la condición de flujo sónico, se utiliza una relación entre la velocidad y la velocidad del sonido a las mismas condiciones. A esta nueva variable se le denomina número de Mach.

$$N_M = \frac{V}{V_s} \quad (9)$$

$N_M < 1$ *flujo subsonico*

$N_M = 1$ *flujo sonico*

$N_M > 1$ *flujo supersonico*

Cuando el flujo alcanza las condiciones de la velocidad del sonido, se dice que se está bajo condiciones de flujo sónico.

1.3 ECUACIONES DE NAVIER – STOKES COMPRESIBLES

El problema de flujo de fluido se define por las leyes de conservación de la masa, cantidad de movimiento y la energía. Consideramos un flujo de un fluido que ocupa un dominio, durante un intervalo de tiempo. El comportamiento del flujo en cada punto y en cada instante queda determinado por las variables: densidad de masa, campo de velocidades y energía interna.

1.3.1 Ecuación de Continuidad*. De la ley de conservación de la masa se deriva la ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0 \quad (11)$$

Donde:

$v_x, v_y,$ y v_z = son los componentes del vector de velocidad

ρ = densidad

t = tiempo

La tasa de cambio de la densidad puede ser sustituida por el producto de la tasa de cambio de la presión y la tasa de cambio de la densidad con respecto a la presión:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial \rho}{\partial P} \frac{\partial P}{\partial t} \quad (12)$$

* ANSYS Release 11.0 Documentations for ANSYS

Donde:

P = Presión

La evaluación de la derivada de la densidad con respecto a la presión proviene de la ecuación de estado. Si se utiliza el algoritmo de fluido compresible, se supone un gas ideal:

$$\rho = \frac{P}{RT} \rightarrow \frac{\partial \rho}{\partial P} = \frac{1}{RT} \quad (13)$$

Donde:

R = constante de los gases

T = temperatura

1.3.2 Ecuación de Momentum*. Esta ecuación expresa la ley de la conservación de cantidad de movimiento.

En un fluido Newtoniano, la relación entre el esfuerzo y la tasa de deformación del fluido es:

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = -\nabla P + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbb{S}_M \quad (14)$$

Donde $\boldsymbol{\tau}$, es expresado de la siguiente manera:

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left(\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \mathbf{U} \right) \quad (15)$$

Donde:

\mathbf{U} = Velocidad

δ = Densidad

μ = Viscosidad

* ANSYS Release 11.0 Documentations for ANSYS

esta ley de conservación se obtiene a partir de la segunda ley de Newton que nos dice que el producto de la masa por la aceleración que sufren las partículas por unidad de volumen es igual a la resultante de fuerzas que actúan sobre ellas. Se supone que estas fuerzas son de tres tipos:

Fuerzas de presión ($-\nabla P$) debidas a la acción directa del resto del medio.

Fuerzas de viscosidad ($\nabla \cdot \tau$) debidas a la acción directa del resto del medio.

Fuerzas exteriores (S_M) debidas eventualmente a la acción de un campo gravitacional, magnético, etc.

1.3.3 Ecuación de Energía para fluido Compresible*. La ecuación de la energía total se resuelve en el caso de fluido compresible en función de la transferencia de calor.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho C_p T_0) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x C_p T_0) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v_y C_p T_0) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho v_z C_p T_0) \\ = \frac{\partial}{\partial x}\left(K \frac{\partial T_0}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(K \frac{\partial T_0}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(K \frac{\partial T_0}{\partial z}\right) + W^v + E^K + Q_V + \Phi + \frac{\partial P}{\partial t} \end{aligned} \quad (16)$$

Donde:

C_p = calor específico

T_0 = temperatura total

K = conductividad térmica

W^v = término de trabajo viscoso

Q_V = coeficiente de transferencia de calor

Φ = término de disipación viscosa

E^K = energía cinética

Los términos W^v , E^K y Φ se describen a continuación.

El término trabajo viscoso usando la notación tensorial es:

* ANSYS Release 11.0 Documentations for ANSYS

$$W^v = u_j \mu \left[\frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_k} \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right] \quad (17)$$

1.4 GENERACIÓN DE LA TURBULENCIA*

Desde el punto de vista físico, el valor del número de Reynolds determina en gran medida el comportamiento cualitativo del flujo. En efecto, si Re es pequeño, el flujo se desarrolla de forma regular, describiendo capas paralelas que no se entremezclan, no se producen variaciones bruscas de las variables que determinan el movimiento y además las pequeñas perturbaciones son amortiguadas por el efecto de la viscosidad. En este caso, se dice que el flujo se desarrolla en régimen laminar. Conforme Re crece, los efectos de transporte van predominando sobre los de difusión y va aumentando la inestabilidad del flujo. Para valores de Re suficientemente grandes el flujo evoluciona de forma completamente irregular, tanto en espacio como en tiempo. La observación de las magnitudes asociadas al flujo muestra un comportamiento totalmente caótico, a la vez que las pequeñas perturbaciones son rápidamente amplificadas, generándose estructuras de gran complejidad tanto a pequeña como a gran escala que interactúan entre sí. En este caso, se dice que el flujo se desarrolla en régimen turbulento.

En efecto, desde el punto de vista teórico, se puede decir en términos intuitivos, que la inestabilidad crece con el número de Reynolds debido a que los efectos regularizadores de los términos viscosos no son suficientes para controlar la no linealidad de los términos de convección. Este carácter inestable hace que estos flujos sean muy sensibles a pequeñas perturbaciones de las condiciones iniciales y de contorno.

* ANSYS Release 11.0 Documentations for ANSYS

Por otro lado, la turbulencia es esencialmente tridimensional y en este caso el estudio teórico de las ecuaciones de Navier-Stokes compresibles es todavía un problema abierto. En concreto, se sabe que completando las ecuaciones con condiciones iniciales y de contorno adecuadas y suficientemente regulares existe una solución global en el tiempo, que depende de forma continua de los datos. Sin embargo, demostrar la unicidad de solución global sigue siendo aun un problema abierto.

1.4.1 Modelo de turbulencia k- ϵ . Uno de los modelos turbulentos más importantes, el modelo k- ϵ , ha sido aplicado en la mayoría de propósitos generales de códigos CFD y es considerado el modelo estándar de la industria. Ha demostrado ser estable y numéricamente robusto y tiene una capacidad de predicción bien establecida. Como propósito general en simulaciones, el modelo ofrece en términos de precisión y solidez resultados óptimos.

Este modelo, expresa la viscosidad turbulenta en función de la energía cinética turbulenta k , que es definida como la variación de las fluctuaciones en la velocidad y tiene dimensiones de L^2T^{-2} y la tasa de disipación viscosa turbulenta ϵ . Definida como la tasa a la cual las fluctuaciones de velocidad se disipan y tiene dimensiones de k por unidad de tiempo (L^2T^{-3}). Se trata de un modelo a dos ecuaciones que modela la turbulencia cuando el número de Reynolds es suficientemente grande.

1.5 ECUACIÓN GENERAL PARA EL FLUJO DE GAS

Diferentes autores (Uhl, 1965; Schroeder, 2001) a través del tiempo basados en la suposición de que no hay cambio de elevación en la tubería y que el flujo esta a condiciones isotérmicas, han hecho modificaciones simplificando los cálculos y expresando la ecuación fundamental del flujo de la siguiente manera:

$$Q_{sc} = C \left(\frac{T_b}{P_b} \right) D^{2,5} \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{f \gamma_g T_a Z_a L} \right)^{0,5} E \quad (18)$$

Donde:

Q_{cs} = Tasa de flujo, medida a presión y temperatura ambiente. [Ft³/día]

T_b = Temperatura del gas a condiciones ambiente [519.6 °R]

P_b = Presión del gas a condiciones estándar [14.7 psia]

P_1 = Presión de entrada del gas [psia]

P_2 = Presión de salida del gas [psia]

D = Diámetro interno de la tubería [Pulg]

f = Factor de fricción de Moody

E = Factor de Eficiencia de flujo

γ_G = Gravedad específica del gas

T_a = Temperatura promedio de tubería [°R]

Z_a = Factor de compresibilidad promedio

L = Longitud de la tubería [millas]

$C = 77.54$, constante de acuerdo a las unidades usadas

Aunque las suposiciones usadas para desarrollar la ecuación (18) son usualmente satisfactorias para tuberías de gran longitud, la ecuación contiene un factor de eficiencia E, para corregir esas suposiciones. La mayoría de expertos recomiendan el uso del factor de eficiencia con un valor cerca de la unidad cuando el Gas seco fluye a través de una tubería nueva. Sin embargo, a medida que la tubería envejece y es sometida a diversos grados de corrosión, este factor decrecerá (Campbell *et al.*, 1992). En la práctica, e incluso para flujo de gas monofásico, algo de agua o condensados pueden estar presentes si el procedimiento necesario de secado en las tuberías de gas puesto en servicio no es adoptado o los scrubbers no son instalados. Esto expone los equipos de compresión en alto riesgo de daño, y también la corrosión localizada debido a las marcas de agua. (Humedecimiento de la superficie de la tubería).

La presencia de productos líquidos en las líneas de transporte de gas, incluso puede causar reducciones drásticas en el factor de eficiencia de flujo. Generalmente, el factor de eficiencia debe variar entre 0.6 y 0.92 dependiendo del contenido de líquidos en la tubería (Ikoku, 1984). Como la cantidad de líquido contenido en la fase de gas aumenta, el factor de eficiencia puede ya no representar el comportamiento para flujo bifásico y las ecuaciones de flujo bifásico deberían ser usadas. (Brill and Beggs, 1991; Asante, 2002).

Tabla 1. Valores típicos de Eficiencia E

EFICIENCIA	TIPO DE TUBERIA
1,0	Tubería sin dobleces, accesorios o cambios de diámetro
0,95	Muy buenas condiciones de operación (típica durante los primeros 12 a 18 meses)
0,92	Condiciones de operación promedio
0,85	Condiciones de operación no favorables

Fuente. Handbook of Natural Gas Transmission and Processing.

Las tuberías usualmente no son horizontales; sin embargo, una declinación muy grande no es favorable, una correlación (H_c) para la columna del fluido debe ser incorporada en la ecuación (18) como lo hizo (Schroeder, 2001).

$$Q_{sc} = C \left(\frac{T_b}{P_b} \right) D^{2,5} \left(\frac{P_1^2 - P_2^2 - H_c}{f \gamma_g T_a Z_a L} \right)^{0,5} E \quad (19)$$

Donde:

$$H_c = \frac{0,0375g(H_2 - H_1)P_a^2}{T_a Z_a} \quad (20)$$

Y H_1 es la elevación de entrada, en pies; H_2 es la elevación de salida, en pies; y la g es la constante gravitacional, en ft/s^2 .

El factor de compresibilidad promedio, Z_a determinado para una presión promedio (P_a) y una temperatura promedio (T_a), donde P_a es calculada con la ecuación (21) (Campbell *et al.*, 1992):

$$P_a = \frac{2}{3} \left[(P_1 + P_2) - \left(\frac{P_1 P_2}{P_1 + P_2} \right) \right] \quad (21)$$

Donde P_1 y P_2 son las presiones absolutas corriente arriba y corriente abajo, respectivamente.

La temperatura promedio es determinada por la siguiente ecuación.

$$T_a = \left[\frac{T_1 - T_2}{\left(\frac{T_1 - T_s}{T_2 - T_s} \right)} \right] + T_s \quad (22)$$

Donde:

T_s = Temperatura del suelo o temperatura del aire, dependiendo si la tubería está enterrada o al aire libre y T_1 y T_2 son las temperaturas corriente arriba y corriente abajo, respectivamente. Habiendo obtenido P_a y T_a del gas, se halla el factor de compresibilidad promedio mediante las correlaciones como se especifica más adelante.

1.5.1 Correlaciones para el factor de fricción. La ecuación fundamental de flujo para calcular la caída de presión requiere el valor numérico del factor de fricción. Sin embargo, el factor de fricción, f , es función de la tasa de flujo, y la ecuación completa de flujo se convierte en una ecuación implícita. Para determinar el factor de fricción, el flujo del fluido es caracterizado por el valor adimensional conocido como el número de Reynolds.

$$R_e = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (23)$$

Donde R_e es el número de Reynolds, adimensional; D es el diámetro de la tubería, ft; V es la velocidad del fluido, ft/s; ρ es la densidad del fluido, lbm/ft³; y μ es la viscosidad del fluido, lbm/ft.s. Para valores del número de Reynolds de 2000 el flujo es considerado laminar. Cuando el valor del número de Reynolds excede los 2000, el flujo es considerado turbulento. Note que en tuberías de transporte de gas a alta presión con moderadas hasta altas tasas de flujo, solo dos tipos de regímenes de flujos son observados: flujo parcialmente turbulento (flujo en tubería lisa) y completamente turbulento (flujo en tubería rugosa). Para gases el número de Reynolds esta dado por la ecuación*:

$$R_e = \frac{0,7105 P_b \gamma_g Q_{cs}}{T_b \mu_g D} \quad (24)$$

Donde D es el diámetro de la tubería, en pulgadas; Q_{sc} es la tasa de flujo, ft³ estándar/día; μ_g es la viscosidad del gas, cp; P_b es la presión base, psia; T_b es la temperatura base. °R; γ_g es la gravedad específica, adimensional. Para la industria del gas esta ecuación 24 es la manera más conveniente para expresar el número de Reynolds, ya que muestra proporcionalmente el valor en términos de la tasa de flujo de gas.

Otro parámetro en la correlación del factor de fricción es la rugosidad de la tubería (ϵ), que con frecuencia es puesta en correlación como una función del número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería (rugosidad absoluta sobre el diámetro de incidencia). La rugosidad de la tubería varia de punto a punto, y la tabla .2 muestra la rugosidad para varios tipos de tuberías nuevas (limpias).

* MOKHATAB, Saeid, POE William A. & SPEIGHT James G. Handbook of Natural Gas Transmission and Processing. U.S.A.: El Sevier, 2006.

Tabla 2. Valores de rugosidad.

Tipo de tubería(Nueva, Limpia)	Rugosidad ϵ pulg.
Acero al carbón oxidado	0,019685
Acero al carbón no oxidado	0,001968
Tubería de fibra de vidrio reforzada	0,0007874
Acero recubierto internamente con epoxy	0,00018 a 0,00035
Hierro forjado	0,001771
Hierro colado	0,011811
Hierro galvanizado	0,005906

Fuente. Handbook of Natural Gas Transmission and Processing.

Estos valores deben ser incrementados por un factor que varíe entre 2 y 4 para contabilizar la antigüedad y uso. El factor de fricción de Moody (1944), f , en la ecuación 18 es determinado mediante el diagrama de Moody. La correlación de Moody es mostrada en la figura 2. El diagrama de Moody consiste en cuatro zonas: zona laminar, zona de transición, zona parcialmente turbulenta, y zona completamente turbulenta.

El lado izquierdo, la zona laminar, es la zona de tasa de flujo extremadamente pequeño, en la cual el fluido fluye estrictamente en una dirección y el factor de fricción muestra una alta dependencia de la tasa de flujo. El factor de fricción en el régimen laminar es definido por la ecuación de Hagen-Poiseuille (Streeter y Wylie, 1979):

$$f = \frac{64}{Re} \quad (25)$$

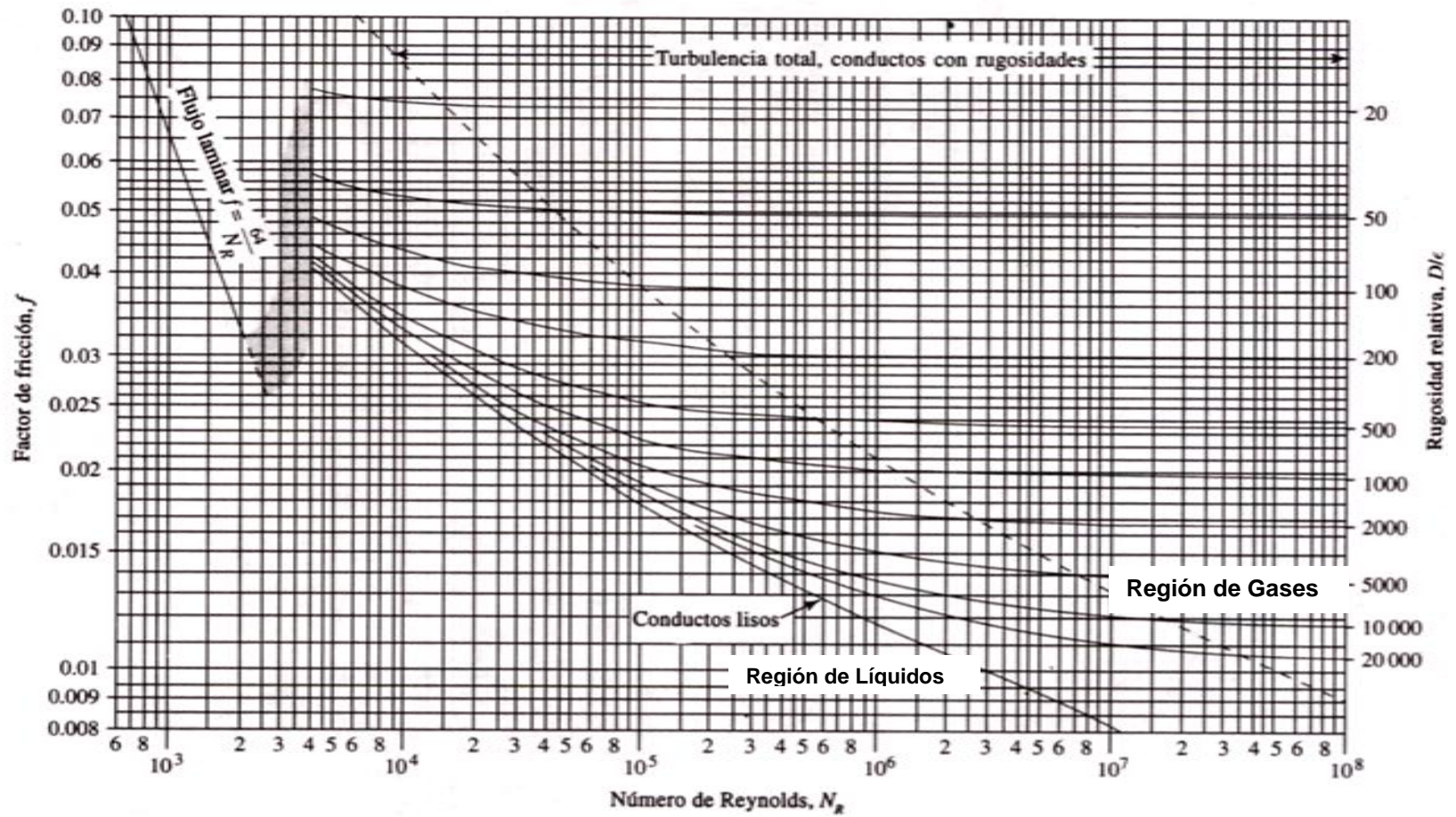
El lado derecho, la zona completamente turbulenta, describe que el flujo de fluido en la parte lateral es completamente turbulento así como en la dirección inicial.

El factor de fricción en régimen turbulento muestra que no depende de la tasa de flujo y que solo está en función de la rugosidad de la tubería, así como una tubería lisa en realidad nunca existe en esta zona. El factor de fricción esta dado por la ley de Nikuradse (1933) para tubería rugosa.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \frac{D}{\varepsilon} + 1,14 \quad (26)$$

La ecuación 26 muestra que si la rugosidad de la tubería aumenta el factor de fricción se incrementara y se tendrán altas caídas de presión. Por el contrario, al disminuir la rugosidad de la tubería, se obtiene menores factores de fricción, y por ende, menores caídas de presión.

Figura 2. Diagrama de factor de fricción de Moody.



Fuente. Handbook of Natural Gas Transmission and Processing.

Note que muchas tuberías no pueden ser consideradas idealmente lisas para números de Reynolds altos (Schlichting, 1979); en consecuencia, las investigaciones de Nikuradse (1933) en flujos a través de tuberías rugosas han sido de gran interés para los ingenieros.

La zona parcialmente turbulenta (transición) es la zona que presenta altas tasas de flujo en la que el flujo de fluido es lateral dentro de la tubería así como en la dirección inicial, aunque algunas capas de límite laminar fuera de la zona de rugosidad aun así existan. El flujo parcialmente turbulento es gobernado por la ley de Karman y Prandtl para tubería lisa (Uhl, 1965):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log(R_e \sqrt{f}) - 0,8 \quad (27)$$

Estas correlaciones han recibido, en gran medida, aceptación como una representación verdadera de los resultados experimentales. Sin embargo, un estudio hecho por Zagarola (1996) del flujo en tuberías lisas con alto número de Reynolds mostro que la correlación correspondiente no fue precisa para altos números de Reynolds, donde la correlación fue expuesta para predecir también bajos valores del factor de fricción.

El acuerdo general sobre como el factor de fricción cambia a través de la región de transición a partir de una tubería lisa hasta una tubería rugosa no fue alcanzada. Sin embargo, Colebrook (1939) presento resultados experimentales adicionales y desarrollo una correlación para el factor de fricción valida dentro de la región de transición entre flujo en tubería lisa y flujo en tubería rugosa. La correlación es la siguiente:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{R_e \sqrt{f}} \right) \quad (28)$$

Esta ecuación es universalmente aceptada como estándar para programación del factor de fricción en tuberías rugosas. Moody (1944) concluye que la ecuación de Colebrook (1939) fue aceptable para cálculos del factor de fricción para algunos números de Reynolds mayores que 2000. Con seguridad la exactitud de la ecuación fue adecuada dentro del error experimental. (Alrededor de $\pm 5\%$ para tubería lisa y $\pm 10\%$ para tubería rugosa). Sin embargo, la naturaleza superior de la ecuación de Colebrook no contribuye en los códigos de simulación, muchas iteraciones son requeridas. En adición, esta ecuación es complicada para programar, puesto que la convergencia es dependiente de un valor inicial de factor de fricción que se asume. Este no es inmejorable, desde luego, esta complicación debe ser evitada si es posible.

Se recomendó que la ecuación de Colebrook se modificara para ser usada en cálculos prácticos de diseño de flujo en tuberías en lugares donde la ecuación clásica no ofrecía perdidas y tampoco logros significativos. Garland *et al.* (1999) suministro detalles adicionales sobre este tema. Note que una correlación explícita para el factor de fricción fue planteada por Jain (1976). Esta correlación es comparable con la correlación de Colebrook (1939) y no requiere ejecutar repeticiones. Para rugosidades relativas entre 0.000001 y 0.01 y número de Reynolds entre 5×10^3 y 1×10^8 , los errores están dentro del 1% cuando se hizo la comparación con la correlación de Colebrook. En consecuencia, está la mayoría de las veces se recomendó para todos los cálculos que necesitaban la determinación del factor de fricción para flujo turbulento.

El factor de fricción muchas veces se expresa en términos del factor de fricción de Fanning, que es una cuarta parte del factor de fricción de Moody. Se debe tener cuidado para evitar verse tomando un uso inadecuado al factor de fricción.

1.5.1.1 Ecuaciones simplificadas para el factor de fricción. El factor de fricción de Moody es una parte integral de la ecuación general de la ecuación de flujo de gas. Puesto que esta es una función sumamente no lineal,

esto conduce necesariamente a que debe ser leída desde una grafica o determinada iterativamente a partir de una ecuación no lineal. Aproximaciones para el factor de fricción de Moody tuvieron extenso uso puesto que ellas permiten que la ecuación de flujo de gas sea resuelta directamente en lugar de iterativamente, dichas ecuaciones se fundamentan en considerar el factor de fricción solo función del diámetro y del número de Reynolds.

Ecuación de Weymouth*. Para eliminar el proceso iterativo en la solución de la ecuación fundamental para el flujo de gas a través de una tubería, Weymouth propuso que el factor de fricción fuera solo función del diámetro de la tubería, si se expresa en término de pulgadas y pies, las expresiones serían las siguientes, respectivamente:

$$f = \frac{0.032}{d^{1/3}} \quad (29)$$

$$f = \frac{0.01398}{D^{1/3}} \quad (30)$$

Esta ecuación está basada en la consideración de que el flujo de gas está en la región completamente turbulenta.

Ecuación de Panhandle para el factor de fricción*. Panhandle considero el factor como una función únicamente del número de Reynolds y propuso dos relaciones:

$$f_{PA} = \frac{0.084702}{R_e^{0.147}} \quad (31)$$

$$f_{PB} = \frac{0.01471}{R_e^{0.0392}} \quad (32)$$

*J.A.P.G. Fundamentos de Ingeniería de Producción. Flujo Isotérmico de Gas en Tuberías, Capitulo 5.

Ecuación del IGT para el factor de fricción*. El Institute Gas Technology of Chicago (IGT por sus siglas en inglés) propuso para el factor de fricción la siguiente relación:

$$f = \frac{0.187}{R_e^{0.2}} \quad (33)$$

El número de Reynolds, R_e , puede ser aproximada por la ecuación (24). Además del número de Reynolds, la rugosidad de la tubería también afecta el factor de fricción a causa del flujo turbulento en tubería rugosa. Así pues el factor de eficiencia es seleccionado correctamente teniendo en cuenta la rugosidad de la tubería (Ouyang y Aziz, 1996). Estas aproximaciones pueden entonces ser substituidas dentro de la ecuación de flujo por f , y la ecuación resultante es dada por la ecuación 34** (Kennedy, 1993; Towler y Pope, 1994):

$$Q_{cs} = \frac{a_1 \frac{T_b}{P_b} E (P_1^2 - P_2^2)^{0.5} D^{a_2}}{(\gamma_g)^{a_3} (T_a Z_a L)^{a_4} (\mu_g)^{a_5}} \quad (34)$$

En la ecuación 34 los valores para a_1 hasta a_5 son constantes que son función de las aproximaciones para el factor de fricción y de la ecuación de flujo de gas. Estas constantes están dadas en la tabla 3. Una revisión de la tabla 3 muestra que la tasa de flujo de gas no es función de la viscosidad del gas en números de Reynolds altos puesto que la viscosidad es importante en el flujo laminar, y las tuberías de gas son normalmente operadas en la región de flujo parcialmente/completamente turbulento. Sin embargo, en condiciones normales, el término de la viscosidad tiene pequeños efectos puesto que un 30% de los cambios en el valor de la viscosidad absoluta resultara en aproximadamente solo un 2.7% de los cambios al calcular la cantidad de gas que esta fluyendo.

*J.A.P.G. Fundamentos de Ingeniería de Producción. Flujo Isotérmico de Gas en Tuberías, Capitulo 5.

**MOKHATAB, Saeid, POE William A. & SPEIGHT James G. Handbook of Natural Gas Transmission and Processing. U.S.A.: El Sevier, 2006.

De esta manera, una vez la viscosidad del gas es determinada para el funcionamiento de la tubería, pequeñas variaciones a partir de las condiciones bajo las cuales está fue determinada puede tener pequeños efectos en la predicción de la ecuación 34 (Huntington, 1950).

Tabla 3. Constantes para la ecuación de flujo.

ECUACIÓN	a₁	a₂	a₃	a₄	a₅
Weymouth	433,46	2,667	0,5000	0,5000	0,0000
Panhandle A	403,09	2,619	0,4603	0,5397	0,0793
Panhandle B	715,35	2,530	0,4900	0,5100	0,0200
IGT	307,26	2,667	0,4444	0,5556	0,1111

Fuente. Handbook of Natural Gas Transmission and Processing.

Note que todas las ecuaciones tuvieron un desarrollo a partir de la ecuación fundamental para el flujo de gas; sin embargo, cada una tiene una aproximación especial de el factor de fricción para permitir una solución analítica.

Por ejemplo, la ecuación de Weymouth (1912) usa una ecuación lineal para f , y de ese modo, esta aproximación pudo mostrar una pobre estimación del factor de fricción para la mayoría de las condiciones de flujo. (Kennedy, 1993). Esta ecuación tiende a aumentar las caídas de presión, y así suministrar una pobre estimación relativa a otras ecuaciones de flujo de gas. La ecuación de Weymouth sin embargo, es muy usada en el diseño de sistemas de distribución de gas en eso existe una seguridad en lo relacionado con el aumento de las caídas de presión (Maddox y Erbar, 1982). En la práctica las ecuaciones de Panhandle son normalmente usadas para diámetros grandes, tuberías alargadas donde el número de Reynolds es una porción horizontal del diagrama de Moody. La ecuación

* VERSTEEG, H. y MALALASEKERA, W. An introduction to computational fluid dynamics the finite volume method. Longman scientific & Technical, p.21. 1995.

Panhandle “A” es mas aplicable para medios con diámetros de tuberías relativamente grandes (12”- 60” de diámetro) con moderadas tasas de flujo de gas, operando bajo presiones medias a altas (800- 1500psia). La ecuación de Panhandle “B” es normalmente apropiada para altas tasas de flujo, diámetros grandes (>36”), y altas presiones (>1000 psi) en tuberías de transporte de fluidos (Maddox y Erbar, 1982; Kennedy, 1993).

Puesto que el factor de fricción varía dentro de una amplia variedad de rangos de número de Reynolds y rugosidades de tubería, ninguna de las ecuaciones de flujo de gas es universalmente aplicable. Sin embargo, en la mayoría de los casos, los operadores adaptan las ecuaciones de flujo a la medida de la tubería hasta una medida de flujo dada por una tubería en particular, presión, y temperatura y cálculos de la eficiencia de la tubería o una rugosidad efectiva de la tubería.

Ecuación de A.G.A para el factor de fricción*. La American Gas Association desarrolló una correlación para el factor de transmisión basado en mediciones de campo. En esta correlación dos factores de transmisión son calculados y el menor de ellos es utilizado. El resultado obtenido es próximo al que se deriva de la utilización del diagrama de Moody.

El factor de transmisión para tubería lisa es calculado

$$F_{sp} = 4 \log \left(\frac{R_e}{F_{SP}} \right) - 0.6 \quad (35)$$

El factor de transmisión en la región parcialmente turbulenta se determina haciendo uso del factor de arrastre

$$F_{PT} = 4F_a \log \left(\frac{R_e}{1.4F_{SP}} \right) \quad (36)$$

*J.A.P.G. Fundamentos de Ingeniería de Producción. Flujo Isotérmico de Gas en Tuberías, Capítulo 5.

El factor de transmisión en la región totalmente turbulenta se determina

$$F_{FT} = -4 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{1.255 F_{FT}}{R_e} \right) \quad (37)$$

El menor de los factores de transmisión correspondientes a tubería parcialmente turbulenta y totalmente turbulenta es seleccionado.

Ecuación AGA para flujo parcialmente turbulento*.

$$Q_b = 38,77 \frac{T_b}{P_b} \left[\frac{P_1^2 - P_2^2 - H_c}{GLTZ} \right]^{0,5} 4Df \log \left[\frac{R_e}{1,4 \sqrt{1/f}} \right] D^{2,5} \quad (38)$$

Es la mejor ecuación para flujo de gas en régimen parcialmente turbulento (redes de distribución).

Ecuación AGA para flujo totalmente turbulento*

$$Q_b = 38,77 \frac{T_b}{P_b} \left[\frac{P_1^2 - P_2^2 - H_c}{GLTZ} \right]^{0,5} 4 \log \left[\frac{R_e}{1,4 \sqrt{1/f}} \right] D^{2,5} \quad (39)$$

Es la mejor para diseños de gasoductos.

*J.A.P.G. Fundamentos de Ingeniería de Producción. Flujo Isotérmico de Gas en Tuberías, Capítulo 5.

1.6 PROPIEDADES DEL GAS NATURAL

El Gas Natural es incoloro, desodorizado, sin sabor, amorfo, y más liviano que el aire. Para entender y predecir el comportamiento de yacimientos de petróleo y de gas como una función de presión, el conocimiento de las propiedades físicas de los fluidos del yacimiento se deben conocer. Estas propiedades, por lo general son determinadas por experimentos de laboratorio realizados sobre las muestras de fluidos obtenidas de pozos. En ausencia de estas propiedades experimentales, el trabajo de caracterización y estudio de yacimientos sería muy difícil.

1.6.1 Gravedad específica del Gas. La gravedad específica es definida como:

$$\gamma_g = \frac{M}{M_{aire}} \quad (40)$$

Donde,

M = peso molecular del gas, lbs/lb-mol o grs/gr-mol

M_{aire} = peso molecular del aire es (28,96 lbs/lb-mol)

1.6.2 Viscosidad. La viscosidad expresa la facilidad que tiene un fluido para fluir cuando se le aplica una fuerza externa. El coeficiente de viscosidad absoluta, o simplemente la viscosidad absoluta de un fluido, es una medida de su resistencia al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas.

La viscosidad de un gas es, en general, considerablemente más baja que la de un líquido, ya que las distancias intermoleculares de un gas son mayores. Además, todos los gases tienen comportamiento reológico Newtoniano y se rigen por la ley de viscosidad de Newton.

* VERSTEEG, H. y MALALASEKERA, W. An introduction to computational fluid dynamics the finite volume method. Longman scientific & Technical, p.21. 1995.

Los siguientes factores afectan la viscosidad de un gas natural:

A bajas presiones (<1000-1500 Psia) a medida que aumenta la Temperatura aumenta la viscosidad del gas debido al incremento de energía cinética de las moléculas que producen gran numero de choques moleculares.

A elevadas presiones (>1000-1500 Psia) a medida que aumenta la Temperatura disminuye la viscosidad del gas debido a la expansión térmica de las moléculas. A elevadas presiones las distancias intermoleculares de los gases son pequeñas y un gas tiende a comportarse como un líquido.

A cualquier Temperatura, la viscosidad de un gas aumenta con el incremento de presión debido a la disminución de las distancias intermoleculares.

A medida que un gas es más pesado, sus moléculas serán más grandes y por tanto su viscosidad será mayor.

La viscosidad de un gas natural puede ser determinada experimentalmente o por medio de ecuaciones. La determinación de μ_g en el laboratorio es difícil debido a que su valor es muy pequeño (≈ 0.2 cp.) para ser medido con exactitud. Por esta razón, se prefiere utilizar correlaciones graficas o numéricas para su determinación.

1.6.2.1 Correlación de Lee, A.L., González, M.H y Eakin, B.E. Lee y Cols, midieron experimentalmente la viscosidad de cuatro gases naturales con impurezas (CO₂, N₂) a Temperaturas desde 100 hasta 340°F y presiones desde 100 a 8000 Psia.

A partir de los datos experimentales obtuvieron la siguiente ecuación:

$$\mu_g = \frac{Ke^{(X\rho_g^Y)}}{10^4} \quad (41)$$

Donde:

$$K = \frac{(9.4 + 0.02M)T^{1.5}}{209 + 19M + T} \quad (42)$$

$$X = 3.5 + \frac{986}{T} + 0.01M \quad (43)$$

$$Y = 2.4 - 0.2X \quad (44)$$

$$\rho_g = 1.4935 * 10^{-3} \frac{PM}{ZT} \quad (45)$$

μ_g = viscosidad del gas a P y T, cp.

ρ_g = densidad del gas, g/cc.

M = peso molecular del gas, lbs. /lb-mo

Z = factor de compresibilidad del gas, adimensional.

P = Presión, Psia

T = Temperatura, °R

1.6.3 Densidad. La densidad del gas, ρ_g en lbs/ft³, puede determinarse aplicando la ley de los gases reales:

$$PV = nZRT \quad (46)$$

Donde la constante R tiene un valor de 10.73 si las otras variables tienen las unidades: Psia, ft³, lb-mol, °R. El número de moles puede ser expresado como:

$$n = \frac{m}{29\gamma_g} \quad (47)$$

Combinando estas ecuaciones y resolviendo para la densidad (m/V):

$$\rho_g = \frac{m}{V} = \frac{(29)P\gamma_g}{(10.73)ZT} = 2.70 \frac{P\gamma_g}{ZT} \quad (48)$$

Donde:

ρ_g = Densidad del gas a P y T, lbs/ft³

γ_g = Gravedad específica del gas, (aire=1)

Z = Factor de compresibilidad del gas, a dimensional.

Otra manera de determinar ρ_g , es considerando la ley de conservación de la masa para una cantidad dada de gas. Esto es:

$$(\rho_g V_g)_2 = (\rho_g V_g)_1 \quad (49)$$

Lo cual indica que el cambio en densidad esta dado por el cambio de volumen puesto que la masa permanece constante.

De la igualdad anterior se tiene:

$$\rho_{g2} = \frac{\rho_{g1} V_{g1}}{V_{g2}} \quad (50)$$

1.6.4 Factor de Compresibilidad del Gas Z. Las ecuaciones aplicadas a gases ideales, solo se cumplen para presiones y temperaturas relativamente bajas. Con el propósito de utilizar la ecuación general de los gases a altas presiones y temperaturas, se introduce un factor de corrección denominado factor de compresibilidad, factor de desviación o factor z del gas.

Este factor adimensional es afectado por Presión, temperatura y composición del gas, y varía por lo general entre 0.70 y 1.20; 1.0 representa el comportamiento ideal.

Este factor se puede obtener experimentalmente dividiendo el volumen real de n moles de un gas a P y T por el volumen ideal ocupado por la misma masa de gas a iguales condiciones de P y T.

El valor de Z para diferentes gases ha sido determinado con base al teorema de los Estados Correspondientes, el cual establece que: a las mismas condiciones de Presión y Temperatura pseudoreducidas, todos los gases tienen el mismo factor de compresibilidad Z. **la presión y temperatura pseudoreducidas P_{sr} y T_{sr}** , están definidas por:

$$P_{sr} = \frac{P}{P_{scM}} \quad (51)$$

$$T_{sr} = \frac{T}{T_{scM}} \quad (52)$$

Donde P y T son la presión y la temperatura absolutas a la cual se desea determinar Z y **P_{scM} y T_{scM} la presión y temperatura pseudocríticas de la mezcla.**

1.6.4.1 Método de Sarem, A.m. Este método para determinar Z se basa en los polinomios de Legendre de grado 0 a 5. La ecuación básica de ajuste es:

$$Z = \sum_{i=0}^5 \sum_{j=0}^5 A_{ij} P_i(x) P_j(y) \quad (53)$$

Donde:

$$x = \frac{2P_{sr} - 15}{14.8} \quad (54)$$

$$y = \frac{2T_{sr} - 4}{1.9} \quad (55)$$

Los polinomios de legendre de grado 0 -5, P_i y P_j tienen las siguientes formas:

$$P_0(a) = 0.7071068$$

$$P_1(a) = 1.224745a$$

$$P_2(a) = 0.7905695(3a^2 - 1)$$

$$P_3(a) = 0.9354145(5a^3 - 3a)$$

$$P_4(a) = 0.265165(35a^4 - 30a^2 + 3)$$

$$P_5(a) = 0.293151(63a^5 - 70a^3 + 15a)$$

Donde a se reemplaza por “x” y “y” al efectuar la sumatoria. La tabla 4 presenta los valores de los coeficientes A_{ij} .

Tabla 4. Valores de los coeficientes para el calculo de Z.

i	j=0	j=1	j=2	j=3	j=4	j=5
0	2,1433504	0,0831762	-0.0214670	-0,0008714	0,0042846	-0,0016595
1	0,3312352	-0,1340361	0,0668810	-0,0271743	0,0088512	-0,002152
2	0,1057287	-0,0503937	0,0050925	0,0105513	-0,0073182	0,0026960
3	0,0521840	0,0443121	-0,0193294	0,0058973	0,0015367	-0,0028327
4	0,0197040	-0,0263834	0,019262	-0,0115354	0,0042910	-0,0081303
5	0,0053096	0,0089178	-0,0108948	0,0095594	-0,0060114	0,0031175

Fuente. Correlaciones NUmericas P.V.T., Ing. Carlos Banzer S.

Para los intervalos $0.1 \leq P_{sr} \leq 14.7$ y $1.05 \leq T_{sr} \leq 2.95$, el error del método con respecto a los valores leídos en las curvas de Standing y Katz fue menor de 0.4%.

1.6.4.2 Método de Papay, J. La ecuación para el cálculo de Z es la siguiente:

$$Z = 1 - \frac{3.52P_{sr}}{10^{0.9813T_{sr}}} + \frac{0.274P_{sr}^2}{10^{0.8157T_{sr}}} \quad (56)$$

1.6.4.3 Método de Brill, J.P. y Beggs, H.D. La ecuación para el cálculo de Z es la siguiente:

$$Z = A + \frac{1 - A}{\exp(B)} + CP_{sr}^D \quad (57)$$

Donde:

$$A = 1.39(T_{sr} - 0.92)^{0.5} - 0.36T_{sr} - 0.101 \quad (58)$$

$$B = (0.62 - 0.23T_s)P_{sr} + \left[\frac{0.066}{T_{sr} - 0.86} - 0.037 \right] P_{sr}^2 + \frac{0.32}{10^{9(T_{sr}-1)}} P_{sr}^6 \quad (59)$$

$$C = 0.132 - 0.32 \log T_{sr} \quad (60)$$

$$D = \text{antilog}(0.3106 - 0.49T_{sr} + 0.1824T_{sr}^2) \quad (61)$$

El método no es válido para temperaturas pseudoreducidas fuera del rango de 1.2 a 2.4.

1.6.4.4 Método de Gopal, V.N. Gopal desarrollo las siguientes ecuaciones para el cálculo del factor Z presentadas en la tabla 5.

Tabla 5. Ecuaciones para el cálculo de Z

Ecuación para Z	Rango de Psr	Rango de Tsr
$E16((1,6643 \cdot E17) - 2,2114) - ((0,3647 \cdot E17) + 1,4385)$	0,2 y 1,2	1,05 y 1,2
$E16((0,0522 \cdot E17) - 0,8511) - ((0,0364 \cdot E17) + 1,0490)$	0,2 y 1,2	1,2+ y 1,4
$E16((0,1391 \cdot E17) - 0,2988) + ((0,0007 \cdot E17) + 0,9969)$	0,2 y 1,2	1,4+ y 2
$E16((0,0295 \cdot E17) - 0,0825) + ((0,0009 \cdot E17) + 0,9967)$	0,2 y 1,2	2,0+ y 3
Ecuación para Z	Rango de Psr	Rango de Tsr
$E16((-1,3570 \cdot E17) + 1,4942) + ((4,6315 \cdot E17) - 4,7009)$	1,2+ y 2,8	1,05 y 1,2
$E16((0,1717 \cdot E17) - 0,3232) + ((0,5869 \cdot E17) + 0,1229)$	1,2+ y 2,8	1,2+ y 1,4
$E16((0,0984 \cdot E17) - 0,2053) + ((0,0621 \cdot E17) + 0,8580)$	1,2+ y 2,8	1,4+ y 2
$E16((0,0211 \cdot E17) - 0,0527) + ((0,0127 \cdot E17) + 0,9549)$	1,2+ y 2,8	2+ y 3
$E16((-0,3278 \cdot E17) + 0,4752) + ((1,8223 \cdot E17) - 1,9036)$	2,8+ y 5,4	1,05 y 1,2
$E16((-0,2521 \cdot E17) + 0,3871) + ((1,6087 \cdot E17) - 1,6635)$	2,8+ y 5,4	1,2+ y 1,4
$E16((-0,0284 \cdot E17) + 0,0625) + ((0,4714 \cdot E17) - 0,0011)$	2,8+ y 5,4	1,4+ y 2
$E16((0,0041 \cdot E17) + 0,039) + ((0,0607 \cdot E17) + 0,7927)$	2,8+ y 5,4	2,0+ y 3,0
	2,8+ y 5,4	
$E16((0,711 + 3,66 \cdot E17)^{-1,4667}) - (1,637 / ((0,319 \cdot E17) + 0,522)) + 2,071$	5,4+ y 1,5	1,05 y 3,0

Fuente. Correlaciones Numericas P.V.T., Ing. Carlos Banzer S.

2. CFD EN MODELAMIENTO DE FLUJO COMPRESIBLE

El uso de la dinámica computacional de fluidos ha cambiado radicalmente. Ha pasado de ser empleado solo a nivel de investigación a ser utilizado como una potente herramienta en problemas aplicados de ingeniería. La dinámica de fluidos es una rama de la Mecánica de Fluidos que hace uso de métodos numéricos para aproximar las soluciones de las ecuaciones diferenciales parciales que describen el comportamiento de los fluidos en movimiento y los fenómenos relacionados a estos, con lo cual se obtiene información sobre las características del flujo.

Pero la Dinámica de Fluidos Computacional, o en breve CFD por sus siglas en inglés, es la utilización de las computadoras como herramientas para resolver las ecuaciones de la dinámica de fluidos con el fin de poder aplicarlas a problemas reales y de utilidad práctica.

Así pues, hay tres niveles de estudio en la dinámica de fluidos computacional. Por un lado están los aspectos fundamentales que resultan en un conjunto de ecuaciones generalmente bastante complicadas que nos describen lo que físicamente ocurre en determinada situación. Puede decirse que este aspecto pertenece enteramente a la dinámica de fluidos como rama de la ciencia.

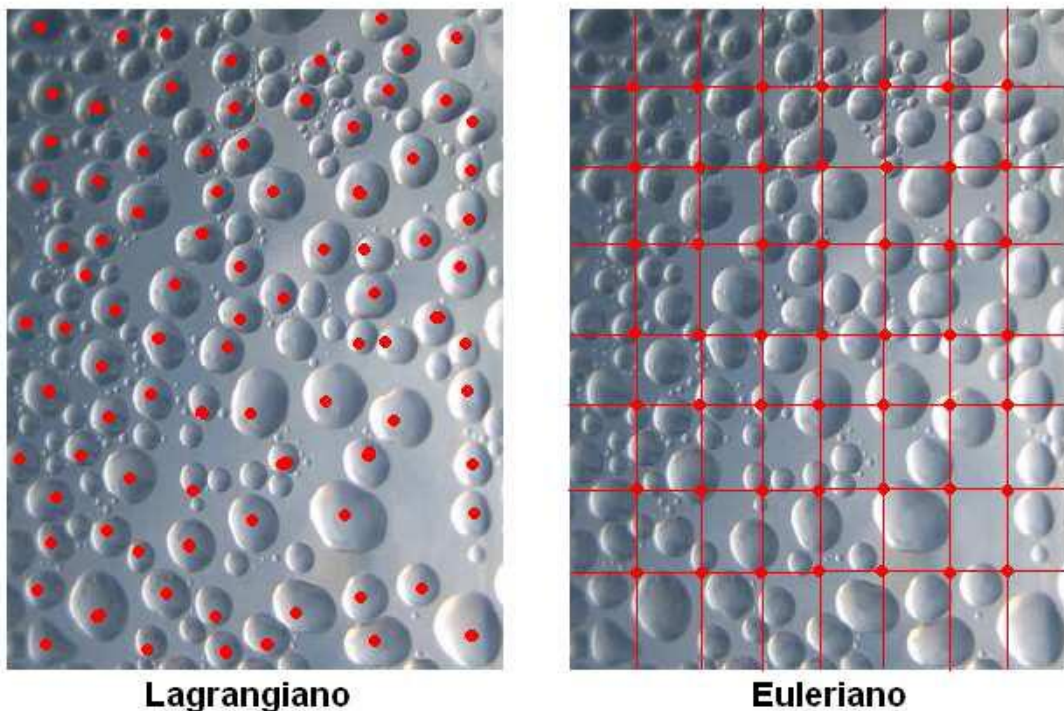
Después está el problema de resolver esas ecuaciones usando la computadora. Aquí intervienen conceptos de otras disciplinas como el análisis numérico, desarrollo de software, visualización de imágenes, etc.

Finalmente, está el aspecto práctico, en el que el usuario generalmente usa el software creado como resultado de los dos puntos anteriores y lo aplica a problemas reales. En este caso, siempre existe la necesidad de verificar los resultados numéricos con resultados medidos cuidadosamente en un sistema de prueba. Esto es lo que se conoce como validación.

2.1 DESCRIPCIONES LAGRANGIANA Y EULERIANA DEL MOVIMIENTO DE UN FLUIDO

A la hora de describir el movimiento de un fluido existen dos puntos de vista. Una primera forma de hacerlo es seguir a cada partícula fluida en su movimiento, de manera que se buscaran unas funciones que den la posición, así como las propiedades de la partícula fluida en cada instante. Ésta es la descripción Lagrangiana. Una segunda forma es asignar a cada punto del espacio y en cada instante un valor para las propiedades o magnitudes fluidas sin importar la partícula fluida que en dicho instante ocupa ese punto. Ésta es la descripción Euleriana, que no está ligada a las partículas fluidas sino a los puntos del espacio ocupados por el fluido. En esta descripción el valor de una propiedad en un punto y en un instante determinado es el de la partícula fluida que ocupa dicho punto en ese instante.

Figura 3. Descripción Lagrangiana y Euleriana del movimiento



Fuente. Dinámica de Fluidos Computacional para Gráficos.

En el enfoque Lagrangiano (izquierda) los componentes de nuestra discretización son las propias partículas del fluido. En el enfoque Euleriano (derecha) discretizamos el volumen que ocupa el fluido, y cada punto por el que pasen las partículas será un elemento discreto. En cualquier caso, ambos enfoques se basan en una discretización (ya sea del espacio, o de la propia materia del fluido), y el estudio debe realizarse sobre cada uno de los elementos obtenidos en la discretización. La descripción euleriana es la usada comúnmente, puesto que en la mayoría de casos y aplicaciones es más útil. Se usará dicha descripción para la obtención de las ecuaciones generales.

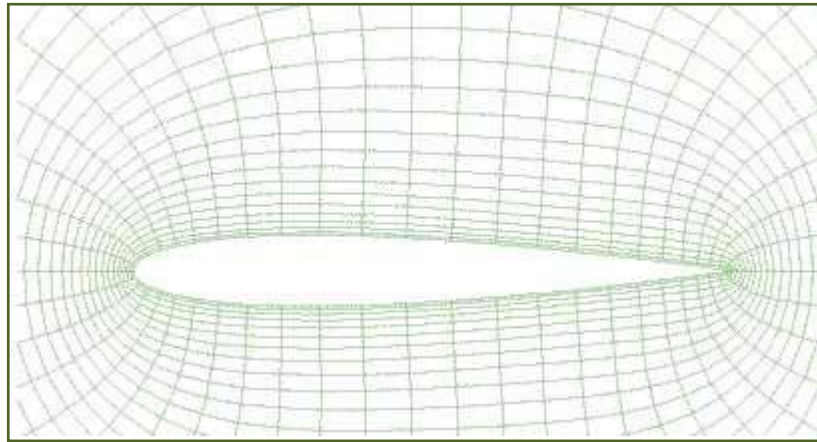
2.2 TIPOS DE MALLADO EMPLEADOS EN LA CFD

El objetivo de un código de CFD es la resolución de las ecuaciones de Navier Stokes para un flujo con unas características determinadas y para una geometría concreta. El código de CFD resuelve dichas ecuaciones en una serie de puntos de la geometría en cuestión mediante métodos numéricos que transforman las ecuaciones diferenciales en ecuaciones algebraicas, proceso que se denomina *discretización espacial*. Por tanto, el primer paso que se da en la resolución de las ecuaciones es la selección de los puntos en los que se llevará a cabo la discretización, proceso que se denomina *generación del mallado*. Seleccionados los puntos, se unen mediante líneas dando lugar a lo que se denominan celdas que pueden tener forma de triángulos y cuadriláteros en el caso de dominios bidimensionales y de tetraedros, hexaedros, prismas y pirámides en el caso de dominios tridimensionales*.

2.2.1 Mallado Estructurado. La principal ventaja de los mallados estructurados está en el ordenamiento de los elementos en memoria, ya que de esta forma, el acceso a las celdas vecinas a una dada resulta muy rápido y fácil, solo se debe sumar o restar un número al valor del índice correspondiente. Las mallas estructuradas pueden representarse en un sistema cartesiano o curvilíneo. En el

caso inicial, las líneas que configuran la celda son siempre paralelas al sistema de ejes coordenados; mientras en los sistemas curvilíneos, el sistema de coordenadas es deformado para adaptarse al dominio en estudio. También pueden clasificarse en mallas ortogonales y no ortogonales. Las mallas ortogonales son aquellas en las que todas las líneas que la configuran se cortan entre sí con un ángulo de 90° . Las celdas de la malla son cuadriláteros en 2-D y hexaedros en 3-D.

Figura 4. Representación de Mallado Estructurado.

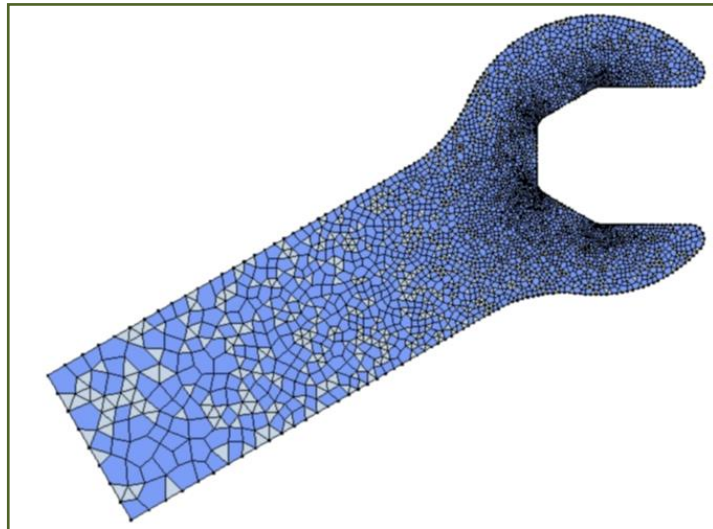


Fuente. PDF- Control de densidad de mallas para estructuras celulares. Hernán Balocco, Matías Godoy y Néstor A. Calvo. 2007

2.2.2 Mallado no Estructurado. Los mallados no estructurados, ofrecen gran flexibilidad en el tratamiento de geometrías complejas. La principal ventaja de los mallados no estructurados reside en que los triángulos (2-D) o los tetraedros (3-D), se pueden generar automáticamente, independientemente de la complejidad del dominio. En la práctica, es necesario determinar unos parámetros adecuadamente para obtener una buena calidad de malla. El tiempo requerido por una computadora para generar un mallado no estructurado es mucho menor que el que se requiere para uno estructurado. Otra ventaja es que la solución obtenida depende del refinamiento de la malla que se realice. Una desventaja de este tipo de mallado es el espacio que la malla ocupa en la computadora, es decir,

requieren más memoria que los mallados estructurados. Los elementos de la malla, en este caso, son una mezcla de cuadriláteros y triángulos en 2-D y tetraedros, y hexaedros en 3-D.

Figura 5. Representación de Mallado no estructurado.



Fuente. Tesis generación de mallas tridimensionales por métodos duales. Universidad Nacional del Litoral. Néstor Alberto Calvo. 2005.

En la industria, la elección de un mallado adecuado es fundamental a la hora de obtener una solución consistente y con la mejor calidad de aproximación posible. La elección de tiempo también se debe escoger muy bien, ya que, no sólo importa el tiempo empleado en la construcción del mallado sino también el tiempo necesario para realizar el cálculo que como hemos visto depende de forma importante del tipo de mallado seleccionado. Actualmente, la mayor parte de los códigos emplean bien mallados no-estructurados o bien mallados híbridos que utilizan elementos rectangulares en 2D y hexaédricos en 3D y suponen una buena solución de compromiso entre exactitud, rapidez y requerimientos para la computadora.

2.3 TÉCNICAS DE DISCRETIZACIÓN ESPACIAL

Como hemos mencionado anteriormente, el objetivo de un código de CFD es la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes. Dado que estas ecuaciones constituyen un sistema de ecuaciones en derivadas parciales no lineal, se procede a la transformación de dichas ecuaciones en ecuaciones algebraicas en determinados puntos del dominio físico (los nodos del mallado) mediante lo que se conoce como *discretización espacial*. Existen numerosas técnicas de discretización de las cuales podemos destacar las tres más extendidas que son:

2.3.1 Método de las diferencias finitas. Este método se aplica directamente sobre la forma diferencial de las ecuaciones de Navier-Stokes desarrollando las derivadas en series de Taylor. Este método requiere un mallado estructurado.

2.3.2 Método de los volúmenes finitos: Este método realiza una división del espacio físico en volúmenes de control para la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes en forma integral. Existen dos métodos para la creación de los volúmenes de control:

Método del centro de la celda: El punto en el cual se resuelven las ecuaciones es el centro de la celda. El volumen de control coincide con la celda.

Método de los vértices de la celda: los puntos en los que se resuelven las ecuaciones son los vértices de la celda. El volumen de control puede ser bien la unión de todas las celdas que comparten un nodo o bien el volumen cuyo centro es el nodo.

2.3.3 Método de los elementos finitos. Este método resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes en forma integral de la misma manera que resuelve los problemas de deformaciones elásticas de estructuras. No obstante, la complejidad de las

técnicas numéricas necesarias para aplicar dicho método a los fluidos hace que no se encuentre tan extendido como los anteriores en problemas de flujo de este tipo.

2.3.4 Aplicación del Método de Volúmenes Finitos. El método de volúmenes finitos emplea directamente las ecuaciones de conservación en su forma integral. Fue utilizado la primera vez por McDonald para la simulación de un problema 2-D no viscoso. Este método discretiza las ecuaciones en cada uno de los poliedros del dominio, en los que previamente se realiza la discretización espacial. La principal ventaja del método de volúmenes finitos es que la discretización espacial se lleva a cabo directamente en el espacio físico del problema. Por lo tanto, no hay problemas con la transformación entre sistemas de coordenadas, como ocurre en el método de diferencias finitas. Puede implementarse en mallas estructuradas y no estructuradas; por ello, es el método más usado para la resolución de flujos en geometrías complejas.

Además, este método ofrece ciertas ventajas o bondades con respecto a los otros métodos como: - menos grados de libertad, - conservativo, - más fácil de implementar que MEF, Menos esfuerzo computacional que MEF, - Más preciso que MDF.

El sistema de ecuaciones planteado se discretizo por el Método de Volúmenes Finitos, para ser solucionado en el caso general de flujo en tuberías. De acuerdo con Versteeg, la discretización se realiza partiendo de la expresión de las ecuaciones de conservación en forma integral*

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla(\rho\phi\mu) = \nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi) + S_\phi \quad (62)$$

:

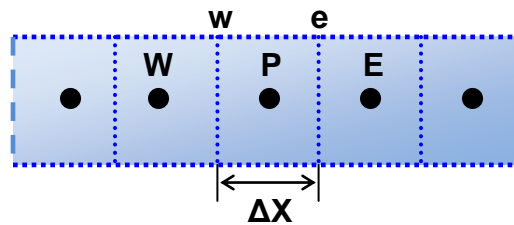
* VERSTEEG, H. y MALALASEKERA, W. An introduction to computational fluid dynamics the finite volume method. Longman scientific & Technical, p.21. 1995.

En este caso los términos difusivos y fuente (lado derecho de la ecuación) no existen. Esta ecuación general se integra sobre un volumen de control y se aplica sobre ella el teorema de la divergencia de Gauss, para convertir la integral de volumen a superficie. Finalmente se integra de nuevo en un diferencial de tiempo (Δt), para obtener*:

$$\int_{\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} \rho \phi dV \right) dt + \int_{\Delta t} \int_A n (\rho \phi \mu) dA dt = 0 \quad (63)$$

A es la sección transversal y V el volumen. Esta ecuación se aplica en un dominio unidimensional como el mostrado en la Figura 6. En la figura, una malla se divide en volúmenes de control en cuyos centros se ubica un nodo denotado por P (nodo de interés), E (vecino derecho) y W (vecino izquierdo); con fronteras denominadas caras: w (cara izquierda) y e (cara derecha).

Figura 6. Representación de malla para la aplicación de los volúmenes finitos.



Fuente. Autores

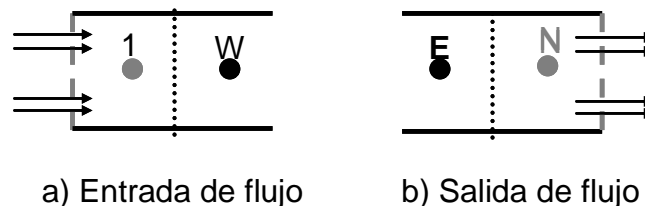
Sobre la ecuación (63) se aplican los balances de masa, cantidad de movimiento y energía reemplazando en ella cada ecuación representativa respectivamente. Para ello se emplea una malla colocada, es decir, la presión y los demás escalares (densidad, temperatura, energía interna), así como los vectores de velocidad, fueron almacenados en los nodos. Este es un procedimiento muy usado en flujos compresibles, debido a la programación computacional sencilla y la conservación local de la masa sin necesidad de artificios adicionales.

* VERSTEEG, H. y MALALASEKERA, W. An introduction to computational fluid dynamics the finite volume method. Longman scientific & Technical, p.21. 1995.

2.3.4.1 Condiciones de Frontera e Iniciales. Sin importar la metodología que se emplee en la solución de las ecuaciones que gobiernan el flujo, se deben especificar unas condiciones de contorno e iniciales. Las condiciones iniciales determinan el estado de las variables de flujo en el instante $t=0$, o en el primer paso de tiempo. Es claro que cuanto mas cercana sea la condición inicial a la solución final del problema, menor sera el tiempo necesario empleado para la convergencia. La simulación del flujo en tuberías es fuertemente influenciada por su interacción con los extremos, ya que condiciona la forma en la que se representan la reflexión de las ondas y la forma en la que se transmite el flujo másico. Lo anterior exige una muy buena caracterización de las variables en estas localidades, pues su definición es un aspecto crítico en el buen desempeño del modelo. Las condiciones de frontera de pared modelan el comportamiento del flujo en las proximidades de la superficie. Se puede imponer una condición de frontera de no deslizamiento (velocidad igual a cero en el punto de contacto), o de tangencia (velocidad normal a la superficie igual a cero).

En este caso, las condiciones son fronteras de flujo libre o también llamada de extremos abiertos, pueden ser de entrada o salida de flujo desde la tubería, y en cada caso se requiere un planteamiento diferente. La Figura 7 representa el flujo a través de extremos abiertos, teniendo en cuenta que las propiedades en las caras corresponden a las condiciones de frontera, derecha para el punto inicial (1), e izquierda para el nodo final (N).

Figura 7. Condiciones de frontera con extremos abiertos.



Fuente. Autores

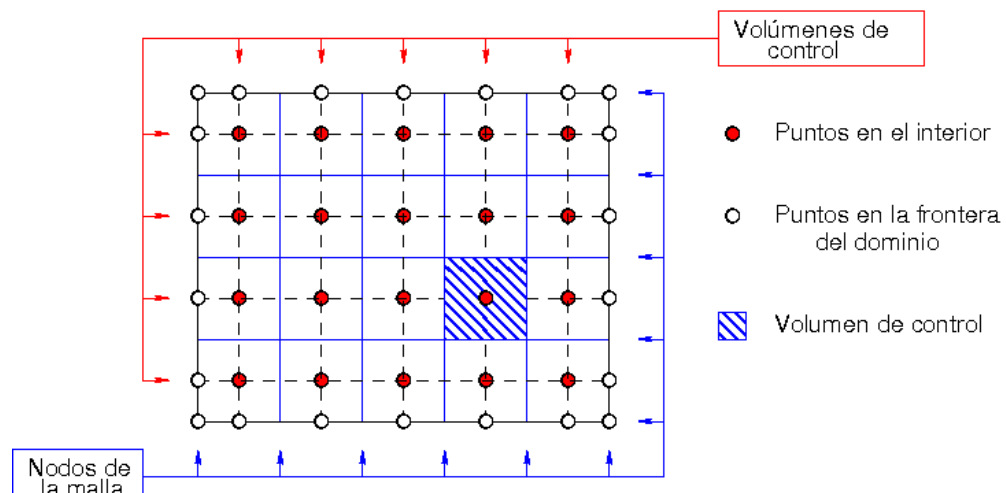
Entrada de flujo: la temperatura y la velocidad se calculan de un balance de energía, teniendo en cuenta un proceso isentrópico entre el nodo y la frontera, mientras la densidad se evalúa a partir de la ecuación de gas ideal.

Salida de flujo: la presión en la frontera es igual a la presión en el exterior y su efecto sobre el flujo es la inversión de las ondas que inciden en el extremo. Las demás propiedades se igualan a las del punto aguas arriba de la frontera.

2.4 MODELAMIENTO GEOMETRICO

2.4.1 Generación de la malla. La información sobre la elaboración de la geometría, las propiedades del material y otras características del problema se usan como base para la descripción y elaboración de la malla. El dominio de estudio se discretiza en un número de volúmenes de control no superpuestos, de tal manera que existe un volumen rodeando a cada punto de la malla.

Figura 8. Malla del dominio.



Fuente. Presentación Seminarios de Modelación Matemática y Computacional. Unidad de Investigación en Cómputo Aplicado – DGSCA - UNAM.

El primer paso que debe darse en el proceso de generación de mallas, es introducir en alguna forma la **descripción de la geometría**. Este proceso inicia con la utilización de un modelador o sistema CAD, diseño asistido por computadora siglas en ingles (*Computer Aided Design*) que se utilizan para generar modelos con características determinadas. Las características pueden ser el tamaño, el contorno y la forma de los componentes. Existen dos formas bien diferenciadas de trabajar con objetos tridimensionales en un sistema de CAD: a través del modelado de sólidos o del modelado de superficies. En el primer caso se trabaja con una biblioteca de sólidos simples (esfera, cono, caja, cilindro, etc.) y pueden realizarse todo tipo de operaciones booleanas con los mismos. Las principales ventajas de la misma son la simplicidad con que se define la geometría y la facilidad para automatizar la interfaz con el sistema de generación de mallas*. Por el otro lado, el modelado con superficies permite una completa generalidad en la geometría a construir, pero exige una precisa descripción de cada pedazo (*patch*) de la superficie, lo que en muchos casos puede resultar muy engorroso. Independientemente de la forma en que se haya generado la geometría, la información que un sistema de CAD puede entregar como dato para el generador de mallas de superficie es por una parte el conjunto de patches, cada uno de los cuales es representado como una grilla de MxN o directamente como una triangulación, y por el otro las curvas de intersección de estos *patches*.

Posteriormente en el generador de la malla se define la representación discreta del dominio geométrico en formas menores y más simples, como tetraedros, hexaedros, o por barrido (cuadriláteros), y se especifica el tamaño de los elementos.

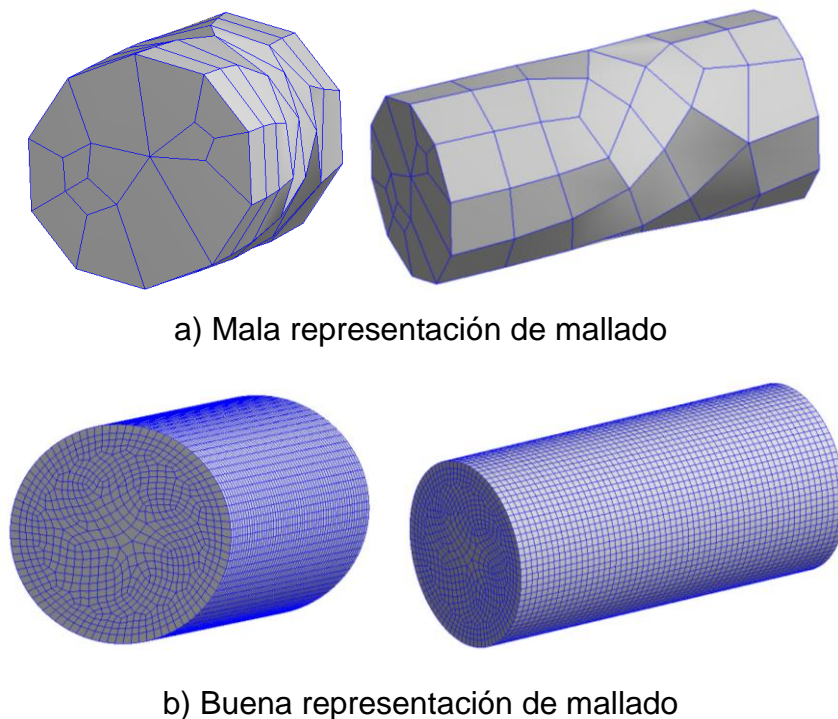
En general estas técnicas requieren como única información de entrada la especificación del tamaño de elemento deseado en todo punto del espacio y una buena representación del dominio (ésta debe estar formada por elementos de

* ANSYS Release 11.0 Documentations for ANSYS

buena calidad y que se ajusten al tamaño de elemento especificado). A partir de ésta, se genera la discretización del volumen sin intervención del usuario.

Una falencia común a todos los métodos de generación de mallas tridimensionales es el producir algunos elementos muy distorsionados. Llegando incluso a volumen nulo o negativo. Así que, como último paso se debe tener en cuenta los errores que se presenten como por ejemplo el que no se pueda enmallar con el tipo de elemento elegido, y deba cambiarse a otro método de enmallado. Se debe elegir el método de enmallado dependiendo de la geometría. Como se ve en la figura 6, la pieza se deforma e incluso se aleja demasiado de la representación exacta del modelo, en este caso es necesario cambiar de elemento.

Figura 9. Calidad de Enmallado.



Fuente. Autores

2.4.2 Requerimiento de información. La información debe estar definida con claridad para que los resultados sean los deseados y tengan coherencia, se deben conocer las propiedades del fluido que se va a modelar, al igual que, las condiciones en cada una de las fronteras, el estado termodinámico del fluido, el régimen de flujo, tener en cuenta que al definir el parámetro de la velocidad, este no se sobrepase el límite de la velocidad erosional, las condiciones externas al dominio computacional, el flujo de calor y las condiciones críticas del fluido que se va a modelar.

2.4.3 Errores comunes al enmallar. Es común que en la generación de la malla se presenten errores de tipo humano y computacionales, a continuación se listan los más frecuentes.

1. Errores de convergencia
2. Calidad de malla pobre: altas relaciones de aspecto o ángulos pequeños producen errores de redondeo en el solver.
3. Uso incorrecto de las condiciones de frontera.
4. Error al escoger el modelo matemático que caracterice el problema.
5. Error en la definición de las propiedades del fluido.
6. Error debido a la poca capacidad de hardware que se tenga.

2.5 CONTROL NUMÉRICO

Los errores numéricos resultan de la diferencia entre las ecuaciones exactas y las ecuaciones discretizadas resueltas por el código CFD. Para esquemas consistentes de discretización esos errores pueden ser reducidos por medio de un aumento espacial en la densidad de malla y/o por medio de timesteps más pequeños.

Los errores de modelamiento resultan de la necesidad de describir fenómenos del flujo como la turbulencia, la combustión, y los flujos multifásicos por modelos empíricos. Para flujos turbulentos, la necesidad de usar modelos empíricos se deriva del excesivo esfuerzo computacional al resolver las ecuaciones exactas por medio de una aproximación numérica directa de simulación.

En la dinámica computacional de fluidos básicamente se puede decir que existen las siguientes cinco fuentes de error o inconsistencias:

Errores numéricos, errores de modelado, errores de usuario, incertidumbre de aplicación, errores de software.

2.5.1 Errores Numéricos.

► **De solución:** los errores más relevantes desde el punto de vista práctico son los errores de solución. Estos son la diferencia entre la solución exacta de las ecuaciones modelo y la solución numérica. El error relativo en la solución puede ser definido formalmente como:

$$E_s = \frac{f_{exacto} - f_{numerico}}{f_{exacto}} \quad (64)$$

La ecuación 64 es válida en cada punto de la malla para la cual la solución numérica existe. El objetivo de una simulación numérica es reducir este error por debajo de un límite aceptable.

► **Discretización espacial:** los errores de discretización espacial son el resultado de reemplazar las derivadas analíticas o integrales en las ecuaciones exactas por aproximaciones numéricas, las cuales tienen cierto error de truncamiento. El error de truncamiento se puede obtener insertando una expansión de la serie de Taylor de la solución numérica dentro de los diferentes términos de las ecuaciones discretizadas:

$$f_{numerico} = f_{exacto} + \sum_{i=1}^{\infty} C_i f^{(i)} \Delta^i \quad (65)$$

Desde un punto de vista práctico, es importante entender que para un método de primer orden, el error es reducido a 50% por una duplicación en la resolución de la malla en cada dirección espacial. Para un método de segundo orden, es reducido a 25% para el mismo refinamiento de malla.

2.5.2 Errores de Modelamiento. El modelo clásico usado en casi todas las aplicaciones industriales de la CFD es un modelo turbulento. Este está basado en función del tiempo o en un conjunto promediado de las ecuaciones que han resultado de las llamadas ecuaciones RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*)*. Debido a la procedencia promediada de estas ecuaciones es necesario agregar al código el modelo turbulento.

Una vez el modelo ha sido seleccionado, la precisión de la simulación no puede incrementarse más allá de las capacidades del modelo. Este es el principal factor de incertidumbre en métodos CFD, así que los errores de modelización pueden ser del orden de 100% o más. Estos grandes errores ocurren en casos en que la solución sea muy sensible a los supuestos del modelo y donde un modelo se aplica fuera de su rango de calibración.

Debido a la complejidad de las simulaciones industriales, no puede garantizarse que los modelos disponibles en un determinado código CFD son adecuados para una nueva aplicación. Aunque en la mayoría de códigos industriales hay diferentes modelos disponibles, no existe un criterio deductivo para la selección más apropiada. Una selección exitosa del modelo se basa principalmente en la experiencia y el conocimiento del usuario.

* ANSYS Release 11.0 Documentations for ANSYS

2.5.3 Errores de usuario. Los errores de usuario resultan de la utilización inadecuada de los recursos disponibles para una simulación CFD. Los recursos son dados por:

- ▶ Descripción del problema.
- ▶ Potencia de cálculo.
- ▶ Software CFD.
- ▶ Modelos físicos en el software.
- ▶ Periodo de tiempo del proyecto.

A menudo, los errores de usuario están relacionados con errores en la gestión cuando son asignados recursos insuficientes a un proyecto, o los usuarios inexpertos dan una aplicación demasiado compleja. Los errores típicos de usuario son:

- ▶ Exageración de un problema determinado, por ejemplo, geometría, sistema de ecuaciones, etc.
- ▶ Geometría y generación de malla Pobre.
- ▶ El uso incorrecto de condiciones límite.
- ▶ Selección no-óptima de modelos físicos.
- ▶ Parámetros incorrectos o insuficientes para el solver,
- ▶ Aceptación de soluciones no convergentes.
- ▶ Errores de Post-tratamiento.

2.5.4 Incertidumbre de aplicación. Las incertidumbres de aplicación resultan de los conocimientos insuficientes para llevar a cabo la simulación. Esta es, en muchos casos, falta de información sobre las condiciones límite o de los detalles de la geometría. Un ejemplo típico es la falta de información detallada en la entrada. Un conjunto completo de condiciones límite en la entrada está compuesto por perfiles en la entrada de flujo para todas las variables transportadas (impulso, energía, intensidad de turbulencia, fracciones de volumen, etc). En algunos casos la información detallada puede obtenerse en una simulación CFD (por ejemplo un flujo plenamente desarrollado), en otros casos, los límites pueden ser reubicados

lo suficientemente lejos de la zona de interés para minimizar la influencia de la hipótesis de la especificación completa de las condiciones límite.

Las incertidumbres de aplicación típicas son:

- ▶ Falta de información en la condición de frontera.
- ▶ Información insuficiente sobre la geometría
- ▶ Incertidumbre en los datos experimentales de solución.

2.5.5 Errores de software. Los Errores de software se definen como cualquier inconsistencia en el paquete del software. Esto incluye el código, su documentación y el servicio de soporte técnico. Los errores de software ocurren en caso de que la información que el usuario tiene sobre las ecuaciones a ser resueltas por el software sean diferentes de las ecuaciones actuales que el código resuelve. Esta diferencia puede ser resultado de:

Errores de Codificación (bugs)

Errores en la interfaz gráfica (GUI)

Errores de documentación

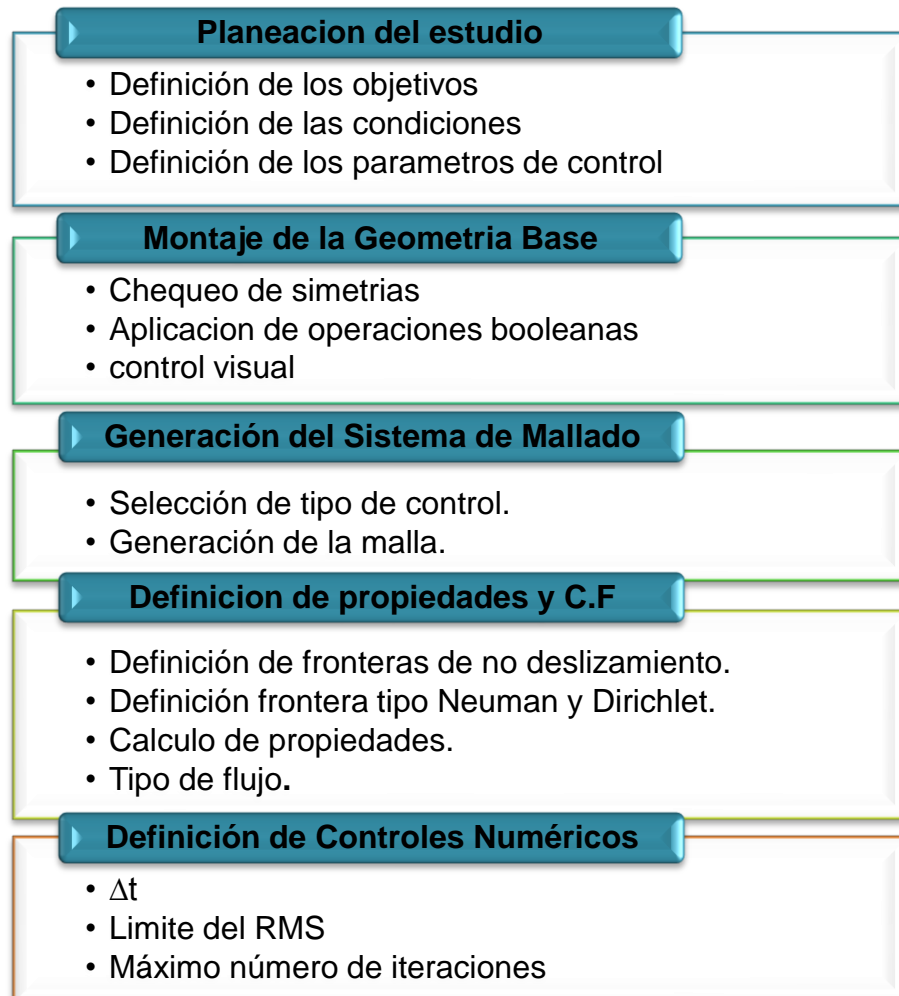
Información incorrecta de soporte

3. METODOLOGIA DE MODELAMIENTO

3.1 METODOLOGÍA GENERAL

Modelar un flujo compresible en gasoductos no solo requiere el uso de un software que permita el desarrollo secuencial del código CFD, sino también son necesarios paquetes que permitan elaborar el modelo geométrico del dominio, y a su vez el mallado. El diagrama de la metodología se presenta a continuación

Figura 10. Diagrama Metodológico



Fuente. Autores

3.1.1 Planeación del estudio. La planeación del estudio se debe comenzar con el planteamiento de los objetivos, y la manera de lograrlo, también es importante definir las condiciones y el tipo de restricciones que habrá para estas. Se deben definir los parámetros de control, de tipo numérico y de control visual.

3.1.2 Montaje de la geometría base mediante sistema CAD. Se debe iniciar analizando simetrías que se puedan presentar y de esta manera evitar la representación total del dominio, en el se aplican operaciones booleanas que incluyen este tipo de sistemas como, corte, intersección, extrusión de volúmenes a partir de áreas, y el suavizado de la geometría para facilitar el enmallado, agregando o quitando áreas. Por último se tiene el control visual, una inspección que permite determinar si el dominio quedó bien definido, si realmente este representa el problema que se desea modelar.

3.1.3 Generación del sistema de mallado. Se selecciona el tipo de volumen de control, pueden ser tetraedros, hexaedros o híbrido. Después de seleccionar el volumen de control es indispensable seleccionar el algoritmo de control, es decir la manera cómo se puede garantizar la calidad del enmallado dependiendo de la geometría; estos pueden ser por distancias características, tasa de crecimiento de volúmenes para aquellos casos donde hay partes del dominio en que los elementos deben ser más pequeños, para, lograr un buen mallado sin deformar el dominio, por barrido de la geometría continua en aquellos casos donde la geometría tiene una cara inicial y una cara final, por último se tiene el barrido de geometría discontinua en aquellos casos en donde se debe utilizar mallas híbridas para lograr un buen mallado. Después de la selección del algoritmo de control se procede a generar el mallado.

3.1.4 Definición de propiedades y condiciones de frontera. El flujo compresible en tuberías está muy influenciado por sus interacciones con las fronteras por esto es de vital importancia que dichas condiciones estén bien definidas. Se impone la condición de no deslizamiento para modelar el comportamiento del flujo en las cercanías a la superficie, es decir que la componente de la velocidad es cero en el punto de contacto. También las condiciones tipo Neuman y Dirichlet deben ser definidas en las caras en donde entra y sale fluido.

El cálculo de las propiedades del fluido como viscosidad, densidad, velocidad y de las condiciones de presión, temperatura y flujo a las que este se encuentra, se hace mediante las ecuaciones que se presentan en el capítulo uno. El estado en el que se modelara el fluido también debe ser expresado, este puede ser estable o transiente, el régimen puede ser laminar o turbulento.

Las condiciones de inicialización representan el valor de las variables en el tiempo $t=0$, es decir que entre más cerca estén los valores de inicialización a la solución más rápido se alcanzara la estabilidad.

3.1.5 Definición de los controles numéricos. La definición de los controles numéricos debe contener el paso de tiempo necesario en que se alcanzara la convergencia, y la condición de estabilidad, que se hará mediante el número de Courant RMS y el máximo número de iteraciones.

3.2 DESARROLLO DE LA METODOLOGÍA PARA CFX

Para el modelamiento de flujo se utilizó la tecnología ANSYS CFX, el cual presenta una larga trayectoria de proporcionar soluciones fiables y potentes en dinámica computacional de fluidos. ANSYS CFX combina la avanzada tecnología de un programa de solución, con una interfaz de usuario moderna y una

arquitectura adaptable para hacer la CFD accesible tanto para los diseñadores con conocimientos de ingeniería general como para especialistas en dinámica de fluidos. Además de esto, el software está completamente integrado en el entorno ANSYS Workbench para el uso del conjunto completo de soluciones de simulación de ingeniería como el dibujo de la Geometría del modelo, el mallado y el código de solución CFD.

En la elaboración de la geometría que representa el diseño, ya sea un componente sólido para un análisis estructural o el volumen para un estudio de fluido, Ansys ofrece el DesignModeler como editor geométrico de modelos CAD. Este presenta dos modos básicos de operación: el bosquejo en 2D y el modelamiento en 3D.

Al momento de discretizar el dominio, se cuenta con la herramienta Meshing o enmallador. Este realiza el proceso de definir los volúmenes de control mediante los diferentes tipos de mallado, que dependen de la forma del elemento y están determinados por el método de control que el usuario elija. Dentro de los métodos de control se encuentran los siguientes: Tetraedros, Hexaedros, Cuadriláteros y prismas.

Finalmente, es necesario el uso de un solver. Para este propósito se cuenta con ANSYS CFX, el cual basa la solución en el método numérico de los volúmenes finitos para mallas no estructuradas. Este paquete resuelve el código CFD para flujos compresibles y presenta un alto rendimiento. El núcleo de ANSYS CFX es su solucionador, obteniendo resultados confiables y precisos de una forma rápida y robusta. El programa de solución moderna, es la base para una elección abundante de modelos físicos que abarca cualquier tipo de fenómeno relacionado con el flujo de fluidos: laminar a turbulento, incompresible a totalmente compresible, subsónico y supersónico, isotérmico o con transferencia de calor por convección, mezcla de fluidos en una o más fases, etc. El programa de solución y

los modelos físicos encierran una moderna, intuitiva y flexible interfaz gráfica de usuario, con amplias posibilidades de personalización y automatización de archivos de sesión, secuencia de comandos, y un lenguaje de expresión de gran alcance.

La metodología se presenta como un algoritmo representado en un diagrama de flujo, buscando que el usuario acuda a este con fines didácticos y de manera práctica comprenda el proceso que se utilizó en el modelamiento. Posteriormente y con el complemento se describen cada uno de los pasos de la figura 8 de manera más profunda.

Figura 11. Diagrama de desarrollo Metodológico



Fuente. Autores

3.2.1 Planeación del Estudio. El primer paso en el modelamiento de flujos compresibles es planear el estudio que se quiere hacer y la manera de lograrlo. Definir los objetivos del problema es uno de los pasos más importantes, pues ahí se sabe que orientación tendrá el mismo y la forma como se abordara, se deben definir las condiciones de frontera, las condiciones operacionales, las condiciones iniciales. Para lograr una buena caracterización del problema que se va a estudiar es necesario que los anteriores datos provengan de fuentes confiables y que puedan ser verificados.

3.2.2 Descripción Geométrica del Dominio CAD. Este proceso se facilita mediante el uso de sistemas CAD, proporcionado en este caso por el paquete Workbench con un conjunto de operaciones booleanas que facilitan la elaboración del modelo físico. Es necesario tener en cuenta que se deben conocer todas las características descriptivas del dominio para obtener la representación más cercana a la real.

En ANSYS Workbench se cuenta con la interfaz grafica DesignModeler. El modelador geométrico cuenta con dos modos básicos de operación que son modeling (modelador en 3D) y sketching (bosquejo en 2D). La secuencia de diseño inicia con el bosquejo en 2D y mediante el modelador 3D y las operaciones booleanas se elabora el sólido que representa el modelo físico. La ventaja de este modelador es la simplicidad con que se define la geometría, se deben definir longitudes, diámetros, espesores, ángulos y toda la información necesaria para la representación más precisa, y así facilitar la automatización de la interfaz con el sistema de generación de malla.

3.2.3 Selección del Método de Control. Posterior a la descripción geométrica esta el mallado del dominio, ANSYS Workbench ofrece el paquete Meshing que permite la discretización de la geometría que se desea modelar. Este ofrece para

el mallado de cuerpos sólidos las siguientes opciones: Sweep, Tetrahedros, CFX Mesh, Hex Dominant y Automatic, que es el método por default que ofrece ANSYS. A continuación se describe cada uno de ellos.

- ▶ **Automatic:** Combina los elementos de tetraedros y hexaedros para barrer el sólido que se enmalla.
- ▶ **Tetrahedros:** Genera mallas tetraedrales, en el se incluye un factor de expansión que controla la tasa de crecimiento del tamaño de los volúmenes de control, convirtiéndolo en el único método que no deforma el dominio.
- ▶ **Sweep:** Para utilizar este método se requieren geometrías que posean dos caras continuas y que no sea hueco, ya que el inicia el barrido en una cara (*source*) discretizandola en hexaedros y copiando en pequeñas secciones o capas hasta llegar a la cara objetivo (*target*). Este método se diferencia de los demás por ser uno de los que menos elementos y nodos utiliza, requiriendo menor tiempo de cómputo.
- ▶ **Hexa dominant:** Este método se utiliza cuando un sólido no puede ser barrido. El nombre de hexaedro dominante no significa que los únicos elementos utilizados sean hexaedros, puesto que, en el enmallado también se pueden apreciar tetraedros.
- ▶ **CFX Mesh:** Genera mallas de alta calidad para simulación de Dinámica Computacional de Fluidos, produce prisma, tetraedros y pirámides en el mallado 3D, y hexaedros para mallas 2D. a diferencia de los demás métodos CFX mesh incluye opciones avanzadas de control en la generación de mallas de superficie y volumen.

Para escoger el enmallado de una tubería se debe tener en cuenta la geometría, seleccionar el método que menos deforme el dominio y aquel que represente de la mejor manera el caso a modelar, como por ejemplo, que en partes curvas no presente secciones angulares o que no se conserven características como la longitud o el diámetro. En casos donde la tubería es una troncal y se compone de tramos recto o curvas, el método Sweep representa la mejor opción, puesto que

barre la geometría en secciones transversales (capas) y genera elementos uniformes, en corto tiempo y con un bajo número de nodos y elementos. Cuando la tubería tiene derivaciones y cambios de diámetro este método presenta limitaciones, para estos casos los tetrahedros son una buena opción, se acomodan muy bien a las curvas y no exige continuidad en las caras de la tubería. El método brinda dos opciones de algoritmos para el enmallado, el Patch conforming y el patch independent, cada uno presenta ventajas y desventajas, así que el criterio de selección queda sujeto a las necesidades de cada proceso, sin embargo, se recomienda el algoritmo patch independent porque a diferencia del patch conforming, ofrece controles de enmallado como el máximo y mínimo tamaño del elemento, que permite mejorar la distribución de la malla al usuario.

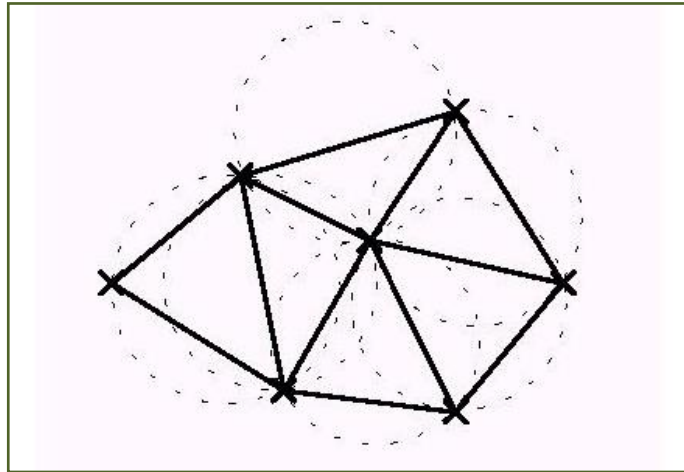
3.2.4 Generación de malla. El mallado es el proceso de discretización del espacio donde actúa el flujo del fluido por analizar (el fluido dentro de la tubería). Este volumen por analizar se divide en pequeñas secciones o celdas, es decir, se genera una red. En el método de volumen finito, estos puntos se unen mediante líneas de la malla para formar caras, las cuales se agrupan para formar un conjunto de volúmenes de control y realizar los cálculos numéricos en el centro de cada uno de estos volúmenes. Por tal razón, cuanto más fina se la malla, las aproximaciones serán más exactas, ya que se hace el cálculo numérico en una mayor cantidad de puntos, además el espacio entre nodos será mayor y la información pasa de un nodo a otro de una manera más precisa.

En este proceso es importante considerar la generación de la malla de superficie como un indicador de una inadecuada discretización que no se ajuste a los requerimientos de la geometría que se va a modelar. Si es necesario se debe transformar la malla, esto dependerá del método de control elegido o considerar posibles errores de geometría.

Existen dos formas de generar la malla: La Triangulación de Delaunay y El Frente de Avance.

El generador de malla Triangulación de Delaunay, consiste en la generación de puntos sobre el dominio y luego conectarlos para formar una triangulación. Puede hallarse la triangulación que maximice el mínimo de los ángulos de cada par de triángulos adyacentes. La condición de ángulo mínimo es equivalente a la de círculo circunscrito. El círculo que pasa por los tres vértices de cada triángulo no contiene a otros puntos de la triangulación. Se caracteriza por la capacidad y la velocidad para enmallar caras cerradas. Es la técnica que ofrece el simulador por defecto y fue el utilizado en este caso, ya que el fluido adopta la forma de un sólido.

Figura 12. Método de Enmallado Triangulación de Delaunay

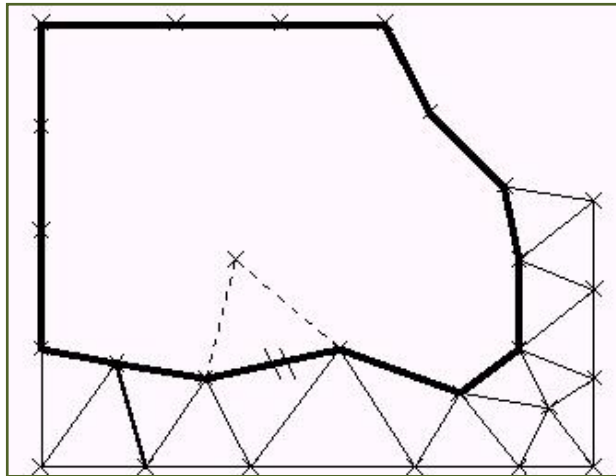


Fuente. <http://www.dma.fi.upm.es>.

El Frente de Avance, es una técnica que se adapta mejor a ciertas geometrías originando mallas más robustas y de mayor calidad, pero no permite la generación de malla en caras cerradas y su velocidad es menor que Delaunay.

Consiste en la modificación del dominio original por la remoción sucesiva de triángulos a partir de su borde. La frontera del dominio evoluciona durante la generación de los triángulos.

Figura 13. Método de Enmallado de Frente de Avance



Fuente. <http://www.dma.fi.upm.es>.

Las funciones principales de las mallas de superficie límite son: limitar el dominio, definir el espaciado entre los nodos y proveer los nodos que serán incluidos en la malla de volumen final. Por lo tanto, el siguiente paso consiste en generar de manera automática la malla de volumen.

Una falencia común a los métodos de generación de mallas tridimensionales es el producir algunos elementos muy distorsionados, llegando incluso a volumen nulo o negativo. Si bien estos pueden ser muy pocos, aceptarlos en la malla va a deteriorar el condicionamiento del sistema de ecuaciones resultante. Es preciso verificar **la calidad de malla** cuando el programa arroje advertencias o mensajes de error, si esto ocurre es necesario disminuir el tamaño de los elementos u otro método de control si este no funciona.

Sugerencias

1. Defina los nodos sobre o cerca a los puntos de discontinuidades geométricas, soportes y todas aquellas regiones que requieran información acerca de los esfuerzos o desplazamientos.
2. Una malla debe ser uniforme donde sea práctico. Sin embargo, la no uniformidad es requerida para obtener resultados apropiados en cambios bruscos de la geometría y carga. Solo estas partes, donde la geometría, las cargas o los esfuerzos, cambian drásticamente, se debe refinar la malla
3. Prefiera el uso de cuadriláteros, elementos sólidos de seis lados y hexágonos, excepto donde los elementos triangulares y tetraedros son necesarios para acomodar irregularidades geométricas y cargas.
4. Una malla más refinada es requerida para obtener con precisión esfuerzos y desplazamientos. Si es necesario realizar un estudio de convergencia, por ejemplo, empiece con un número relativamente pequeño de elementos y progresivamente genere modelos más refinados.
5. La proporción o aspect ratio de los elementos es definida por la relación entre la dimensión más grande y más pequeña del elemento. Los elementos bidimensionales se clasifican en buenos, pobres e ilegales. Los buenos elementos se caracterizan por que su proporción es cercana a la unidad y los ángulos están cerca a los 90 grados. Los elementos pobres deben ser evitados, pues estos pueden generar resultados inexactos. Los elementos ilegales son inaceptables, y no deben ser usados para modelos de volúmenes finitos. Cuando elementos ilegales son dibujados inadvertidamente, estos generan modelos de elementos inválidos. Muchos post-procesadores de programas de elementos finitos comerciales, permiten la identificación de estos errores.
6. Elementos con alta proporción pueden ser inválidos. Sin embargo, los elementos catalogados como pobres, pueden ser utilizados en el análisis de regiones de la estructura donde el gradiente de esfuerzos varía gradualmente sobre una gran dimensión de los elementos. Los elementos ilegales, deben ser siempre despreciados.

7. Para elementos triangulares, evite ángulos agudos menores a 30° , y para elementos cuadriláteros, evite ángulos obtusos mayores que 120° . Como regla general, el uso de asimetría es aceptable cuando se está interesado principalmente en los desplazamientos.

8. Agujeros, grietas y cambios localizados de la geometría, pueden ser caracterizados como discontinuidades geométricas. El modelamiento de discontinuidades geométricas, depende del interés en la precisión del cálculo de las deformaciones y esfuerzos en la proximidad de la discontinuidad. Si no está interesado en las deformaciones y esfuerzos en la discontinuidad, se puede usar un modelo global de la estructura que posea una malla gruesa alrededor de la discontinuidad. Si el objetivo obtener las respuesta cerca de la discontinuidad, un modelo local puede ser usado. Contrario al modelo global, el modelo local, usa una malla refinada en las proximidades de la discontinuidad.

3.2.5 Definición de propiedades y condiciones de frontera. Las condiciones de frontera son muy importantes para los cálculos de DFC, ya que estas le proporcionan el método numérico la información necesaria para iniciar el cálculo de las diferentes variables por analizar. La principal condición de frontera para modelar flujos en tuberías es aquella debida a la superficie; como el fluido no puede pasar a través de la superficie solida, la componente normal de la velocidad relativa del fluido con respecto a la superficie debe ser cero a lo largo de toda la superficie, a esta condición de frontera se denomina de no deslizamiento. Debido a esta condición, la componente tangencial de la velocidad sobre la superficie es cero.

La definición de propiedades y condiciones de frontera se especifican en el pre-procesamiento de datos en la sección llamada CFX-pre. El CFX-pre, despliega un menú donde se ingresan el tipo de simulación que se debe elegir si es estable o transitorio, para flujos no estacionarios se debe determinar el Δt , el cual indica cada cuanto se realizan los calculos numericos sobre toda la malla. Igual que en el

refinamiento de la malla, no existe un método bien establecido para la determinación del intervalo de tiempo, generalmente la experiencia es la que en algunos casos ayuda a determinar este valor para lograr la estabilidad y convergencia de las soluciones.

Convergencia significa que conforme el tamaño del elemento de la malla y el tamaño de paso tiendan a cero, los resultados obtenidos se aproximarán a la solución del sistema de ecuaciones verdadera. Estabilidad significa que conforme el cálculo avance, los errores tienden a reducirse.

Posteriormente se seleccionan el dominio y los subdominios, en el dominio se asignan el tipo de dominio, el fluido que se va a modelar, las condiciones de inicialización, las condiciones de referencia (P y T), el tipo de transferencia de calor y el modelo de turbulencia. Los subdominios o condiciones de frontera, consisten en definir las condiciones de entrada, condiciones de salida, condiciones de pared, régimen de flujo y transferencia de calor de cada uno.

Adicional a esto, se debe caracterizar la forma en que se hará el control numérico, las unidades con que se desean los resultados, el control y criterio de convergencia y si se quiere el seguimiento de alguna variable en especial.

3.2.6 Cálculo. El cálculo se lleva a cabo en el CFX-solver donde se solucionan las ecuaciones gobernantes integradas para cada volumen de control. Es evidente que cada nodo está rodeado por un conjunto de superficies que definen el volumen de control. Todas las variables de solución y propiedades del fluido se almacenan en los nodos del elemento. Es necesario definir las condiciones iniciales de cada una de las variables que se desean obtener durante la simulación, de ellos depende la robustez del proceso y la rapidez con que se obtienen los resultados. Para el modelamiento de flujo de gas en la tubería se utilizaron las siguientes condiciones iniciales, la presión de referencia 14,7 psi, a presión de inicialización es la presión estática que es igual a la diferencia entre la presión de referencia y la presión total de entrada, se asume temperatura

ambiente. Para el control de la convergencia se selecciono el limite residual (RMS) como 1×10^{-4} . El máximo número de iteraciones por *timestep* es de 10.

Los tiempo de simulación en el modelamiento de flujo compresible deben ser pequeños teniendo en cuenta que es un proceso que sucede muy rápido, si se quiere ver en detalle la variación de las propiedades y de las condiciones en el comportamiento se deben manejar variaciones temporales muy bajas. A continuación se mencionan los tiempos con que se puede elaborar la simulación.

3.2.6.1 Tiempos de Simulación. En el estado transiente se presentan los siguientes tiempos de simulación:

▶ **Tiempo Total “T”**

Tiempo total, se especifica el tiempo real de la simulación, se usa para determinar cuándo terminara la transitoriedad esto puede ser: tiempo total, es el tiempo real que durara la simulación y es igual al tiempo total menos el tiempo inicial; tiempo por corrida; máximo número de pasos de tiempo para que se logre la simulación; numero de pasos por corrida.

▶ **Tiempo inicial**

Este tiempo corresponde al tiempo antes de comenzar el intervalo de tiempo por primera vez en la simulación actual. Se pueden configurar las siguientes opciones para controlar el tiempo inicial: *automáticamente* se lee un valor de tiempo inicial desde un archivo de valores iniciales y si este no se encuentra se utiliza el valor de cero como inicial, *Automático con Valor*, automáticamente se lee de un archivo de valores iniciales un valor y si no es posible se asume como inicial el valor especificado por el usuario, *valor*, siempre se utilizara el valor especificado como tiempo inicial.

3.2.6.2 Estado estacionario y transitorio. La dependencia temporal de las características del flujo pueden ser especificados como estado estable o transitorio. Simulaciones en estado estable, por definición, son aquellas cuyas características no cambian con el tiempo y cuyas condiciones de equilibrio se supone que se ha llegado después de un intervalo de tiempo relativamente largo. Por lo tanto, no requieren información en tiempo real para describirlos. Simulaciones en estado transitorio requieren información en tiempo real para determinar los intervalos de tiempo en el que el Solver calcula el campo de flujo. El comportamiento transitorio puede ser causado por el cambio inicialmente en las condiciones de frontera del flujo una vez se inicia la corrida, o puede ser intrínsecamente relacionado con las características del flujo, de modo que una condición de estado estacionario no se alcanza nunca, aun cuando todos las demás condiciones del flujo no cambian.

Control de tiempo para estado transitorio. El “*timestep*” (paso de tiempo) permite seguir el progreso de la simulación en el tiempo real, representa el Δt , mientras que el “total time”, T, tiempo total de simulación es un límite que especifica el usuario y que representa el tiempo en que finalizara la simulación.

El simulador calcula la solución en cada *timestep* hasta que $N\Delta t \geq T$ donde N es el numero de iteraciones realizadas por el solver.

Las siguientes opciones permiten establecer la duración y la cantidad de timestep en la simulación transitoria.

▶ **Tiempo de duración**

Se especifica la duración de la simulación en tiempo real. Se utiliza para determinar el tiempo en que termina la corrida. Puede ser:

Tiempo total: Tiempo real necesario para finalizar la simulación. Debe ser mayor que el tiempo inicial. La duración del tiempo real de simulación es el tiempo total menos el inicial.

Tiempo por corrida: es el tiempo que dura cada ciclo transitorio. El tiempo del ciclo anterior se ignora al iniciar uno nuevo.

Máximo número de Timesteps: Es el número de timesteps que se llevarán a cabo durante la simulación. Los timesteps en las corridas anteriores son considerados.

Número de timesteps por corrida: es el mismo número máximo de timesteps, pero este se diferencia porque al iniciar una nueva corrida no se tienen en cuenta los timesteps anteriores.

Timesteps: Lista de timesteps: Esta lista es donde se definen los intervalos en tiempo real en la que se resuelve las ecuaciones de flujo. En esta lista se pueden incluir valores únicos, o una lista separada por comas incluyendo las unidades. Si un solo valor se establece, este se utiliza para avanzar en tiempo real desde el momento inicial a la final de la corrida transitoria. El final de la corrida transitoria se determina por el tiempo de duración.

Si se define una lista, cada tamaño de tiempo se utiliza para avanzar en tiempo real desde el momento inicial al final de la corrida. El final de la corrida sigue estando determinado por la duración del tiempo. El final de la carrera puede ser alcanzado antes de que todos timesteps en la lista se hayan utilizado, en cuyo caso el timesteps sobrantes se ignoran. Si todos los timesteps de la lista se utilizan antes de la corrida final, a continuación, el intervalo de tiempo de la lista continúa siendo utilizado de forma repetida hasta que se finalice la corrida transitoria.

Timesteps: (adaptación) Adaptive

Automatiza el proceso de adaptación del tiempo mediante las siguientes opciones:

Número de coeficientes de bucle: se especifica un objetivo máximo o mínimo de número de bucles. Si el número de los coeficientes de bucle utilizados es menor al

objetivo mínimo, el tamaño del timesteps se incrementa. A su vez si el número de bucles utilizados es mayor que el objetivo máximo, el tamaño del timesteps disminuye.

Bucle: se define como un tipo de estructura de control que permite repetir una o más sentencias múltiples veces.

Número Courant RMS: el tamaño timesteps se ajusta de tal manera que la condición del número de Courant RMS se satisfaga. Se deben proporcionar factores de relajación para el intervalo de tiempo.

Número de courant MAX: el tamaño del timesteps debe ajustarse al máximo número Courant permitido. Los factores de relajación para este intervalo también deben proporcionarse. Cada uno de las opciones anteriores debe especificar cada uno de los siguientes parámetros:

Primera actualización del tiempo: el algoritmo de adaptación timesteps se inicia cuando el tiempo de simulación alcanza el tiempo que se ha especificado para la primera actualización.

Frecuencia de actualización del timesteps: el intervalo de adaptación del tiempo se actualiza con esta frecuencia. El valor de “uno” significa que se actualiza cada timesteps.

Timestep inicial: el algoritmo de adaptación se inicializa con este valor. También se puede usar el primer tiempo de actualización.

Mínimo timestep: valor por debajo del cual el intervalo de adaptación no está autorizado a descender.





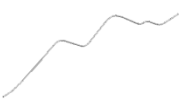
Máximo timestep: no se permite al intervalo de tiempo de adaptación elevarse por encima de este valor.

4. CASOS DE ESTUDIO

4.1 CASOS DE PRUEBA Y RECONOCIMIENTO

El primer paso en la elaboración de pruebas fue conocer el funcionamiento del simulador y verificar como se comportaba al modelar un flujo compresible. Se realizaron diferentes geometrías como codos, expansiones y compresiones con tendencias conocidas.

Tabla 6. Casos de prueba y reconocimiento

Descripción del caso	Geometría	Condiciones	Resultados	
Codo de 90° Diámetro= 24 pulg Longitud = 20 m		$P_{ent} = 750$ [psi]	Presión	749.981-749.987
		$T_{ent} = 73$ [F]	Temperatura	72.1063-73.0009
		$Q_{sal} = 100$ MMPCD	Velocidad	6.4715-8.600
Codo de 150° Diámetro= 24 pulg Longitud = 12 m		$P_{ent} = 750$ [psi]	Presión	749.977-749.99
		$T_{ent} = 73$ [F]	Temperatura	70.9921-72.9325
		$Q_{sal} = 100$ MMPCD	Velocidad	5.7390-9.1265
Reducción Diámetro1= 24 pulg Diámetro2= 12 pulg longitud = 10 m		$P_{ent} = 1000$ [psi]	Presión	999.809-999.993
		$T_{ent} = 77$ [F]	Temperatura	76.5955-77.0023
		$Q_{sal} = 100$ MMPCD	Velocidad	4.9959-24.3297
Expansion Diámetro1= 12 pulg Diámetro2= 24 pulg longitud = 10 m		$P_{ent} = 1000$ [psi]	Presión	999.777-999.956
		$T_{ent} = 77$ [F]	Temperatura	76.5649-77.0185
		$Q_{sal} = 100$ MMPCD	Velocidad	5.5636-30.7823
Perfil con cambios de elevación Diámetro= 10 pulg longitud = 10 m		$P_{ent} = 600$ [psi]	Presión	596,249~599,124
		$T_{ent} = 96$ [F]	Temperatura	74,038~84,355
		$Q_{sal} = 130$ MMPCD	Velocidad	52,3205~80,1161

Fuente. Autores

4.2 CASO I: SIMULACIÓN PERFIL CON CAMBIOS DE ELEVACIÓN

En primer lugar se presenta un perfil o caso prueba que presenta cambios en la elevación y representa el tramo de un gasoducto. Se elaboro con una longitud de 50 metros y un diámetro de 10 pulgadas. El método de enmallado usado fue *sweep*, el numero de nodos y elementos obtenidos fueron 173127 y 36000 respectivamente. El tiempo de enmallado fue aproximadamente de 15 minutos, se debe aclarar que este depende del tipo de dominio, del método de enmallado que se elija y del equipo que se esté usando. Después del enmallado es necesario abrir el ANSYS CFX para empezar la simulación, lo primero es definir las propiedades, para este caso en cinco condiciones de frontera, tres de pared, una de entrada y una de salida. Se utilizo un gas con la siguiente composición: 0.98093 de Metano, 0.00208 de Dióxido de carbono, 0.01699 para el Nitrógeno. La mayor parte de condiciones y datos iniciales están expuestos y descritos con mayor profundidad en el tutorial básico del simulador como anexo, y cuyo caso de referencia es el perfil mencionado anteriormente.

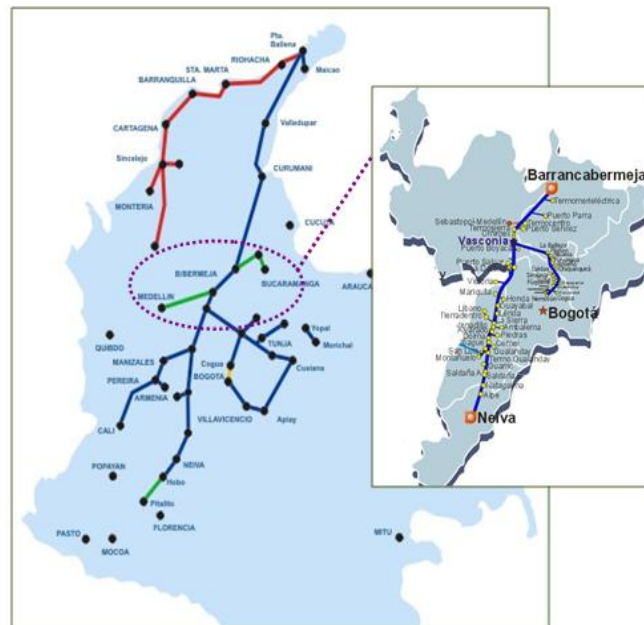
Los cambios de elevación, son factor considerable en el trazado y en la variación de las condiciones de fluido, por lo tanto, al simular se pretende observar los perfiles de presión, temperatura y velocidad con el fin de poder calcular si el fluido podría llegar a condensarse durante el transporte a través del gasoducto.

La variación de la temperatura está en función de los pisos térmicos, cambios bruscos de elevación pueden generar fenómenos como formación de hidratos o condensación. En Colombia históricamente no ha habido presencia de hidrocarburos líquidos al interior de los gasoductos, aun cuando se han alcanzado temperaturas de flujo muy bajas.

4.3 CASO II: SIMULACION DE UNA LINEA DE TRANSPORTE

4.3.1 Ubicación. La línea de transporte hace parte del gasoducto centro oriente, propiedad de TGI. S.A. E.S.P., es el principal activo de la Empresa. Está conformado por un primer sector desde Barrancabermeja hasta Neiva, en el cual se incluye los gasoductos Montañuelo en San Luis hasta Gualanday en el Departamento del Tolima, y el gasoducto Dina - Tello - Los Pinos en el Departamento del Huila, y un segundo sector desde Vasconia hasta Cogua, en cercanías de Zipaquirá. El primer sector suministra Gas Natural a 26 municipios de los departamentos de Boyacá, Santander, Caldas, Cundinamarca, Tolima y Huila; a través del Centro Operacional de Sebastopol al Gasoducto Sebastopol-Medellín; a las plantas de generación eléctrica de Termocentro, Termodorada, Termomerilétrica, Termosierra, y en Mariquita al Gasoducto de Occidente. El segundo sector alimenta a 18 municipios de los departamentos de Cundinamarca, Santander y Boyacá y a la capital del país.

Figura 14. Mapa Red Nacional de Gasoductos.



Fuente: <http://www.tgi.com.co/>

4.3.2 Tramo Barrancabermeja – Vasconia. Para el caso aplicado se identificaron los puntos de mayor interés dentro del tramo Barrancabermeja – Vasconia. Su extensión es de 168 km, con diámetro de 20 pulgadas en la troncal, y dos ramales como: Sebastopol con 20 pulgadas de diámetro y termoeléctrica con 6 pulgadas de diámetro. La figura 14 muestra la trayectoria de esta sección donde se presentan grandes longitudes de tubería recta y el cambio de elevación se puede considerar despreciable.

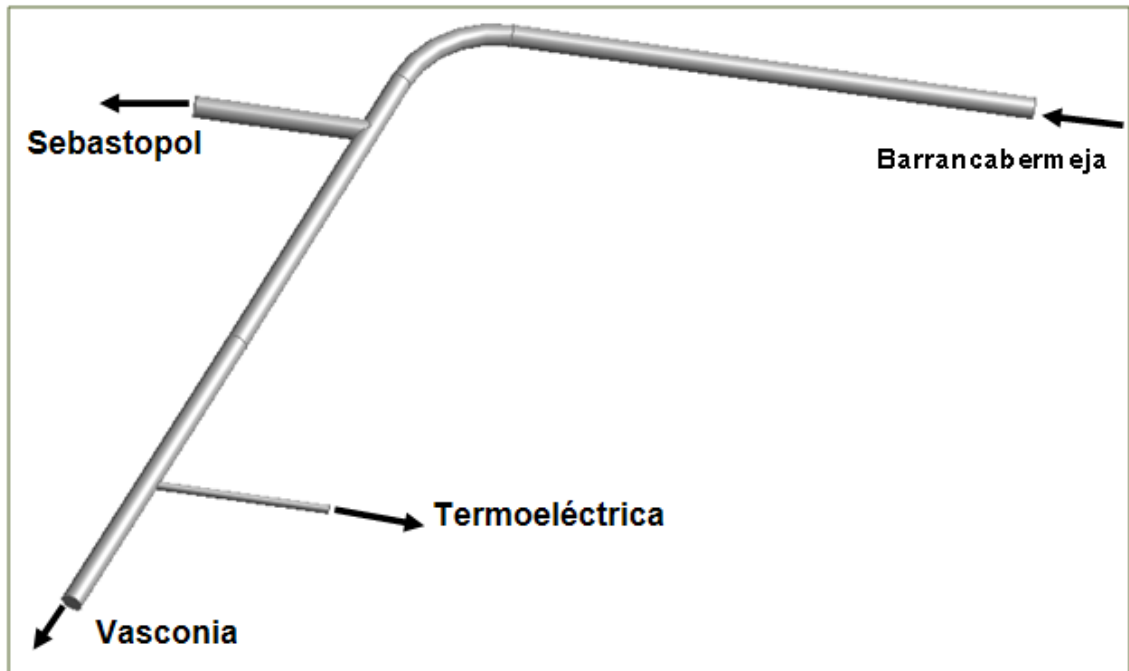
Figura 15. Tramo Barrancabermeja – Vasconia.



Fuente. <http://www.tgi.com.co/>

La línea simulada es una tubería de 2 Km, con diámetro de 20 pulgadas en su línea principal y dos ramificaciones de 20 y 6 pulgadas de diámetro como se muestra en la figura 16. El análisis de la línea se hizo en tramos de 500 metros, cada sección incluye un proceso diferente como el cambio de dirección en el codo y derivaciones y el cambio de diámetro. Se corrieron flujos en régimen laminar y turbulento en estado estable y transitorio.

Figura 16. Perfil de la tubería.

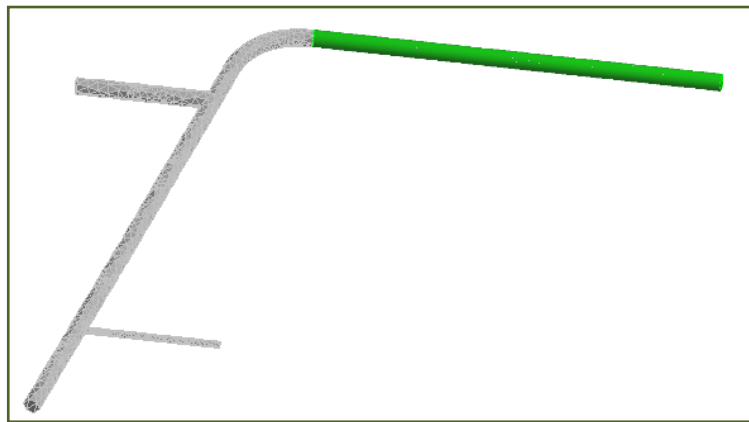


Fuente. Autores

Las condiciones de frontera se deben plantear según como se desee la simulación, puede ser muy robusta o robusta, esto depende de cómo se defina el comportamiento del flujo másico y la presión. Se necesitan dos condiciones de frontera, una para cada variable independiente que permitan que la solución sea única; éstas se pueden escoger entre flujo másico a la entrada o a la salida y presión a la entrada o a la salida. Utilizar como condiciones de frontera, por ejemplo, el flujo másico a la entrada y a la salida de la tubería genera un problema mal planteado, ya que un flujo másico puede ser generado por determinado ΔP , y mientras no se especifique alguna de las dos presiones el problema tiene infinitas soluciones. La selección de las condiciones de frontera debe depender de cuáles condiciones son más fáciles de medir en la práctica. Para el caso que se está tratando se eligieron como condiciones de frontera: una presión a la entrada y el flujo másico a la salida de la tubería, ya que son fácilmente medibles en la práctica.

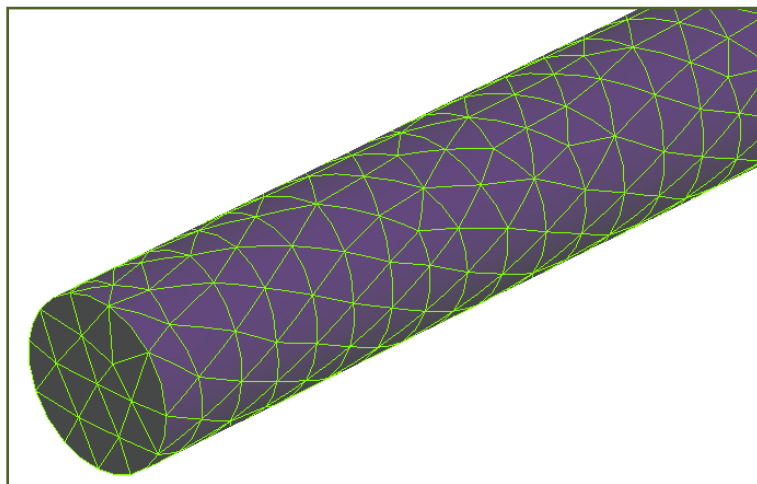
4.3.3 Tramo recto. El tramo recto de 500 m es el inicio de la línea, el método de mallado empleado fue tetraedros combinado con el algoritmo *patch independent*, obteniendo 549790 nodos y 325310 elementos. Es el modelo más sencillo y la forma de tubería más común en las líneas de transporte, en estas secciones las pérdidas de presión y los cambios de temperatura son bajos. La simulación de este caso se configuró con las condiciones presentadas en la tabla 6.

Figura 17. Ubicación del tramo recto en la Línea de Transporte.



Fuente. Autores

Figura 18. Detalle del método de Enmallado tramo 1.



Fuente. Autores

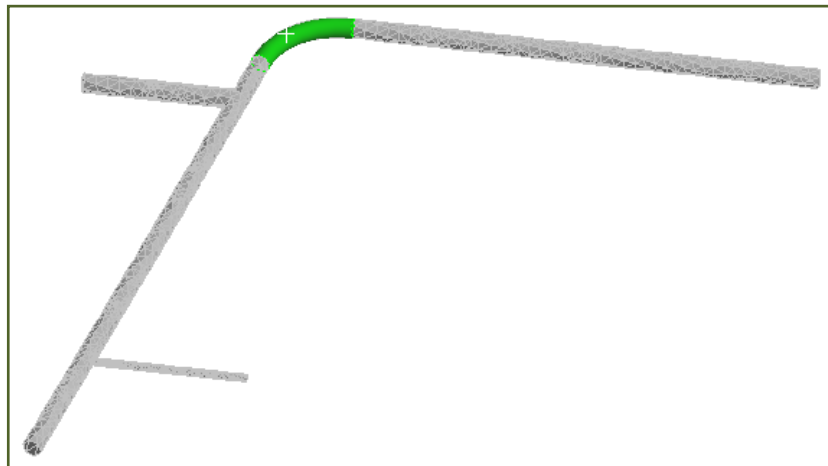
Tabla 7. Condiciones del tramo 1

Frontera	Condición	Valor
Entrada	Presión Total [psi]	610,8075
Salida	Flujo MMPCD	140,77
Pared	No Slip – Rugosidad [ft]	0,000164
Inicialización		
Temperatura	[F]	81,16
Velocidad	[ft/s]	18,6682
Presión Estática	[psi]	596,1075

Fuente. Autores

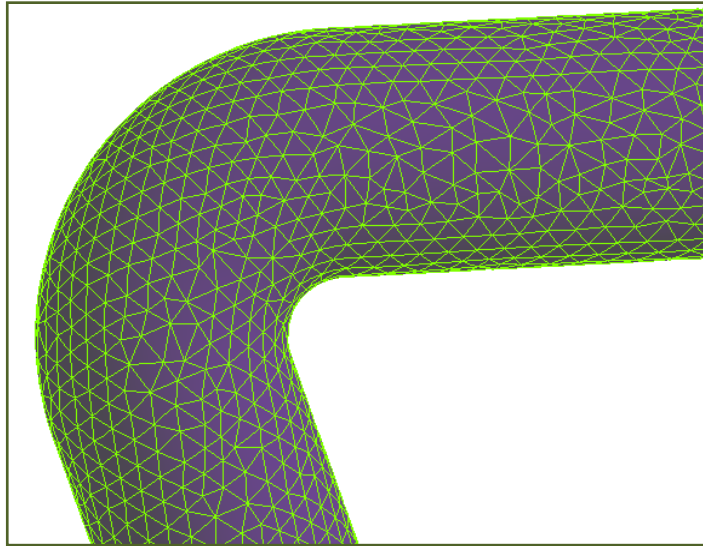
4.3.4 Codo. El codo es el tramo donde se presenta cambio en la dirección del flujo sin variación del diámetro, el método de mallado empleado fue el de tetraedros, obteniendo 652250 nodos y 403242 elementos. Secciones de esta forma son muy comunes en las líneas de transporte, ya que, por lo general cuando hay que enterrar la tubería o cruzar un río es necesario cambiar la dirección del flujo en forma de codo.

Figura 19. Ubicación del Codo en la Línea de Transporte.



Fuente. Autores

Figura 20. Detalle de enmallado del codo.



Fuente. Autores

Las condiciones del tramo 2 presentados en la tabla 7, son las condiciones con las que finaliza el tramo 1, con el fin de garantizar la continuidad en las condiciones y variaciones que se puedan presentar a lo largo de toda la línea. De igual manera, los datos de salida de esta sección serán las condiciones de entrada de la siguiente sección y así sucesivamente.

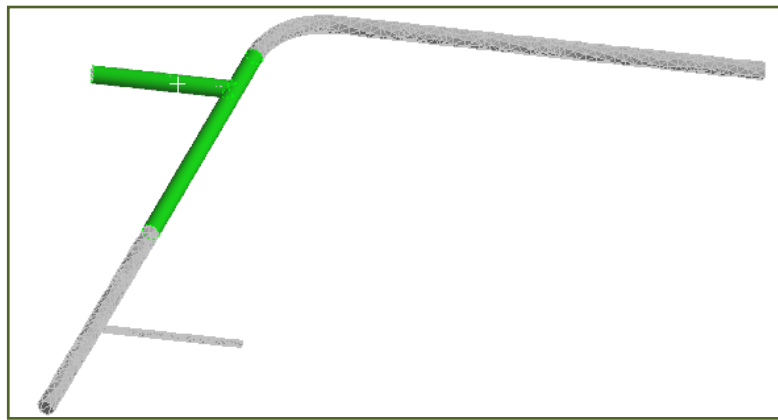
Tabla 8. Condiciones del tramo 2.

Frontera	Condición	Valor
Entrada	Presión Total [psi]	609,67
Salida	Flujo MMPCD	140,77
Pared	No Slip – Rugosidad [ft]	0,000164
Inicialización		
Temperatura	[F]	76,9897
Velocidad	[ft/s]	19,9488
Presión Estática	[psi]	594,97

Fuente. Autores

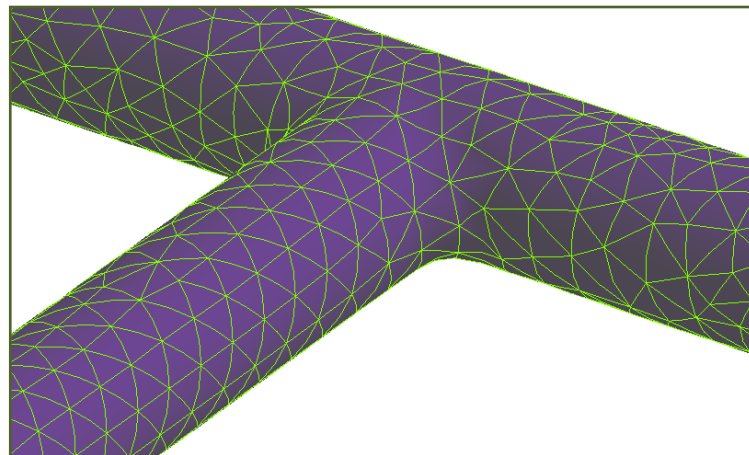
4.3.5 Derivación. Esta sección presenta un cambio en la dirección de flujo manteniendo el diámetro constante, pero a diferencia del codo el flujo sufre derivación. El enmallado se realizó con tetraedros, obteniendo 680686 nodos y 423413 elementos. Este tipo de derivación se utiliza en casos donde es necesario transportar un gran volumen de gas hacia otra dirección, puesto que las líneas de derivación o ramales suelen ser de un diámetro menor a la línea troncal.

Figura 21. Ubicación de la Derivación en la Línea de Transporte.



Fuente. Autores

Figura 22. Detalle de Enmallado en la derivación.



Fuente. Autores

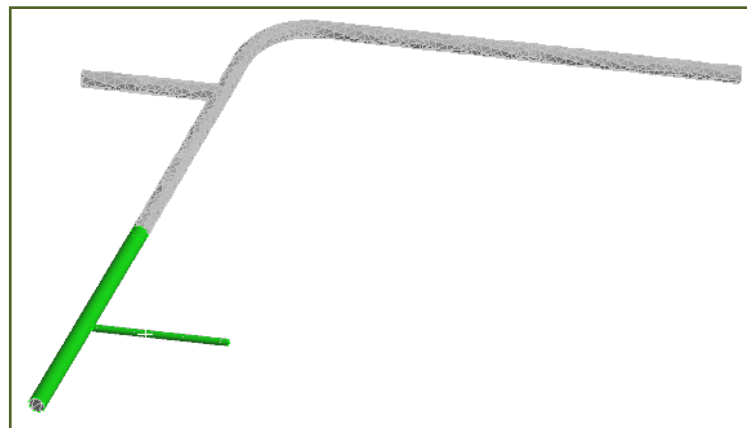
Tabla 9. Condiciones del tramo 3.

Frontera	Condición	Valor
Entrada	Presión Total [psi]	608,604
Salida Derivación	Flujo MMPCD	37,349
Salida Troncal	Presión Estática [psi]	593,904
Pared	No Slip – Rugosidad [ft]	0,000164
Inicialización		
Temperatura	[F]	76,9897
Velocidad	[ft/s]	5,567
Presión Estática	[psi]	593,904

Fuente. Autores

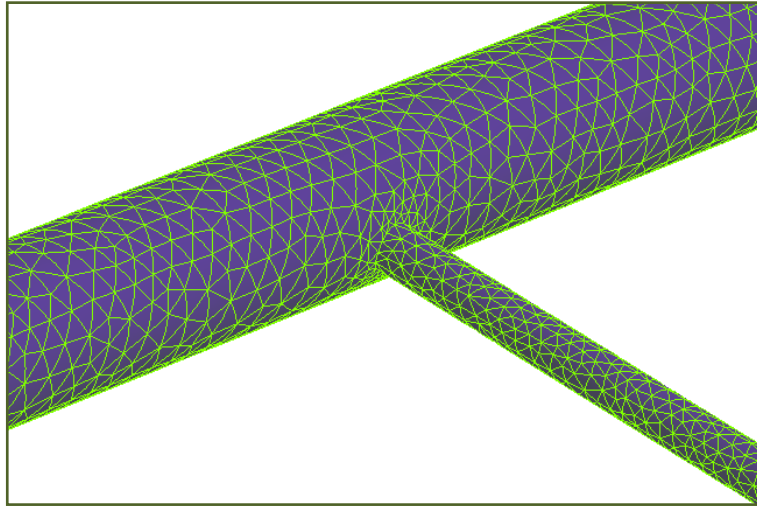
4.3.6 Cambio de Diámetro – Reducción. El último tramo es un cambio de diámetro en forma de reducción, en este caso el flujo sufre cambio de dirección, derivación y compresión, ya que el diámetro se reduce de 20 pulgadas a 6 pulgadas. Para la malla se utilizaron tetraedros, obteniendo 2118988 nodos y 1389781 elementos, como se observa en este caso el numero de nodos y elementos es bastante elevado, debido a la reducción donde se hace una refinación de la malla para la obtención de mejores resultados.

Figura 23. Ubicación de la Reducción en la Línea de Transporte.



Fuente. Autores

Figura 24. Detalle de Enmallado en la Reducción.



Fuente. Autores

Tabla 10. Condiciones del tramo 4.

Frontera	Condición	Valor
Entrada	Presión Total [psi]	597.712
Salida Derivación	Flujo MMPCD	8,017
Salida Troncal	Presión Estática [psi]	583.012
Pared	No Slip – Rugosidad [ft]	0.000164
Inicialización		
Temperatura	[F]	77,0617
Velocidad	[ft/s]	39,1817
Presión Estática	[psi]	583,012

Fuente. Autores

4.4 ANALISIS DE RESULTADOS

4.4.1 Corridas en Estado estable

Tabla 11. Resultados de la simulación

Régimen Laminar				
Variable	Tramo 1	Tramo 2	Tramo 3	Tramo 4
Presión [Psi]	610 ~ 610,78	610,68 ~ 610,70	596,081 ~ 610,007	581,056 ~ 581,416
Temperatura [F]	76,89 ~ 81,16	77,0 ~ 77,02	76,9411 ~ 77,005	76,9321 ~ 76,9986
Velocidad [ft/s]	19,1098~22,1504	18,98 ~ 19,97	4,79555 ~ 39,5516	0,38562 ~ 41,8268
Régimen Turbulento				
Presión [Psi]	610,744 ~ 610,78	609,702 ~ 610,712	596,089 ~ 608,992	593,905 ~ 602,506
Temperatura [F]	76,99 ~ 81,16	76,9897~ 81,1495	76,9465 ~ 76,9897	77,04 ~ 77,0617
Velocidad [ft/s]	19,52 ~ 21,04	18,7712~ 19,9841	4,89655 ~ 35,8054	12,1207 ~ 37,0143

4.4.2 Corridas en Estado Transiente

Tabla 12. Resultados de la simulación

Régimen Turbulento				
Variable	Tramo 1	Tramo 2	Tramo 3	Tramo 4
Presión [Psi]	609,668 ~ 610,732	608,599 ~ 609,579	508,118 ~ 602,355	583,012 ~ 587,885
Temperatura [F]	77,4577 ~ 80,9677	77,3857 ~ 78,1725	76,9879 ~ 76,9915	74,5219 ~ 77,2633
Velocidad [ft/s]	18,8361 ~ 19,5493	18,8131 ~ 19,7655	2,42724 ~ 47,5296	0,3997 ~ 41,6499

Como se observa en la tabla de resultados, la variación entre las corridas hechas en régimen laminar y turbulento en estado estable es muy pequeña, ya que los valores obtenidos para el número Reynolds siempre fueron superiores al límite laminar, demostrando así que el flujo siempre se comporta como turbulento.

Por tal razón, al realizar las corridas en estado transitorio, solo se contemplo el régimen turbulento, y por ende los análisis están basados en los resultados obtenidos de dicha corrida.

Tabla 13. Validación de Datos.

Validación de Presión [Psi]			
Sección	CFX	TGI	% Error
Tramo 1	610,732	610,81	0,01
Tramo 2	609,579	671,315	9,19
Tramo 3	602,355	682,94	11,79
Tramo 4	585,160	699,10	16,29
Validación de Temperatura [F]			
Sección	CFX	TGI	% Error
Tramo 1	80,9677	81,16	0,23
Tramo 2	78,1725	84,59	7,58
Tramo 3	76,9915	86,54	11,033
Tramo 4	77,2633	79,98	3,40

Fuente. Autores

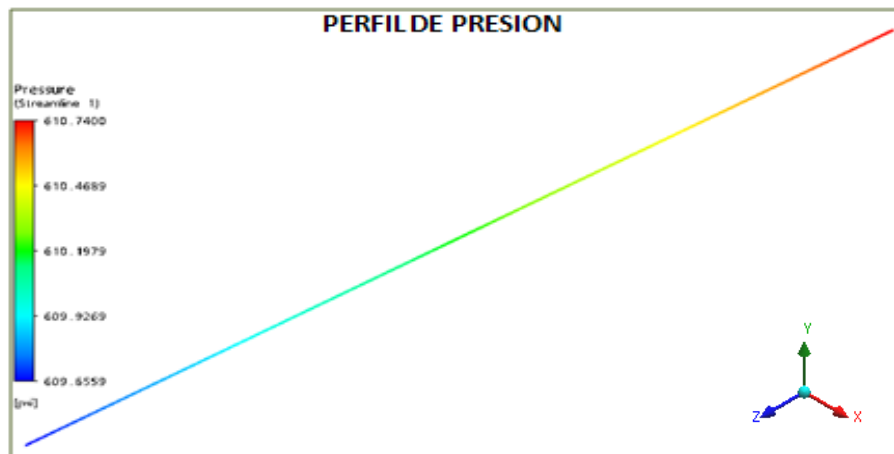
La validación de datos se realizo con la información suministrada por La Transportadora de Gas Internacional TGI. La empresa cuenta con un sistema de transmisión de datos que permite controlar, monitorear y supervisar desde un Centro de Control los parámetros críticos del proceso, tales como presiones, temperaturas, consumos, etc. Un sistema de este tipo se denomina SCADA, (*Supervisory Control And Data Acquisition*) que significa Control Supervisorio y Adquisición de datos. Posteriormente se carga esta información al simulador de

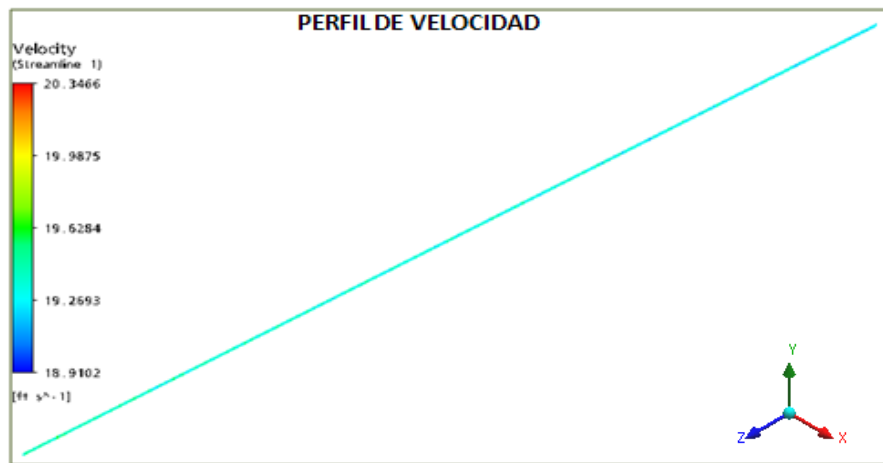
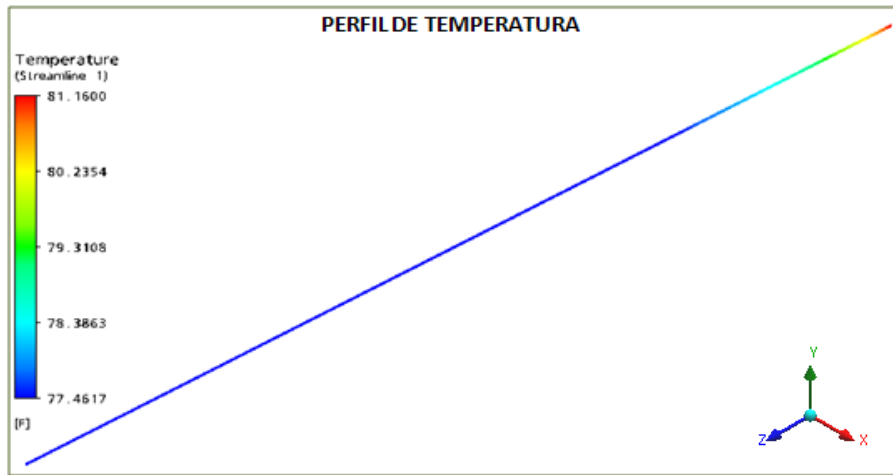
flujo PipeLine studio, el cual es un simulador que permite modelar flujos de Gas en estado estable y transiente.

Para el caso aplicado, vemos que los porcentajes de error están en un valor aceptable, además se debe resaltar que en la industria las condiciones para el transporte están reguladas para evitar casi todo tipo de problemas o inconvenientes que alteren la eficiencia del flujo, lo cual se ve en la poca variación que sufren las condiciones operacionales tanto en los resultados obtenidos en simulador ANSYS, como los datos suministrados de TGI, estableciendo que la técnica de volúmenes finitos permite una valoración cercana a la obtenida con los simuladores de flujo convencionales que se utilizan en la industria.

4.4.3 Perfiles Tubería Recta

Figura 25. Perfiles de Presión, Temperatura y Velocidad del Tramo 1.



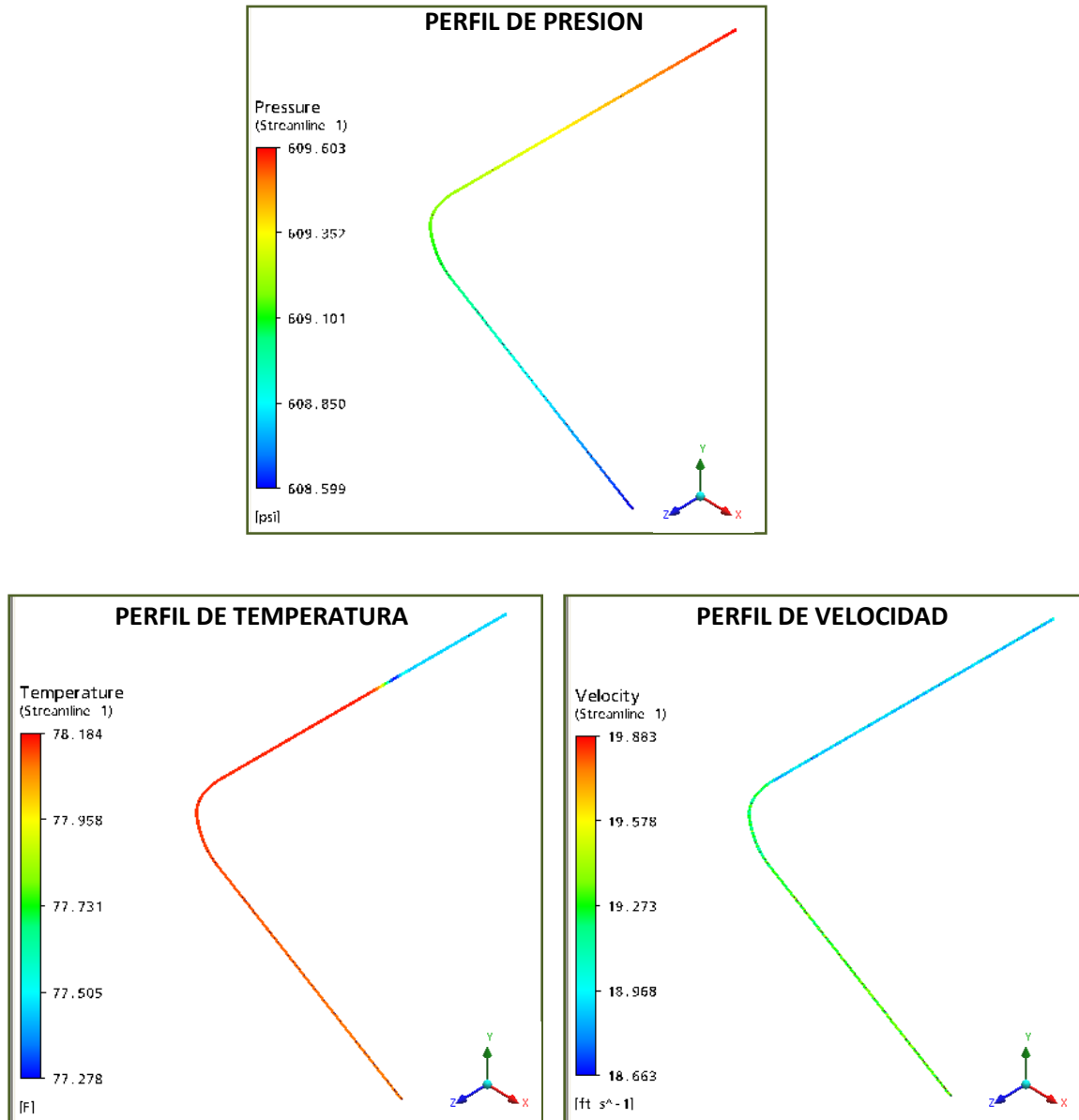


Fuente. Autores

Los perfiles obtenidos del tramo recto, muestran la variación típica en una tubería recta, la presión presenta un gradiente muy pequeño, debido a la simplicidad de la trayectoria, la temperatura y la velocidad también presentan poca variación, puesto que no hay perturbaciones.

4.4.4 Perfiles Codo

Figura 26. Perfiles tramo 2



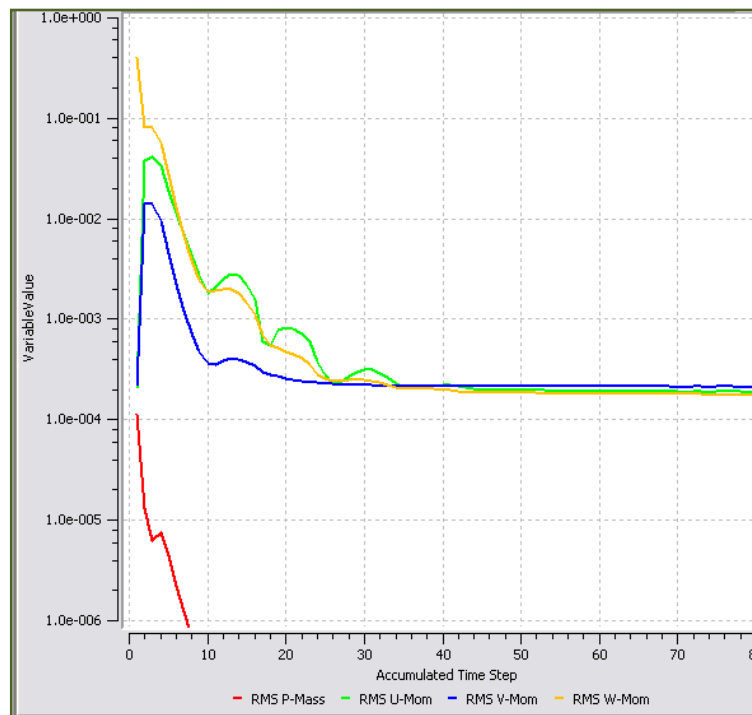
Fuente. Autores

La variación en la dirección del flujo, evidencia el aumento de la velocidad en la dirección X, este cambio de dirección genera un aumento en la temperatura de aproximadamente 1,5 F, y se mantiene constante hasta finalizar, de ahí en

adelante la transferencia de calor es constante, pero su valor no es muy significativo. La presión muestra una variación gradual, es un poco leve en el cambio de dirección de aproximadamente 0,25 Psi.

La curva de residual RMS para la masa y el momento en el tramo recto y en el codo son muy similares y se puede notar que no existe acumulación de masa es decir que la ecuación de continuidad ha sido resuelta satisfactoriamente en cada uno de los volúmenes de control, como se puede apreciar en la grafica RMS.

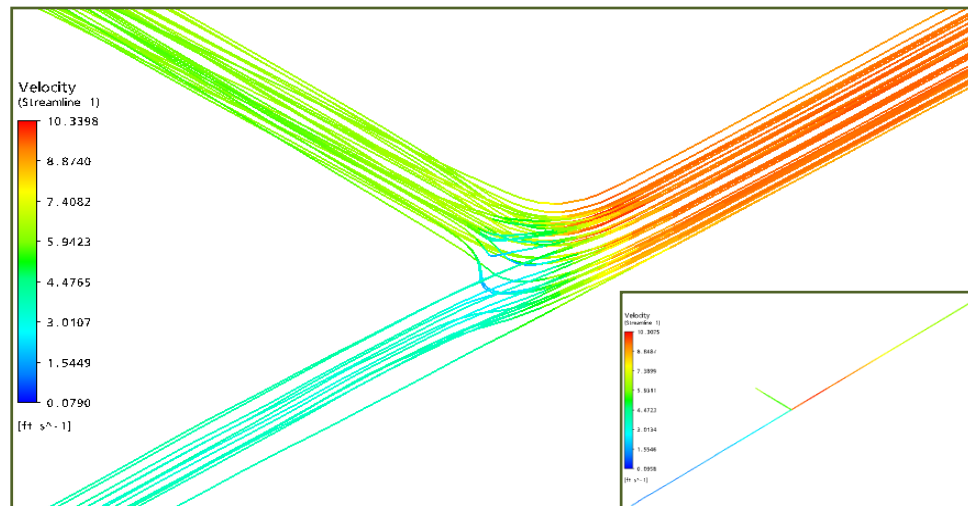
Figura 27. Residuales para Masa y Momento en el Tramo 2.



Fuente. Autores.

4.4.5 Perfiles Derivación sin cambio de Diámetro.

Figura 28. Detalle de variación de velocidad en el tramo 3.

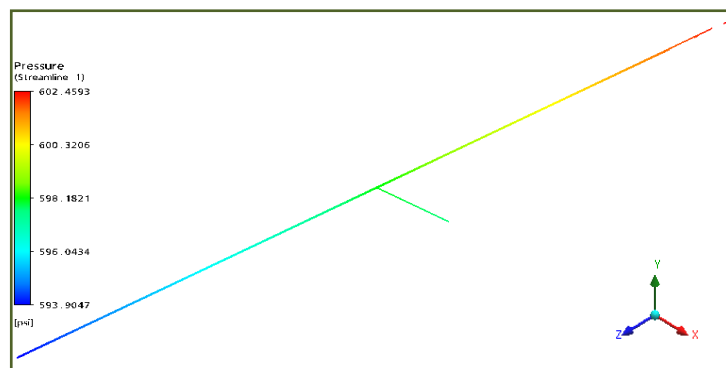


Fuente. Autores.

Los cambios más bruscos en la velocidad se pueden observar en las derivaciones, en este caso en la derivación de diámetro igual al de la troncal, se puede observar el detalle del disturbio que genera esta condición, aunque el flujo se recupera rápido la velocidad continua disminuyendo, aproximadamente unos 5 ft/s.

4.4.6 Perfiles Derivación con Reducción de Diámetro.

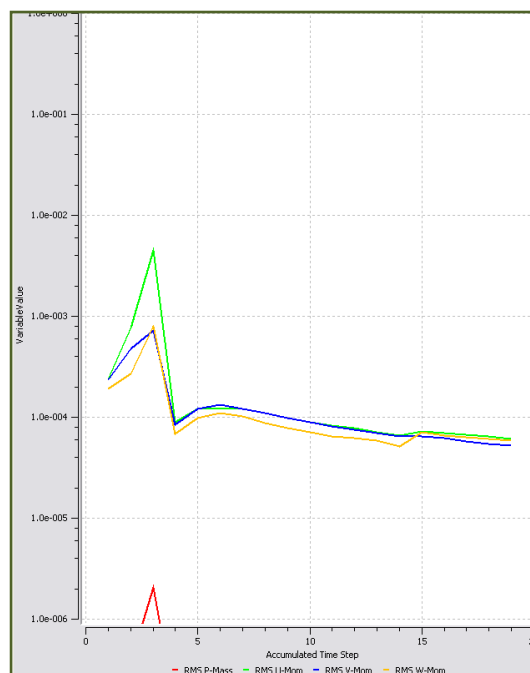
Figura 29. Perfil de Presión tramo 3



Fuente. Autores

La acumulación de la masa como se puede ver en la figura de los residuales se debe a que el fluido sufre perturbación en la reducción de diámetro, y se acumula mientras el fluido vuelve a recuperar su estabilidad. Esta condición se presenta en las derivaciones tanto de 20 pulgadas como de 6 pulgadas. Se puede observar este fenómeno en la figura 27.

Figura 30. Residuales para Masa y Momento en el Tramo 3.



Fuente. Autores

Para el caso del perfil con variación de elevación la temperatura sufre un cambio de aproximadamente 1F en el ascenso pero se recupera muy rápido del disturbio, lo que significa que la transferencia de calor no es significativa para el caso que se analiza.

La condición de presión total a la entrada, fija un nivel energético uniforme, permitiendo al software distribuirla en presión dinámica y estática en todo el dominio. De esta manera se satisfacen el orden de las ecuaciones. El flujo másico en la salida se uso para simular la condición de flujo totalmente desarrollado.

4.5 ANALISIS DE SENSIBILIDAD

En las corridas se utilizaron una presión de entrada de 600 psi y temperatura de 85 F. Se considero presión de referencia de 14,7 psi y la condición de temperatura de Pared de 77 F. El caudal inicial es 130 MMPCD.

Tabla 14 y 15. Resultados de la sensibilidad.

ESTADO ESTABLE - TRAMO 1				
VARIABLE	1.5 Q	2 Q	0.5 Q	0.25Q
Presión [psi]	597,81~599,802	596,974~599,72	599,737~599,977	599,934~599,932
Temperatura [F]	77,002~83,55	77,0023~83,568	76,998~83,4517	76,9986~83,3455
Velocidad [ft/s]	27,4027~28,539	32,099~33,378	9,1785~9,6936	4,96854~4,76385

ESTADO ESTABLE - TRAMO 2				
VARIABLE	1.5 Q	2 Q	0.5 Q	0.25Q
Presión [psi]	595,65~597,628	594,592~596,76	594,35~594,579	594,873~594,928
Temperatura [F]	77,0167~77,023	76,996~77,0212	77,0203~77,0239	77,0491~77,0509
Velocidad [ft/s]	26,1589~27,507	27,41~28,7381	8,9293~9,4297	4,294~4,7513

Fuente. Autores

Al variar el flujo, se puede observar que la velocidad es la variable más afectada, causando una disminución considerable en la caída de presión.

Tabla 16 y 17. Resultados de la sensibilidad.

ESTADO TRANSIENTE - TRAMO 3				
VARIABLE	1.5 Q	2 Q	0.5 Q	0.25Q
Presión [psi]	593,191~579,936	579,997~592,338	579,653~593,57	580.18~593.847
Temperatura [F]	76,530~78,0967	76,464~78,1291	75,493~77,0455	75.520~77.0113
Velocidad [ft/s]	7,464~77,430	10,293~96,154	0,095~71,1948	0.636~77.0113

ESTADO TRANSIENTE - TRAMO 4				
VARIABLE	1.5 Q	2 Q	0.5 Q	0.25Q
Presión [psi]	580,251~593,841	568,561~ 581,99	561,458~574,122	565,46~578,567
Temperatura [F]	76,251~78,1245	76,434~ 77,132	75,452~77,234	75,286~76,4929
Velocidad [ft/s]	7,221~100,523	10,164~102,523	0,123~95,1456	0,358~100,943

Fuente. Autores

En los tramo 3 y 4 se puede ver que la velocidad sufre cambios drásticos con la variación del flujo, es decir son directamente proporcionales esto significa que en la medida en que se incrementa el flujo se alcanza la velocidad erosional aumentando las posibilidades de arrastre de sedimentos y de daños en la tubería.

CONCLUSIONES

Se logro ajustar la metodología general de dinámica computacional de fluidos al flujo de fluido compresible, constituyendo una contribución al modelado en gasoductos y la simulación numérica de este tipo de flujos.

En el enmallado el mejor elemento para modelar gasoductos es el tetraedro, ya que es el único que no deforma el dominio y ajusta el tamaño del volumen de control adaptándose a cambios bruscos de geometría.

Al validar el modelamiento del gasoducto el máximo error obtenido fue 16%, estableciendo que la técnica de los volúmenes finitos permite una valoración cercana a la obtenida en simuladores de flujo convencionales que se utilizan en la industria.

Los resultados obtenidos en la sensibilidad por variación de flujo, permitieron comprobar la relación directa entre el flujo y la velocidad, siendo esta la variable más afectada y con mayores fluctuaciones.

RECOMENDACIONES

En ingeniería de detalle, el software ansys, se recomienda como un simulador con alto grado de confiabilidad, ya que en procesos de gran longitud presenta limitaciones de diseño y de cálculo.

El uso de un mallado no estructurado como método de discretización espacial en tuberías, permite una resolución más eficiente de las ecuaciones en los volúmenes de control.

En un proceso de transporte de gas, los procesos de estabilización se alcanzan rápidamente, exigiendo tiempos muy pequeños, ya que un Δt demasiado grande evita visualizar los cambios y perturbaciones que se pueden generar.

Se recomienda el análisis en las terminales de recepción de los poliductos o en estaciones intermedias en donde llegan los cuatro o cinco productos que se transportan, utilizando la metodología de Dinámica Computacional de Fluidos como una herramienta orientada a procesos específicos que permitiría obtener resultados con menos grado de incertidumbre y de error, que con los estudios y software convencionales de flujo de fluidos.

Muchas veces se desconoce la magnitud de la turbulencia en un flujo compresible, siendo recomendable configurar esta opción como automática, dejando que el mismo simulador proporcione estos valores.

BIBLIOGRAFÍA

ALMARES GÓMEZ, Aarón. Análisis de Flujo en un Sensor de Placa de Orificio. 2007.

ANSYS Release 11.0 Documentations for ANSYS.

Asante, B., "Two-Phase Flow: Accounting for the Presence of Liquids in Gas Pipeline Simulation." Paper presented at 34th PSIG Annual Meeting, Portland, Oregon (October 23–25, 2002).

BANZER, Carlos. Correlaciones numéricas PVT

BIJL, H. Y WESSELING, P. Computation of unsteady flows at all speeds with a staggered scheme. European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering, ECCOMAS. Barcelona. 2000.

Brill, J.P., and Beggs, H.D., "Two-Phase Flow in Pipes," 6th Ed. Tulsa University Press, Tulsa, OK (1991).

Campbell, J.M., Hubbard, R.A., and Maddox R.N., "Gas Conditioning and Processing," 3rd Ed. Campbell Petroleum Series, Norman, OK (1992).

Colebrook, C.F., "Turbulent Flow in Pipes with Particular Reference to the Transition Region between the Smooth and Rough Pipe Laws." J. Inst. Civil Engineers, 11, 133–156, London (1939).

DALLY, James & HARLEMAN, Donald . Dinámica de Fluidos con Aplicaciones a Ingeniería, Editorial Trillas – MEXICO.

E.W. McAllister. PIPE LINE RULES OF THUMB HANDBOOK, Gulf Professional Publishing. 1998.

Garland, W.J., Butler, M., and Saunders, F., "Single-Phase Friction Factors for MNR Thermalhydraulic Modeling." Technical Report, McMaster University, Ontario, Canada (Feb. 23, 1999).

Huntington, R.L., "Natural Gas and Natural Gasoline." McGraw-Hill, New York (1950).

Ikoku, C.U., "Natural Gas Production Engineering." Wiley, New York (1984).

J.A.P.G. Fundamentos de Ingeniería de Producción. Flujo Isotérmico de Gas en Tuberías, Capítulo 5.

Jain, A.K. "An Accurate Explicit Equation for Friction Factor." J. Hydraulics Div. ASCE 102, HY5 (May 1976).

Kennedy, J.L., "Oil and Gas Pipeline Fundamentals," 2nd Ed. Pennwell, Tulsa, OK (1993).

Maddox, R.N., and Erbar, J.H., "Gas Conditioning and Processing: Advanced Techniques and Applications." Campbell Petroleum Series, Norman, OK (1982).

Mohitpour, M., Golshan, H., and Murray, A., "Pipeline Design and Construction: A Practical Approach." ASME Press, American Society of Mechanical Engineers, New York (2002).

MOKHATAB, Saeid, POE William A. & SPEIGHT James G. Handbook of Natural Gas Transmission and Processing. U.S.A.: El Sevier, 2006.

MONCADA, D.N & MORALES, H. Aplicación Práctica de la dinámica de fluidos Computacional en la Medición de Flujo de Fluidos.

Moody, L.F., Friction factors for pipe flow. *Trans. ASME* **66**, 671–684 (1944).

Nikuradse, J., "Stromungsgesetze in Rauhen Rohren." Forschungsheft, b Vol. B, VDI Verlag, Berlin (July/Aug., 1933).

Ouyang, L.-B., and Aziz, K., Steady state gas flow in pipes. *J. Petr. Sci. Eng.* **14**, 137–158 (1996).

PEREZ MORELO, Álvaro & GARRE DEL HOLMO, Carlos. Dinámica de Fluidos Computacional para Gráficos.

RUIZ, B. A. &, CRUZ, Q.H. Flujo de Gas Bajo Condiciones no Estables.

Schlichting, H., "Boundary Layer Theory," 7th Ed. McGraw-Hill, New York (1979).

Schroeder, D.W., "A Tutorial on Pipe Flow Equations." Paper presented at 33rd PSIG Annual Meeting, Salt Lake City, UT (Oct. 17–19, 2001).

SMITH, Peter. Processing Piping Design Handbook, Gulf Publishing Company – HOUSTON, TEXAS. 2007

Streeter, V.L., and Wylie, E.B., "Fluid Mechanics." McGraw-Hill, New York, (1979).

Towler, B.F., and Pope, T.L., New equation for friction factor approximation developed. *Oil Gas J.* **92**(14), 55–58 (1994).

Uhl, A.E., NB-13 Committee, "Steady Flow in Gas Pipelines." Institute of Gas Technology, Report No. 10, American Gas Association, New York (1965).

VERSTEEG, H. y MALALASEKERA, W. An introduction to computational fluid dynamics the finite volume method. Longman scientific & Technical, p.21. 1995.

Weymouth, T.R., "Problems in Natural Gas Engineering." Trans. ASME, Reference No. 1349, 34 (1912).

Zagarola, M.V., "Mean Flow Scaling of Turbulent Pipe Flow." Ph.D. thesis, Princeton University, Princeton (1996).

<http://www.tgi.com.co/>

ANEXO I

Software de trabajo en elementos finitos y volúmenes finitos

Existen muchos paquetes de software, tanto libres como no libres. Generalmente el software que permite trabajar con el método de elementos finitos (MEF) ofrece la opción de trabajo con el método de volúmenes finitos (MVF), al poderse asumir como una formulación simplificada del MEF o un método evolucionado de las diferencias finitas.

Historia

El análisis de elementos finitos desde su enfoque matemático fue desarrollado en 1943 por Richard Courant, quien usó el Método de Ritz del análisis numérico y el cálculo diferencial para obtener soluciones aproximadas para sistemas oscilatorios. Desde un punto de vista ingenieril, el análisis de elementos finitos se origina como el método de análisis estructural de matrices de desplazamiento, el cual surge luego de varias décadas de investigación, principalmente en la industria aeroespacial inglesa, como una variante apropiada para computadores¹. Para finales de los años de la década de 1950, los conceptos claves de matriz de rigidez y ensamble de elementos existe en las formas como se conocen hoy en día.², la demanda de la NASA repercutió en el desarrollo del software de elementos finitos NASTRAN en 1965.

Aplicaciones

La Ingeniería asistida por computadora (CAE, del inglés: *Computer Assisted Engineering*) es la aplicación de programas computacionales de ingeniería para evaluar componentes o ensambles. Contiene simulación, validación y optimización de productos y herramientas de manufactura. La aplicación principal de CAE,

usada en ingeniería civil, mecánica, aeroespacial, y electrónica, se trata de FEA al lado del Diseño Asistido por Computador (CAD).

En general, hay tres fases en cualquier tarea asistida por computador:

1. Pre-procesamiento.
2. Solución del análisis.
3. Post-procesamiento.

El primer paso, el pre-procesamiento, es construir un modelo de elementos finitos de la estructura a ser analizada. En muchos paquetes se requiere de la entrada de una descripción topológica de las características geométricas de la estructura. Ésta puede ser 1D, 2D, o 3D. El objetivo principal del modelo es replicar de manera realista los parámetros importantes y características del modelo real. La manera más sencilla para conseguir la similitud en el análisis es utilizar planos pre-existentes, modelos CAD, o datos importados de un ambiente software. Una vez se ha creado la geometría, se utiliza un procedimiento para definir y dividir el modelo en "pequeños" elementos. En general, un modelo de elementos finitos está definido por una malla, la cual está conformada por elementos y nodos.

En la siguiente etapa en el proceso se lleva a cabo una serie de procesos computacionales que involucran las variables de campo aplicadas, y las propiedades de los elementos de donde producir un modelo de solución. Tal análisis estructural permite la determinación de efectos como lo son las deformaciones, estiramiento o *estrés* que son causados por fuerzas estructurales aplicadas como lo son la fuerza, la presión y la gravedad.

En la etapa final, estos resultados entonces pueden ser estudiados utilizando herramientas visuales dentro del ambiente del software para ver y para identificar completamente las implicaciones del análisis. Herramientas numéricas y gráficas

permiten la localización precisa de información como esfuerzos y deformaciones a ser identificadas.

Durante el diseño y desarrollo de productos, los ingenieros requieren actualizaciones automáticas entre sus últimos modelos en los ambientes de CAD y proceso. Todavía hay una necesidad de mejorar esta relación, haciéndolo técnicamente más cercanos y unidos. Aunque la demanda de una integración unida con las mejoras en los desarrollos de ordenadores y software ha introducido una tendencia más colaborativa y robusta donde los problemas de compatibilidad empiezan a ser eliminados. Los diseñadores están ahora introduciendo simulaciones en computadora capaces de usar archivos pre-existentes de CAD sin la necesidad de modificar y recrear los modelos para acoplarse a los ambientes de procesamiento.

Uno de estos programas con análisis de elementos finitos integrado es Soliworks de la compañía SolidWorks Corporation, que es una herramienta de diseño de medio rango que ofrece un nivel introductorio al programa de FEA llamado CosmoExpress. Entre los módulos más avanzados para SolidWorks está COSMOSMotion que simula las colisiones cinemáticas de diversos cuerpos y maneja más avanzadas simulaciones lineales estáticas.

Software Propietario

Algunos de los productos disponibles son ABAQUS de Dassault Systèmes, FLUENT, Comsol Multiphysics y ANSYS. Cada licencia para alguno de estos sistemas cuesta en el orden de los miles de euros. En el mundo del software libre existe Open FEM desarrollado en conjunto por el INRIA y la empresa [SDTools](#) y funciona bajo [matlab](#) y [scilab](#). El mercado para este tipo de software crece a una tasa de 11% anual y entre los sistemas disponibles, los de Ansys.Inc ocupan en

Europa la más grande parte de mercado, específicamente en el dominio de la distribución de software de simulación y de cálculo, siendo Alemania y Francia los mayores consumidores de estos productos (cifras de 2007).

ANSYS

ANSYS, Inc. Fue fundada en 1970 (Swanson Analysis Systems, Inc.) utilizando aproximadamente 1700 empleados. La mayoría con experiencia en elemento finito y dinámica de fluido computacional. ANSYS desarrolla, comercializa y presta soporte a la ingeniería a través de software de simulación para predecir cómo funcionará y reaccionará determinado producto bajo un entorno real. ANSYS continuamente desarrolla tecnología enfocada en la simulación y a través del tiempo ha adquirido otro software para ofrecer un paquete de aplicaciones que pueden ser unificadas para los problemas más complejos. Además presta soporte a la industria.

ANSYS, Ins. es un software de simulación ingenieril. Está desarrollado para funcionar bajo la teoría de elemento finito para estructuras y volúmenes finitos para fluidos. En 2008, el National Institute of Standards and Technology de Estados Unidos utilizó ANSYS para modelar los acontecimientos que llevaron al inicio del desplome del edificio World Trade Center 7 durante los atentados del 11 de septiembre de 2001.

Los comienzos

En 1963, Dr. John Swanson trabajó en los laboratorios nucleares de Westinghouse en Pittsburgs. Él era el responsable del análisis del reactor nuclear junto a todos sus componentes. Él utilizó códigos computacionales para predecir las curvas de esfuerzos del rotor del reactor, el cual se veía afectado tanto por la presión como por la temperatura. Con el pasar de los años, Sawnson

fue afinando el método para poder ser utilizado bajo geometría en 3-D, análisis no lineales para deformaciones plásticas, análisis dinámico, y los códigos para transferencia de calor fueron avances realizados por Wilson at Aerojet. El código original desarrollado por John incluía un análisis 2D axisimétrico, John quería combinar estos avances así como remover códigos que se repetían en la resolución de ecuaciones y en el post-procesamiento.

Swanson quería una integración que hiciera del código una herramienta para disminuir el tiempo de cálculo y análisis de los ingenieros de Westinghouse y otra compañías, esta ahorraría mucho dinero a los que la utilizaran, pero John no estaba de acuerdo, de tal forma Swanson abandono la compañía en 1969, pero no sin antes haber mandado el código a COSMIC para el poder retomar el proyecto más tarde por su cuenta.

Swanson Analysis Systems, Inc fue incorporada a mediados de los años 1970 en la casa de Swanson por otro lado John continuaba trabajando en STASYS (el software que venía desarrollando para Westinghouse). Con el tiempo él se convirtió en un consultor y no en un empleado y pidió permiso para integrar los avances que había hecho Swanson en STASYS y Westinghouse no tuvo ningún problema debido a que lo que ellos querían era la solución efectiva de sus problemas. De esta forma los avances de Swanson y de John se unieron acelerando el proceso y los avances de ANSYS.

La primera versión de ANSYS fue programada a finales de 1970. Westinghouse fue el primer cliente que usaba ANSYS como programa principal de análisis en el diseño. Según el Dr. Swanson, el nombre ANSYS se escogió porque los abogados le aseguraron a Swanson que ANSYS era solo un nombre y que nada podía afectar los derechos de autor sobre el código ya creado. Durante ese periodo

todos los programas eran escritos sobre tarjetas perforadas. La instalación del programa incluía el traslado de personal para hacer las adaptaciones necesarias a la máquina para poder insertar las tarjetas en grandes computadoras.

Dr. Peter Kohnke conoció a John Swanson a principios de 1971. Swanson le ofreció trabajo a Kohnke en otoño de 1971, y éste finalmente aceptó en 1973 y hasta diciembre de 2005 aún trabaja en ANSYS Inc.

Antecedentes y herramientas similares

Desde finales de los años 1950 y principios de los años 1960 diferentes métodos para el análisis basado en el Método de los elementos finitos han sido implementados, pero casi siempre basados en fuerzas y no en desplazamientos. Los calculadores de elementos finitos comerciales aparecieron en la década de 1970, utilizaban toda la capacidad de cómputo de los grandes computadores centrales o mainframes y estaban dirigidos esencialmente a las industrias aeronáutica, automotriz, de defensa y nuclear. En la actualidad, este tipo de programas corre en computadores de escritorio y realizan al mismo tiempo el análisis de diferentes fenómenos, como por ejemplo, termomecánica, electromecánica y mecánica estructural.

Resumen

ANSYS está dividido en tres herramientas principales llamados módulos: pre-procesador (creación de geometría y mallado), procesador y post-procesador. Tanto el pre-procesador como el post-procesador están previstos de una interfaz gráfica. Este procesador de elemento finito para la solución de problemas mecánicos incluye: análisis de estructuras dinámicas y estáticas (ambas para problemas lineales y no-lineales), análisis de transferencia de calor y dinámica de fluidos, y también problemas de acústicas y de electromagnetismo. Usualmente el

uso de estas herramientas se utiliza simultáneamente logrando mezclar problemas de estructuras junto a problemas de transferencia de calor como un todo. Este software es usado también en ingeniería civil y eléctrica, física y química.

Características

Integrado: Permite la asociación de distintas tecnologías para el desarrollo de un producto sin abandonar una única plataforma. Además su integración permite la asociación con los software más avanzados de CAD. Por último, su sistema de integración permite incluirse sin dificultad en sistemas de documentación propios de cada empresa.

Modular: ANSYS permite que los clientes instalen una única aplicación para la solución de un problema específico. A medida que el usuario avanza en la solución, este puede necesitar análisis más complejos, hasta llegar al proceso de validación. Los distintos módulos de ANSYS permiten solucionar los problemas por partes.

Extensible: ANSYS propone "aplicaciones verticales" o adaptaciones más específicas según las requiera el cliente. Estas adaptaciones pueden automatizar procesos que realiza normalmente un cliente hasta aplicaciones más complejas que se adaptan a determinados sectores industriales.

Desventajas

La mayoría de los errores y desventajas de ANSYS, más que basarse en el programa mismo, se basan en el elemento finito utilizado por el programa para realizar los análisis.

La solución otorgada por el programa es una compleja mezcla de cálculos discretos. Y los esfuerzos, temperaturas y otras propiedades representan

parámetros continuos. Dicho esto, los resultados arrojados por ANSYS son aproximaciones que dependerán del número de elementos utilizados.

La geometría del objeto que se deseé analizar, puede generar errores en la solución debido a que si el mallado realizado no mantiene ciertos parámetros en un rango predeterminados como son los ángulos de las aristas, así como las relaciones de tamaño en las aristas, el método puede fallar en un punto lo cual afecta la convergencia del sistema.

La densidad de elementos utilizados se debe ingresar de manera manual. Es decir el usuario debe hacer corridas de ANSYS aumentando consecutivamente la cantidad de elementos utilizados hasta conseguir una convergencia que varíe menos que el criterio de parada utilizado. Esto genera gran costo computacional y de tiempo por parte del usuario.

Debido a la utilización de un rango discreto en cuanto a las propiedades de la materia, se debe aumentar la cantidad de puntos en el mallado del objeto en los puntos en que el gradiente de la propiedad analizada sea muy grande para obtener resultados más precisos.

El tipo de elemento, así como algunas propiedades son ingresados de forma manual por el usuario. Lo cual genera errores de tipo humano en la utilización de ANSYS, que en ocasiones el programa no muestra una alerta sobre los rangos normalmente utilizados.

Productos ANSYS

- ANSYS: Análisis estructural, transferencia de calor, dinámica de fluidos, electromagnética, campos acoplados.
- ANSYS Workbench: Análisis estructural, térmico, de fluidos, electromagnético.
- ANSYS CFX: Procesos con fluidos, flujos, transferencias de calor o reacciones químicas en CFD. Esta parte del software dada su orientación al manejo de fluidos, permite manejar volúmenes finitos.
- Soluciones ANSYS AUTODYN: Software explícito para análisis de cargas extremas de corta duración.
- Soluciones ANSYS de mallado: ANSYS ICEM CFD/AI*Environment es una herramienta para el pre-proceso y post-proceso
- CivilFEM con ANSYS: Análisis estructural y aplicaciones de Ingeniería civil.

COMSOL

COMSOL Multiphysics (antes conocido como FEMLAB) es un paquete de software de análisis y resolución por elementos finitos para varias aplicaciones físicas y de ingeniería, especialmente fenómenos acoplados, o multifísicos. COMSOL Multiphysics también ofrece una amplia y bien gestionada interfaz a MATLAB y sus *toolboxes* que proporcionan una amplia variedad de posibilidades de programación, preprocesado y postprocesado. También proporciona una interfaz similar a COMSOL Script. Los paquetes son multiplataforma (Windows, Mac, Linux, Unix.) Además de las interfaces de usuario convencionales basadas en físicas, COMSOL Multiphysics también permite entrar sistemas acoplados de ecuaciones (EDP). Las EDP se pueden entrar directamente o utilizando la llamada forma débil (ver el Método de los elementos finitos para una descripción de la formulación débil).

COMSOL fue iniciado en base a los códigos desarrollados por varios estudiantes licenciados del - Germund Dahlquist] para un curso de la licenciatura en el Universidad Tecnológica Real (KTH)¹ en Estocolmo, Suecia.

Módulos

Existen varios módulos de aplicación específicos para COMSOL Multiphysics:²

- AC/DC Module
- Acoustics Module
- CAD Import Module
- Chemical Engineering Module
- Earth Science Module
- Heat Transfer Module
- Material Library
- MEMS Module
- RF Module
- Structural Mechanics Module

AC/DC Module: Simula componentes y dispositivos eléctricos que dependen de fenómenos electrostáticos, magnetostáticos y aplicaciones electromagnéticas cuasiestáticas, particularmente acopladas a otras físicas. Consta de interfaces específicas para aplicaciones de maquinaria rotatoria e importación de listas de circuitos SPICE.

Acoustics Module: Contiene incorporados modos de aplicación Contains y ajustes de contornos para el modelado de propagación acústica en sólidos y fluidos estacionarios. También modela aplicaciones aeroacústicas en fluidos móviles.

CAD Import Module: Facilita la lectura de la mayoría de los formatos CAD estándar de la industria. Incluye paquetes adicionales que soportan los formatos de fichero para los núcleos de geometría de programas CAD específicos.

Chemical Engineering Module: Analiza CFD Computational Fluid Dynamics y balances de masa y energía acoplados a cinéticas de reacciones químicas. Incorpora una plétora de modelos de aplicación para el campo de fenómenos de transporte incluyendo transporte iónico y difusión de multicomponentes.

Earth Science Module: Modela procesos simples y acoplados para fenómenos geológicos y medioambientales particularmente basados en flujo en el subsuelo. Es ideal para flujo en medios porosos acoplados a otros fenómenos físicos tales como aplicaciones de poro elasticidad.

Heat Transfer Module: Consta de modos de aplicación avanzados para el análisis de transferencia de calor por conducción, convección y radiación. Adecuado para aplicaciones industriales como en refrigeración de electrónica e ingeniería de procesos.

Material Library: Base de datos interna de propiedades de materiales con más de 2500 materiales y 20000 propiedades. La base de datos contiene dependencias con la temperatura de propiedades eléctricas, térmicas y estructurales de materiales sólidos. La librería de materiales también puede aceptar ficheros generados por la base de datos de propiedades de materiales MatWeb. Se trata de una base de datos con capacidades de búsqueda sobre más de 59.000 hojas de datos de materiales, que incluyen información de propiedades sobre termoplásticos y polímeros termoestables, metales, y otros materiales de ingeniería. MatWeb es una división de Automation Creations, Inc. (ACI) de Blacksburg, Virginia [www.matweb.com].

MEMS Module: Representa procesos acoplados en dispositivos microelectromecánicos y microfluídicos. Incorpora acoplamientos multifísicos específicos para aplicaciones tales como flujo electroosmótico, amortiguamiento pelicular, piezoelectricidad e interacción fluido-estructura.

RF Module: Caracteriza campos electromagnéticos, corrientes y ondas para RF, microondas, óptica y otros dispositivos de alta frecuencia. Permite realizar un extenso postprocesado como cálculo de parámetros S y análisis de campo lejano.

Structural Mechanics Module: Realiza los clásicos análisis de deformación-tensión con capacidades multifísicas completas. Consta de modelos de materiales no lineales, y capacidades para grandes deformaciones y contactos; todo susceptible de ser acoplado libremente a otras físicas.

Desventajas

La principal desventaja sigue siendo el costo de la licencia y la falta de extensión en el uso del mismo. Actualmente se realizan seminarios de socialización de la herramienta con el ánimo de exponer los alcances de la misma.

NASTRAN/PATRAN

NASTRAN es un programa de cálculo estructural que aplica el método de los elementos finitos (MEF). Fue desarrollado inicialmente por la NASA al finales de los 60 con fondos del gobierno de los EE.UU. para la industria aeroespacial. The MacNeal-Schwendler Corporation (MSC) fue una de las principales desarrolladoras del código del NASTRAN, que en un principio era un código abierto de dominio público. Actualmente es The MacNeal-Schwendler Corporation (MSC) la empresa que distribuye las versiones comerciales de NASTRAN. Nastran está escrito en Fortran y su código consta de más de un millón de líneas.

Patran es un programa de ingeniería asistida por computadora (CAE) que proporciona una interfaz gráfica al pre- y posprocesado de modelos de elementos finitos y sus resultados. The MacNeal-Schwendler Corporation (MSC) es la empresa lo comercializa. Dado que ambos productos son distribuidos por la misma compañía, se usa frecuentemente como pre- y posprocesador de Nastran.

Desventajas

El uso de estos paquetes está ampliamente extendido en la industria aeroespacial, lo que focaliza mucho su rango de acción.

Software Libre

FreeFeM

Freefem es un programa de solución de ecuaciones diferenciales parciales por medio del método de elementos finitos. Es desarrollado por la Universidad francesa Marie Curie y el Laboratorio Jacques-Louis Lion.

Desventajas

Al ser un software en desarrollo, cuenta aún con una baja capacidad de soporte.

OpenFEM

OpenFEM es un conjunto de herramientas de elementos finitos que maneja múltiples fenómenos (multi-físicas) diseñada para ser usada dentro de un ambiente de cómputo matricial, como matlab o scilab. La versión actualmente disponible ha sido desarrollada entre el equipo MACS del INRIA y la empresa SDTools a partir de las librerías MODULEF y SDT (Structural Dynamics Toolbox). OpenFEM es distribuido bajo licencia GNU-LGPL. Entre los próximos desarrollos se contempla la inclusión de directivas de OpenMP para el mejor aprovechamiento de arquitecturas paralelas.

Elmer

Elmer es un programa para la solución de problemas de elementos finitos distribuido por la CSC (Finnish IT center for science), entidad administrada por el ministerio de educación finlandés. En su última versión, es soportada por diversas plataformas: (Unix, GNU/Linux, Windows, Mac). El desarrollo de Elmer se ha realizado con el apoyo de universidades de Finlandia, centros de investigación y la industria.

Elmer viene programado con distintos "juegos" de ecuaciones diferenciales parciales para facilitar el modelamiento de sistemas mecánicos, de estructuras, electromagnéticos, de transferencia de calor y de acústica entre otras.

El programa se distribuye en paquetes integrados en un solo paquete. Algunos de los paquetes que hacen parte son:

- ElmerPost

- ElmerFront
- ElmerGrid

OpenFOAM

OpenFOAM (Open Field Operation and Manipulation) es una biblioteca [C++] para personalizar y extender solucionadores numéricos de problemas de Mecánica de medios continuos, incluyendo dinámica computacional de fluidos (CFD). Sin embargo, incluye también una gran cantidad de solucionadores aplicables a otros muchos tipos de problemas. El principal inconveniente con este paquete es el soporte a usuario final.

En función del nivel de disponibilidad, la plataforma y la curva de aprendizaje se optó por usar software comercial dado que el factor del soporte durante el proyecto es decisivo, y aunque no se contó con un soporte directo de la empresa con el software elegido, la opción de software libre dejaba más a la deriva este aspecto. Se optó por usar el CFX usando el acceso a licencia disponible y desarrollando trabajo conjunto con asesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Pontificia Bolivariana.

ANEXOS II

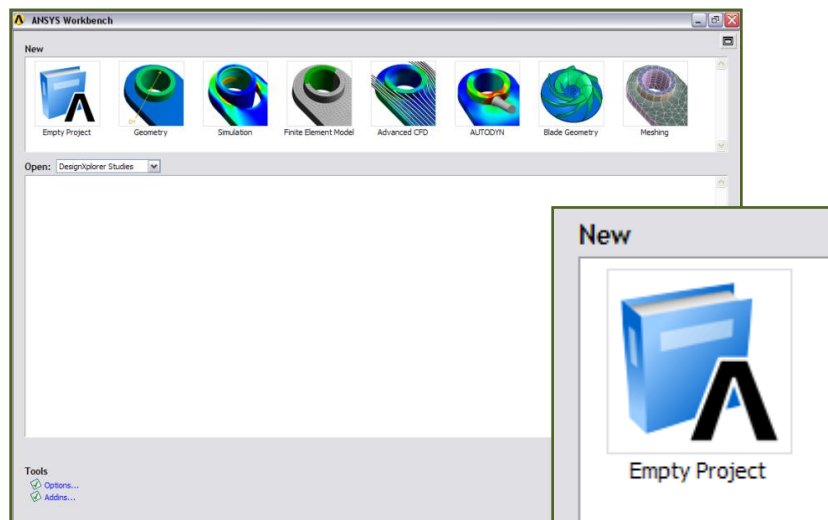
Tutorial Ansys CFX

Este tutorial asiste al usuario a través del modelamiento y simulación en Ansys. El simulador esta estructurado en secciones que facilitan el proceso, estas secciones son: DesingModeler, Generacion de la Malla, Preprocesamiento, Procesamiento, Y postProcesamiento.

El primer paso en el modelamiento es abrir el paquete Ansys Workbench, en donde se encuentran las secciones de dibujo y enmallado del dominio. Si el usuario ya cuenta con el dibujo y el mallado del dominio puede importar estos archivos e iniciar directamente el proceso en Ansys CFX sin necesidad de recurrir al Workbench. En este caso se iniciara desde Worbench, ya que, este proporciona todas las etapas de una secuencia logica necesarias en la simulación.

DesingModeler Geometry

Al abrir Ansys Workbench se despliega una ventana donde el usuario escoge el proceso que desea abrir, lo mas recomendable es iniciar creando un proyecto y guardarlo.

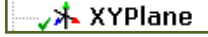



Creando la tubería

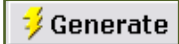
Para abrir el DesingModeler haga clic en el icono




Para la creación de la tubería se utilizara la herramienta **Sweep**. **Sweep** requiere dos bosquejos (**Sketches**): uno define la forma que será barrida, en este caso un círculo y el otro define el recorrido que barrera. Primero se debe crear el círculo.

1. Para crear un nuevo plano haga clic en el icono  en el **Tree Outline** y clic en **New Plane** .

2. En la ventana **Details View** se especifica el desplazamiento en el eje Z, en este caso - 4m, en **Transform 1(RMB)**.

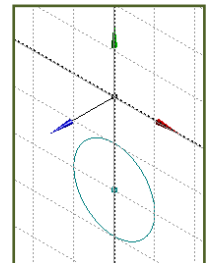
3. Clic en el icono  para generar el plano.

4. Para crear el primer bosquejo seleccionar el plano 4 y dar clic en **New Sketch** .


5. En la ventana **Sketching**, abrir la opción **Setting** y seleccionar **Grid > Show in 2D y Snap**.

6. En la misma opción **setting** seleccione el tamaño del cuadro más grande (**Major Grid Spacing**), para este caso 1m y en **Minor-Steps per Major** el valor de 5. Lo anterior significa que en el plano cada cuadrado de un metro se dividirá en 5 partes.

7. En la misma ventana **Sketching** abrir la opción **Draw** para seleccionar la forma que se desea barrer en este ejemplo será un círculo. El círculo tendrá 0,26m de diámetro y el centro estará en X= 0 y Y= - 2.



8. En la ventana modeling seleccionar el plano YZ, y hacer clic en

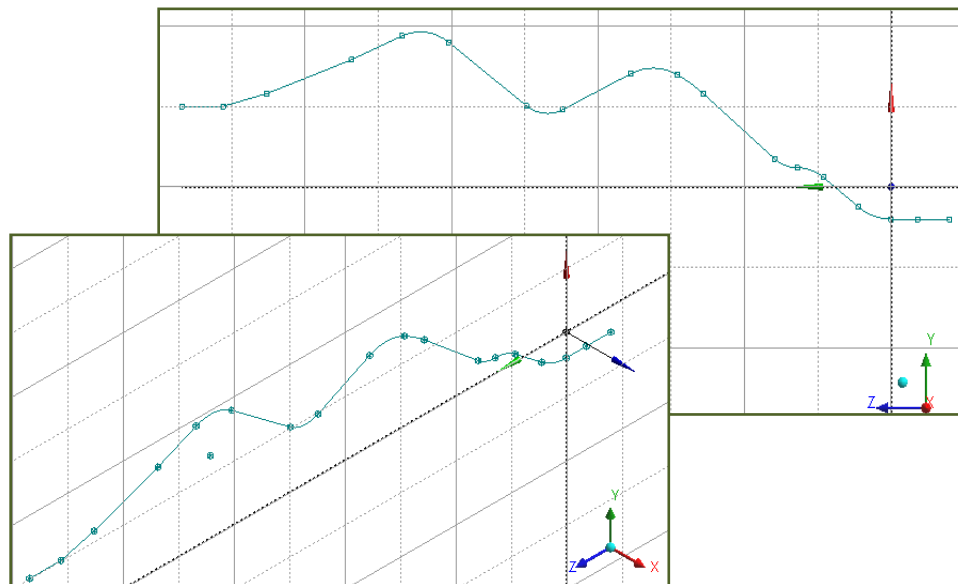
New Sketch , para crear el tramo a ser barrido.


9. En la ventana **Sketching**, abrir la opción **Setting** y seleccionar **Grid > Show in 2D y Snap**.

10. En la misma opción **setting** selecciona el tamaño del cuadro más grande (**Major Grid Spacing**), para este caso 1m y en **Minor-Steps per Major** el valor de 5. Lo anterior significa que en el plano cada cuadrado de un metro se dividirá en 5 partes.

11. En la caja de herramientas de dibujo (**Draw**), seleccione **line** para dibujar las partes rectas de la trayectoria. Es muy importante seleccionar las coordenadas de inicio, ya que estas deben coincidir con las coordenadas del círculo. ($Y = -2$ m, $Z = -4$ m).

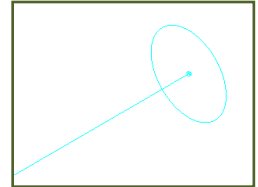
12. El dibujo de las partes curvas se elaboran mediante la inclusión de arcos, en la caja de herramientas de dibujo **Draw** seleccione **Arc by tangent**.



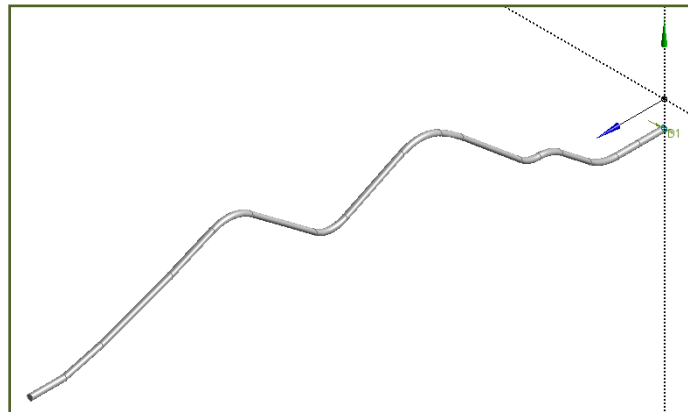
13. En la caja de herramientas 3D haga clic en .

14. En **Details View** clic en **Profile**, en el **tree Outline** clic en **Sketch1** y luego clic en **apply**.

15. En **Details View** clic en **Path**, en el **tree Outline** clic en **Sketch2** y luego clic en **Apply**. El resultado de seleccionar ambos bosquejos se debe ver como se muestra en la figura.



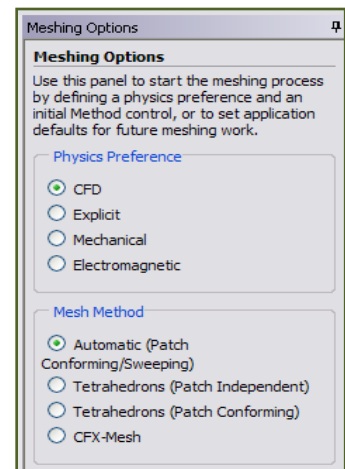
16. Clic en el icono  **Generate** para crear la tubería.



Generación de la malla

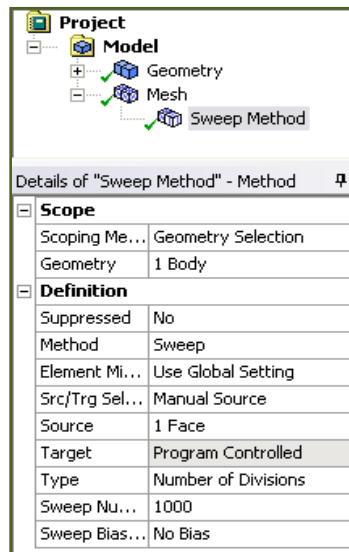
17. Abra la pagina del proyecto y seleccione  **New mesh**

En **Meshing options** seleccione **Physics Preference** > **CFD** y el **Mesh Method** > **Automatic (patch conforming/sweeping)** y clic en ok.

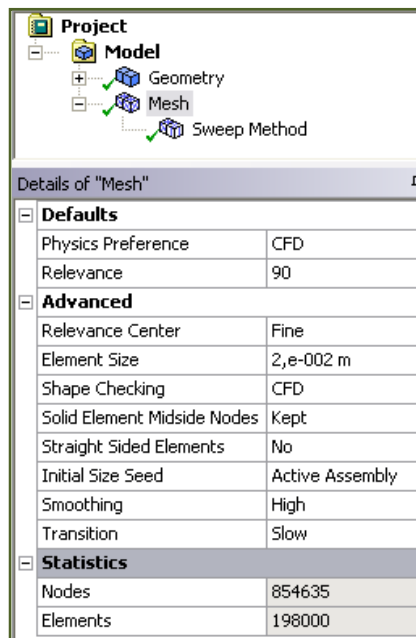


Para este caso se recomienda utilizar la herramienta **Sweep** que barre el dominio dividiéndolo en secciones sin deformar el modelo.

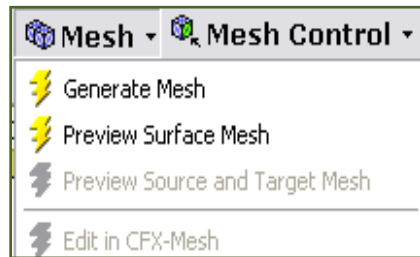
18. Clic en **Sweep method**. Automaticamente emergerá la ventana **Details of “sweep Method” –Method**.



19. Clic en **Mesh**. Se desplegara la ventana **Details of “Mesh”**

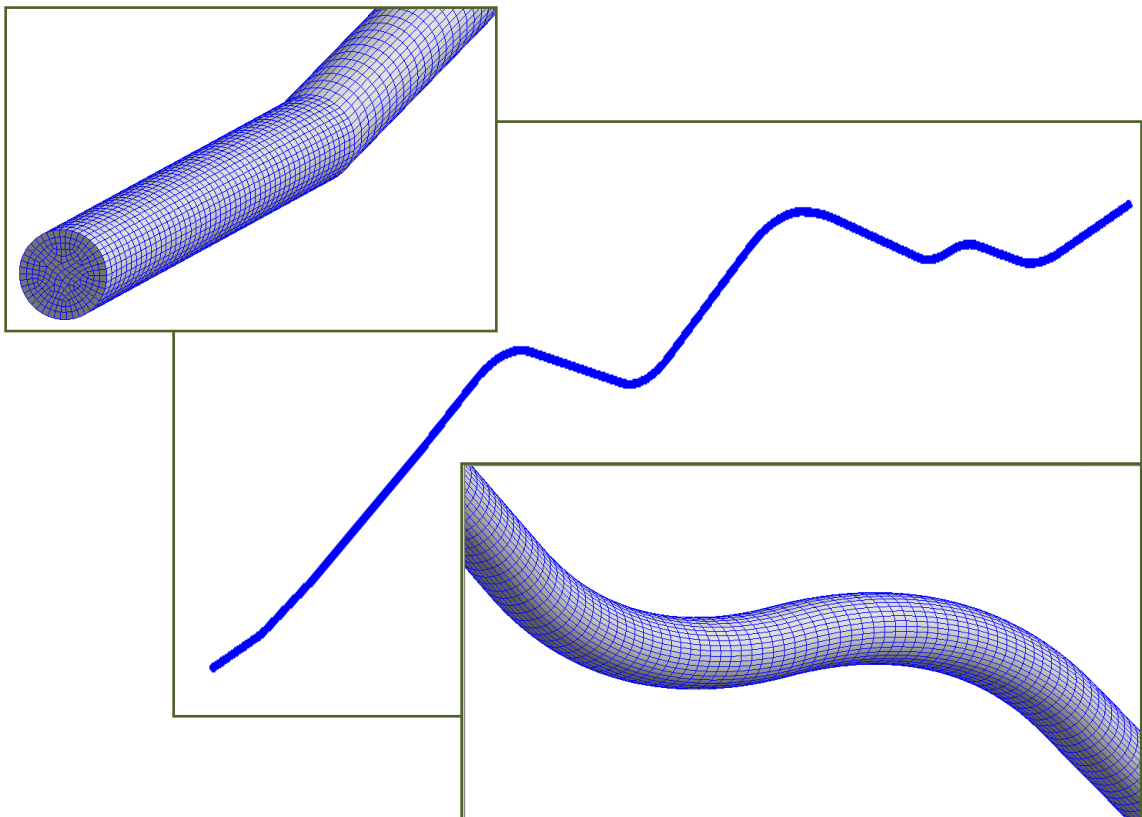


20. En la barra de herramientas clic en **Mesh > Preview Surface Mesh**.



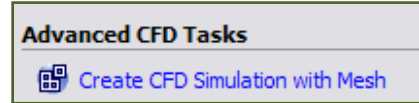
Es importante aclarar que la opción Preview Surface Mesh puede ser omitida, pero se recomienda utilizar esta herramienta con el fin de visualizar posibles errores geométricos como la deformación del dominio.

21. En la barra de herramientas clic en **Mesh > Generate Mesh**.




Preprocesamiento

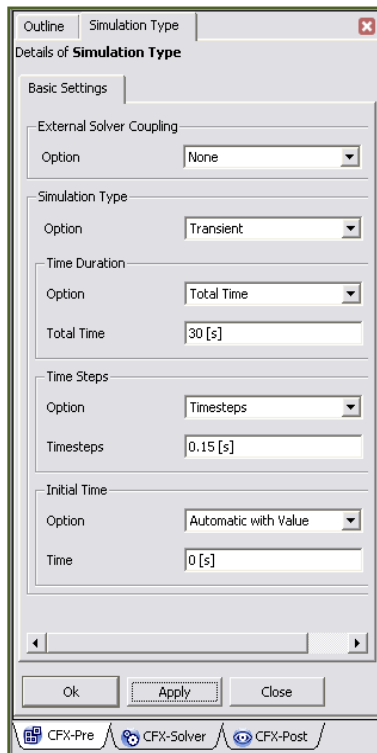
22. En la página Project, en la barra de herramientas **Advanced CFD Tasks**, haga clic en **Create CFD Simulation with Mesh**.



Se abrirá la pagina del CFX-pre, allí se inicia el ingreso de todos los datos. En el outline se despliegan las opciones que el simulador requiere para la corrida. La primera carpeta en el outline contiene la información del dominio el cual el simulador carga automáticamente.

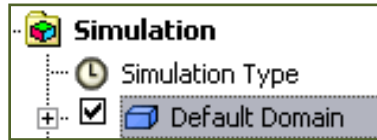
23. El primer paso es definir el tipo de simulación, entonces haga doble clic en el icono  Simulation Type

24. En **Details of simulation type** configure el tiempo y clic en **apply**. La imagen muestra una configuración recomendada.




sección	característica	Detalle
Simulation Type	External Solver Coupling	None
	Simulation Type	Transient
	Time Duration	Total Time >30 [s]
	Time Steps	Timesteps >0.15 [s]
	Initial Time	Automatic with Value > 0 [s]

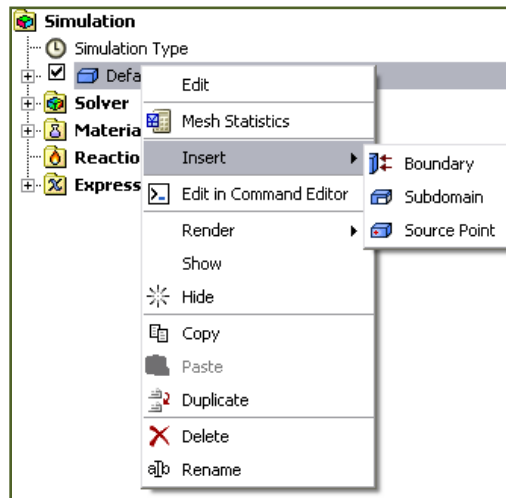
25. Dentro de la misma carpeta **simulation** haga doble clic en **Default Domain**



26. En la ventana **Details of Default Domain** ingrese los siguientes datos.

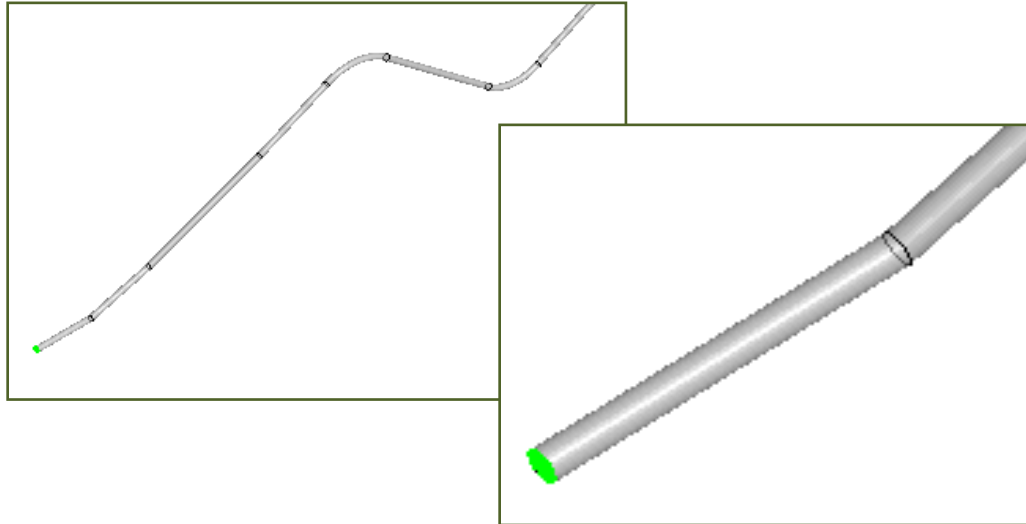
sección	característica	Detalle
General Options	Domain Type	Fluid Domain
	Fluids List	CH ₄
	Reference Pressure	14.7
	Buoyancy	Non Buoyant
	Domain motion	Stationary
	Mesh Deformation	None
Fluid Details	Heat Transfer	Total Energy
	Turbulence	K-Epsilon
Initialisation	Domain Initialisation	✓
	Initial Conditions	✓
	Velocity Type	Cartesian
	Cartesian Velocity Components	Automatic with Value
	U	0 [ft/s]
	V	0 [ft/s]
	W	17,97 [ft/s]
	Static Pressure	Automatic with Value
	Relative Pressure	585,3 [psi]
	Temperature	Automatic with Value
	Temperature	77 [F]
	Turbulence Kinetic Energy	Automatic
	Turbulence Eddy Dissipation	Automatic
	Fluid Specific Initialisation	Volume Fraction > Automatic with Value

27. Ahora es necesario definir las condiciones de frontera, estas se deben incluir una por una. Esto se puede hacer de dos maneras, una es haciendo clic en el icono  y la otra es haciendo clic derecho en **Default Domain** > **insert** > **boundary**



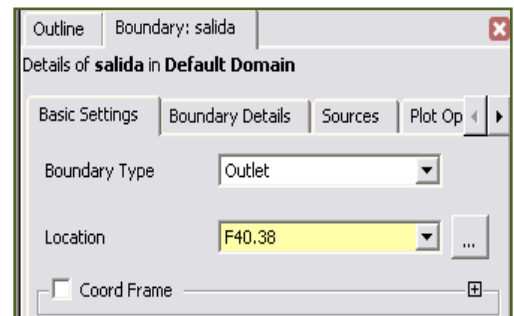
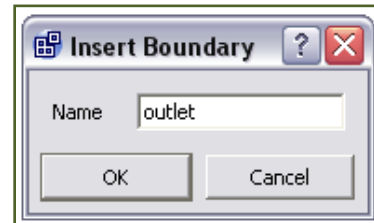
28. De nombre a la condición de frontera e inicie a ingresar los datos requeridos en **Details of Inlet in Default Domain**

sección	característica	Detalle
Basic Settings	Boundary Type	Inlet
	Location	Cara de Entrada
Boundary Details	Flow Regime	Subsonic
	Mass And Momentum	Total Pressure > 600 [psi]
	Flow Direction	Normal to Boundary Condition
	Turbulence	Medium
	Heat Transfer	Static Temperature > 96 [F]



29. De igual forma inserte la condición de frontera de salida.

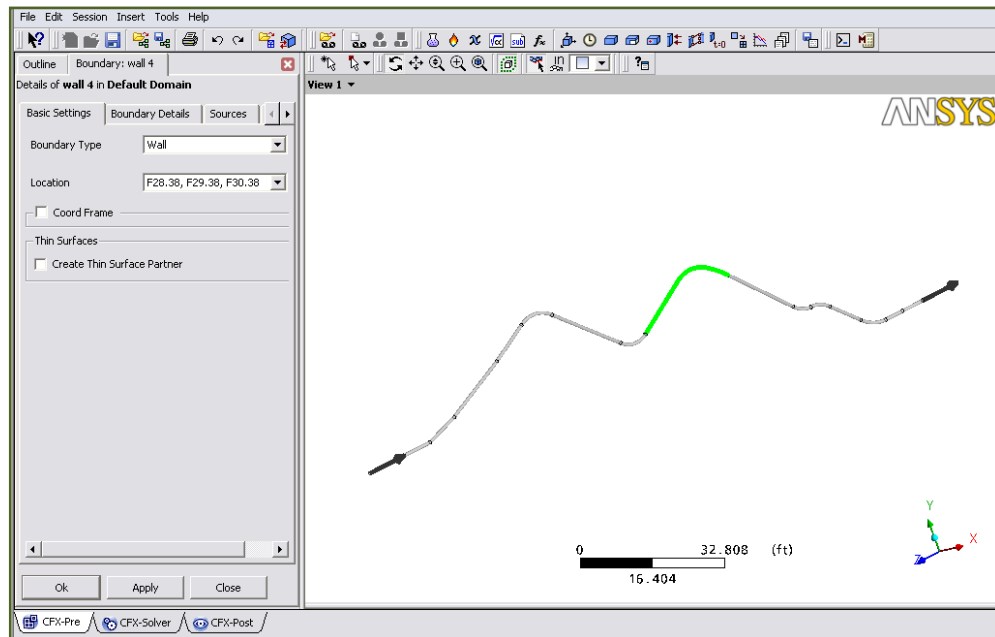
sección	característica	Detalle
Basic Settings	Boundary Type	Outlet
	Location	La cara de Salida
Boundary Details	Flow Regime	Subsonic
	Mass And Momentum*	Bulk Mass Flow Rate > 63,64 [lb s ⁻¹]




* La condición de salida en la característica de **Mas and Momentum**, puede ser configurada además de **Bulk Mass Flow Rate**, con detalles como: **Average Static Pressure**, **Normal Spedd**, **Cart. Vel. Components**, **Cyl. Vel. Components**, **Static Pressure**.

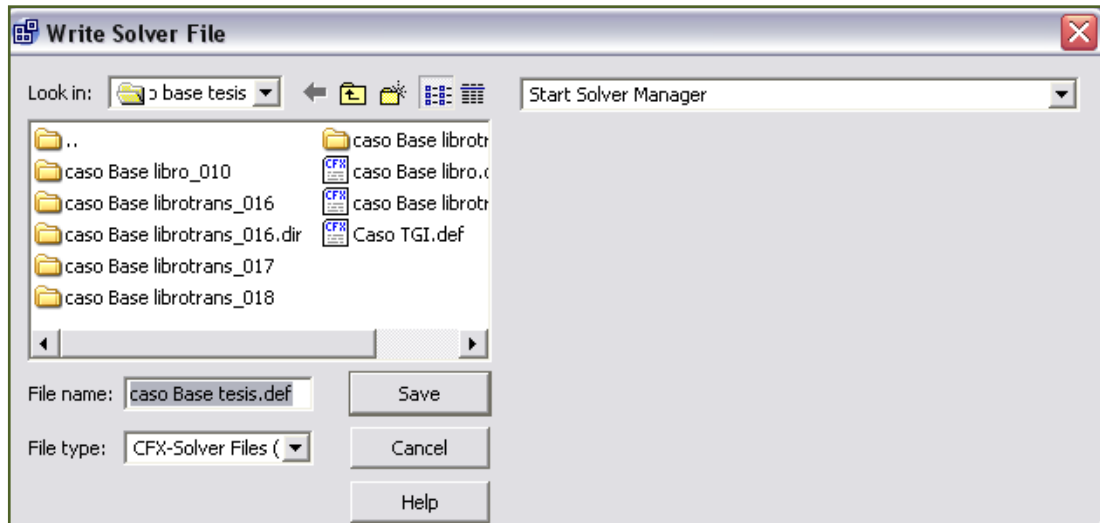
30. Ahora se insertara la condición de frontera de pared, haga clic derecho en **Default Domain > insert > boundary**. De nombre e ingrese los siguientes datos.

sección	característica	Detalle
Basic Settings	Boundary Type	Wall
	Location	Paredes de la tubería
Boundary Details	Wall influence on Flow	Free Slip
	Heat Transfer	Fixed Temperature > 96 [F]

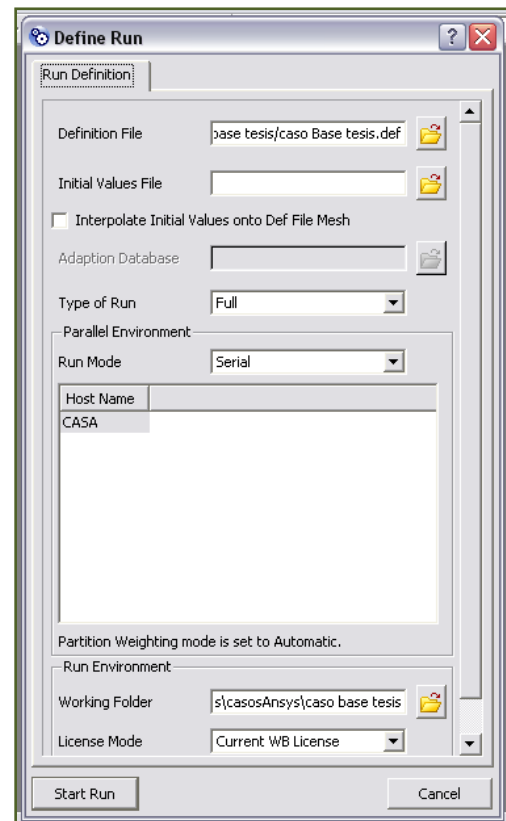


En este punto ya se deben haber ingresado todas las condiciones y parámetros necesarios para la simulación, a continuación guarde el archivo y haga clic en el

icono , Write Solver file, para crear el archivo de datos que el solver va a solucionar. Debe aparecer una ventana con las siguientes especificaciones.



Luego de salvar este archivo y elegir Start Solver Manager, automáticamente el simulador abrirá el Solver y una ventana emergente donde se definen los datos que van a ser corridos. De clic al icono Start Run si la ubicación de el archivo de datos a ser calculado es el elegido, enseguida se iniciara la corrida en el modulo CFX-Solver.



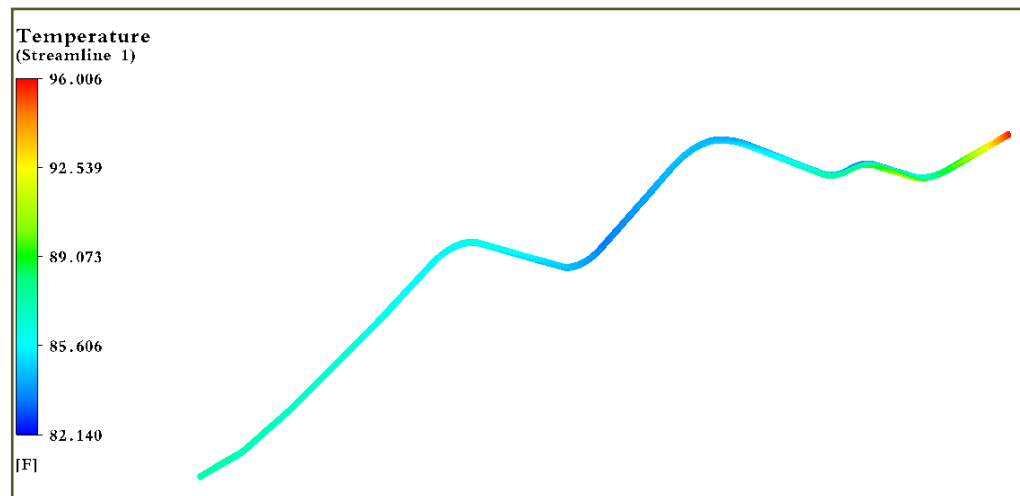
En el solver se puede ir visualizando la convergencia a medida que el paso de tiempo va corriendo, al finalizar el arroja los valores calculados máximos y mínimos de las propiedades que calcula.

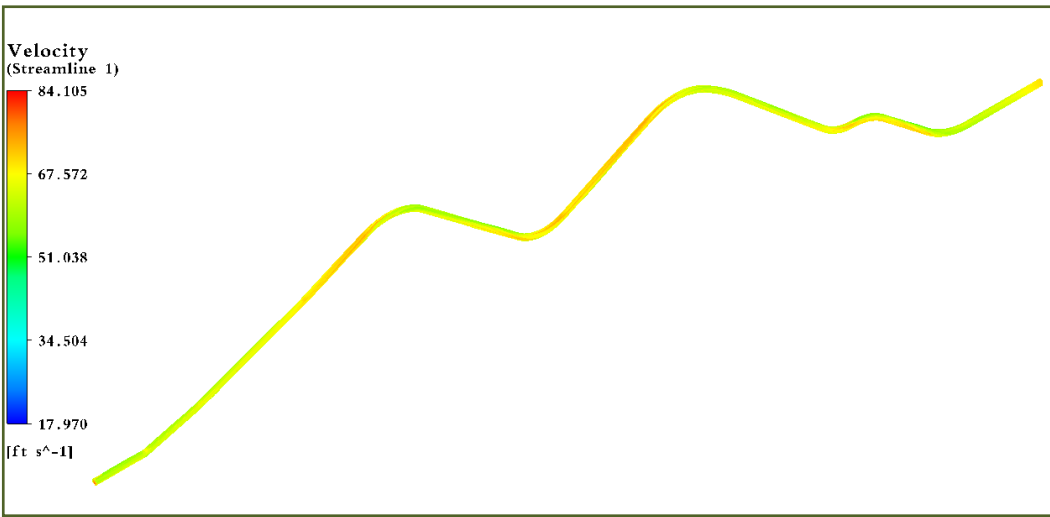
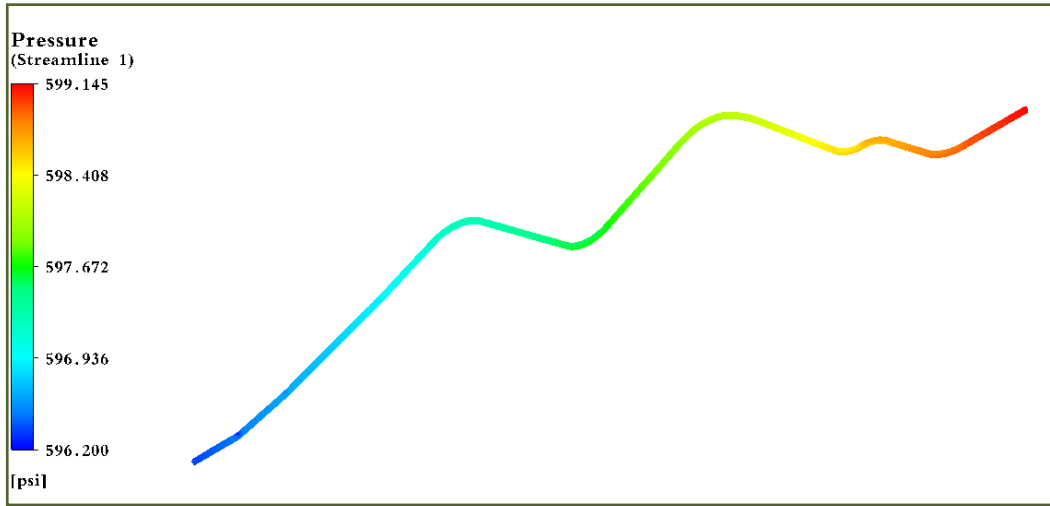
Si la corrida no converge, automáticamente una ventana de dialogo avisa que hay errores y cuáles son estos errores, así que es necesario regresar al CFX-Pre y corregirlos.

31. De lo contrario al aparecer el mensaje de terminación normal de la corrida, haga clic en ok y enseguida ver los resultados en CFX-Post.

32. En el CFX-Post se pueden visualizar los resultados gráficamente mediante herramientas como: streamline, vector y contorno.

Esta figura muestra los resultados del perfil, se ve claramente la variación de la Temperatura en forma de líneas de flujo - **Streamline**,





RMS MASS Y MOMENTUM

RMS TURBULENCIA k - ε

