

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**SIMULACIÓN NUMÉRICA DE REDUCTORES DE PRESIÓN DE
SECCIÓN TRANSVERSAL VARIABLE**

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. Márquez G., Nelson
Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2003

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

SIMULACIÓN NUMÉRICA DE REDUCTORES DE PRESIÓN DE SECCIÓN TRANSVERSAL VARIABLE

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Rodolfo Berrios
TUTOR INDUSTRIAL: MSc. Mauricio Campo

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. Márquez G., Nelson
Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2003

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico con todo mi cariño y amor a mis Padres, Tíbisay y Nelson, quienes a fuerza de sacrificio y amor inspiraron en mí el deseo y las ganas de superación en todo momento.

AGRADECIMIENTOS

A Dios por iluminarme el camino y darme la dicha de vivir para poder realizar mis sueños. A mis padres y hermana por su gran esfuerzo, su apoyo incondicional y por ser mi fuente de inspiración. Muchas Gracias Papás. Muchas Gracias Lisett. A Yolimar por acompañarme siempre y brindarme todo su cariño y comprensión. Muchas Gracias Yoli.

También quiero agradecer a Mauricio Campo, por estar conmigo en todo momento, por confiar en mí y por ser más que un tutor un buen amigo. A los compañeros de Intevp y del Centro de Diseño, José González, Jack, Noel, Rolando y Geralf, quienes siempre me apoyaron y con quienes compartí mucho en esta Tesis. A Elías Macho por su gran apoyo desde Maturín. Al Profesor Rodolfo Berrios, gracias por su confianza.

A toda mi familia por estar siempre pendientes de mí y brindarme su ayuda en los momentos que más los necesité. A todos mis amigos, tanto de Mecánica como de Química. Gracias por estar conmigo y por ser tan buenos compañeros.

A todas las personas que de alguna manera u otra hicieron posible la realización de este trabajo.

Márquez G., Nelson A.

SIMULACIÓN NUMÉRICA DE REDUCTORES DE PRESIÓN DE SECCIÓN TRANSVERSAL VARIABLE

Tutor Académico: Prof. Rodolfo Berrios. Tutor Industrial: MSc. Mauricio Campo. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. Año 2003, 127 p.

Palabras Claves: Reductor, estrangulador, choque, simulación, CFD.

Resumen: En este trabajo, realizado en PDVSA INTEVEP, se estudia el comportamiento fluidodinámico del gas dentro de tres modelos de reductores de presión ubicados en los cabezales de pozos petroleros. Lo que se busca es minimizar los daños causados principalmente por erosión, o en su defecto estudiar cual podría ser el comportamiento del flujo si se utilizan nuevos modelos para el control del caudal y presión en los cabezales de los pozos. El análisis se realizó utilizando la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) como herramienta capaz de proporcionar vectores, líneas de corriente y gráficos de superficie de las variables que controlan el movimiento del fluido. El método de resolución numérica está basado en la técnica de los Volúmenes Finitos (FVM). Primero se simuló el gas dentro de un equipo reductor de presión tradicional con condiciones de contorno similares a las condiciones de operación de un pozo productor principalmente de gas. Luego se modificó la geometría del reductor tradicional y se simuló el nuevo modelo obtenido. Finalmente se estudió un modelo de reductor que evita el cambio de dirección de 90° presente en los reductores tradicionales. El estudio demostró que la simulación numérica utilizando CFD genera resultados confiables en la predicción de caudales de flujo másico y volumétrico del gas que pasa a través de los reductores. Se obtuvo además una buena representación del comportamiento fluidodinámico del gas con la utilización del modelo de turbulencia de Ecuación Cero (*Zero Equation Model*). Por otro lado las modificaciones al reductor tradicional hicieron posible la disminución de zonas problemáticas o propensas a daños por erosión en el reductor.

TABLA DE CONTENIDO

LISTA DE TABLAS	iv
LISTA DE FIGURAS	iv
LISTADO DE SÍMBOLOS	ix
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I	
FUNDAMENTOS TEÓRICOS	
I.1 Descripción general del proceso de producción de crudo.....	3
I.2 Reductores de presión	4
I.2.1 Principales usos de un reductor de presión	4
I.2.2 Tipos de reductores de presión.....	6
I.2.3 Daños típicos en los reductores de presión	8
I.3 Ecuaciones que rigen el movimiento de un fluido.....	10
I.4 Modelo de Turbulencia	12
I.4.1 Ecuaciones Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS).....	14
I.4.2 Modelos de Viscosidad de Torbellino.....	16
I.4.3 El Modelo de Ecuación Cero (Zero Equation Model)	18
I.5 Ecuaciones para el cálculo del caudal volumétrico del reductor de presión	19
CAPÍTULO II	
DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL	
II.1 Descripción General de la Dinámica de Fluidos Computacional.....	21
II.2 Metodología de la Dinámica de Fluidos Computacional	22
II.2.1 El Pre-Procesador	24
II.2.2 El Procesador	24
II.2.3 El Post-Procesador	25
II.3 Código de simulación	26
II.3.1 Estructura del Código Simulación	27
II.4 Discretización Numérica	29
II.5 Discretización de las ecuaciones fundamentales	

(Método del Volumen Finito)	29
II.5.1 El Sistema de ecuaciones asociado	33
II.5.2 Solución de las ecuaciones lineales	34
CAPÍTULO III	
SIMULACIÓN NUMÉRICA Y METODOLOGÍA	
III.1 Descripción general del estudio	36
III.2 Consideraciones para las simulaciones	37
III.2.1 Fluido de Trabajo	37
III.2.2 Condiciones de Frontera.....	41
III.2.3 Condiciones iniciales.....	42
III.2.4 Verificación de la condición de régimen turbulento	43
III.2.5 Modelo de turbulencia.....	46
III.3 Simulación del reductor de presión tradicional.....	47
III.3.1 Pre-Procesamiento del reductor tradicional.....	47
III.3.2 Procesamiento de la simulación del reductor tradicional	66
III.3.3 Post procesamiento del reductor tradicional.....	68
III.4 Simulación numérica de reductor de presión tradicional Modificado ..	68
III.4.1 Pre-procesamiento del reductor tradicional modificado.....	68
III.4.2 Procesamiento del reductor tradicional modificado	71
III.4.3 Post-procesamiento del reductor tradicional modificado	73
III.5 Simulación del reductor de Presión Unidireccional	73
III.5.1 Pre-procesamiento del reductor unidireccional	73
III.5.2 Procesamiento del reductor unidireccional	76
III.5.2 Procesamiento del reductor unidireccional	77
III.5.3 Post procesamiento de reductor unidireccional	77
CAPÍTULO IV	
RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES	
IV.1 Resultados de la simulación del reductor tradicional.....	79
IV.1.1 Contornos de Velocidad.....	82
IV.1.2 Campo de velocidad representado por vectores.....	83
IV.1.3 líneas de corriente.....	85

IV.1.4 Número de Mach.....	90
IV.1.5 Variación de la presión.....	91
IV.1.6 Variación de la densidad	91
IV.1.6 Variación de la densidad	92
IV.1.7 Variación de la temperatura	93
IV.1.8 Análisis de los resultados del reductor tradicional.....	93
IV.1.8 Análisis de los resultados del reductor tradicional.....	94
IV.2 Resultados de la simulación del reductor tradicional modificado	95
IV.2.1 Contornos de Velocidad.....	97
IV.2.2 Número de Mach.....	98
IV.2.3 Campo de velocidad representado por vectores.....	99
IV.2.4 Líneas de corriente	102
IV.2.5 Variación de la presión.....	103
IV.2.6 Variación de la densidad	104
IV.2.7 Variación de la temperatura	105
IV.2.8 Análisis de los resultados de la simulación del reductor tradicional modificado.....	106
IV.3 Resultados de la simulación del reductor unidireccional.....	107
IV.3.1 Contornos de velocidad.....	109
IV.3.2 Campo de velocidad representado por vectores.....	110
IV.3.3 Número de Mach.....	112
IV.3.4 Líneas de corriente	113
IV.3.5 Variación de la presión.....	114
IV.3.6 Variación de la densidad	115
IV.3.7 Variación de la temperatura	116
IV.3.8 Análisis de los resultados del reductor unidireccional	117
IV.4 Cálculo del caudal volumétrico y caudal másico por medio de las ecuaciones tradicionales.....	118
CONCLUSIONES	121
RECOMENDACIONES.....	124
BIBLIOGRAFÍA	125

LISTA DE TABLAS

- Tabla 3.1.** Factor de compresibilidad Z para las condiciones de contorno
- Tabla 3.2.** Parámetros característicos de las mallas
- Tabla 3.3.** Parámetros de la malla final del reductor convencional
- Tabla 3.4.** Características del mallado del reductor modificado
- Tabla 3.5.** Características de la malla del reductor unidireccional, 75.
- Tabla 4.1.** Comparación entre los diferentes caudales máxicos volumétricos, 119.

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1.1.** Esquema general del proceso de producción de petróleo, 3.
- Figura 1.2.** Reductor y Cabezal de Pozo, 4.
- Figura 1.3.** Estrangulador o Choque, 6.
- Figura 1.4.** Caja del Reductor de Presión, 7.
- Figura 1.5.** Reductor de presión variable, 7.
- Figura 1.6.** a) Fotografía de un daño típico con efectos de erosión, 9.
b) Fotografía de un año típico con efectos de corrosión, 9.
- Figura 1.7.** a) Daño por erosión en la entrada del estrangulador, 9.
b) Daño por erosión y corrosión en la copa de la tubería bajante, 9.
- Figura 2.1.** Esquema de un equipo que se va a analizar con CFD, 22.
- Figura 2.2.** Selección de la región a analizar con CFD, 23.
- Figura 2.3.** Esquema de representación de resultados de la simulación en CFD, 23.
- Figura 2.4.** Etapas de la simulación numérica, 24.
- Figura 2.5.** Estructura del CFX-5, 27.
- Figura 2.6.** Componentes de un volumen finito de profundidad unitaria, 30.
- Figura 2.7.** Cara de un volumen finito, 30.
- Figura3.1.** Factor de compresibilidad Z del gas natural, 39.

- Figura 3.2.** Dominio de estudio del sistema reductor de presión, 47.
- Figura 3.3** Geometría interna de un equipo reductor, 48.
- Figura 3.4** Dominio del fluido del reductor tradicional que se va a simular sin inclusión de la tubería bajante, 49.
- Figura 3.5.** Distribución de los elementos del mallado 1, 51.
- Figura 3.6.** Distribución de los elementos del mallado 2, 52.
- Figura 3.7.** Distribución de los elementos del mallado 3, 53.
- Figura 3.8.** Variación de la velocidad a lo largo del reductor tradicional con la Malla 1, 54.
- Figura 3.9.** Variación de la velocidad a lo largo del reductor tradicional con la Malla 2, 54.
- Figura 3.10.** Variación de la velocidad a lo largo del reductor tradicional con la Malla 3, 55.
- Figura 3.11.** Variación de la presión a lo largo del reductor tradicional con la Malla 1, 55.
- Figura 3.12.** Variación de la presión a lo largo del reductor tradicional con la Malla 2, 56.
- Figura 3.13.** Variación de la presión a lo largo del reductor tradicional con la Malla 3, 56.
- Figura 3.14.** Variación de la densidad a lo largo del reductor tradicional con la Malla 1, 57.
- Figura 3.15.** Variación de la densidad a lo largo del reductor tradicional con la Malla 2, 57.
- Figura 3.16.** Variación de la densidad a lo largo del reductor tradicional con la Malla 3, 58.
- Figura 3.17.** Variación de la temperatura a lo largo del reductor tradicional con la Malla 1, 58.
- Figura 3.18.** Variación de la temperatura a lo largo del reductor tradicional con la Malla 2, 59.
- Figura 3.19.** Variación de la temperatura a lo largo del reductor tradicional con la Malla 3, 59.
- Figura 3.20.** Variación de la velocidad a lo largo del reductor tradicional con la Malla final, 61.
- Figura 3.21.** Variación de la presión a lo largo del reductor tradicional con la Malla final, 61.
- Figura 3.22.** Variación de la presión a lo largo del reductor tradicional con la Malla final, 62.
- Figura 3.23.** Variación de la temperatura a lo largo del reductor tradicional con la Malla final, 62.
- Figura 3.24.** Mallado final para el reductor tradicional, 64.
- Figura 3.25.** Aumento de la densidad de la malla final en la región del estrangulador, 65.
- Figura 3.26.** Elementos de volumen finito, 65.
- Figura 3.27.** Gráfico de convergencia del reductor tradicional, 67.
- Figura 3.28.** Reductor de presión tradicional Modificado, 69.
- Figura 3.29.** Corte longitudinal del reductor de presión modificado, 69.

- Figura 3.30.** Mallado de superficie del reductor tradicional modificado, 70.
- Figura 3.31.** Gráfico de convergencia de las ecuaciones fundamentales para el modelo de reductor modificado, 72.
- Figura 3.32.** Sección circular del modelo del reductor unidireccional, 74.
- Figura 3.33.** Reductor de presión unidireccional revolucionado alrededor del eje central, 74.
- Figura 3.34.** Malla del modelo del reductor de presión unidireccional, 76.
- Figura 3.35.** Grafico de convergencia de las ecuaciones fundamentales para el modelo del reductor unidireccional, 78.
- Figura 4.1.** Variación de la velocidad a lo largo del reductor tradicional, 80.
- Figura 4.2.** Variación e la presión a lo largo del reductor tradicional, 80.
- Figura 4.3.** Variación de la densidad a lo largo del reductor tradicional, 81.
- Figura 4.4.** Variación de la temperatura a lo largo del reductor tradicional, 81.
- Figura 4.5 a y b** Contornos de velocidad en planos que pasan por el eje del estrangulador, 82.
- Figura 4.6.** Vectores de velocidad en la caja del reductor y entrada al estrangulador, 83.
- Figura 4.7.** Vectores de velocidad alrededor de la cabeza del choque, 84.
- Figura 4.8. a)** Vectores de velocidad a la salida del choque (a la derecha se ve la posible zona de incidencia de partículas), 85.
- b)** Vórtices en la zona de expansión, 85.
- Figura 4.9.** Vista completa del equipo reductor y efectos de los vectores de velocidad sobre la geometría, 86.
- Figura 4.10.** Comportamiento de los vectores de velocidad en el dominio del fluido, 87.
- Figura 4.11.** Líneas de corriente a lo largo del dominio del fluido, 88.
- Figura 4.12.** Líneas de corriente aplicando simetría al dominio del fluido, 89.
- Figura 4.13 a y b.** Variación del número de Mach, 90.
- Figura 4.14 a y b.** Variación de la presión en el equipo reductor representada por contornos, 91.
- Figura 4.15 a y b.** Variación de la densidad representada por contornos, 92.
- Figura 4.16 a y b.** Variación de la temperatura en el dominio del fluido, 93.
- Figura 4.17.** Variación de la velocidad a lo largo del equipo reductor modificado, 95.
- Figura 4.18.** Variación de la presión a lo largo del equipo reductor modificado, 96.
- Figura 4.19.** Variación de la densidad a lo largo del equipo reductor modificado, 96.

- Figura 4.20.** Variación de la temperatura a lo largo del equipo reductor modificado, 97.
- Figura 4.21 a y b.** Contornos de velocidad, 98.
- Figura 4.22.** Variación del número de Mach representado por contornos, 98.
- Figura 4.23.** Gráfico de superficie del número de Mach, 99.
- Figura 4.24.** Vectores de velocidad entrando a la sección de diámetro constante, 99.
- Figura 4.25.** Vectores de velocidad en la sección de entrada del equipo reductor de presión modificado, 100.
- Figura 4.26.** Vectores de velocidad a la salida de la sección de área variable, 101.
- Figura 4.27.** Vectores de velocidad en el sistema reductor modificado completo, 101.
- Figura 4.28.** Líneas de corriente en el reductor tradicional modificado, 102.
- Figura 4.29 a y b.** Variación de la presión en el reductor tradicional modificado representada por contornos, 103.
- Figura 4.30 a y b.** Variación de la densidad en el reductor tradicional modificado representada por contornos, 104.
- Figura 4.31 a y b.** Variación de la temperatura en el reductor tradicional modificado representada por contornos, 105.
- Figura 4.32.** Variación de la velocidad a lo largo del equipo reductor unidireccional, 107.
- Figura 4.33.** Variación de la presión a lo largo del equipo reductor unidireccional, 107.
- Figura 4.34.** Variación de la densidad a lo largo del equipo reductor unidireccional, 108.
- Figura 4.35.** Variación de la temperatura a lo largo del equipo reductor unidireccional, 108.
- Figura 4.36 a y b.** Contorno de velocidad en un plano que pasa por el eje del reductor unidireccional, 109.
- Figura 4.37.** Vectores de velocidad en el reductor unidireccional, 110.
- Figura 4.38** Vectores de velocidad en el reductor de presión unidireccional, 111.
- Figura 4.39 a y b.** Variación del número de Mach en el reductor unidireccional, 112.
- Figura 4.40.** Líneas de corriente en el reductor de presión unidireccional, 113.
- Figura 4.41.** Gráfico de superficie que muestra el cambio de presión en el reductor unidireccional, 114.
- Figura 4.42.** Variación de la presión en la sección de área constante del reductor unidireccional, 114.

Figura 4.43. Cambio de densidad en el reductor unidireccional representado por gráfico de superficie, 115.

Figura 4.44. Variación de la densidad en la sección de área constante del reductor unidireccional representada por contornos, 115.

Figura 4.45. Variación de la temperatura en el reductor unidireccional representada por gráfico de superficie, 116.

Figura 4.46. Variación de la temperatura en la sección de área constante del reductor unidireccional representada por contornos, 116.

LISTADO DE SÍMBOLOS

A	Área
D_R	Diámetro interno del reductor de presión
D_{64}	Diámetro del reductor de presión en 64 avos de pulgadas
G	Fuerzas gravitatorias
f_μ	Constante de proporcionalidad
g	Vector gravedad
h	Entalpía
h_{tot}	Entalpía total
K	Coefficiente de transferencia de calor
k	Energía cinética
l_T	Longitud característica turbulenta
p	Presión
$P1$	Presión corriente arriba del choque (presión de entrada)
$P2$	Presión corriente abajo del choque (presión de salida)
P_{CE}	Presión a CE ¹
Pr_t	Número de Prandtl turbulento
p'	Presión modifica
Q_{CE}	Caudal volumétrico de gas a CE
R	Constante del gas
S_M	Generación de momentum
S_E	Generación de energía
T	Temperatura
t	Tiempo
$T1$	Temperatura corriente arriba, del choque reductor

¹ CE = Condiciones Estándar (101325 Pa, 288K)

T_{CE}	Temperatura a CE
u	Componente en X de la velocidad.
V	Vector velocidad
V_D	Volumen del dominio del fluido
V_T	Velocidad turbulenta
\bar{V}	Componente promedio de la velocidad
v	Componente en Y de la velocidad
v_f	Componente fluctuante de la velocidad
w	Componente en Z de la velocidad
α	Coefficiente de flujo
β	Factor de mezcla
Γ	Difusividad
Γ_{eff}	Difusividad efectiva
Γ_t	Difusividad turbulenta
γ	Relación Cp/Cv del gas
γ_g	Gravedad específica del metano (0.555 a CE)
δ	Matriz identidad
ζ	Viscosidad de volumen (<i>bulk viscosity</i>).
λ	Segundo coeficiente de viscosidad
μ	Viscosidad dinámica
μ_{eff}	Viscosidad efectiva
μ_t	Viscosidad de torbellino o turbulenta
ρ	Densidad
σ	Tensor de esfuerzos
Φ	Función de disipación viscosa
ϕ	Variable escalar general

INTRODUCCIÓN

La producción de crudo es el proceso mediante el cual se extraen los fluidos almacenados en los yacimientos petroleros y se transportan hasta las estaciones de flujo donde el fluido se separa básicamente en sus compuestos fundamentales, gas, petróleo y agua.

Las elevadas presiones y temperaturas, los grandes caudales de flujo, las partículas de arena y el manejo adecuado de la energía del yacimiento, son algunos de los principales problemas que se presentan en el proceso de producción y de los cuales depende el aprovechamiento óptimo de los recursos del yacimiento. El reductor (tradicional) de presión (también llamado estrangulador o choque) es un elemento ubicado en la superficie, específicamente en el cabezal del pozo, que se encarga del control de los fenómenos mencionados con anterioridad. Este dispositivo es una reducción insertada en un cuerpo de mayor volumen que obliga a que se produzca una fuerte caída de presión en el sistema cuando el flujo pasa a través de la misma.

En PDVSA se vienen realizando una serie de investigaciones, iniciadas en INTEVEP, con el objeto de mejorar el uso de los reductores de presión y aprovechar la adecuada ubicación de este componente para optimizar la producción e incrementar la vida útil del yacimiento. Esto se lograría rediseñando el equipo reductor en forma tal que se minimicen los daños en la geometría interna del mismo y se permita regular la sección transversal del reductor automáticamente, para así obtener un equipo que sea capaz de controlar y medir, en tiempo real, las variables principales que afectan el proceso de producción.

Este trabajo persigue estudiar el comportamiento fluidodinámico del gas (específicamente el metano) dentro de tres configuraciones de reductores (tradicional, tradicional modificada y unidireccional). Se ha seleccionado el metano por ser

representativo de la mayoría de las condiciones reales en las instalaciones de superficies de pozos de alta presión y de gas, siendo este gas el componente de mayor proporción volumétrica (y en algunos pozos, casi total).

El análisis se hará utilizando una herramienta de simulación numérica denominada Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), la cual permite representar variables fluidodinámicas de interés, a través de vectores, líneas de corriente y gráficos de superficie.

La forma como se llevará a cabo el proceso de simulación es la siguiente: se realizará la simulación numérica de un reductor de presión tradicional y se analizarán las zonas que pudieran estar bajo acciones de desgaste. Basándose en los resultados del reductor tradicional se modificará el modelo con el objeto de minimizar estas zonas y se simulará de nuevo. Finalmente se estudiará un modelo de flujo “unidireccional” que permita tener idea de cual sería el comportamiento del gas si se colocase el reductor de presión corriente abajo a la posición en la que se ubica tradicionalmente en el cabezal del pozo.

CAPÍTULO I

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

I.1 Descripción general del proceso de producción de crudo

La producción es la actividad de la industria petrolera que se ocupa de realizar todos los procesos necesarios para llevar el crudo desde el yacimiento hasta el pozo, y desde éste a la superficie, tratando de extraer la mayor cantidad de fluido al menor costo posible. (Ver figura 1.1)

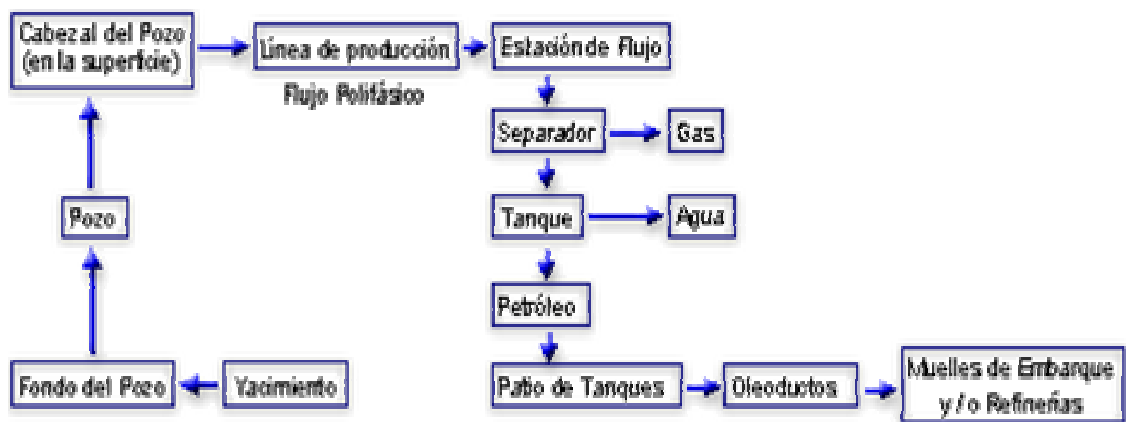


Figura 1.1. Esquema general del proceso de producción de petróleo

I.2 Reductores de presión

Los reductores de presión, también llamados estranguladores y choques, constituyen una de las partes más importantes del cabezal del pozo. Esto se debe a que una de las maneras más eficientes de controlar el pozo es mediante el uso de los mismos. Los reductores permiten controlar el flujo, la producción de arena, las elevadas presiones y el grado de conificación del agua y del gas en el yacimiento. Están ubicados en el cabezal del pozo justamente después del árbol de navidad (Ver figura 1.2).

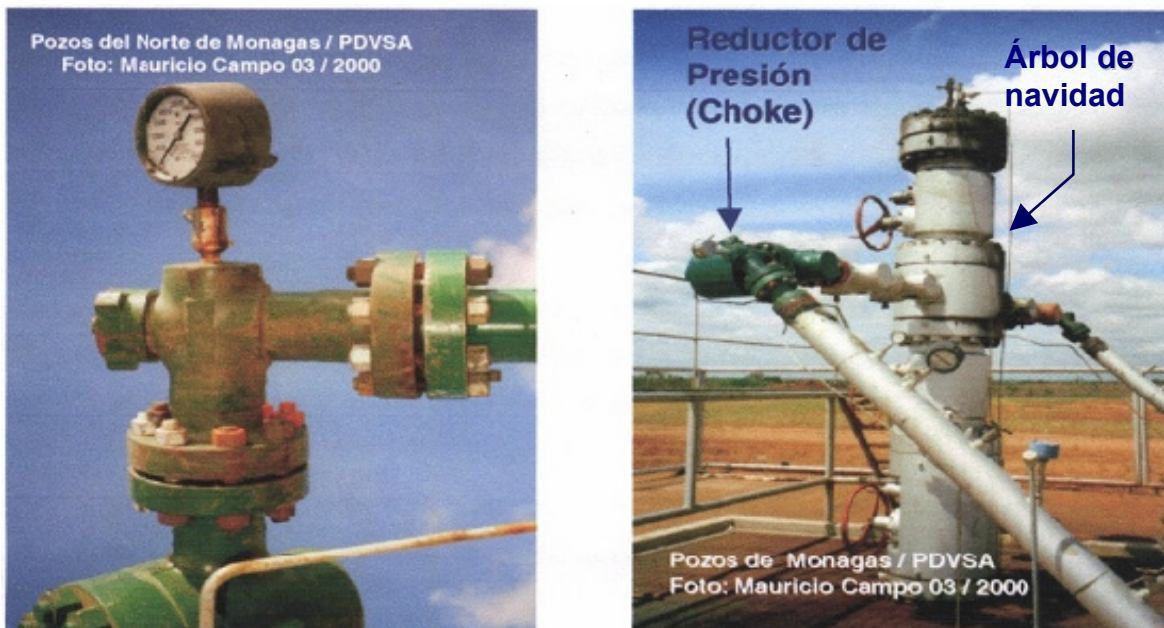


Figura 1.2. Reductor y Cabezal de Pozo

I.2.1 Principales usos de un reductor de presión

I.2.1.1 Controlar la producción

El diámetro del reductor permite controlar la producción del pozo. Esto lo hace disminuyendo el área transversal por donde pasa el flujo, provocando una fuerte

caída de presión y aumento de la velocidad, la cual en muchos casos alcanza la velocidad del sonido. En el caso en que se llegue a la velocidad del sonido, el flujo se estrangula (de aquí el nombre estrangulador) y por ende llega a un máximo de producción para un diámetro dado. El control de flujo puede ser por razones de mercadeo, exceso de producción o de otra índole.

I.2.1.2 Controlar la presión

Esta es otra de las razones fundamentales del uso del reductor. Los separadores de flujo necesitan operar a una presión o rango de presiones determinadas para realizar su función de separar el petróleo, el gas y el agua. A pesar de que estos operan a presiones bastante elevadas (entre 500 y 1500 psi). La presión a la que sale el fluido del pozo productor es, en la mayoría de los casos, mucho más elevada (a veces superior a los 7000 psi) de la que necesita el separador. Es aquí donde el estrangulador genera las pérdidas suficientes para alcanzar las presiones deseadas.

I.2.1.3 Conservar la energía del yacimiento

El reductor permite disminuir la cantidad de gas que se extrae de un pozo, lo cual indirectamente significa conservar la energía del yacimiento. Sin embargo en algunos casos la naturaleza del petróleo no permite reducir mucho el diámetro del estrangulador. Por ejemplo, cuando el crudo es viscoso, muy pesado o cuando el corte de agua es alto, se corre el riesgo de dañar el pozo.

I.2.1.4 Disminuir la producción de arena

El uso de un reductor más pequeño en algunos casos ayuda a controlar la cantidad de arena producida. Generalmente en los pozos con alta producción de arena el estrangulador se daña rápidamente. Es por eso que se deben utilizar materiales muy

resistentes para minimizar los daños causados por la erosión y abrasión en el reductor. Sin embargo se ha demostrado que cualquiera que sea el material utilizado el reductor siempre se erosiona. Esto se debe principalmente al comportamiento agresivo del fluido sobre estos componentes (especialmente el reductor de diámetro fijo)

I.2.2 Tipos de reductores de presión

Existen diversos tipos de reductores de acuerdo al material de que estén fabricados y a los usos que se le den. Los más utilizados o más comerciales son los reductores de diámetro fijo y los reductores ajustables. Ambos tipos se diseñan en forma tal que el petróleo, el agua y el gas producidos fluyen a través de una abertura de diámetro predeterminado y de menor tamaño que el de la tubería corriente arriba del equipo reductor.

I.2.2.1 Reductor de presión de diámetro fijo

Consta básicamente de un reductor (choque) de diámetro interno constante en todo o casi todo su recorrido. Este se inserta manualmente por el orificio posterior de la caja reductora (Ver figura 1.3 y 1.4), y su reemplazo es motivado bien sea por daños en su estructura (erosión, abrasión, corrosión) o por necesidad de variación de la producción (inserción de un estrangulador de diámetro diferente). El diámetro del reductor fijo varía comercialmente cada 64 avos de pulgada, es decir, existen reductores de $\frac{1}{64}, \frac{2}{64}, \frac{3}{64}, \dots, \frac{64}{64}$ pulgadas de diámetro interno.



Figura 1.3. Estrangulador o Choque

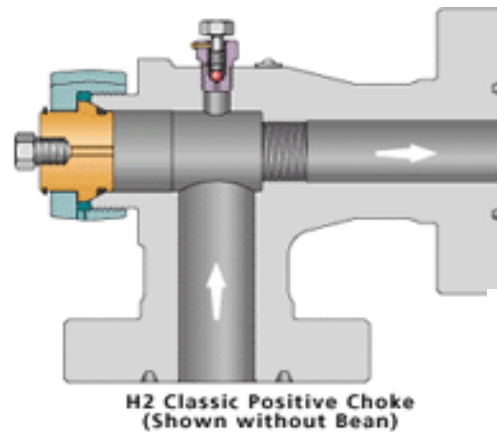


Figura 1.4.
Caja del Reductor de Presión

*Diseño propiedad
de CAMERON*

Estos tipos de reductores son los más utilizados en Venezuela (casi en la totalidad de los pozos). Presentan como principal desventaja la parada necesaria de la línea de producción donde están ubicados para poder ser reemplazados.

I.2.2.2 Reductores de presión Ajustables

Estos reductores son capaces de variar la sección transversal por donde pasa el flujo. (Ver figura 1.5). Su costo es superior, pero su maniobrabilidad es menos compleja que la del reductor fijo. No hay necesidad de parar la producción para regular su sección transversal, a menos que estén dañados. Estos reductores también han demostrado ser vulnerables al daño por erosión, y corrosión, sea cual sea el material del que están fabricados.

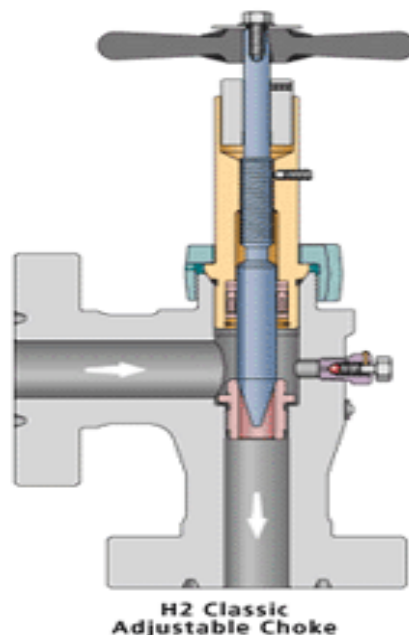


Figura 1.5.
Reductor de presión variable

*Diseño propiedad de
CAMERON*

I.2.3 Daños típicos en los reductores de presión

I.2.3.1 Erosión

Como se dijo anteriormente el crudo que se extrae del yacimiento petrolero esta compuesto principalmente por tres elementos, petróleo, agua y arena. La erosión es causada básicamente por la alta velocidad a la cual las partículas de arena golpean el interior de la caja reductora y del estrangulador. Las zonas más afectadas por el efecto de erosión dentro del reductor son la entrada y la salida. El daño en la entrada es motivado al cambio violento de dirección que sufre el flujo cuando entra a la caja reductora y a la gran resistencia que encuentra el mismo para poder entrar por el choque. A lo largo del choque las velocidades del flujo son aún mayores ya que este se acelera por la disminución del área de paso. Cuando llega a la zona de expansión (salida del estrangulador) golpea violentamente las paredes de la caja reductora y de la tubería que va hacia los separadores (tubería bajante), provocando también daños severos en esta región debido a la erosión. En algunos casos la erosión dentro de la caja reductora es tal que el choque puede durar pocos días antes de fallar completamente (Forder, 1998).

I.2.3.2 Corrosión

La corrosión se debe a la reacción a los compuestos de ácido sulfhídrico (H_2S) y compuestos de CO_2 que pueden estar presentes en los fluidos provenientes del pozo (Mayol, 2003) Muchos de estos efectos de corrosión son disminuidos mediante aleaciones especiales y uso de materiales como el Carburo de Tungsteno y Cerámica.

En las figuras 1.6 y 1.7 se muestran los daños causados en un reductor de presión y en la caja reductora, debido al efecto de erosión y corrosión.

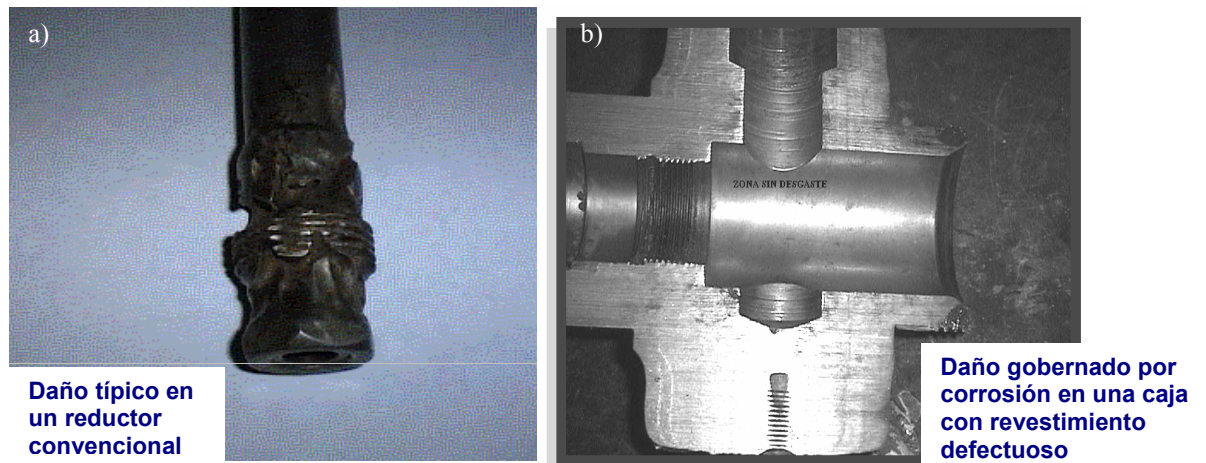


Figura 1.6. a) Fotografía de un daño típico con efectos de erosión. b) Fotografía de un daño típico con efectos de corrosión. Estas fotos pertenecen a un trabajo realizado por Cristina Grigorescu (PDVSA-Intevep)

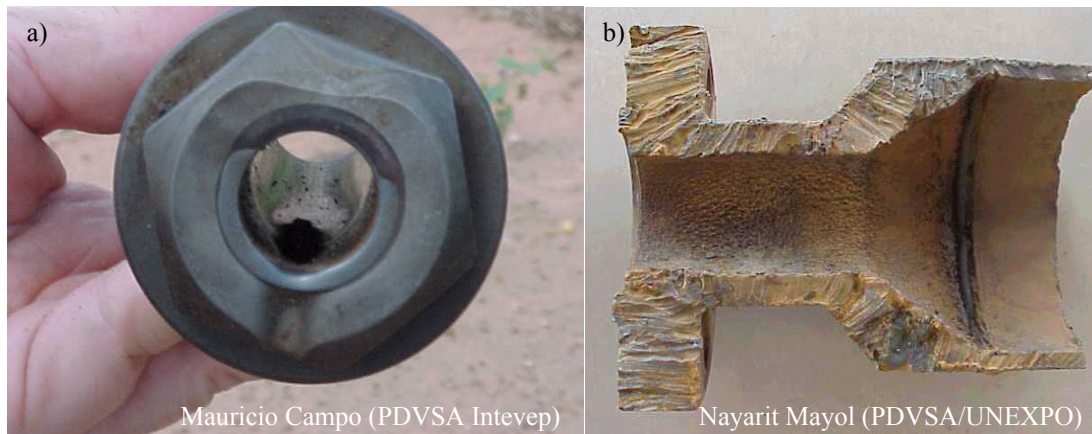


Figura 1.7. a) Daño por erosión en la entrada del estrangulador. b) Daño por erosión y corrosión en la copa de la tubería bajante.

I.3 Ecuaciones que rigen el movimiento de un fluido

Las ecuaciones básicas que rigen el movimiento de un fluido son:

La ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (1.1)$$

y las ecuaciones de Navier-Stokes o de momentum,

$$\rho \frac{DV}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 V + (\lambda + \mu) \nabla (\nabla \cdot V) + G \quad (1.2)$$

Se trata pues de cuatro ecuaciones diferenciales simultáneas. En cuanto al número de funciones incógnitas, son las siguientes:

- las tres componentes de la velocidad: u, v, w
- la presión: p
- la densidad: ρ

Se aprecia que falta de una ecuación para completar el sistema. Si la densidad es una incógnita es que es variable, esto es, que se trata de un fluido compresible. La ecuación que se puede agregar entonces es la *ecuación de estado* de la sustancia

$$F(p, \rho, T) = 0 \quad (1.3)$$

Donde T es la temperatura. Esta ecuación si embargo agrega una nueva incógnita, T. por consiguiente se tienen ahora cinco (5) ecuaciones y seis (6) incógnitas. La última ecuación necesaria es la de la energía (Roca Vila, 1979)

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \nabla (K \nabla T) + \Phi \quad (1.4)$$

Para las ecuaciones descritas anteriormente se tiene que:

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z}, \text{ y se conoce como derivada sustancial}$$

λ = segundo coeficiente de viscosidad

G = son las llamadas fuerzas del cuerpo (fuerzas gravitatorias, $G = \rho \bullet g$, donde g es el vector gravedad)

K = coeficiente de transferencia de calor

Φ = es la función de disipación viscosa

En las ecuaciones de Navier-Stokes (Momentum), se consideró la viscosidad constante.

A continuación se describirán las condiciones de flujo a las que estará sometido el fluido de trabajo en las simulaciones y la forma como afectan a las ecuaciones fundamentales de la mecánica de los fluidos.

- ✓ El fluido de trabajo se encuentra en régimen permanente
- ✓ La viscosidad, μ , permanece constante a lo largo de todo el dominio del fluido
- ✓ El segundo coeficiente de viscosidad, λ , es igual $-\frac{2}{3}\mu$ (lo cual es cierto para la generalidad de los gases)
- ✓ El coeficiente de transferencia de calor, K , es constante en todo el dominio del fluido
- ✓ Se despreció el efecto gravitacional ($G = 0$) y el trabajo viscoso, ($\Phi = 0$)

En base a estas consideraciones las ecuaciones 1.3, 1.4, 1.5, pueden escribirse de la forma:

I.3.1 Ecuación de continuidad

$$\nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (1.5)$$

I.3.2 Ecuación de momentum

$$\rho(V \cdot \nabla)V = -\nabla p + \mu \nabla^2 V + \frac{1}{3} \mu \nabla(\nabla \cdot V) \quad (1.6)$$

I.3.3 Ecuación de la energía

$$\rho V \cdot \nabla h = V \cdot \nabla p + K \nabla^2 T \quad (1.7)$$

I.4 Modelo de Turbulencia

Para poder predecir lo efectos de turbulencia, se han realizado una gran cantidad de investigaciones en Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) para desarrollar modelos de turbulencia. Algunos de ellos tienen aplicaciones muy específicas, mientras que otros pueden ser aplicados a una amplia clase de flujos con un grado razonable de confiabilidad.

Estos son algunos de los modelos de turbulencia más utilizados por los códigos de CFD, y los que posee el CFX-5:

Modelos de la Viscosidad de Torbellino (Eddy-viscosity):

- Zero Equation
- Estándar k-ε

- RNG $k-\varepsilon$
- Standard $k-\omega$
- Baseline (BSL) zonal $k-w$ based
- Shear Stress Transport (SST) zonal $k-w$ based

Modelos Esfuerzos de Reynolds:

- Launder, Reece y Rodi Isotropization of Production (LRR-IP). Este es el modelo de Esfuerzos de Reynold por defecto.
- Launder, Reece and Rodi Quasi-Isotropic model (LRR-QI)
- Speziale, Sarkar and Gatski (SSG)

Los modelos de turbulencia buscan modificar las ecuaciones de Navier-Stokes con la introducción de cantidades promedio y fluctuantes para producir las ecuaciones *Reynolds Averaged Navier-Stokes*. (RANS). Los modelos basados en las ecuaciones RANS son conocidos como Modelos de Turbulencia Estadísticos, debido al procedimiento estadístico promedio empleado para obtener las ecuaciones.

Este procedimiento introduce términos adicionales desconocidos que contienen productos de las cantidades fluctuantes, los cuales actúan como esfuerzos viscosos en el fluido. Estos términos llamados esfuerzos “turbulentos” o de “Reynolds”, son difíciles de determinar directamente y son además desconocidos.

Los esfuerzos de Reynolds (turbulentos) necesitan ser modelados por ecuaciones adicionales para que pueda existir un número suficiente de ecuaciones para resolver todas las variables desconocidas, incluyendo el tensor de los esfuerzos de Reynolds.

I.4.1 Ecuaciones Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS)

Los modelos de turbulencia buscan resolver un número de ecuaciones de transporte con la introducción de componentes promediados y componentes fluctuantes o variables en el tiempo. Por ejemplo, una velocidad V puede ser dividida en un componente promedio, \bar{V} , y un componente que varía en el tiempo, v_f .

$$V = \bar{V} + v_f \quad (1.8)$$

El componente promedio esta dado por:

$$\bar{V} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} V dt \quad (1.9)$$

donde, Δt es una escala de tiempo que es grande relativa a las fluctuaciones turbulentas, pero pequeña relativa a la escala de tiempo para la cual las ecuaciones son resueltas.

Sustituyendo las cantidades promediadas en el tiempo dentro de las ecuaciones originales, se obtienen las ecuaciones RANS. En las siguientes ecuaciones, escritas en forma vectorial, la barra superior es eliminada para las cantidades promediadas, excepto para los productos de las cantidades fluctuantes.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho V] = 0 \quad (1.10)$$

$$\frac{\partial \rho V}{\partial t} + \nabla \cdot \{\rho V \otimes V\} = \nabla \cdot \left\{ \sigma - \overline{\rho v_f \otimes v_f} \right\} + S_M \quad (1.11)$$

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V \phi) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi - \overline{\rho v_f \phi}) + S_E \quad (1.12)$$

La ecuación de continuidad no ha sido alterada, pero la de momentum (cantidad de movimiento) y la ecuación de transporte de un escalar contienen términos de flujo turbulento adicionales al flujo difusivo molecular. Estos son los esfuerzos de Reynolds, $\overline{\rho v_f \otimes v_f}$ y el flujo de Reynolds, $\overline{\rho v_f \phi}$.

La ecuación Reynold-averaged de la energía es:

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V h_{tot} + \overline{\rho v_f h} - \lambda \nabla T) = \frac{\partial p}{\partial t} \quad (1.13)$$

Donde la Entalpía Total principal esta dada por:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} V^2 + k \quad (1.14)$$

Además del flujo de energía cinética, la entalpía total ahora contiene una contribución de la energía cinética turbulenta, k , dada por:

$$k = \frac{1}{2} \overline{v_f^2} \quad (1.15)$$

Los modelos de turbulencia intervienen en las ecuaciones RANS, proporcionando una herramienta para el cálculo de los esfuerzos de Reynold y los flujos de Reynolds.

I.4.2 Modelos de Viscosidad de Torbellino

Estos suponen que la turbulencia consiste en pequeños torbellinos que se están formando y disipando continuamente, y en los cuales los esfuerzos de Reynolds son proporcionales al gradiente de las velocidades principales.

La hipótesis de la Viscosidad de torbellino asume que los esfuerzos de Reynolds pueden ser relacionados al gradiente de las velocidades principales y a una viscosidad de Torbellino, en una manera análoga a la relación entre los esfuerzos y el tensor de esfuerzos en un flujo laminar Newtoniano:

$$-\overline{\rho v_f \otimes v_f} = -\frac{2}{3} \rho k \delta - \frac{2}{3} \mu_t \nabla \cdot V \delta + \mu_t (\nabla V + (\nabla V)^T) \quad (1.16)$$

donde, μ_t es la Viscosidad de Torbellino o Viscosidad Turbulenta.

Análoga a la hipótesis de la viscosidad de torbellino esta la hipótesis de la difusividad de torbellino, la cual expresa que los flujos de Reynolds de un escalar son relacionados linealmente al gradiente principal del escalar:

$$-\overline{\rho v_f \phi} = \Gamma_t \nabla \phi \quad (1.17)$$

donde, Γ_t es la Difusividad Turbulenta y la misma puede ser escrita como:

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (1.18)$$

donde, Pr_t es el número de Prandtl turbulento.

Las ecuaciones de arriba pueden expresar los términos de fluctuación turbulenta solo como función de las variables principales si la Viscosidad Turbulenta, μ_t , es conocida. Los modelos de turbulencia de dos ecuaciones, el k- ϵ y el k- ω , proporcionan esta variable.

En base a las hipótesis anteriores las ecuaciones “Promediadas de Reynolds” de momentum y transporte se escriben de la siguiente forma:

$$\frac{\partial \rho V}{\partial t} + \nabla \cdot \{ \rho V \otimes V \} = -B - \nabla p' + \nabla \cdot \left(\mu_{eff} \left(\nabla V + (\nabla V)^T \right) \right) \quad (1.19)$$

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho V \phi - \Gamma_{eff} \nabla \phi \right) = S \quad (1.20)$$

donde, B es la suma de las fuerzas de cuerpos, μ_{eff} es la Viscosidad Efectiva y Γ_{eff} es la Difusividad Efectiva, definidas por:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (1.21)$$

y,

$$\Gamma_{eff} = \Gamma + \Gamma_t \quad (1.22)$$

y p' es una presión modificada, definida por:

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \nabla \cdot V \left(\frac{2}{3} \mu_{eff} - \zeta \right) \quad (1.23)$$

donde, ζ es la viscosidad de volumen (*bulk viscosity*).

La ecuación Promediada de Reynolds de la Energía se convierte en:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V h_{tot}) = \nabla \cdot \left(\lambda \nabla T + \frac{\mu_t}{Pr_t} \nabla h \right) + S_E \quad (1.24)$$

I.4.3 El Modelo de Ecuación Cero (Zero Equation Model)

Es un modelo que calcula un valor global para μ_t , a partir de la velocidad principal y de una longitud característica, utilizando una fórmula empírica.

Se crea una viscosidad de torbellino turbulenta constante para todo el dominio del fluido.

La viscosidad turbulenta es modelada como el producto de una velocidad turbulenta escalar, V_T , y una longitud característica turbulenta, l_T , como la propuesta por Prandlt y Kolmogorov:

$$\mu_t = \rho f_\mu V_T l_t \quad (1.25)$$

donde, f_μ es una constante de proporcionalidad. La velocidad es tomada como la máxima velocidad en el dominio del fluido. La longitud característica se deriva utilizando la fórmula:

$$l_t = \frac{V_D^{1/3}}{7} \quad (1.26)$$

donde, V_D es el volumen del dominio del fluido.

I.5 Ecuaciones para el cálculo del caudal volumétrico del reductor de presión

Considerando el fluido como ideal, es decir sin fricción y adiabático y además en régimen permanente, la expresión para el cálculo del caudal volumétrico de flujo compresible es la siguiente (Economides, 1993):

$$Q_{CE} = \frac{\pi}{4} D_R^2 \frac{T_{CE}}{P_{CE}} P_1 \alpha \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{R}{T_1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right]} \quad (1.27)$$

donde,

Q_{CE} = Caudal volumétrico de gas a CE $[kg/m^3]$

α = Coeficiente de flujo (0.85 para flujo unidimensional y 0.75 para flujo bidireccional) (Sachdeva, 1986)

P_1 = Presión corriente arriba del choque (presión de entrada) $[Pa]$

P_2 = Presión corriente abajo del choque (presión de salida) $[Pa]$

γ = Relación Cp/Cv del gas

D_R = Diámetro interno del reductor de presión $[m]$

T_{CE} = Temperatura a CE $[K]$

P_{CE} = Presión a CE $[Pa]$

R = Constante del gas $[m^2/(s^2 K)]$

Expresada en las unidades utilizadas comúnmente en la industria petrolera:

$$Q_{CE} = 3.505 D_{64}^2 \left(\frac{P_1}{P_{CE}} \right) \alpha \sqrt{\left(\frac{1}{\gamma_g T_1} \right) \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right]} \quad (1.28)$$

donde,

Q_{CE} = Flujo volumétrico de gas a CE [$MPCD$]

D_{64} = Diámetro del reductor de presión en 64 avos de pulgadas [$pu\ lg$]

$T1$ = temperatura corriente arriba, del choque reductor [$^{\circ} R$]

P_{CE} = Presión a CE [psi]

$P1$ = Presión corriente arriba del choque (presión de entrada) [$psia$]

$P2$ = Presión corriente abajo del choque (presión de salida) [$psia$]

γ_g = Gravedad específica del metano (0.555 a CE)

Estas ecuaciones se aplican cuando el cociente entre la presión aguas abajo y aguas arriba es igual o mayor que el cociente de presión crítica (relación a la cual se alcanza la condición de estrangulamiento del flujo) dada por:

$$\left(\frac{P2}{P1}\right)_c = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (1.29)$$

Cuando la relación entre presiones es menor que la relación crítica, se debe tomar la relación de presiones crítica en la ecuación del cálculo de caudal volumétrico.

CAPÍTULO II

DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

II.1 Descripción General de la Dinámica de Fluidos Computacional

La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) es una herramienta, basada en el uso de Computadores, utilizada para simular el comportamiento de sistemas que involucran el flujo de fluidos. Esta trabaja resolviendo las ecuaciones del flujo de fluidos (en una forma especial) sobre una región de interés, con condiciones específicas conocidas, en las fronteras de dicha región.

Las ecuaciones de Navier-Stokes, de la energía y de continuidad, las cuales describen los procesos de cantidad de movimiento y transferencia de calor y masa respectivamente, son ecuaciones diferenciales complejas y cuyas soluciones analíticas están limitadas a casos muy específicos. Sin embargo, estas pueden ser discretizadas y resueltas por métodos numéricos (CFX-5 Help, 2001).

Actualmente existen diferentes métodos de solución utilizados por los códigos de Dinámica de Fluidos Computacional. Uno de los más comunes, y en el cual esta basado el CFX-5, es la técnica de Volúmenes Finitos.

En esta técnica la región de interés es dividida en pequeñas subregiones, llamadas volúmenes de control. Las ecuaciones son discretizadas y resueltas en forma iterativa para cada volumen de control, obteniéndose como resultado una aproximación del valor de cada variable en puntos específicos a lo largo de todo el dominio. De esta forma se deriva una representación gráfica completa del comportamiento del flujo.

II.2 Metodología de la Dinámica de Fluidos Computacional

La Dinámica de Fluidos Computacional puede ser utilizada para determinar el funcionamiento de un componente en la etapa de diseño o para analizar los problemas que pueden existir en un componente y así llevar a cabo un mejoramiento de su diseño.

Por ejemplo, la caída de presión de un equipo puede ser considerada excesiva (Ver figura 2.1)

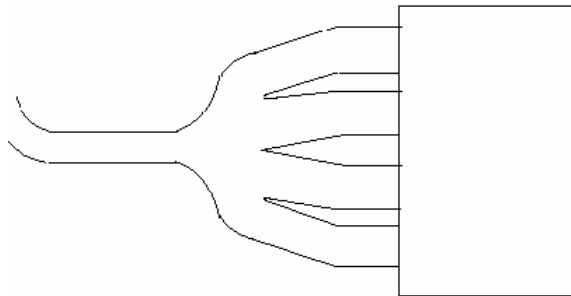


Figura 2.1. Esquema de un equipo que se va a analizar con CFD

El primer paso es identificar la región de interés y definir su geometría específica:

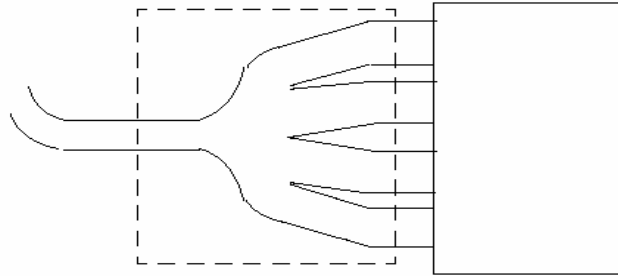


Figura 2.2. Selección de la región a analizar con CFD.

Si la geometría está en un archivo CAD (Dibujo Asistido por Computadora, en inglés CAD) se puede importar directamente.

Los otros elementos de la simulación se definirán al incluir las condiciones de frontera (entrada y salida de flujo, condiciones de pared, etc.) y las propiedades del fluido.

Luego el procesador (programa de resolución de ecuaciones) se utilizará y generará un archivo de resultados, el cual contiene la variación de velocidad, presión y alguna otra variable a través de la región de interés.

Los resultados pueden ser visualizados proporcionado al ingeniero un entendimiento completo del comportamiento del fluido a través de la región de estudio.

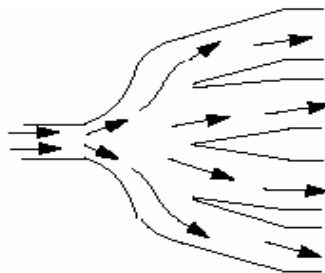


Figura 2.3. Esquema de representación de resultados de la simulación en CFD

Este análisis puede conducir a modificaciones en el diseño o geometría del equipo, las cuales una vez realizadas pueden ser nuevamente simuladas para observar los efectos.

Una simulación en CFD se divide en tres etapas:



Figura 2.4. Etapas de la simulación numérica

II.2.1 El Pre-Procesador

Es el componente utilizado para crear la data de entrada al procesador. El Pre-Procesamiento involucra:

- ✓ Definición de la geometría de la región de interés
- ✓ Selección del modelo físico que se va a utilizar en la simulación
- ✓ Especificación de las propiedades del fluido
- ✓ Especificación de las condiciones de frontera
- ✓ Creación de la malla del volumen de control

II.2.2 El Procesador

Es el componente que resuelve el problema de Dinámica de Fluidos Computacional, generando los resultados requeridos. Esto lo hace de la siguiente manera:

- ✓ Las ecuaciones diferenciales parciales son integradas sobre todos los volúmenes de control de la región de interés. Esto es equivalente a la aplicación de una ley

basica de conservación (por ejemplo para masa y momentum) a cada volumen de control.

- ✓ Estas ecuaciones integrales son convertidas, por métodos numéricos, en un sistema de ecuaciones algebraicas.
- ✓ Las ecuaciones algebraicas son resueltas a través de un proceso iterativo.

Debido a la naturaleza no lineal de las ecuaciones se requiere de una aproximación iterativa. Cuando dicha aproximación se acerca a la solución exacta se dice que el problema esta convergiendo o ha convergido. Para cada iteración, un error, o residuo, es reportado como una medida de la conservación global de las propiedades del fluido.

La cercanía de la solución final a la solución exacta depende de varios factores, como el tamaño y la forma de los volúmenes de control y el tamaño del residuo final. Los procesos físicos complejos, tales como la combustión y la turbulencia, son muchas veces modelados utilizando relaciones empíricas, y las aproximaciones inherentes en estos modelos también contribuyen a diferencias entre la solución en CFD y el flujo real.

II.2.3 El Post-Procesador

Es el componente utilizado para analizar y presentar los resultados. El Post-Procesamiento incluye desde la representación de valores puntuales de las variables hasta secuencias animadas complejas.

Algunas características importantes del Post-Procesador son:

- ✓ Visualización de la geometría y del volumen de control.
- ✓ Representación de vectores que muestran la magnitud y dirección del flujo.

- ✓ Visualización de la variación de las variables escalares (tales como temperatura y presión) a lo largo del dominio.
- ✓ Animaciones
- ✓ Gráficas que muestran la variación de las variables

II.3 Código de simulación

El CFX-5² es uno de los códigos de Dinámica de fluidos Computacional más importantes que existen en el mercado, ya que combina un avanzado Procesador (Solver) con un Pre-Procesador y Post-Procesador de gran capacidad.

Entre las características más importantes que incluye el CFX-5 están:

- Un avanzado Procesador que incluye fiabilidad y robustez.
- Una integración completa entre definición del problema, análisis y presentación de resultados.
- Un intuitivo e interactivo proceso de configuración, del problema, basado en menús y gráficos avanzados.

Los procesos que se pueden modelar en el CFX-5 son:

- ✓ Flujo en estado estable y transitorio.
- ✓ Flujo laminar y turbulento.
- ✓ Flujo subsónico, transónico y supersónico.
- ✓ Transferencia de calor y radiación térmica.
- ✓ Flujo no Newtoniano.
- ✓ Transporte de componentes escalares no reactivos.
- ✓ Flujo multifásico.
- ✓ Combustión.
- ✓ Flujo en múltiples sistemas de referencia.

² CFX-5 es un marca registrada de AEA-Technology

II.3.1 Estructura del Código Simulación

El CFX-5 se divide en cuatro módulos, los cuales están enlazados de manera similar a como lo es la estructura general de los programas de Dinámica de fluidos Computacional, explicada anteriormente.

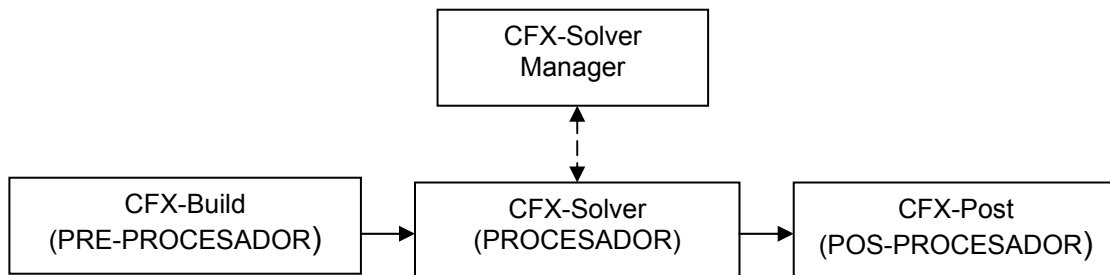


Figura 2.5. Estructura del CFX-5

II.3.1.1 CFX-Build

El CFX-Build es el pre-procesador y la interfase principal entre el usuario y el CFX-5. Es donde se construye el modelo de CFD. Las especificaciones de la geometría, la física del flujo, condiciones de frontera, el mallado, los valores iniciales y los parámetros del procesador, son todos configurados en el CFX- Build.

II.3.1.2 CFX-5 Solver

Es el procesador del CFX-5. Aquí se resuelven todas las ecuaciones y variables que intervienen en una simulación específica generada en el CFX-Build.

II.3.1.3 CFX-5 Solver Manager

Es un módulo utilizado para controlar la manera como el CFX-5 Solver resuelve el problema de CFD. Tiene una interfase que permite configurar algunos atributos para el cálculo del modelo de CFD y controla interactivamente el CFX-5 Solver, dependiendo de cómo se este desarrollando la solución.

Sus funciones principales son:

- ✓ Especificar los archivos de entrada al CFX-5 Solver
- ✓ Iniciar/Detener el CFX-5 Solver.
- ✓ Monitorear el proceso de solución.

II.3.1.4 CFX-Post

Es el Post-Procesador del CFX-5. Este proporciona un post-procesamiento interactivo utilizando herramientas gráficas con las cuales se analiza y se presentan los resultados de la simulación.

Sus características principales son:

- ✓ Post-Procesamiento cuantitativo.
- ✓ Variables definidas por el usuario.
- ✓ Generación de variados objetos gráficos en los cuales la visibilidad, transparencia, color y renderizado de líneas/caras puede ser controlado.

II.4 Discretización Numérica

Soluciones analíticas de las ecuaciones de Navier Stokes existen solo para las condiciones más simples de flujo bajo condiciones ideales. Para obtener soluciones para flujo real se debe adoptar una aproximación numérica con lo cual se reemplazan las ecuaciones por aproximaciones algebraicas las cuales pueden ser resueltas usando un método numérico.

II.5 Discretización de las ecuaciones fundamentales (Método del Volumen Finito)

Como se dijo anteriormente, el CFX-5 esta basado en un método de aproximación por Volumen Finito. Esta aproximación involucra la discretización de la forma integral de las ecuaciones fundamentales, las cuales son resueltas en un número de volúmenes (finitos) dentro del dominio de flujo.

La figura 2.6 muestra una malla típica con espesor unitario (es decir, esta es bidimensional), en la cual una superficie de volumen finito es representada por el área sombreada.

Esta claro que cada nodo esta rodeado por un conjunto de superficies las cuales componen el volumen finito. Todas las variables resueltas y las propiedades del fluido son almacenadas en los nodos.

Consideremos la ecuación general escalar para la variable ϕ :

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_j \phi)}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{eff} \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) = 0 \quad (2.1)$$

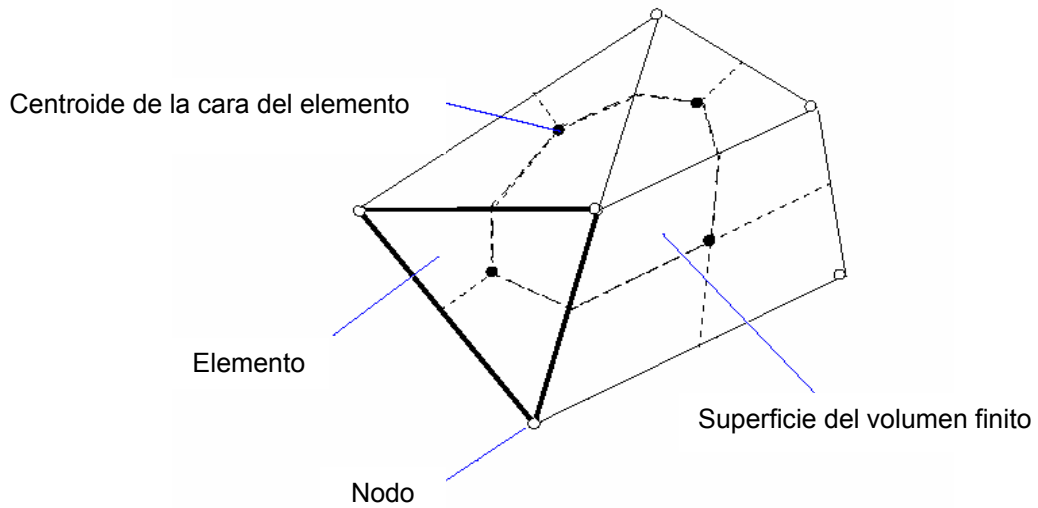


Figura 2.6. Componentes de un volumen finito de profundidad unitaria

Esto puede ser integrado sobre el volumen de control para dar:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{v_D} \rho \phi dv_D + \int_A \rho V_j n_j \phi dA - \int_A \mu_{eff} \frac{\partial \phi}{\partial x_j} n_j dA = 0 \quad (2.2)$$

Donde n_j es el vector normal externo a la superficie y A y v_D son el área de la superficie exterior y volumen respectivamente. El primer paso para resolver numéricamente estas ecuaciones continuas es aproximarlas usando funciones continuas.

Ahora consideremos un elemento de malla aislado tal como se muestra abajo (Figura 2.7):

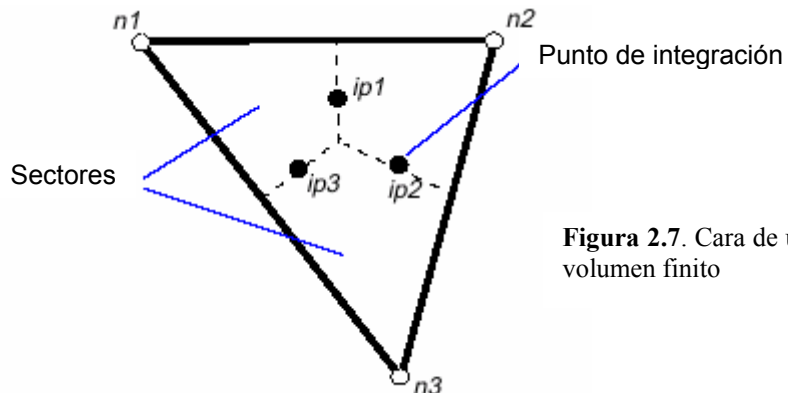


Figura 2.7. Cara de un volumen finito

Las integrales de superficie son evaluadas usando puntos de integración, ip_n , los cuales están ubicados en el centro de cada segmento de superficie en un elemento 3D alrededor del volumen finito.

Usando esta notación, el término de transporte de la ecuación puede ser aproximado por:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{v_D} \rho V_j n_j \phi dA \approx \sum_{ip} m_{ip} \phi_{ip} \quad (2.3)$$

donde,

$$m_{ip} = \rho V_j n_j \Delta A \quad (2.4)$$

El cual es el flujo másico discreto a través de la superficie del volumen finito, ΔA es el área de la superficie, ϕ_{ip} es el valor discreto de ϕ en el punto de integración, y la suma es sobre todas las superficies del volumen finito.

Para completar la discretización del término de transporte de la ecuación general, la variable ϕ_{ip} debe ser relacionada a las variables dependientes almacenadas en los nodos del elemento, ϕ_n . Como las variables transportadas se mueven con el flujo, es físicamente razonable aproximar el valor de la variable en el punto de integración a la variable en el nodo n corriente arriba, para dar:

$$\phi_{ip} = \phi_n \quad (2.5)$$

Esto es llamado *Upwind Differential Scheme* (UDS). Muchos esquemas diferenciales desarrollados para CFD están basados en aproximaciones por expansión de series (tal como las series de Taylor) para funciones continuas. Mientras más términos de expansión sean usados en el esquema diferencial mayor exactitud habrá en la aproximación. El orden del esquema usado es denotado por el orden del mayor término en la parte truncada de la serie de expansión.

El UDS tiene precisión de primer orden. Este no es tan preciso como los esquemas de ordenes mayores, pero es usualmente muy robusto (numéricamente estable).

Generalmente, los esquemas de orden superior son más precisos debido a la reducción en el error de truncamiento. Sin embargo, estos pueden incurrir en grandes fallas computacionales, porque requieren la evaluación de más términos que los esquemas de primer orden y pueden ser menos robustos.

La técnica básica de discretización adoptada en CFX-5 es un Esquema UDS convencional con Corrección Numérica de Transporte (*NAC Numerical Adveccion Correction*) para el término de transporte de la ecuación de momentum y energía (y densidad en el caso de flujo compresible). NAC mejora la exactitud de los esquemas UDS por incluir un término de mezcla o unión de la siguiente forma:

$$\phi_{ip} = \phi_n + \beta\phi_{NAC} \quad (2.6)$$

Esto da una familia de discretizaciones de alto orden. Cuando $\beta = 1.0$, la discretización NAC total es implementada. Con este valor de β el esquema adopta una precisión de segundo orden y esta mucho mejor capacitado para obtener gradientes grandes y presiones totales en la solución. Sin embargo, correcciones numéricas totales del término de transporte son menos robustas.

II.5.1 El Sistema de ecuaciones asociado

El conjunto de ecuaciones lineales que se originan por la aplicación del Método de Volúmenes Finitos a todos los elementos en el dominio son ecuaciones de conservación discretas. El sistema de ecuaciones puede ser escrito en la forma:

$$\sum_{nb_i} a_i^{nb} \phi_i = b_i \quad (2.7)$$

Donde ϕ es la solución, b los términos independientes, a los coeficientes las ecuaciones, i el número de identificación del volumen finito o nodo y nb significa vecino (*neighbour*). Los nodos pueden tener cualquier número de *neighbours*, tal que el método es igualmente aplicable a los mallados estructurados y no estructurados. Para una ecuación escalar, cada a_i^{nb} , ϕ_{nb} y b_i en un número único. Para un modelo en 3D las ecuaciones de masa-momentum son una matriz de (4x4) ó un vector de (4x1), los cuales son expresadas por:

$$a_i^{nb} = \begin{bmatrix} a_{uu} & a_{uv} & a_{uw} & a_{up} \\ a_{vu} & a_{vv} & a_{vw} & a_{vp} \\ a_{wu} & a_{wv} & a_{ww} & a_{wp} \\ a_{pu} & a_{pv} & a_{pw} & a_{pp} \end{bmatrix}_i^{nb} \quad (2.8)$$

y,

$$\phi_i = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \end{bmatrix}_i, \quad (2.9)$$

$$b_i = \begin{bmatrix} b_u \\ b_v \\ b_w \\ b_p \end{bmatrix}_i \quad (2.11)$$

II.5.2 Solución de las ecuaciones lineales

El sistema linealizado de ecuaciones discretas puede ser escrito en forma matricial como:

$$[A][\phi] = [b] \quad (2.12)$$

donde $[A]$ es la matriz de coeficientes, $[\phi]$ el vector solución y $[b]$ el término del lado derecho del sistema.

Las ecuaciones de arriba son resueltas iterativamente comenzando con una solución aproximada ϕ^n , que va siendo mejorada por una corrección, ϕ' , para producir una mejor solución, ϕ^{n+1} , es decir:

$$\phi^{n+1} = \phi^n + \phi' \quad (2.13)$$

donde, ϕ' es la solución de:

$$A\phi' = r^n \quad (2.14)$$

y, r^n es el residuo obtenido de:

$$r^n = b - A\phi^n \quad (2.15)$$

Entonces, la aplicación repetida de este algoritmo producirá una solución al sistema de ecuaciones (CFX-5 Help, 2001).

CAPÍTULO III

SIMULACIÓN NUMÉRICA Y METODOLOGÍA

III.1 Descripción general del estudio

El objetivo fundamental de este trabajo es estudiar el comportamiento del flujo de gas metano dentro de tres modelos de reductores (tradicional, tradicional modificado y el unidireccional. Lo que se persigue con los dos modelos adicionales es minimizar los daños causados principalmente por erosión, o en su defecto estudiar cual podría ser el comportamiento del flujo si se utilizan nuevos modelos para el control del caudal y presión en los cabezales de los pozos productores de crudo.

La generación de los nuevos reductores se hizo tomando como referencia la representación de los vectores de velocidad y líneas de corriente³ en el dominio del fluido, es decir, toda la región que toca el fluido en el reductor de presión. La ventaja de representar el campo de velocidad de esta forma es que se observan con claridad las zonas de mayor recirculación y posibles zonas de impacto de partículas de arena que contiene el crudo que se extrae del yacimiento.

³ El campo de velocidad y las líneas de corriente se estudian con mas detalle en (Roca Vila, 1998)

III.2 Consideraciones para las simulaciones

III.2.1 Fluido de Trabajo

El fluido de trabajo utilizado fue gas metano (CH₄) como sustancia pura. Esto se debe a que se encuentra en mayor proporción en los yacimientos y por ende en el proceso de producción de pozos petroleros. No se incluyeron los otros componentes del gas natural que se extrae de los yacimientos, debido a que el metano se encuentra en proporciones muy superiores (95-99%) en comparación con los otros gases (Propano, Pentano, Hexano, otros). Permitiendo así, no involucrar cambios de fase que pudieran añadir complicaciones al momento de la simulación.

Las propiedades físicas del metano son las siguientes:

$$\text{Viscosidad} = 1.11\text{E-}5 \frac{\text{kg}}{\text{ms}} \text{ a CE}^4$$

$$\text{Calor Específico} = 2210 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \text{ a CE}$$

$$\text{Coeficiente de transferencia de calor} = 0.0343 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

$$\text{Presión Crítica (Pc)} = 4597975.5 \text{ Pa}$$

$$\text{Temperatura Crítica (Tc)} = 190.45 \text{ K}$$

En este trabajo se tomaron constantes la viscosidad y el calor específico del metano ya que estos no varían considerablemente dentro del rango de temperatura a estudiar.

El gas utilizado presenta dos variantes. En el proceso de selección de la malla el cambio de densidad se regía por la ecuación de los gases perfectos (RocaVila,1998) (ver ecuación 3.1). Una vez seleccionada la malla se realizó una simulación con la densidad variando igualmente por la ley de los gases perfectos pero

se introdujo el factor de compresibilidad del metano en dicha ecuación (ecuación 3.2).

$$\rho = \frac{P_{abs}}{R_{CH4}T_{abs}} \quad (3.1)$$

donde,

ρ = Densidad [kg/m³]

P_{abs} = Presión absoluta [N/m²]

R_{CH4} = Constante del gas metano a CE

T_{abs} = Temperatura absoluta [K]

El cálculo de la densidad del metano como gas real se rige por la siguiente expresión:

$$\rho = \frac{P_{abs}}{ZR_{CH4}T_{abs}} \quad (3.2)$$

donde,

Z = Factor de compresibilidad.

La aplicación del factor de compresibilidad se debe a que las condiciones reales a las que está sometido el fluido son extremas. Presiones superiores a las 8274.7 kPa (1200 psi). Además se verificó las condiciones de contorno de los modelos a simular en el gráfico del factor de compresibilidad y se observó que existe una diferencia considerable entre el valor de Z para dichas condiciones y el valor de Z para los gases perfectos, es decir $Z = 1$. En la figura 3.1 se muestra el gráfico del factor de compresibilidad Z^5 indicando los puntos que representan las condiciones de entrada y salida del reductor.

⁴ CE Condiciones Estándar (101325 Pa, 288K)

⁵ Fuente: (Brill, 1988)

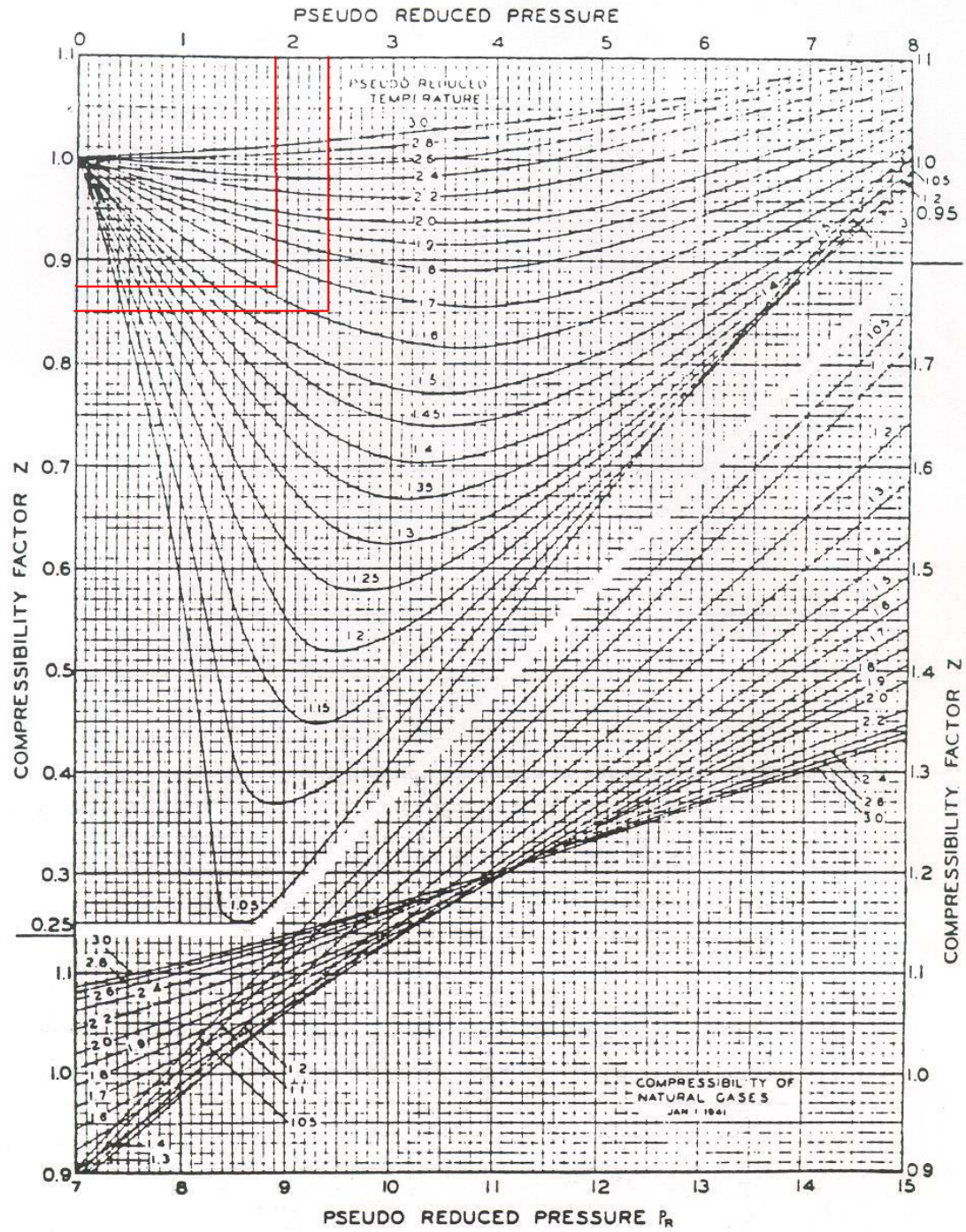


Figura3.1. Factor de compresibilidad Z del gas natural

Tabla 3.1. Factor de compresibilidad Z para las condiciones de contorno

	Presión y Temperatura Reducida	Factor de Compresibilidad Z
Condición de entrada al dominio del fluido	PR = 2.39 TR = 1.63	0.85
Condición de salida del dominio del fluido	PR = 1.89 TR = 1.63	0.87

La ecuación utilizada para el cálculo del factor de compresibilidad es (Velásquez J.):

$$Z = A + (1 - A) * EXP(-E) + F * PR^G \quad (3.3)$$

donde,

$$A = 1.39 * (TR - 0.92)^{0.5} - 0.36 * TR - 0.101$$

$$B = (0.62 - 0.23 * TR) * PR$$

$$C = (0.066 / (TR - 0.86) - 0.037) * PR^2$$

$$D = (0.32 / (10^{9 * (TR - 1)})) * PR^6$$

$$E = B + C + D$$

$$F = (0.132 - 0.32 * \text{Log}(TR))$$

$$G = 10^{(0.3106 - 0.49 * TR + 0.1824 * TR^2)}$$

Esta fórmula ha sido ampliamente probada y utilizada en la industria petrolera para el cálculo de dicho parámetro.

La velocidad del sonido se cálculo por la fórmula (Potter, 1997):

$$c = \sqrt{\gamma \frac{p}{\rho}} \quad (3.4)$$

donde,

c = Velocidad del sonido del gas $[m/s]$

$\gamma = 1.3$, (relación C_p/C_v)

p = Presión $[Pa]$

ρ = Densidad $[kg/m^3]$

III.2.2 Condiciones de Frontera

Las condiciones de borde en la entrada y salida del sistema reductor estudiado en este trabajo corresponden a las mediciones en campo de los parámetros característicos de un pozo productor de gas natural, ubicado en la zona oriental del país. Esto se hizo con el objeto de comparar los resultados obtenidos en las simulaciones con la información real que proporciona el pozo. A continuación se muestran los parámetros antes mencionados.

- Presión de entrada al reductor (P_1) = 1600 psi (11031611.69 Pa)
- Presión de salida del reductor (P_2) = 1265 psi (8721867.975 Pa)
- Temperatura = 102 °F (312 K)

Se conoce que el caudal volumétrico a CE es 8MMPCD (Millones de Pie Cúbico por Día). Este valor posee un margen de error algo elevado ya que el mismo se refiere a un promedio mensual y no ha una medición hecha en tiempo real (esta es una de las mayores necesidades de la colocación de equipos de medición en el choque reductor).

La incertidumbre de este valor de campo puede ser de hasta un 25%. Este alto porcentaje se atribuye a muchos factores como por ejemplo el hecho de que los procedimientos de medición muchas veces estiman el caudal de gas como una fracción de todo el caudal de crudo que se extrae del pozo productor (Amdal J.). Además el pozo de estudio en este trabajo posee un estrangulador de 32/64 pulgadas, y puede decirse que esta medida del diámetro tiene una tolerancia de +/- 1/128 pulgadas, ya que los tamaños de los diámetro varían cada 1/64 avos de pulgada. Esta tolerancia introduce también una incertidumbre de aproximadamente +/- 3%. Tampoco se conoce el tiempo de uso del reductor y si este es elevado es posible que el estrangulador este desgastado lo que hace que aumente aún más la incertidumbre de la medición del flujo. Lo que se quiere es recalcar que debido a que la medición de campo no se hace en tiempo real es difícil obtener un valor preciso para el caudal de gas. Se asume entonces que el flujo volumétrico de gas CE es de 8 MMPCD +/- 25%.

El porcentaje de concentración del gas metano es 98%. Esta fue la razón principal de la utilización del mismo como sustancia pura en las simulaciones.

Las condiciones de frontera en las paredes de la válvula son las siguientes:

- Se supuso que las paredes fueran lisas (sin rugosidad)
- Velocidad del flujo igual a cero.
- Sin transferencia de calor (adiabáticas)

III.2.3 Condiciones iniciales

Las condiciones iniciales son los valores de las variables principales con los que el método de resolución numérico comienza a ejecutar su proceso iterativo de resolución de las ecuaciones que rigen el movimiento de los fluidos. Las variables que necesitan de condiciones iniciales pueden cambiar según sea el código de CFD que se este utilizando y según el estado en el que se encuentre el fluido a estudiar

(transitorio o régimen permanente). Para el caso del código numérico empleado en este trabajo (CFX-5), se colocaron condiciones iniciales a los siguientes parámetros:

- Presión = 1000 psi
- Velocidad = 100 m/s (en la dirección del eje de coordenadas que estuviese alineado con el eje del estrangulador)
- Temperatura. = 300 K

En principio se tomaron estas condiciones ya que el software recomienda que se utilicen valores un poco inferiores al valor promedio de las condiciones de contorno para cada variable. En el caso de la velocidad se pudo verificar durante las corridas de prueba que el programa de resolución (Procesador) presentaba menos inconvenientes en el proceso de arranque del cálculo con un valor de 100 m/s en la dirección co-lineal al eje del estrangulador. Cabe destacar que en este proceso de colocación de condiciones iniciales de los tres modelos no se siguió un procedimiento rígido o predefinido sino que más bien se colocaban valores intuitivos y que facilitarían el arranque del procesador. Por defecto el código utilizado toma como cero (0) la velocidad cuando no se le colocan condiciones iniciales y toma el promedio de los otros parámetros cuando no se introducen por el usuario valores para los mismos.

III.2.4 Verificación de la condición de régimen turbulento

Debido a que no se conoce el valor de la velocidad en la entrada y salida del reductor, se realizó un cálculo aproximado de la misma a partir de la aplicación de la ecuación de continuidad en estas zonas.

De la ecuación de continuidad se tiene que:

:

$$\dot{m} = \rho Q = \rho AV \quad (3.5)$$

la densidad del metano a CE es:

$$\rho_{CE} = \frac{101325 \frac{kg}{ms^2}}{518.3 \frac{m^2}{s^2K} \times 288K} = 0.6788 \frac{kg}{m^3}$$

Se conoce el caudal volumétrico a CE:

$$Q_{CE} = 8 \times 10^6 \frac{pie^3}{día} = 2.62 \frac{m^3}{s}$$

El flujo másico es entonces:

$$\dot{m} = 0.6788 \frac{kg}{m^3} \times 2.62 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{m} = 1.778 \frac{kg}{s}$$

El área de la sección transversal en la entrada es:

$$A_E = \frac{\pi D_E^2}{4} = \frac{\pi (0.0777875m)^2}{4} \quad (3.6)$$

$$A_E = 4.752 \times 10^{-3} m^2$$

La densidad a la presión de entrada (P1) y a la temperatura (T = 312K) es:

$$\rho_E = \frac{11031611.669 \frac{kg}{ms^2} + 101325 \frac{kg}{ms^2}}{518.3 \frac{m^2}{s^2 K} \times 312 K}$$

$$\rho_E = 68.845 \frac{kg}{m^3}$$

La velocidad en la entrada se puede calcular a partir de:

$$V_E = \frac{\dot{m}}{A_E \rho_E} = \frac{1.778 \frac{kg}{s}}{4.752 \times 10^{-3} m^2 \cdot 68.845 \frac{kg}{m^3}} \quad (3.7)$$

$$V_E = 5.434 \frac{m}{s}$$

El número de Reynolds a la entrada es:

$$Re = \frac{V_E D_E \rho_E}{\mu} = \frac{5.434 \frac{m}{s} \cdot 4.752 \times 10^{-3} m^2 \cdot 68.845 \frac{kg}{m^3}}{1.11 \times 10^{-5} \frac{kg}{ms}} \quad (3.8)$$

$$Re = 1.601568 \times 10^5$$

Se observa entonces que el flujo en la entrada puede ser considerado turbulento ya que Re es mucho mayor de 2000.

Realizando un procedimiento análogo en la salida del reductor se obtiene un valor para el número de:

$$Re = 1.60127 \times 10^5$$

Se observa también que el flujo en la salida puede ser considerado turbulento ya que Re es mucho mayor de 2000.

Esta verificación conduce a la utilización un modelo de turbulencia que represente en buena forma los fenómenos turbulentos dentro del dominio del fluido.

III.2.5 Modelo de turbulencia

El modelo de turbulencia empleado en este trabajo es el modelo de Ecuación Cero (*Zero Ecuacion Model*). Esto se debe a que brinda el detalle necesario para la compresión global de los fenómenos fluidodinámicos que ocurren dentro del equipo reductor. Además es un modelo bastante robusto que proporciona una convergencia eficaz reduciendo significativamente el costo computacional. Cabe destacar que si se quiere un análisis más detallado de los efectos turbulentos del flujo dentro del reductor de presión, es necesario el estudio por sección de dicha válvula o el uso de computadoras de mayor poder de resolución, ya que la geometría de la misma es bastante compleja y difícil de resolver con los modelos de turbulencia avanzados. Prueba de esto es que durante varios intentos de resolución del modelo de reductor tradicional, no se logró obtener convergencia para ecuaciones fundamentales utilizando los modelos de turbulencia más avanzados ($k-\varepsilon$, $k-\omega$, *Esfuerzos de Reynolds*). Esta dificultad de convergencia se puede atribuir también al tipo de elemento de malla que utiliza el código de CFD empleado este trabajo (tetraédrico), el cual ha demostrado en muchas oportunidades problemas numéricos, debido al menor nivel de uniformidad en la distribución de los elementos en comparación con los elementos hexaédricos de los mallados estructurados.

III.3 Simulación del reductor de presión tradicional

III.3.1 Pre-Procesamiento del reductor tradicional

El primer paso en el pre-procesamiento de la simulación numérica es la generación o construcción de la geometría. En el caso del reductor de presión tradicional la geometría corresponde a la zona interna de la caja reductora, al estrangulador y a la sección donde aumenta el diámetro corriente abajo del choque (copa y tubería bajante), es decir la región que toca el fluido cuando atraviesa el equipo reductor de presión. Las líneas rojas del siguiente de la figura 3.2 delimitan el dominio del fluido a estudiar en el reductor. No se muestran las dimensiones ya que este diseño es propiedad de la *Cooper Cameron*.

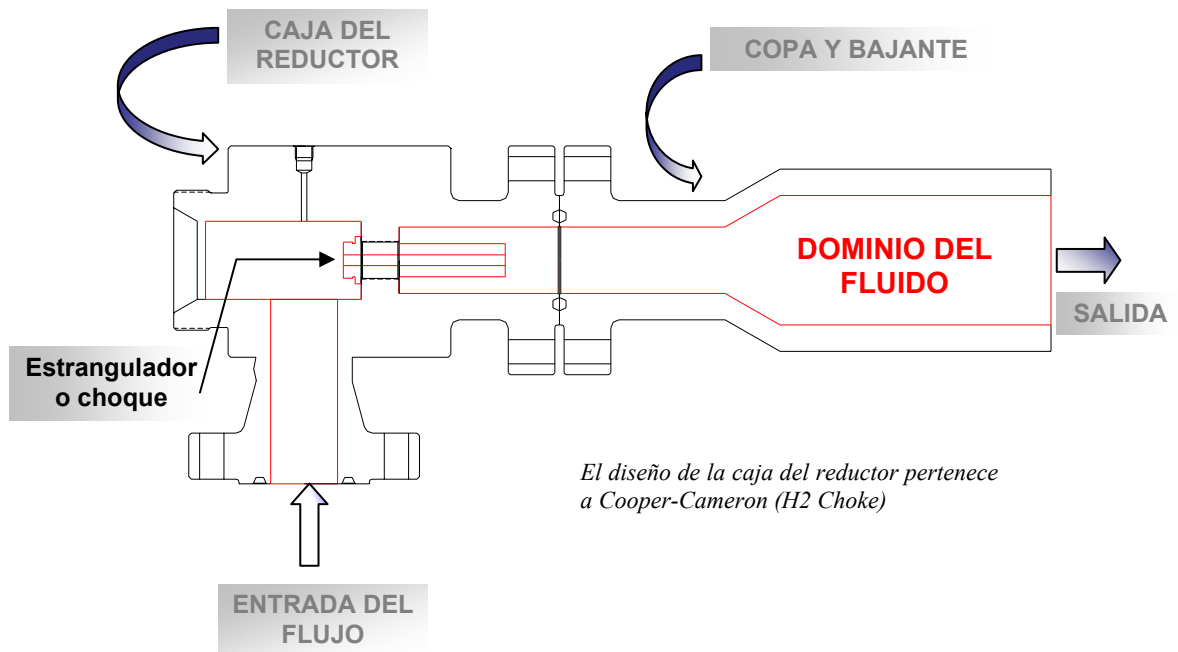


Figura 3.2. Dominio de estudio del sistema reductor de presión

En este sistema reductor el diámetro de la entrada la caja es de 3.0625 pulgadas (77,7875mm) y el diámetro de salida o de la tubería bajante es de 6 pulgadas (152,4mm).

Con el objeto de reducir el costo computacional se construyó el modelo en tres dimensiones del equipo reductor de presión, pero de forma que fuese simétrico a un plano vertical longitudinal que seccionara el reductor en dos partes iguales.

En las figuras 3.3 y 3.4 se muestra en tres dimensiones el dominio del fluido sin la inclusión de la tubería bajante

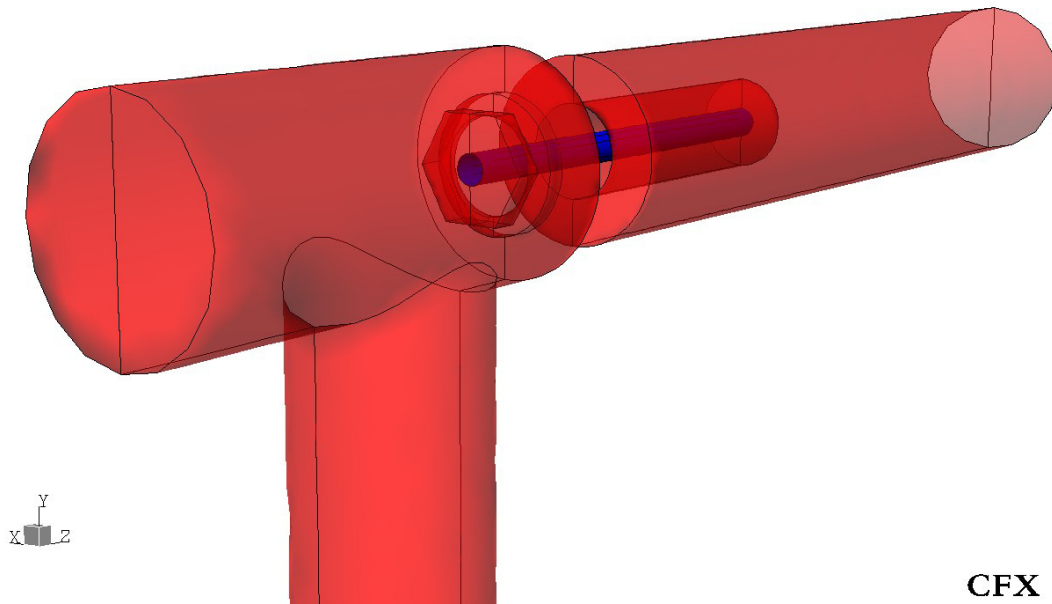
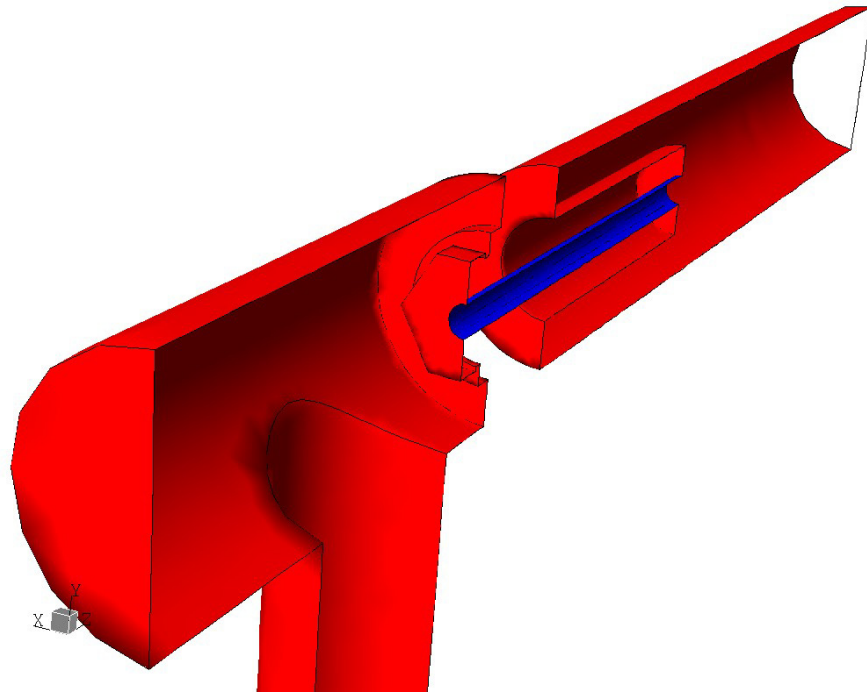


Figura 3.3 Geometría interna de un equipo reductor



CFX

Figura 3.4 Dominio del fluido del reductor tradicional que se va a simular sin inclusión de la tubería bajante

Una vez construida la geometría de la región de interés se define el fluido de trabajo, las condiciones de borde y las condiciones iniciales para las simulaciones. Los tres modelos estudiados en este trabajo tienen el gas metano como fluido a analizar y poseen las mismas condiciones de contorno e iniciales para la resolución del sistema de ecuaciones. Estos parámetros fueron descritos en las secciones 12.1, 12.2 y 12.3.

III.3.1.1 Selección del mallado óptimo del reductor tradicional

En principio se realizaron tres (3) modelos de malla diferentes con el objeto de hallar el mallado que en menor tiempo genere resultados confiables. La tabla 3.2 muestra las características principales de cada mallado:

Tabla 3.2. Parámetros característicos de las mallas

	Mallado 1	Mallado 2	Mallado 3
Tamaño máximo del elemento [pulgadas]	0.4	0.2	0.4
Tamaño mínimo del elemento [pulgadas]	0.1	0.05	0.075
Número total de elementos	104111	1858409	307359
Número total de nodos	30213	394306	83683
Residuo para la convergencia (RMS)	1.0E-6	1.0E-6	1.0E-6
Tiempo de Resolución [horas:minutos]	5:46	33:07	7:08

El tamaño máximo del elemento se refiere a la máxima extensión el elemento de volumen dentro del dominio, el tamaño mínimo el caso contrario. El número total de elementos de volumen es contabilizado en toda la extensión del dominio del fluido al igual que el número total de nodos. El residuo para la convergencia (RMS - *Root Mean Square*) se refiere a la raíz cuadrada del promedio del cuadrado de los residuos individuales de cada ecuación aplicada a un volumen finito. Explicándolo de otra manera, el residuo es la diferencia que existe entre el término derecho y el izquierdo de la ecuación linealizada aplicada a cada volumen finito. El residuo RMS se obtiene después de elevar al cuadrado el residuo de una ecuación en cada elemento de volumen, luego calculando el promedio entre todos los elementos en el dominio y obteniendo la raíz cuadrada de este promedio. El valor de 1E-6 del residuo RMS se seleccionó después de varias simulaciones de prueba que demostraron que con este valor se obtenían resultados confiables ya que las variables no cambiaban sus respectivos valores entre cada simulación y se lograba el balance de las ecuaciones con errores por debajo del 1%.

Las imágenes de las tres densidades de malla aplicadas al reductor se muestran en las figuras 3.5, 3.6 y 3.7.

CFX



Figura 3.5. Distribución de los elementos del mallado 1

CFX

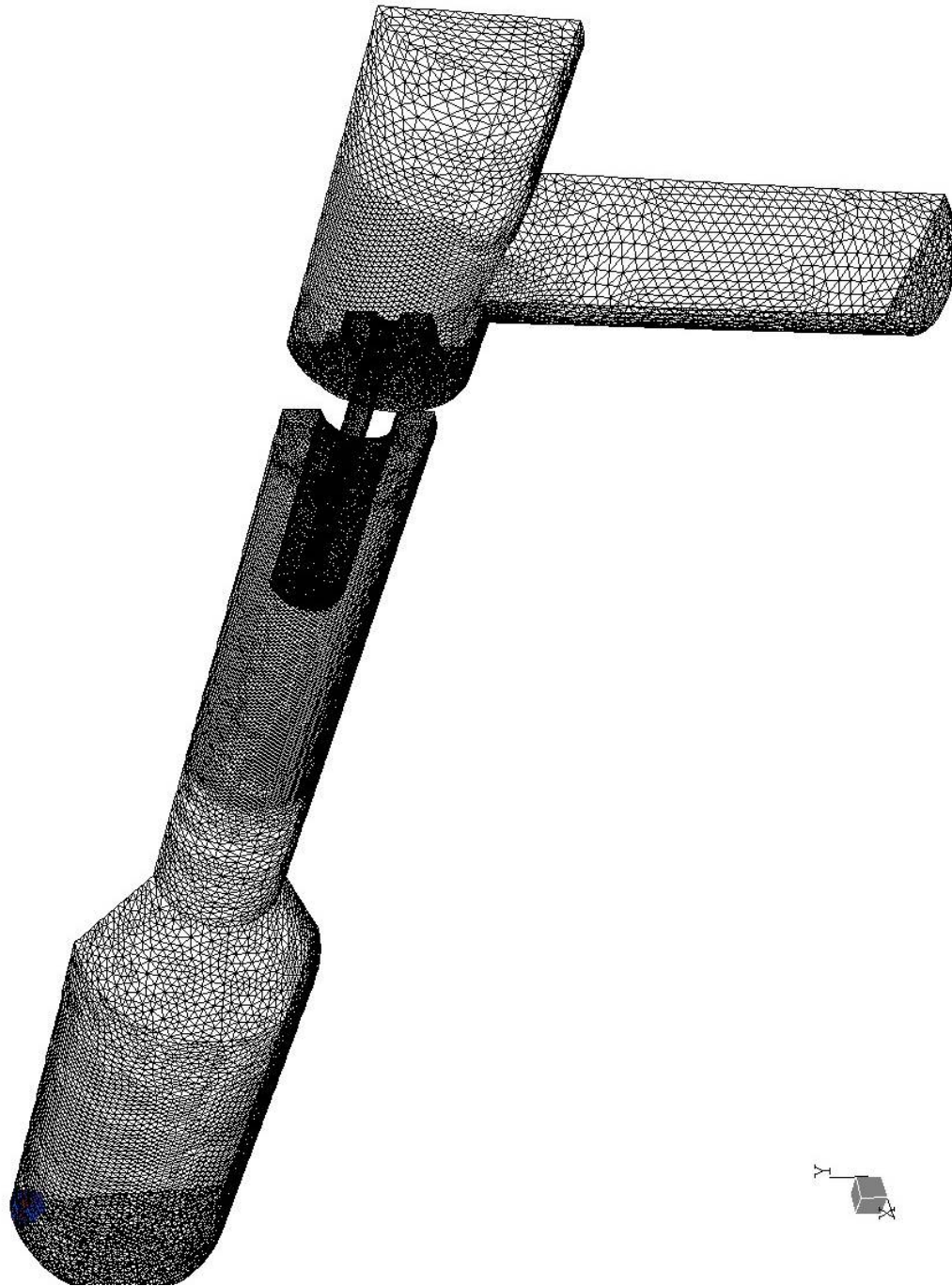


Figura 3.6. Distribución de los elementos del mallado 2

CFX

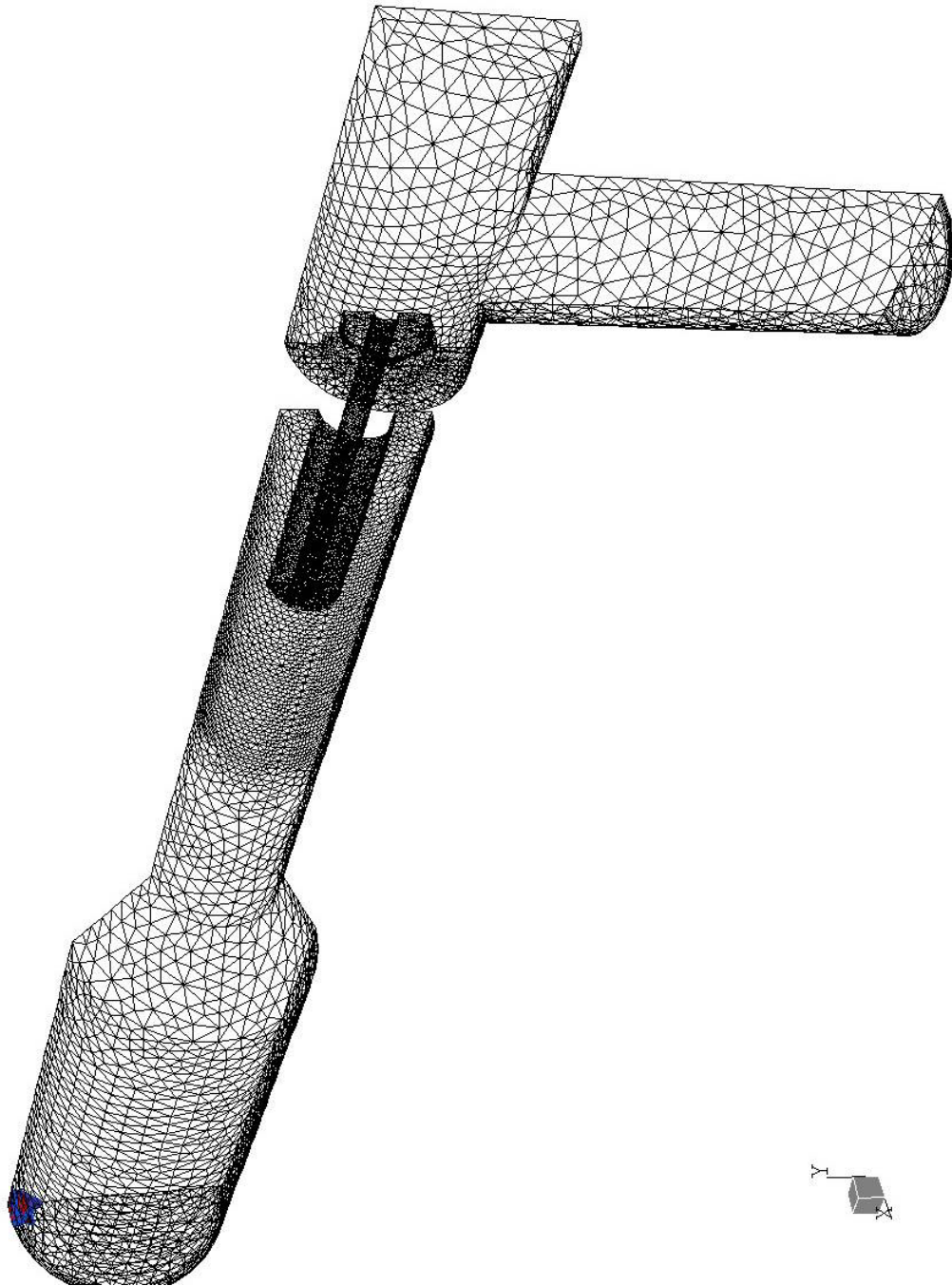


Figura 3.7. Distribución de los elementos del mallado 3

III.3.1.2 Comportamiento de las variables principales

Este se tomó a lo largo de una línea concéntrica al estrangulador o choque reductor (dirección Z en el modelo del reducto tradicional)

III.3.1.2.1 Variación de la velocidad

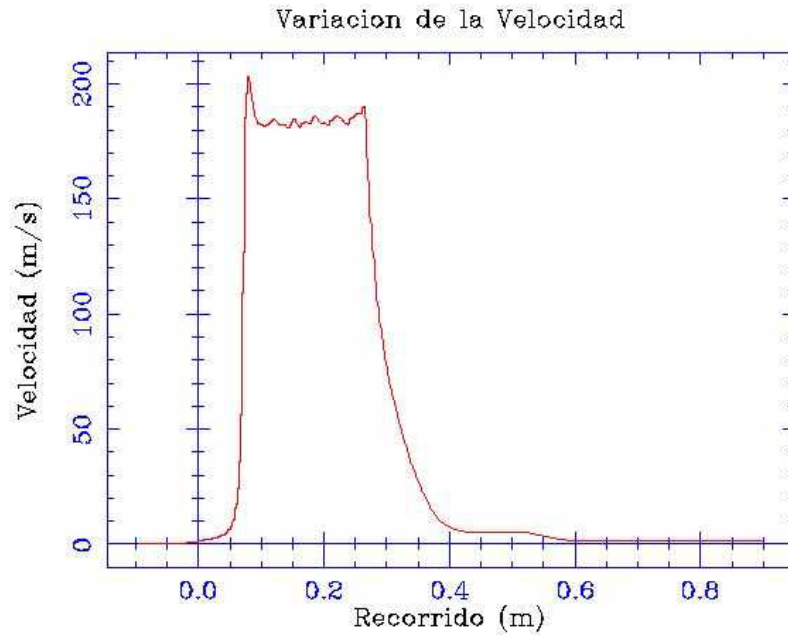


Figura 3.8. Variación de la velocidad a lo largo del reductor tradicional con la Malla 1

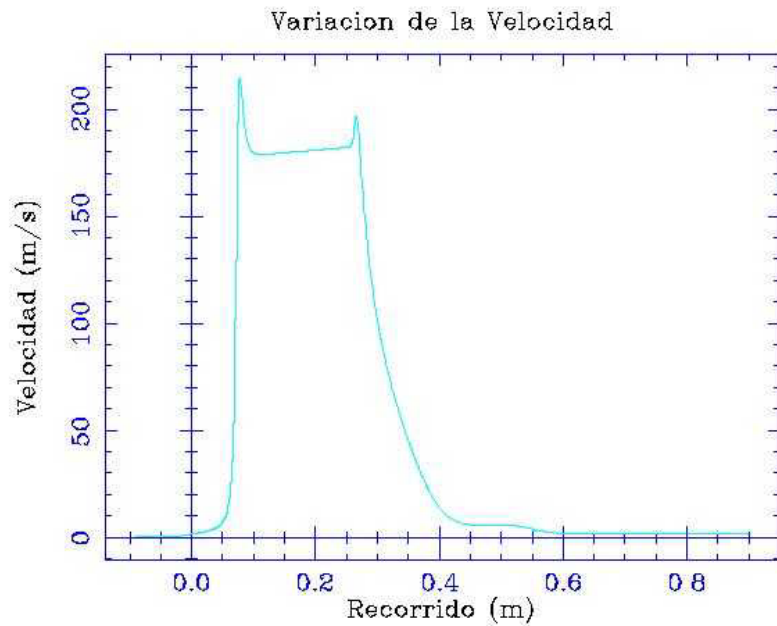


Figura 3.9. Variación de la velocidad a lo largo del reductor tradicional con la Malla 2

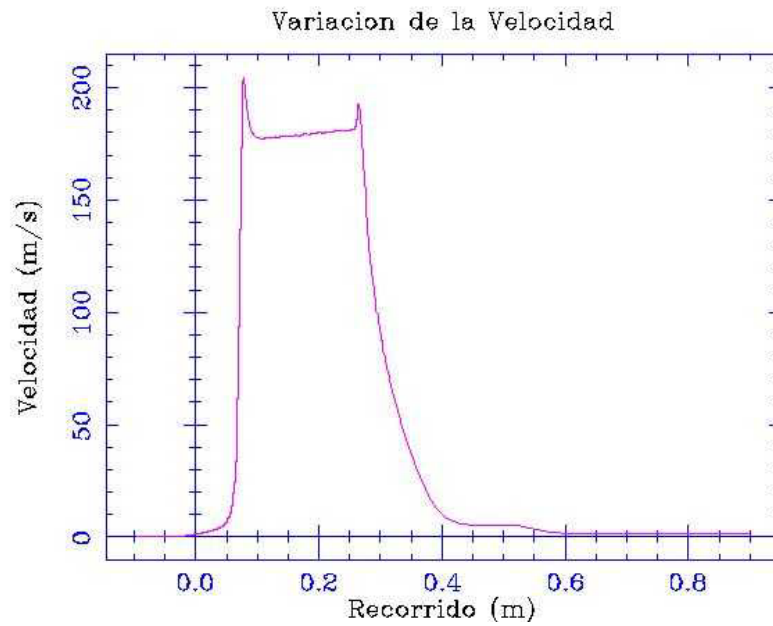


Figura 3.10. Variación de la velocidad a lo largo del reductor tradicional con la Malla 3

III.3.1.2.2 Variación de la presión

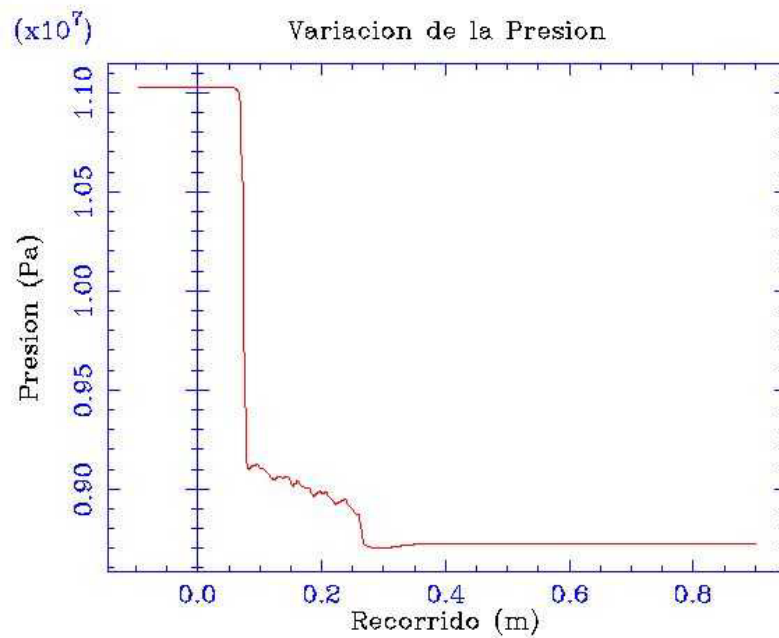


Figura 3.11. Variación de la presión a lo largo del reductor tradicional con la Malla 1

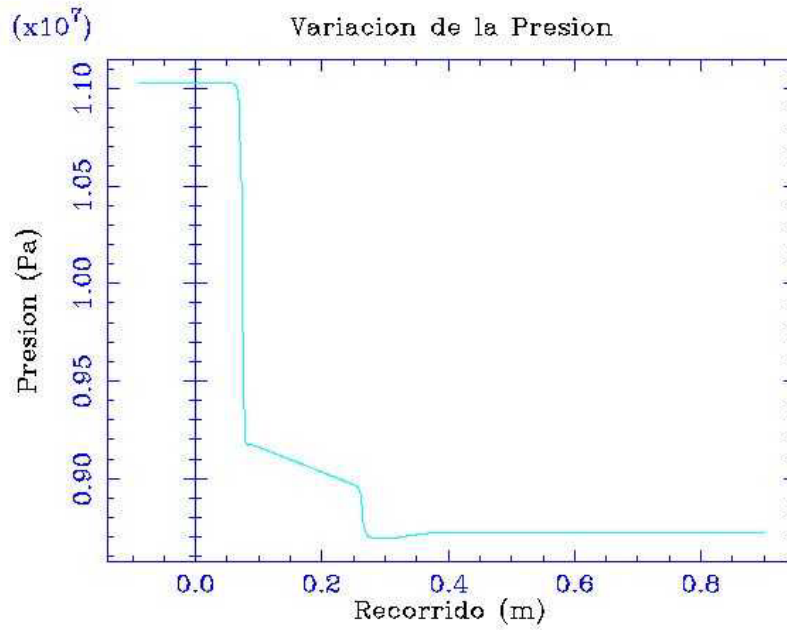


Figura 3.12. Variación de la presión a lo largo del reductor tradicional con la Malla 2

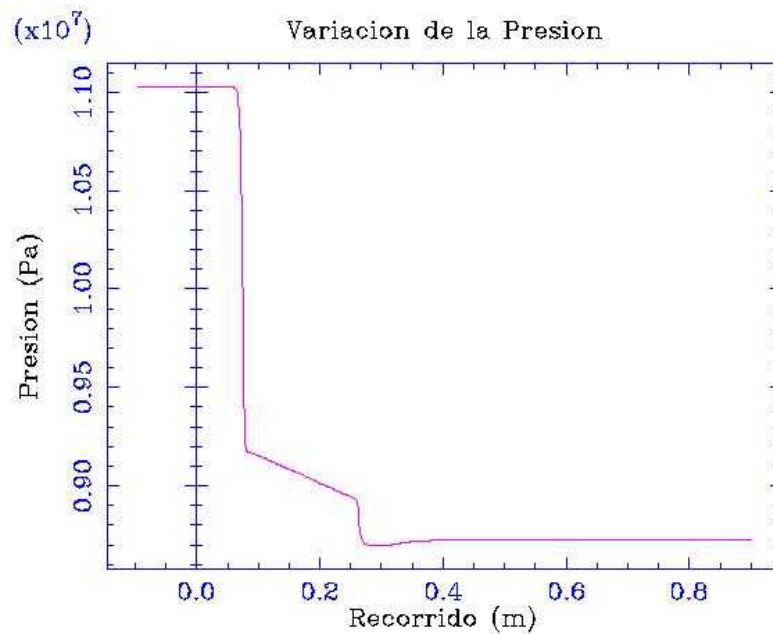


Figura 3.13. Variación de la presión a lo largo del reductor tradicional con la Malla 3

III.3.1.2.3 Variación de la Densidad

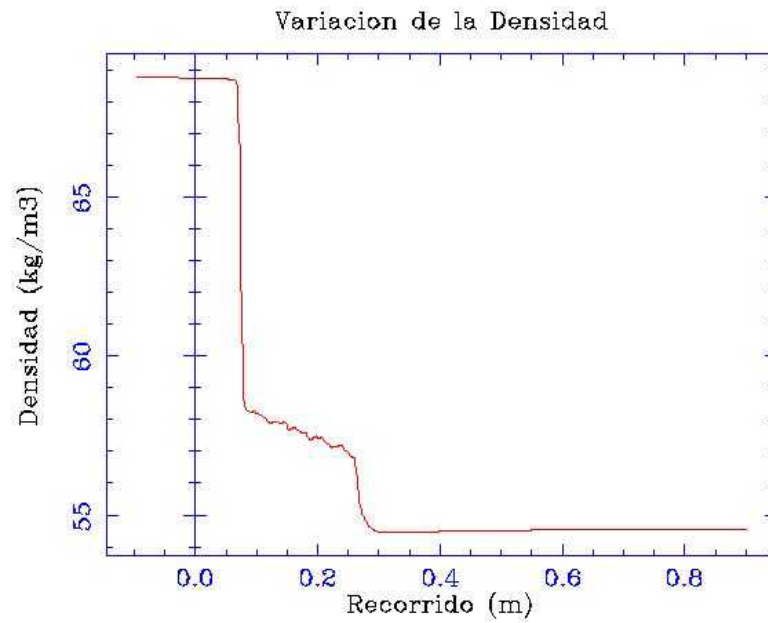


Figura 3.14. Variación de la densidad a lo largo del reductor tradicional con la Malla 1

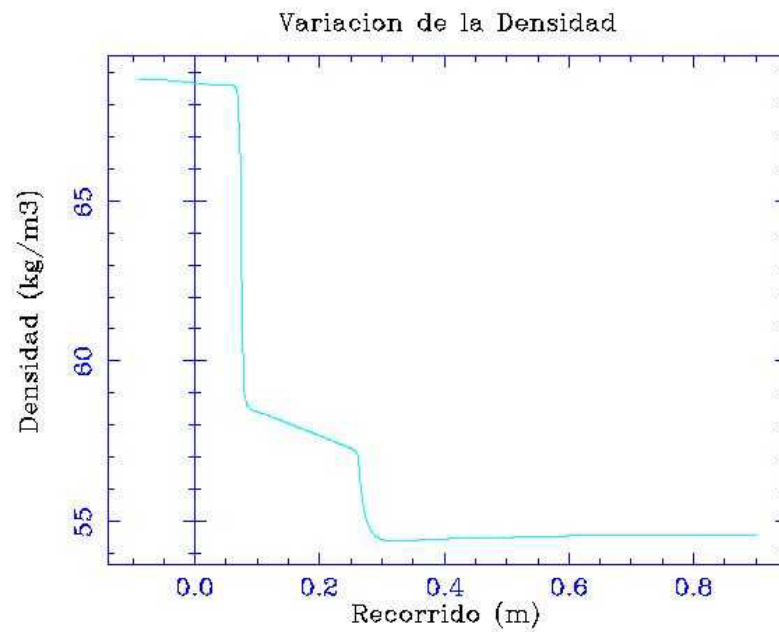


Figura 3.15. Variación de la densidad a lo largo del reductor tradicional con la Malla 2

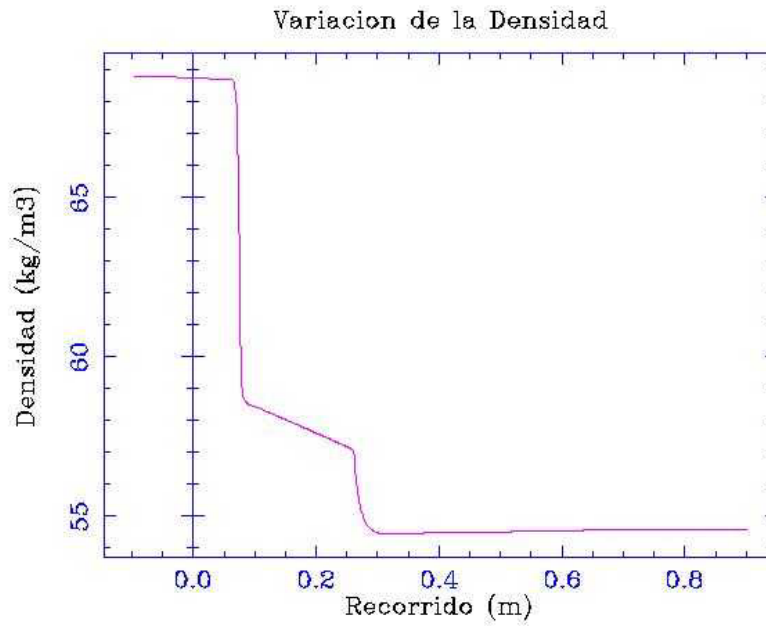


Figura 3.16. Variación de la densidad lo largo del reductor tradicional con la Malla 3

III.3.1.2.4 Variación de la Temperatura

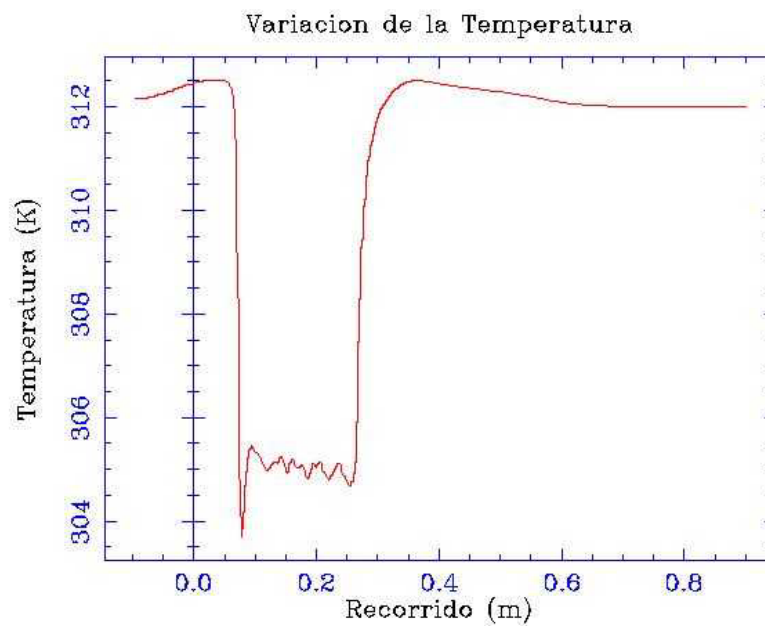


Figura 3.17. Variación de la temperatura a lo largo del reductor tradicional con la Malla 1

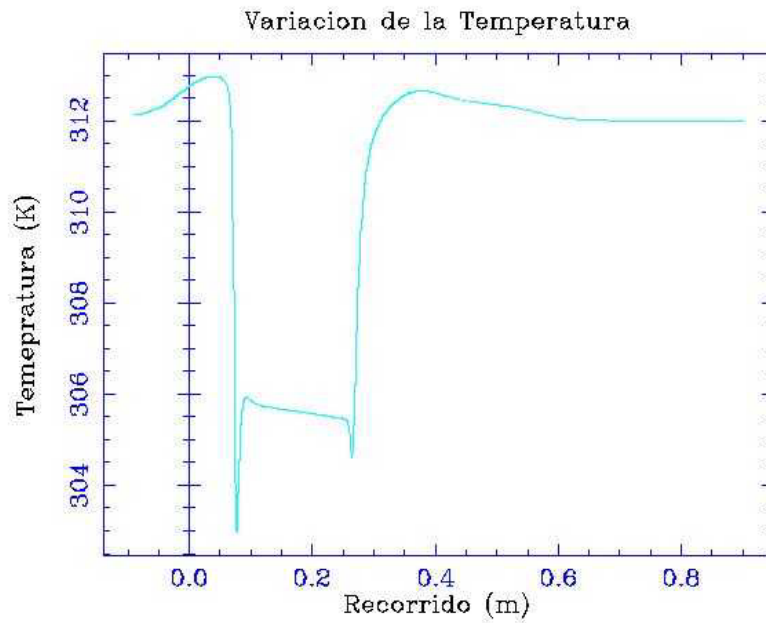


Figura 3.18. Variación de la temperatura a lo largo del reductor tradicional con la Malla 2

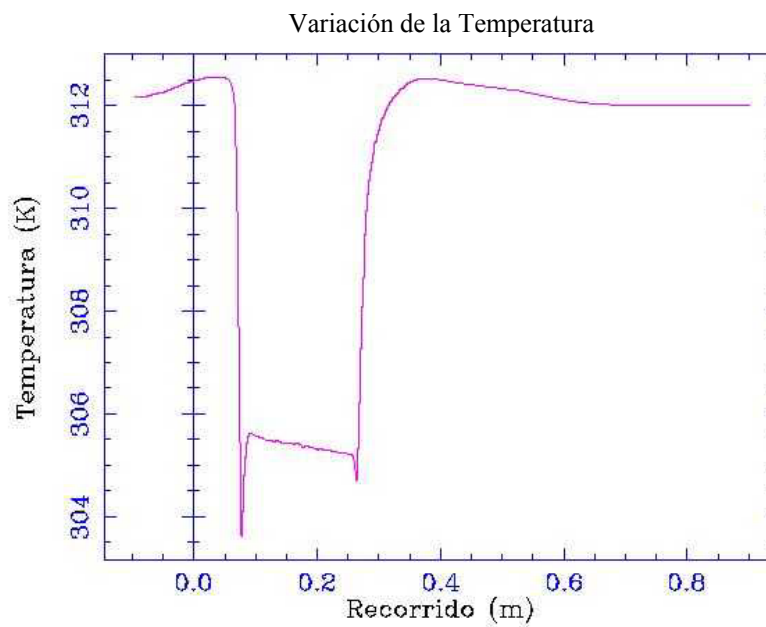


Figura 3.19. Variación de la temperatura a lo largo del reductor tradicional con la Malla 3

Como puede observarse las diferencias en el comportamiento de las variables entre las mallas uno y dos son notorias, sobre todo en la sección del estrangulador. Se ve como la velocidad, presión, densidad y temperatura fluctúan dentro del reductor en el caso de la malla 1, mientras que en la dos la variación es progresiva y uniforme.

Las diferencias entre el mallado dos y tres son mucho menores. Solo un leve aumento de la velocidad, se observa justamente en la entrada al reductor. El número de elementos del mallado dos es bastante elevado comparado con el número de elementos del mallado tres, así como el tiempo de resolución.

Con los resultados obtenidos se decidió seleccionar el mallado número tres como base para el resto de las simulaciones, ya que ofrece una buena representación de las variables, con un número de elementos discreto en un tiempo de resolución relativamente corto.

El proceso de selección de la malla no termina aquí. Posteriormente se realizó una simulación con las mismas condiciones iniciales y el mismo modelo de turbulencia, pero ahora el fluido de trabajo fue Metano regido por la ecuación de estado de los gases perfectos con la adición del factor de compresibilidad de los gases reales (Z).

Al igual que con las mallas anteriores el comportamiento de las variables se tomó a lo largo de una línea concéntrica al estrangulador o choque reductor (dirección Z en el modelo del reductor tradicional). En las figuras 3.20, 3.21, 3.22 y 3.23 se muestran las variaciones de la velocidad, presión, densidad y temperatura respectivamente.

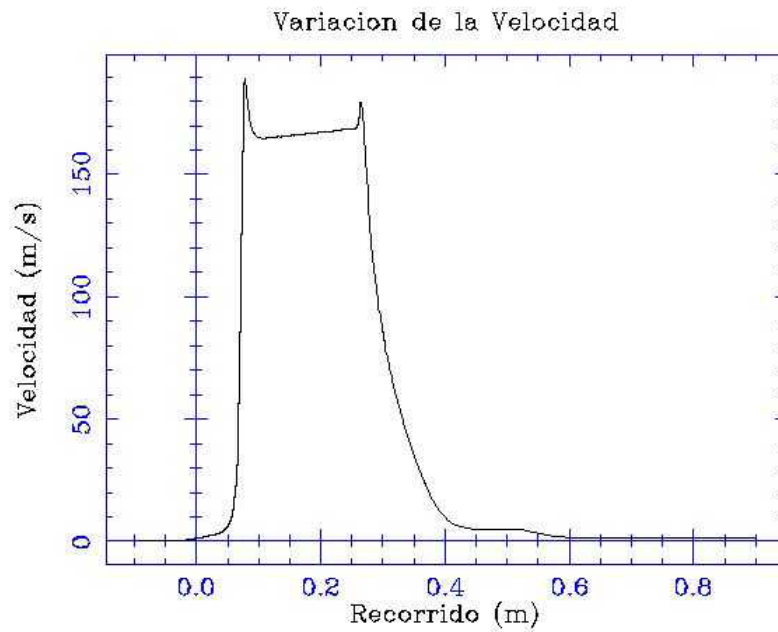


Figura 3.20. Variación de la velocidad a lo largo del reductor tradicional con la Malla final

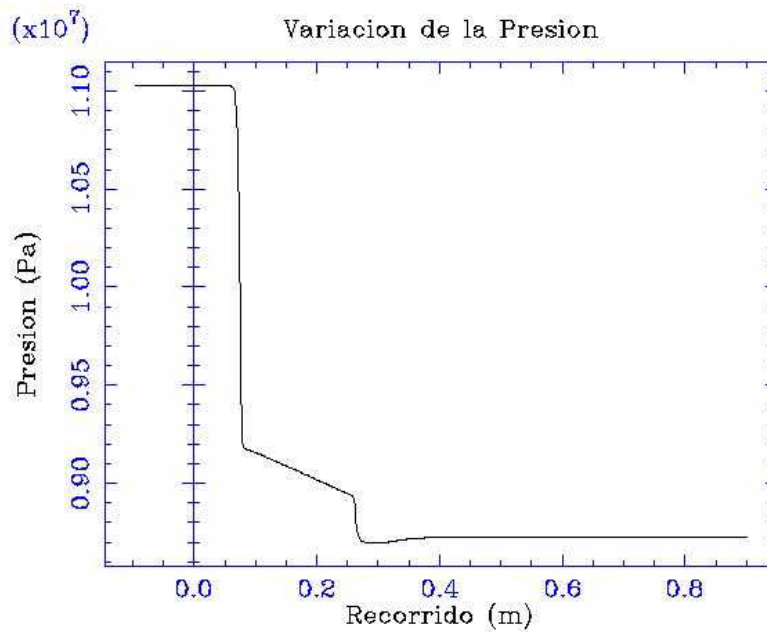


Figura 3.21. Variación de la presión a lo largo del reductor tradicional con la Malla final

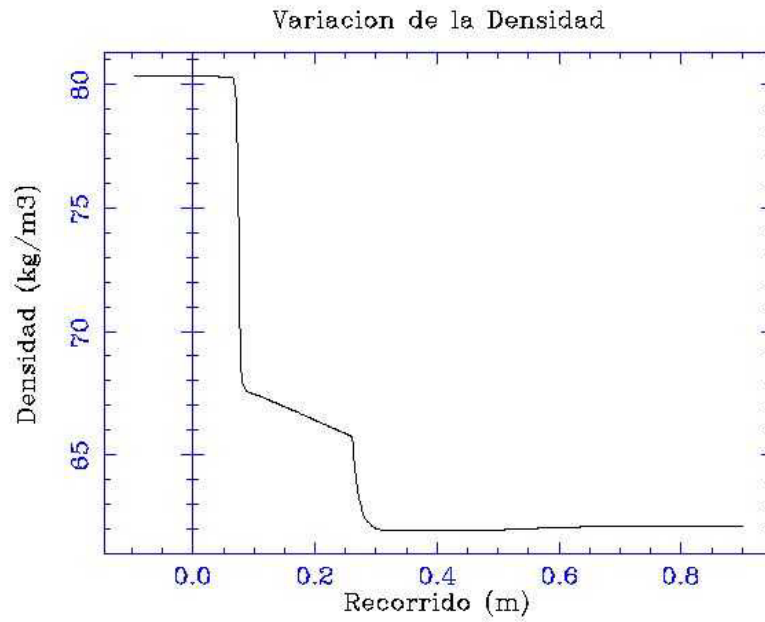


Figura 3.22. Variación de la presión a lo largo del reductor tradicional con la Malla final

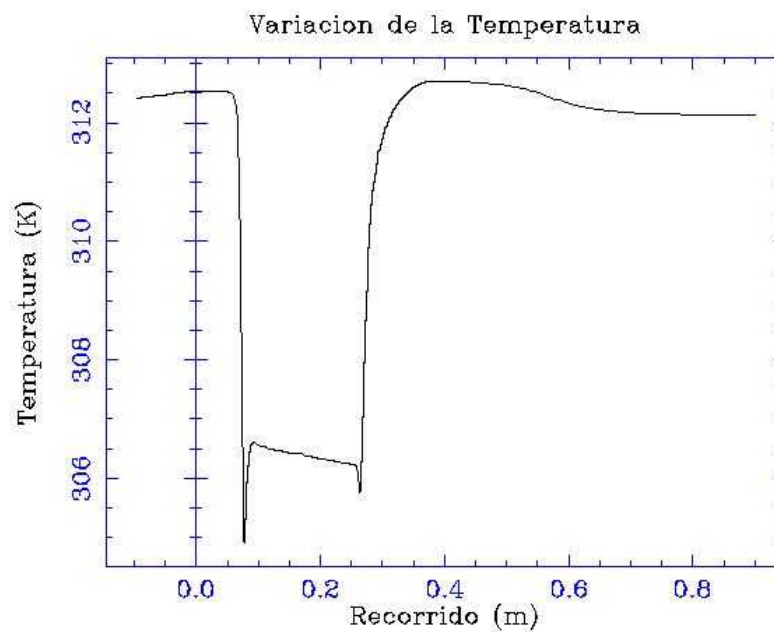


Figura 3.23. Variación de la temperatura a lo largo del reductor tradicional con la Malla final

A pesar de que el comportamiento general del flujo es bastante similar al que utiliza la ecuación de los gases perfectos, se observa que las magnitudes de la densidad, la cual aumenta con la ecuación modificada con Z , y la velocidad, que disminuye, varían con respecto a la simulación anterior. Quiere decir entonces que si hay influencia notoria en las variables principales (velocidad, densidad), cuando se modifica la ecuación para el cálculo de la densidad con el factor de los gases reales Z . Es por esto que de ahora en adelante las simulaciones se realizarán tomando en cuenta este parámetro.

Con el objeto de precisar aún más los resultados, especialmente en la zona de mayor recirculación de flujo (salida del reductor), se realizó una nueva distribución de los elementos partiendo del mallado 3 seleccionado anteriormente. La nueva malla y sus parámetros característicos se muestran a continuación:

Tabla 3.3 Parámetros de la malla final del reductor convencional

	Mallado 4
Tamaño máximo del elemento (pulgadas)	0.4
Tamaño mínimo del elemento (pulgadas)	0.075
Número total de elementos	497948
Número total de nodos	131210
Error residual para la convergencia	1.0E-6
Tiempo de Resolución (horas:minutos)	22:27

Cabe destacar que en esta simulación se utilizó un esquema de resolución de segundo orden, el cual es mucho más preciso que el esquema de primer orden (*Upwind Difference Scheme*) utilizado en las simulaciones con las mallas anteriores.

El principal inconveniente de este esquema de orden superior es que el costo computacional aumenta. La nueva malla se muestra en las figuras 3.24, 3.25 y 3.26.

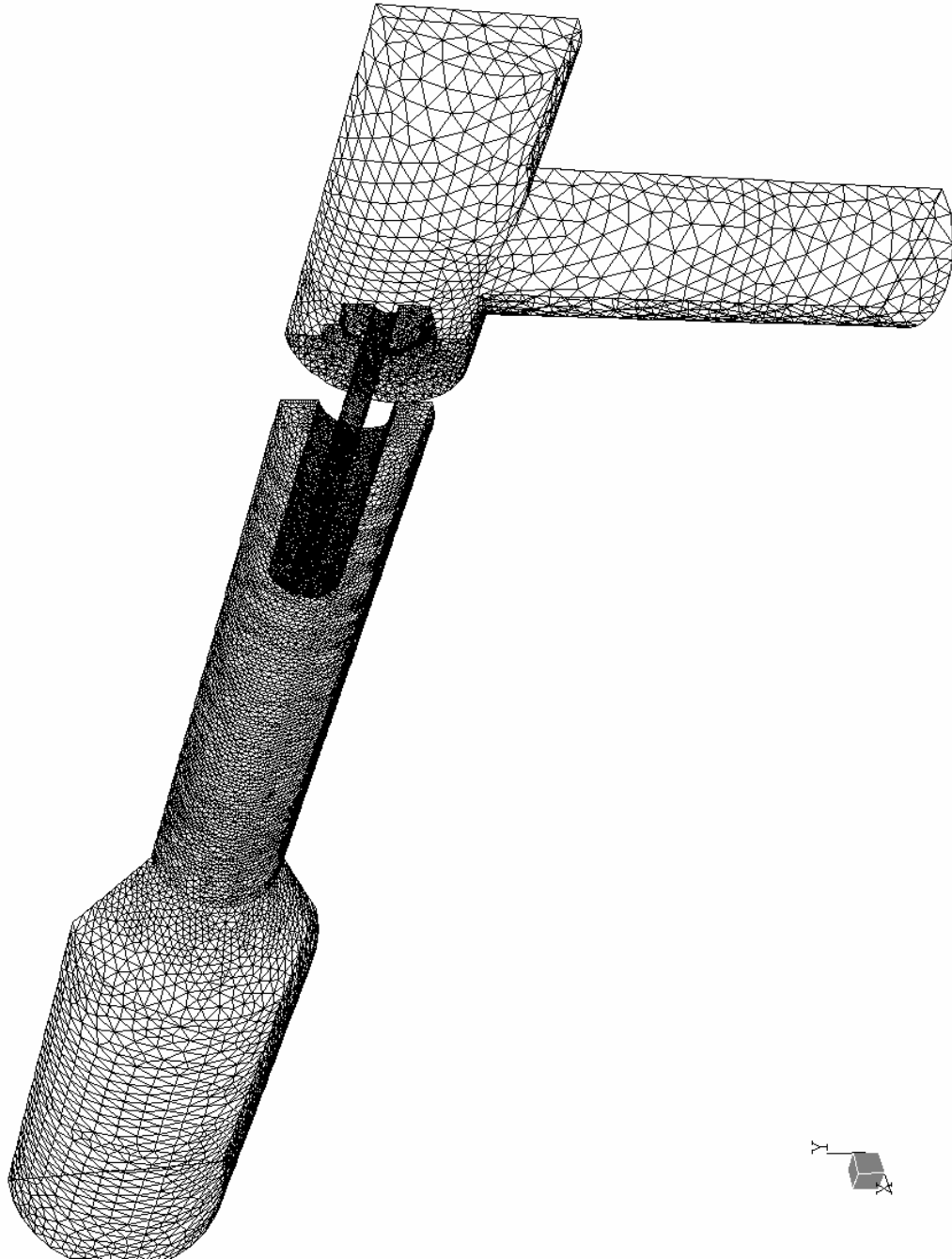


Figura 3.24. Mallado final para el reductor tradicional

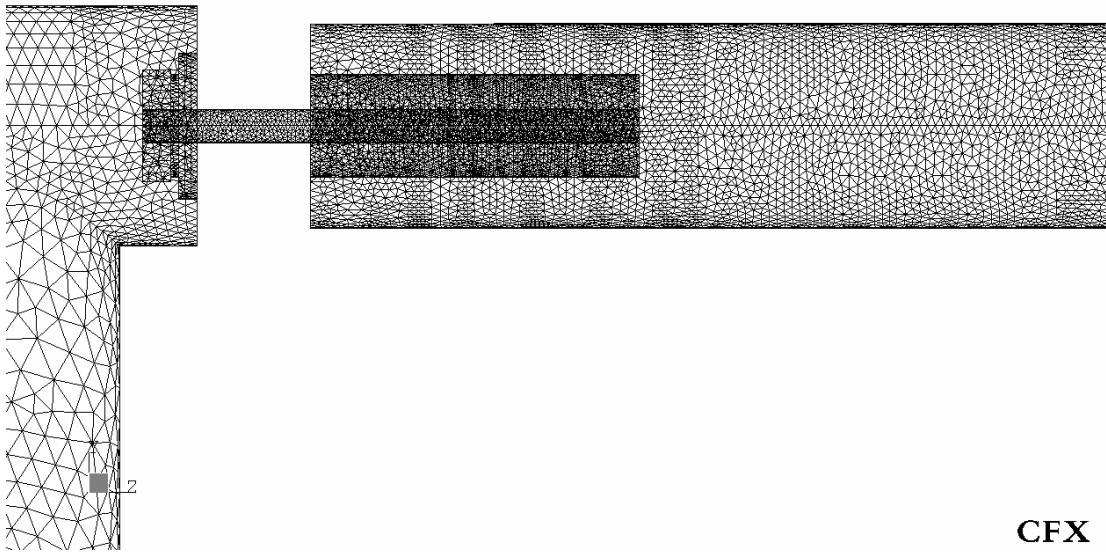


Figura 3.25. Aumento de la densidad de la malla final en la región del estrangulador

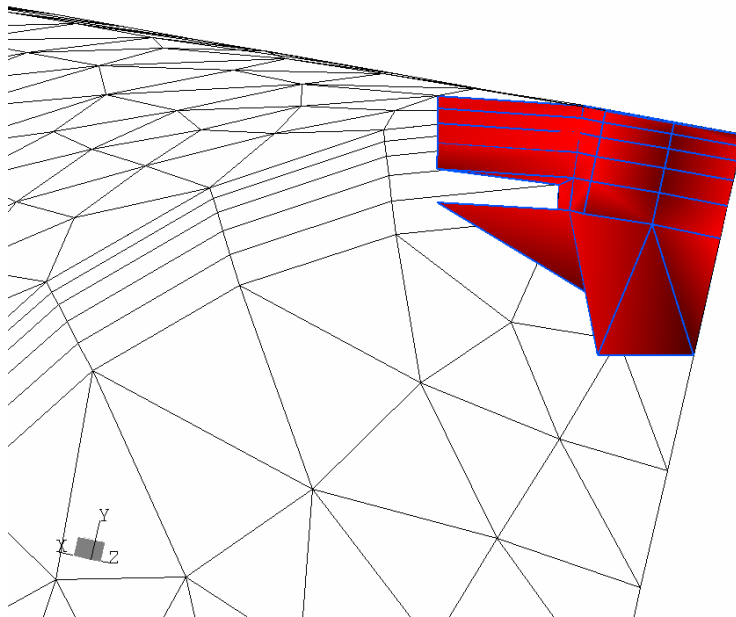


Figura 3.26. Elementos de volumen finito

III.3.2 Procesamiento de la simulación del reductor tradicional

Ya definida la geometría, el dominio del fluido, el modelo físico y la malla, se procede al procesamiento o resolución de las ecuaciones que rigen el movimiento del fluido. El gráfico de convergencia generado por el procesador para el modelo del reductor tradicional se muestra en la figura 3.27, donde cada línea representa una de las ecuaciones que rigen el movimiento del fluido (continuidad, lastres componentes de la ecuación de Navier-Stokes y de la energía). Se observa como todas las ecuaciones alcanzan el residuo RMS deseado (el que se muestra en escala logarítmica en el eje de las ordenadas) para la obtención de resultados confiables ($1E-6$). En el eje de las abscisas se observa el número de iteraciones que necesitó cada ecuación para lograr la convergencia esperada.

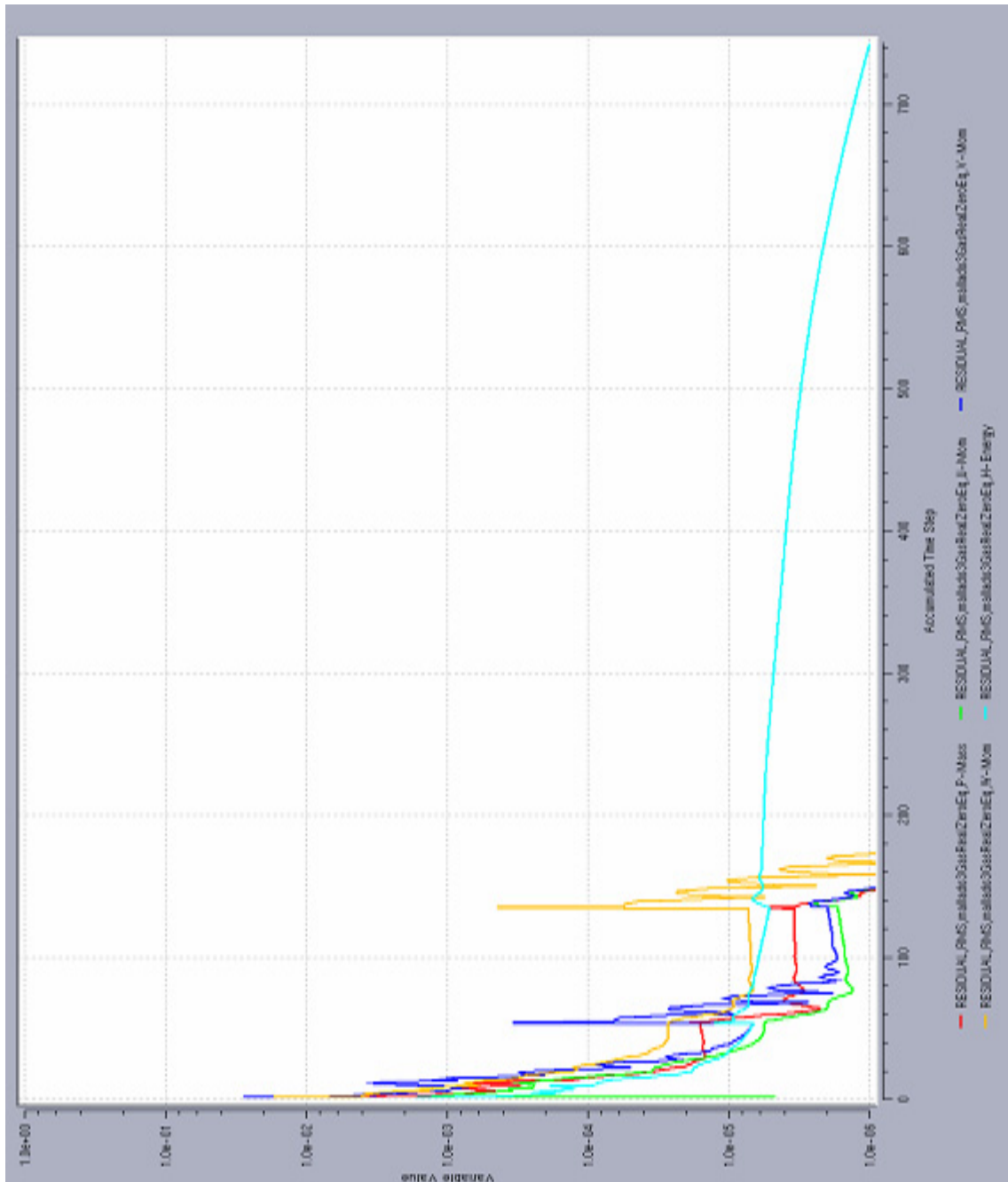


Figura 3.27 Gráfico de convergencia del reductor tradicional

III.3.3 Post procesamiento del reductor tradicional

El post - procesamiento del reductor tradicional se basa principalmente en mostrar los resultados del proceso de resolución numérica para este modelo. Ya que el análisis de los resultados está estrechamente ligado con esta etapa de la simulación se decidió colocar en un solo Capítulo (Capítulo IV Resultados de las Simulaciones) las imágenes con el comportamiento de las variables principales que definen el flujo del fluido dentro del reductor tradicional y de los otros dos modelo estudiados en este trabajo (reductor tradicional modificado y reductor unidireccional).

III.4 Simulación numérica de reductor de presión tradicional Modificado

III.4.1 Pre-procesamiento del reductor tradicional modificado

Con base en los resultados obtenidos de la simulación del reductor de presión tradicional, se generó una nueva geometría interna de la caja reductora y del choque. La idea principal es la de optimizar el funcionamiento del sistema reductor de presión minimizando las zonas de recirculación y de impacto.

Al igual que el reductor tradicional la geometría se construyo de manera que fuese simétrica a un plano longitudinal que divida el modelo en dos partes iguales.

La geometría que se construyó en esta etapa de pre-procesamiento del reductor de presión modificado se muestra en las figuras 3.28 y 3.29. Los diámetros de entrada y salida de este modelo permanecen iguales al del modelo tradicional, es decir, 3.0625 pulgadas (77.7875mm) en la entrada y 6 pulgadas (152.4mm) a la salida.

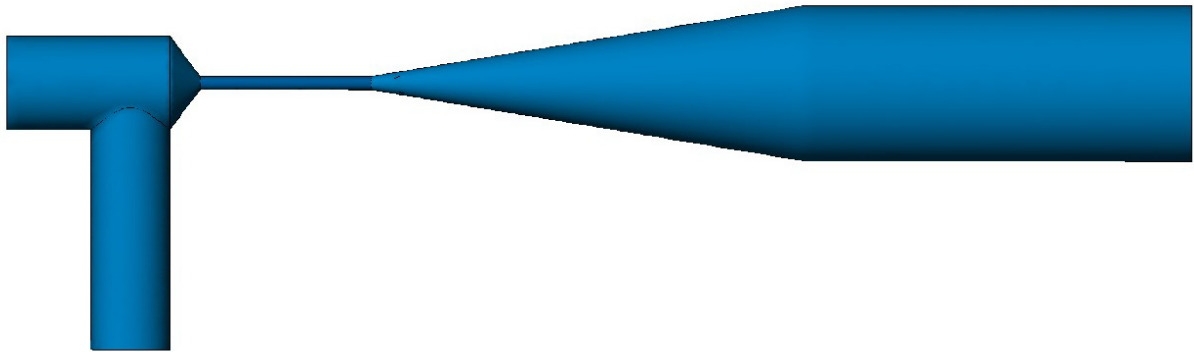


Figura 3.28. Reductor de presión tradicional Modificado

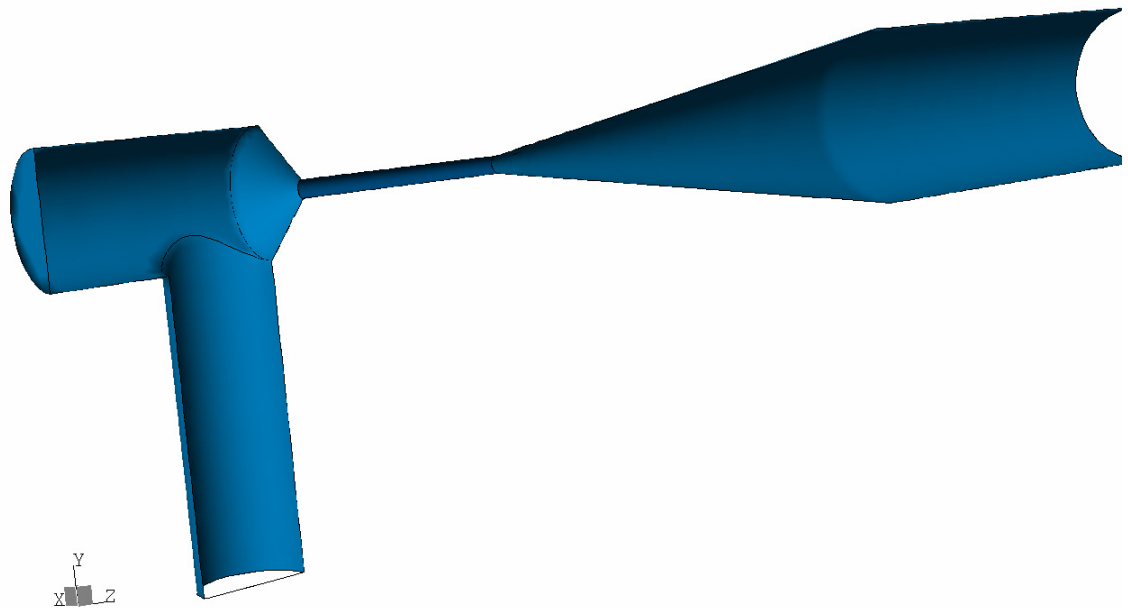


Figura 3.29. Corte longitudinal del reductor de presión modificado

Como se dijo anteriormente, el modelo físico para esta simulación es el mismo utilizado en la simulación de reductor tradicional. Si embargo y como es de esperar el mallado es un poco diferente porque la geometría cambió., pero se sigue conservando el tamaño máximo y mínimo de la malla final del reductor tradicional, es decir 0.4 y 0.075 respectivamente.

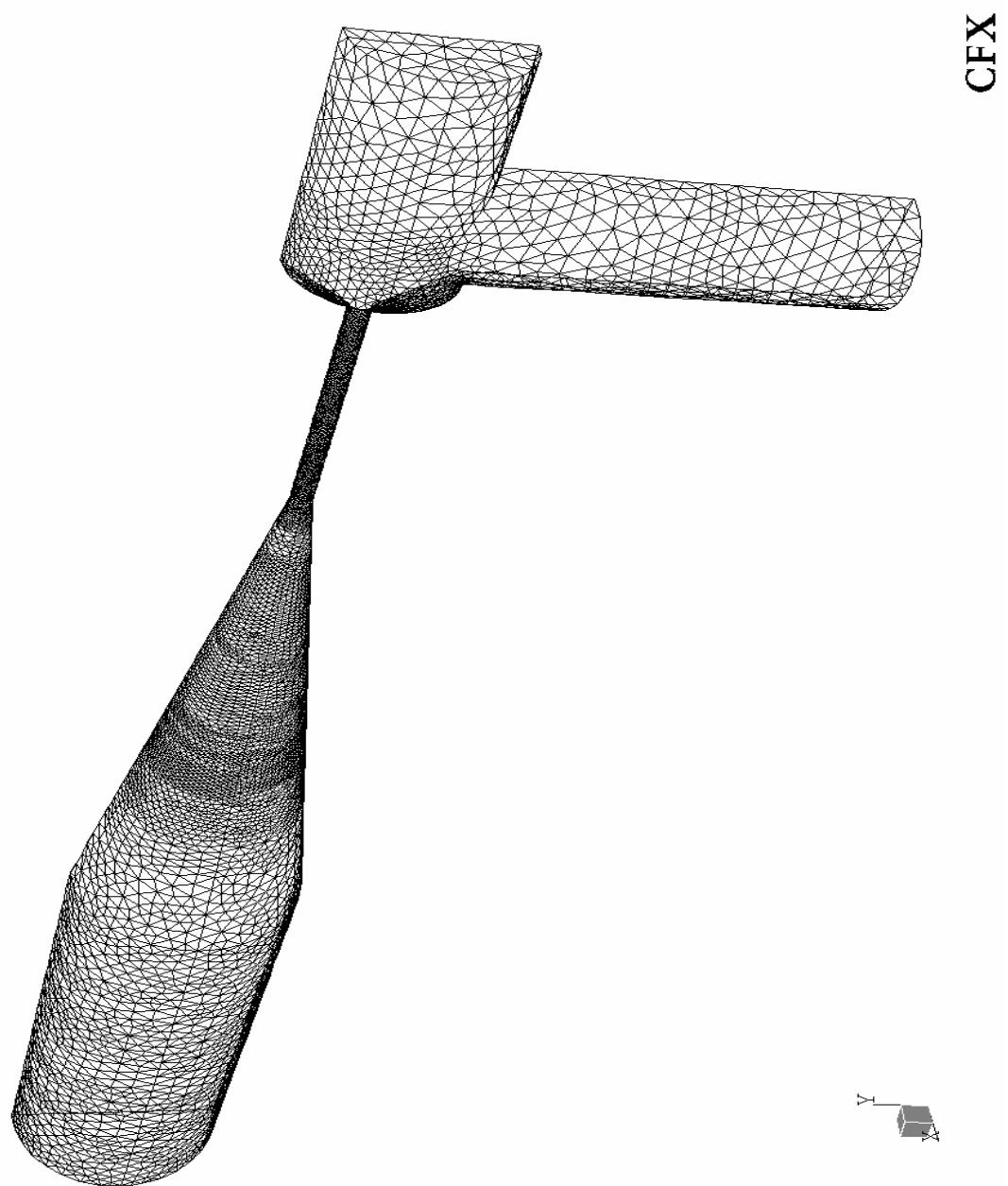


Figura 3.30. Mallado de superficie del reductor tradicional modificado

Tabla 3.4. Características del mallado del reductor modificado

	Malla del Reductor Modificado
Tamaño máximo del elemento (pulgadas)	0.4
Tamaño mínimo del elemento (pulgadas)	0.075
Número total de elementos	243193
Número total de nodos	65409

El esquema de resolución utilizado con este modelo también es de orden superior.

III.4.2 Procesamiento del reductor tradicional modificado

Para este modelo también se tomó como residuo RMS el valor de $1E-6$ con el objeto de lograr la mayor precisión en las ecuaciones. El gráfico de convergencia para el reductor modificado se muestra en la figura 3.31, y en donde igualmente las líneas representan las ecuaciones que describen el movimiento del fluido.

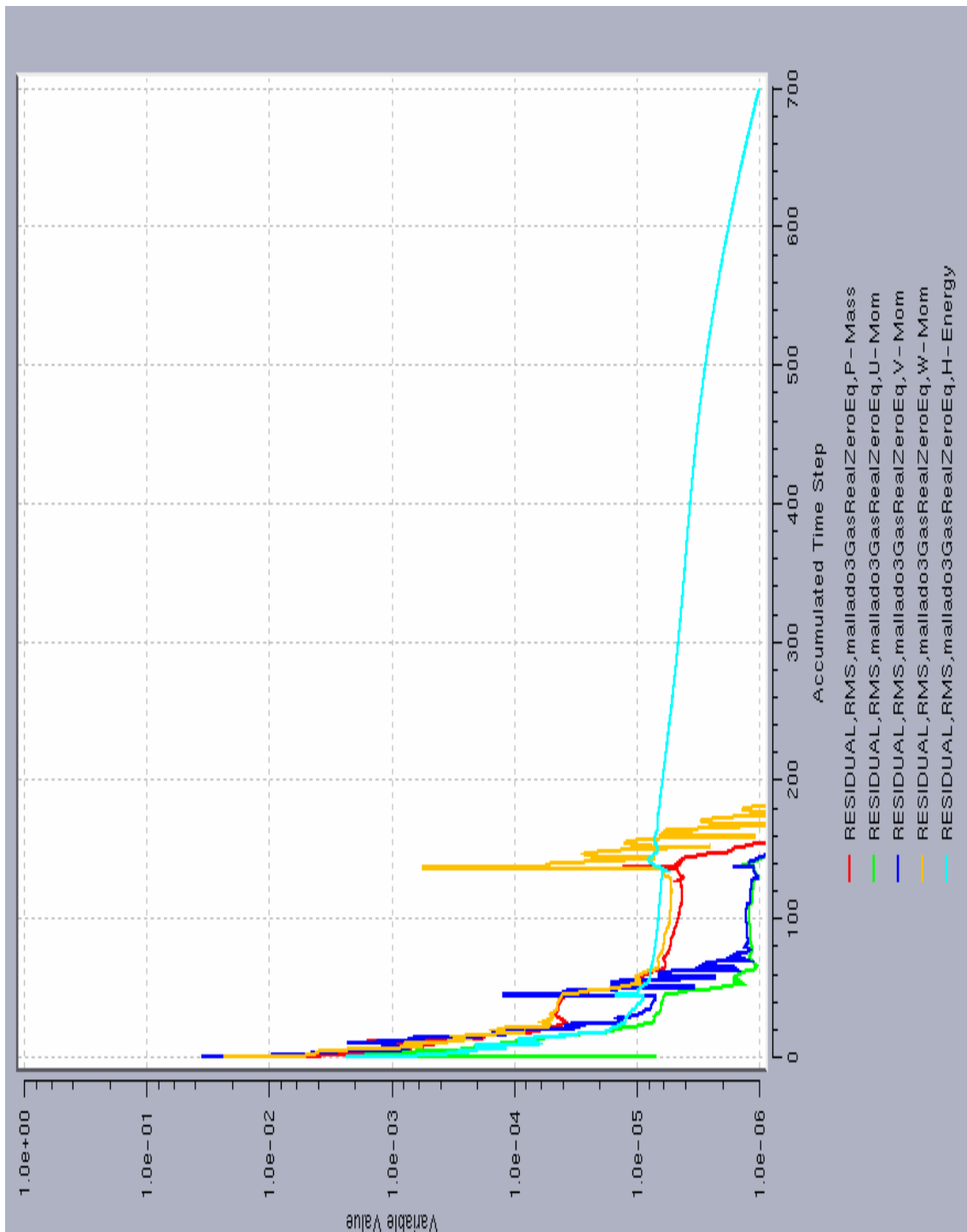


Figura 3.31. Gráfico de convergencia de las ecuaciones fundamentales para el modelo de reductor modificado

El tiempo de resolución de las ecuaciones para este modelo fue de 19 horas y 45 minutos.

III.4.3 Post-procesamiento del reductor tradicional modificado

Al igual que el modelo de reductor de presión tradicional los resultados y modificaciones del modelo modificado serán analizados en el Capítulo IV.

III.5 Simulación del reductor de Presión Unidireccional

III.5.1 Pre-procesamiento del reductor unidireccional

En la actualidad las válvulas controladoras de flujo y presión (reductores), que se emplean en la superficie del pozo productor, tienen una configuración que hace que el flujo cambie de dirección en 90° para poder entrar en la zona de menor diámetro. Esta configuración prácticamente no ha variado desde los inicios de la industria petrolera. Se asume que el reductor se ubica en esta posición ya que la misma facilita su reemplazo del estrangulador por la parte superior de la caja reductora. Otra razón podría ser que las pérdidas de energía que se producen debido al choque y recirculación del flujo antes de entrar al estrangulador favorecería la disminución de la presión (función primordial de la válvula). Sin embargo se ha comprobado que los daños que sufre el sistema reductor de presión con esta configuración son considerables desde cualquier punto de vista.

Existe entonces la inquietud de modificar o eliminar el cambio de dirección que debe hacer el flujo. Por este motivo se propone una nueva geometría que basándose en los resultados de la geometría del reductor tradicional modificado, optimice el comportamiento del flujo dentro del sistema reductor. Además con miras a la obtención de una válvula de sección transversal variable automáticamente.

La forma del modelo del reductor de presión unidireccional presenta la ventaja de ser axisimétrica con respecto a uno de los ejes del sistema de coordenadas. Por esta razón y con el objeto de disminuir el costo computacional, se decidió tomar solo una sección circular de 30° para la representación del modelo.



v

Figura 3.32. Sección circular del modelo del reductor unidireccional

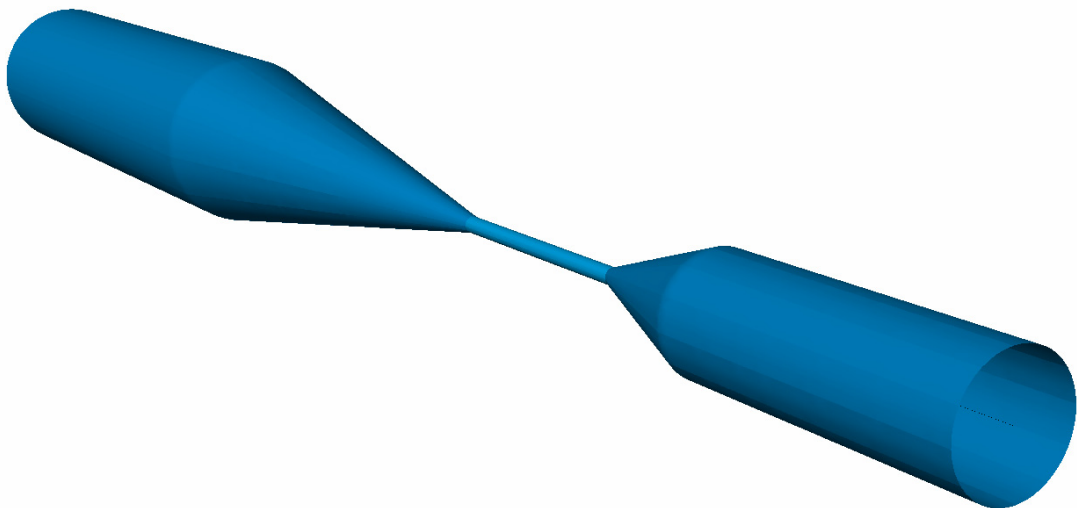


Figura 3.33. Reductor de presión unidireccional revolucionado alrededor del eje central

Los diámetros de entrada y salida de este modelo permanecen iguales al del modelo tradicional, es decir, 3.0625 pulgadas (77.7875mm) en la entrada y 6 pulgadas (152.4mm) a la salida

Para este modelo se utilizó un mallado fino o de densidad de elementos elevada ya que el volumen a discretizar era relativamente pequeño y permitía la utilización de elementos de volumen finito pequeños sin demorar en forma notoria el proceso de resolución numérica

Las características del mallado se muestran en la tabla 3.5.

Tabla 3.5. Características de la malla del reductor unidireccional

	Malla del Reductor Unidireccional
Tamaño máximo del elemento (pulgadas)	0.25
Tamaño mínimo del elemento (pulgadas)	0.075
Número total de elementos	125460
Número total de nodos	33735

En la figura 3.34 se aprecia la distribución de los elementos de volumen finito en el dominio del reductor unidireccional

El esquema de resolución utilizado en la simulación de este modelo también es un esquema de orden superior.

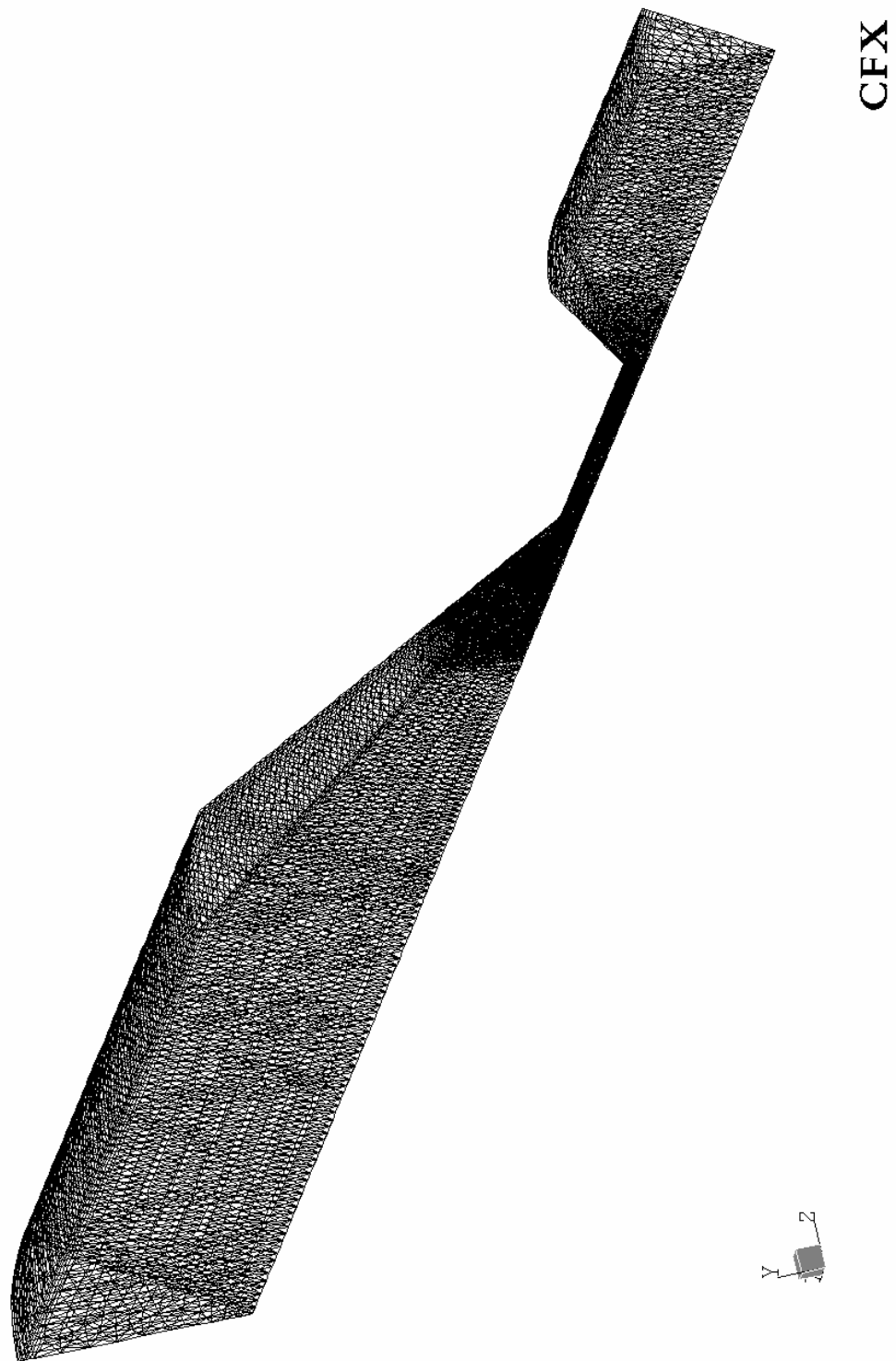


Figura 3.34. Malla del modelo del reductor de presión unidireccional

III.5.2 Procesamiento del reductor unidireccional

El residuo RMS es igual a $1E-6$. El gráfico de convergencia para el reductor modificado se muestra en la figura 3.35.

El tiempo de resolución de las ecuaciones para este modelo fue de 6 horas y 2 minutos.

III.5.3 Post procesamiento de reductor unidireccional

Al igual que los dos modelos anteriores los resultados y modificaciones del reductor unidireccional serán analizados en el Capítulo IV.

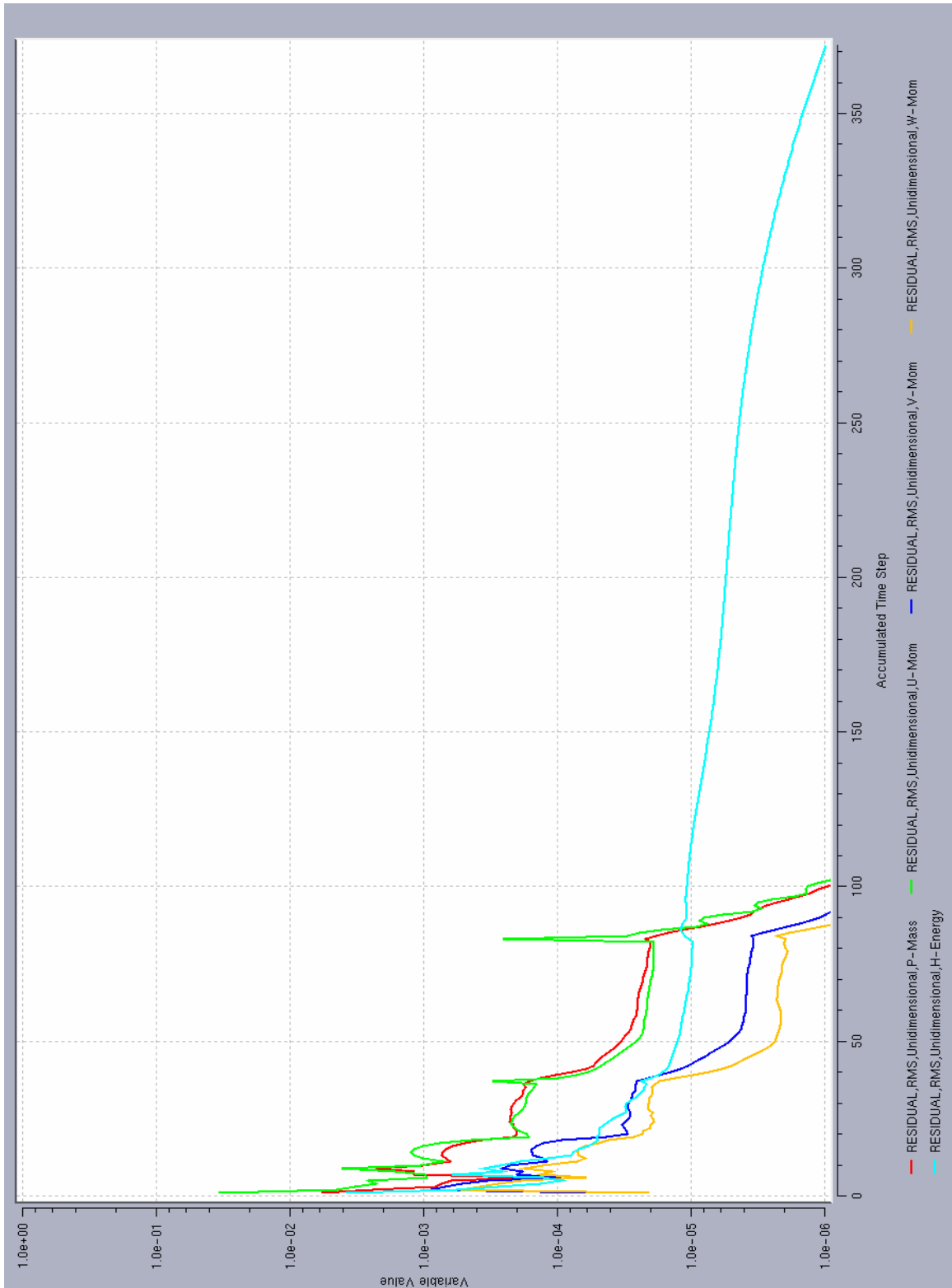


Figura 3.35. Grafico de convergencia de las ecuaciones fundamentales para el modelo del reductor unidireccional

CAPÍTULO IV

RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES

IV.1 Resultados de la simulación del reductor tradicional

Una vez seleccionado el mallado (cuarta malla utilizada), se procede a visualizar el comportamiento de las variables principales dentro del reductor y su influencia en el proceso de deterioro del mismo.

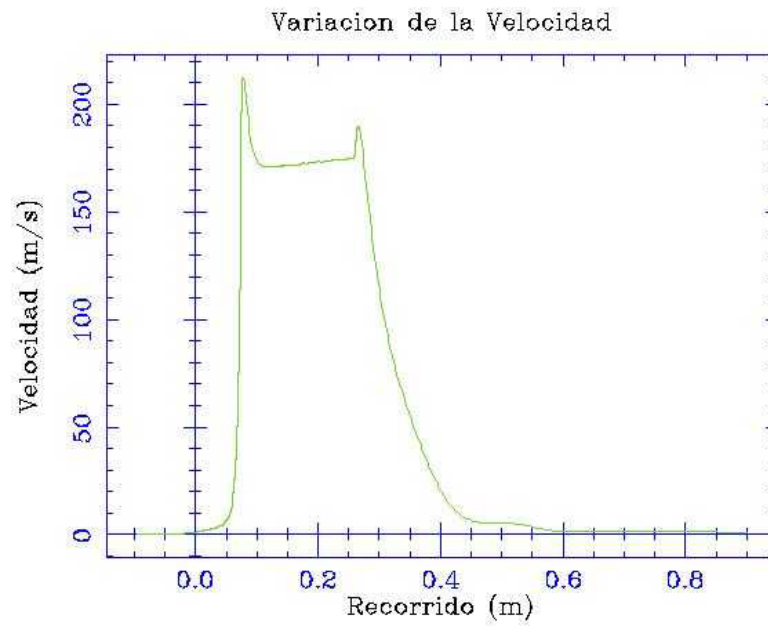


Figura 4.1. Variación de la velocidad a lo largo del reductor tradicional

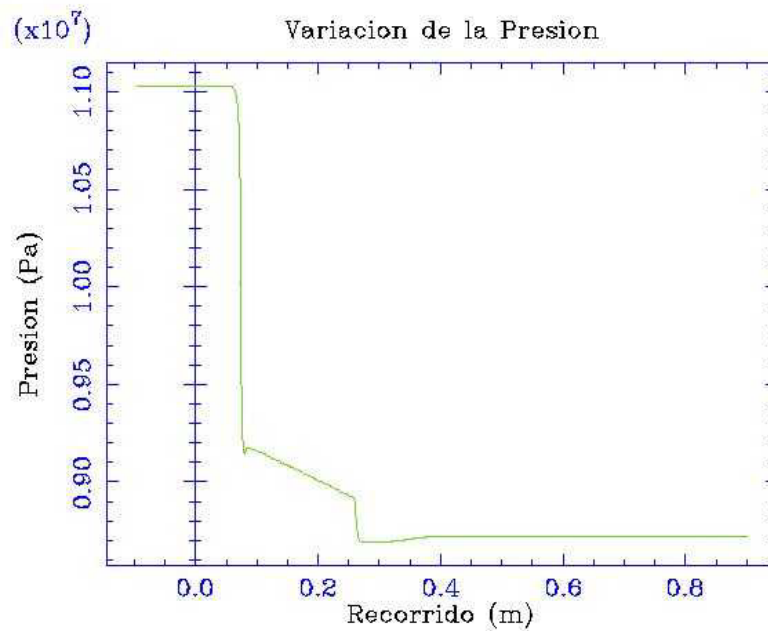


Figura 4.2. Variación e la presión a lo largo del reductor tradicional

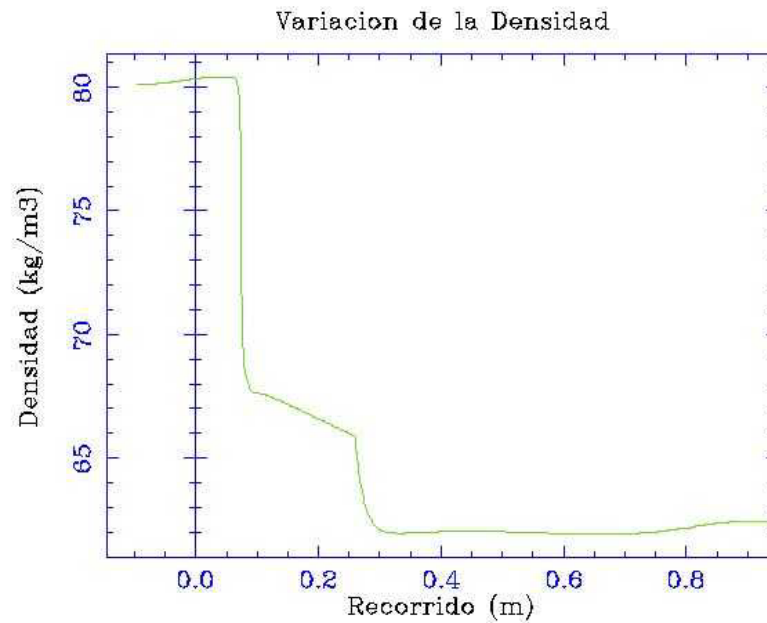


Figura 4.3. Variación de la densidad a lo largo del reductor tradicional

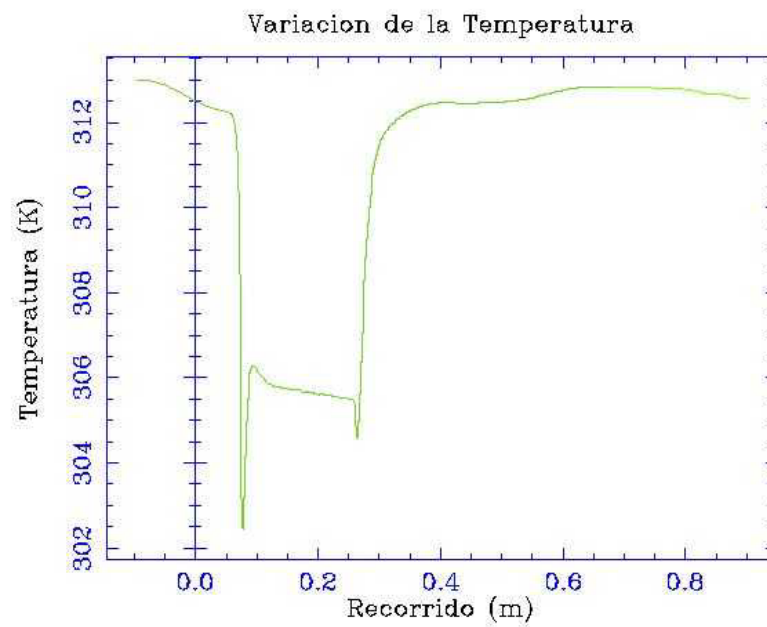


Figura 4.4. Variación de la temperatura a lo largo del reductor tradicional

IV.1.1 Contornos de Velocidad

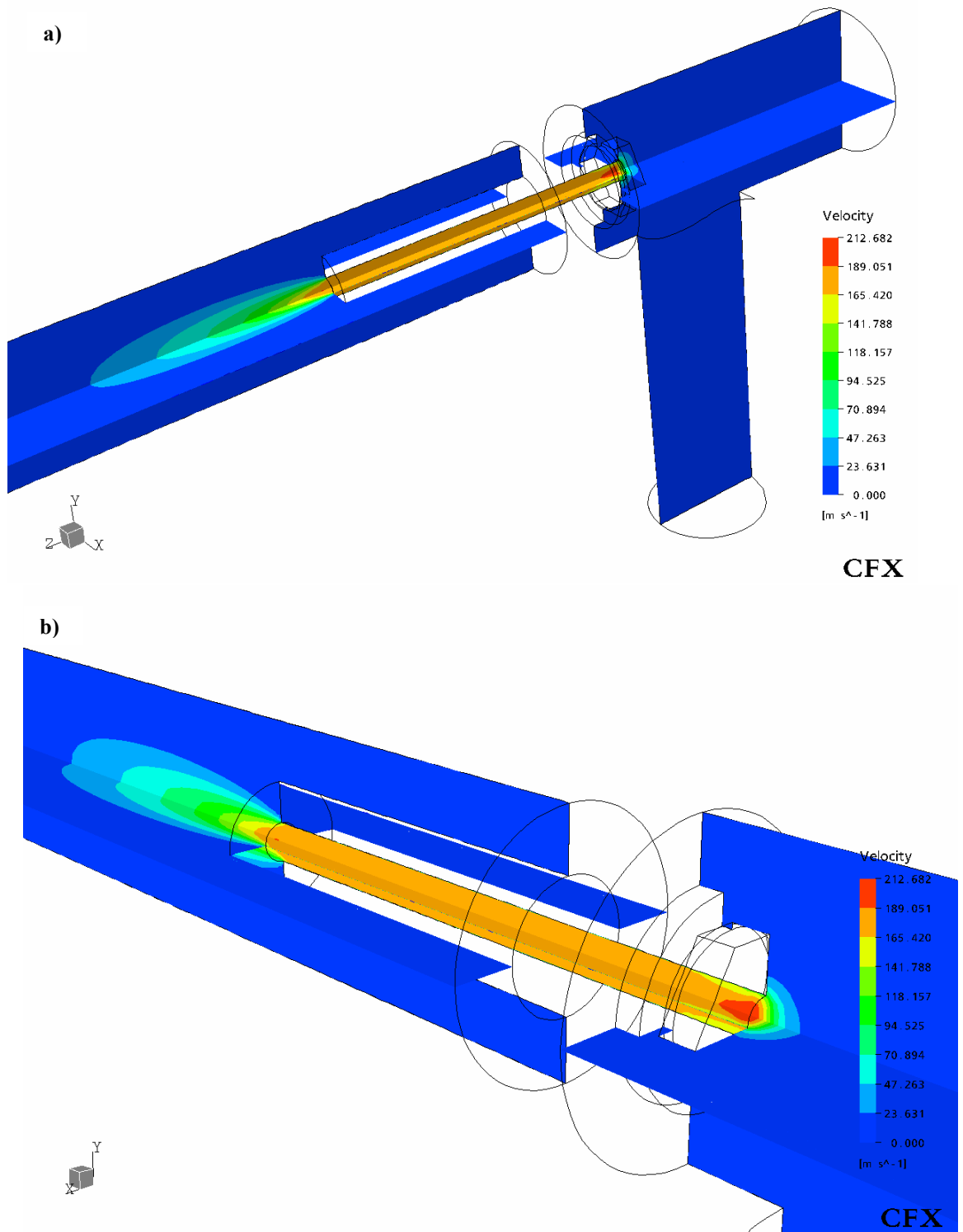


Figura 4.5 a y b Contornos de velocidad en planos que pasan por el eje del estrangulador

IV.1.2 Campo de velocidad representado por vectores

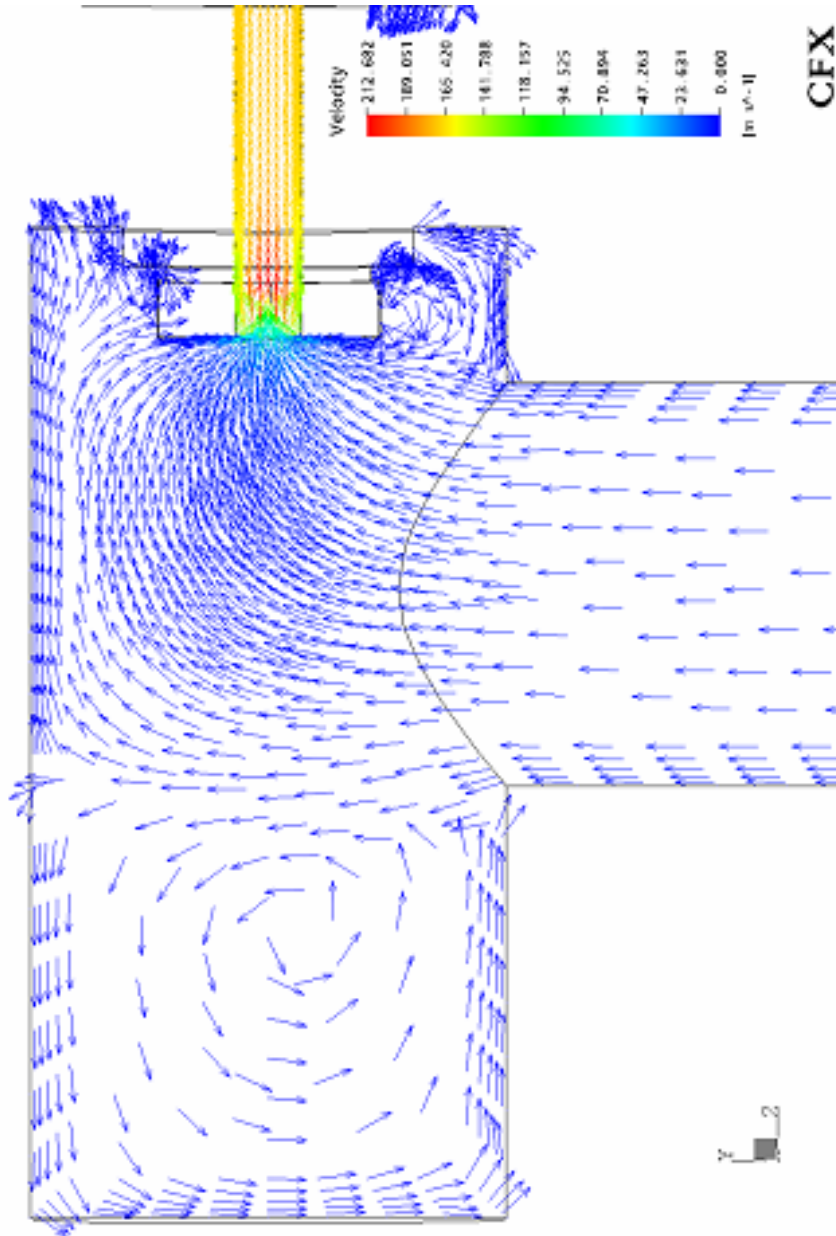


Figura 4.6. Vectores de velocidad en la caja del reductor y entrada al estrangulador

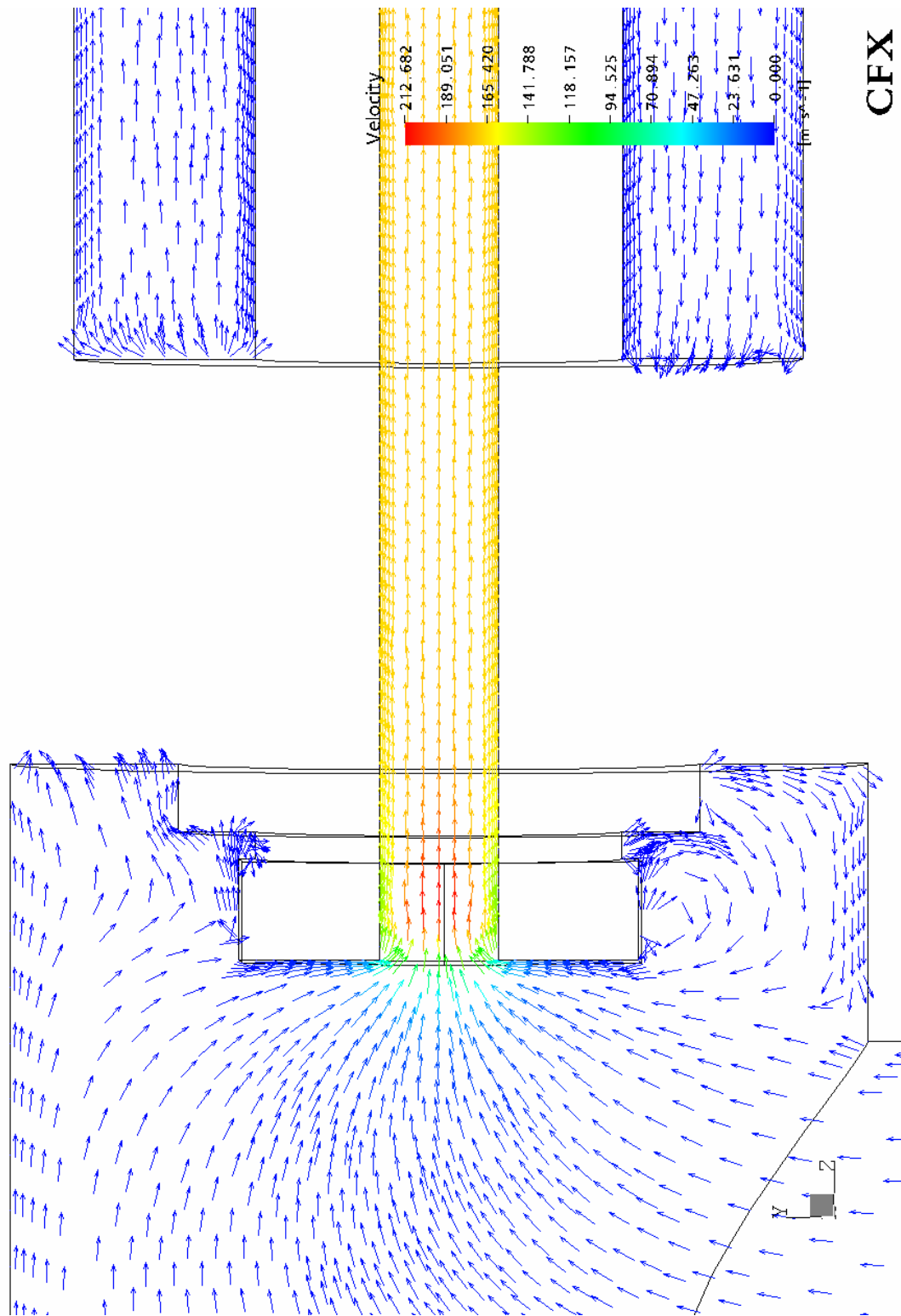


Figura 4.7. Vectores de velocidad alrededor de la cabeza del choque

IV.1.3 líneas de corriente

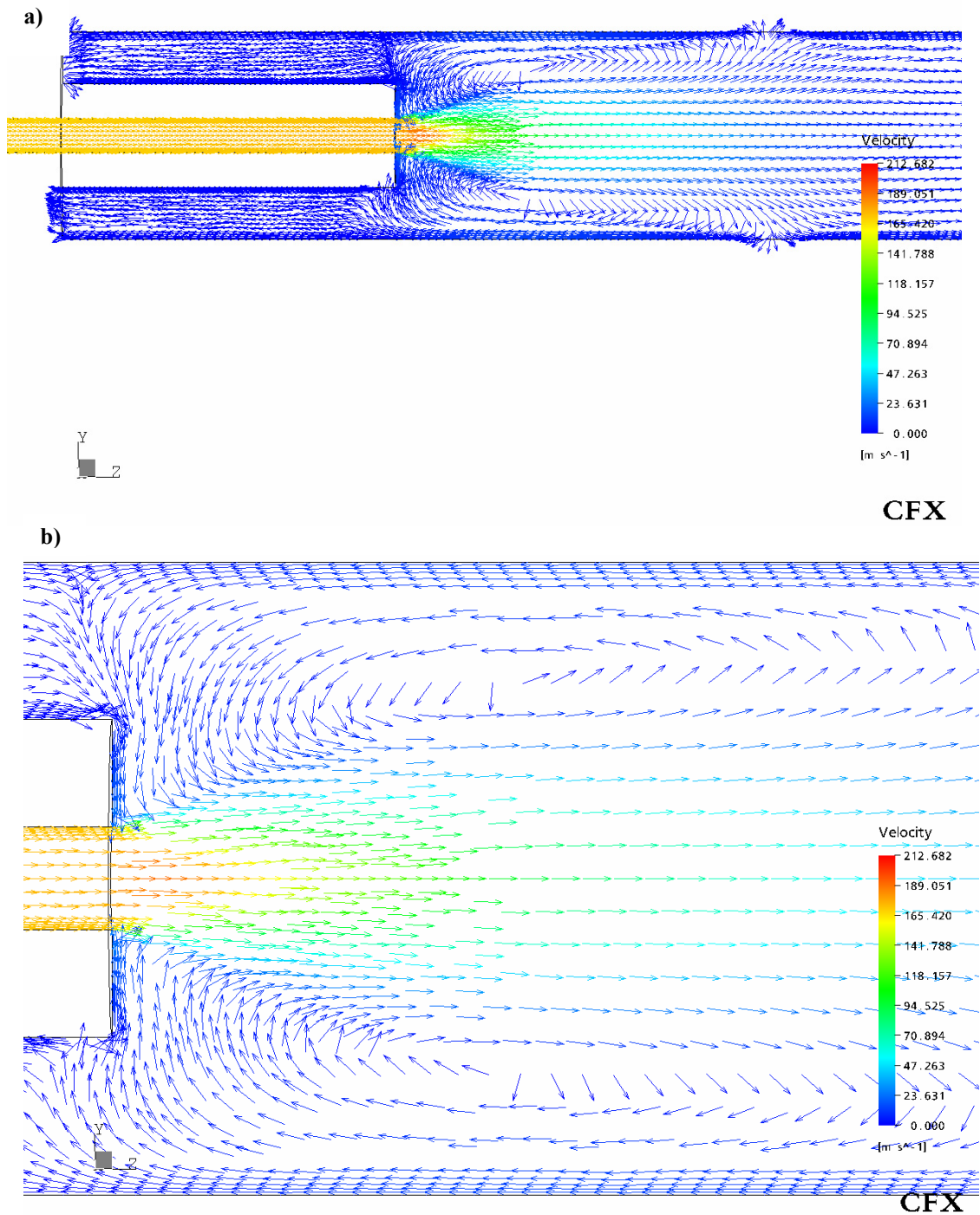


Figura 4.8. a) Vectores de velocidad a la salida del choque (a la derecha se ve la posible zona de incidencia de partículas). **b)** Vórtices en la zona de expansión

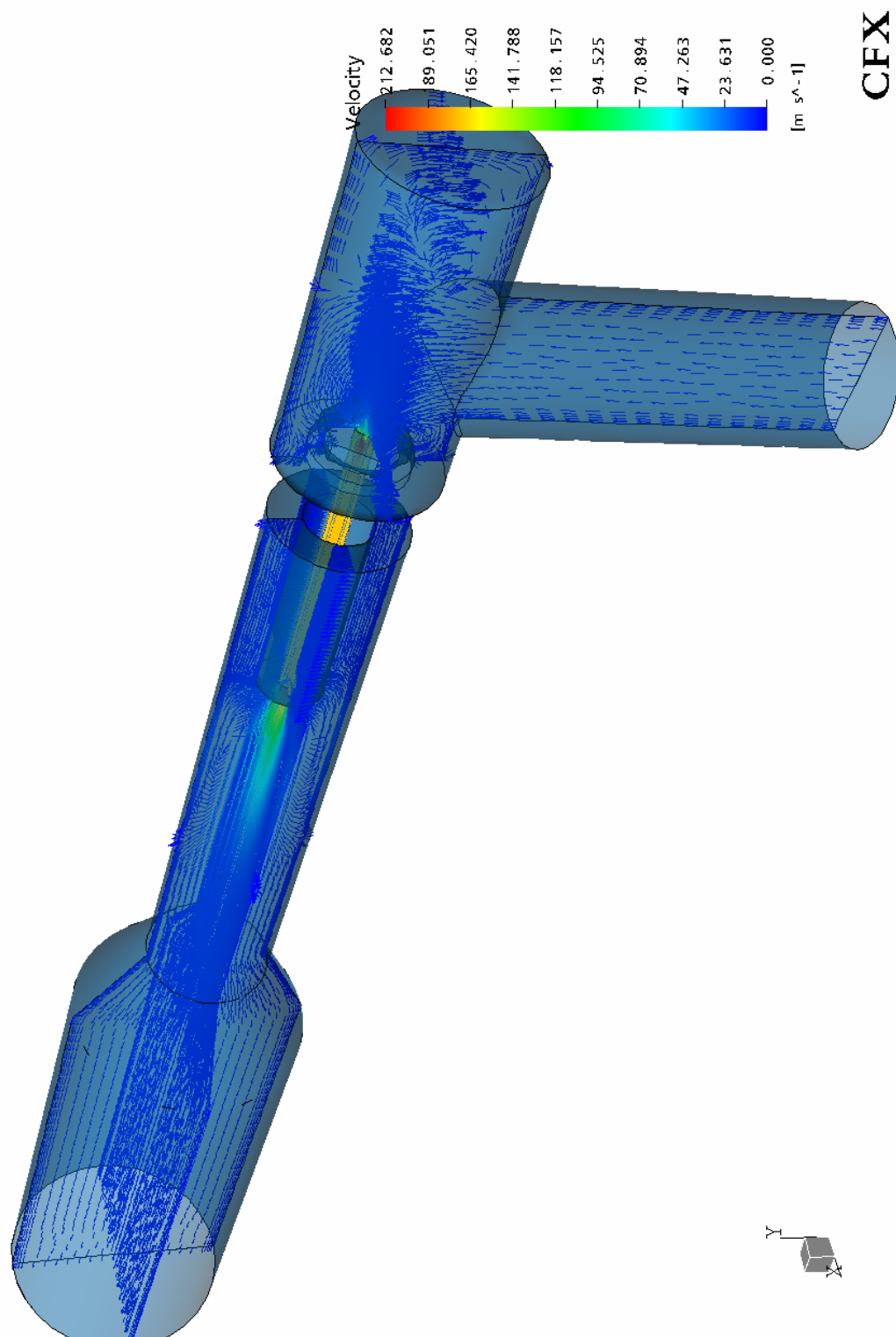


Figura 4.9. Vista completa del equipo reductor y efectos de los vectores de velocidad sobre la geometría

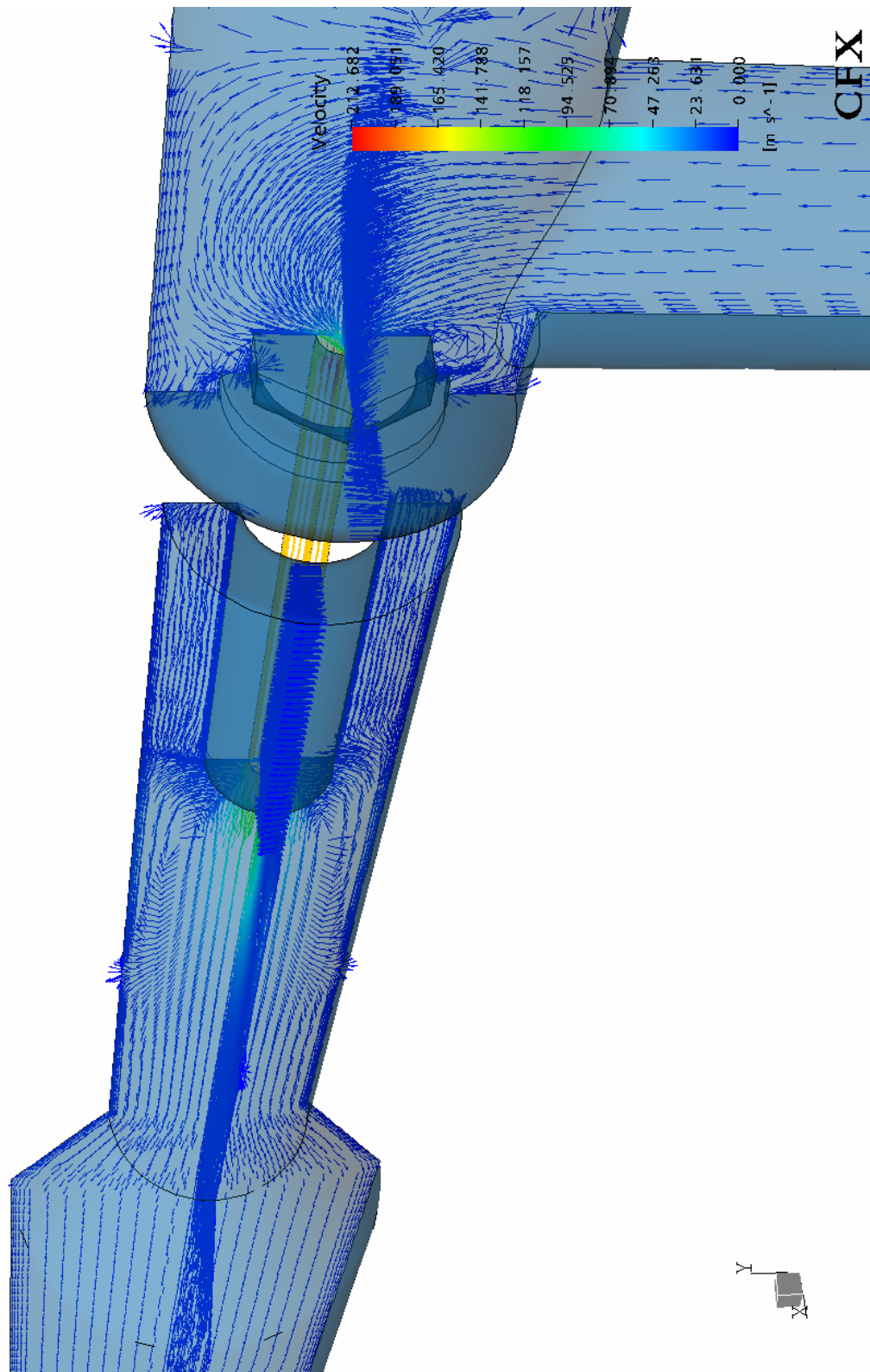


Figura 4.10. Comportamiento de los vectores de velocidad en el dominio del fluido

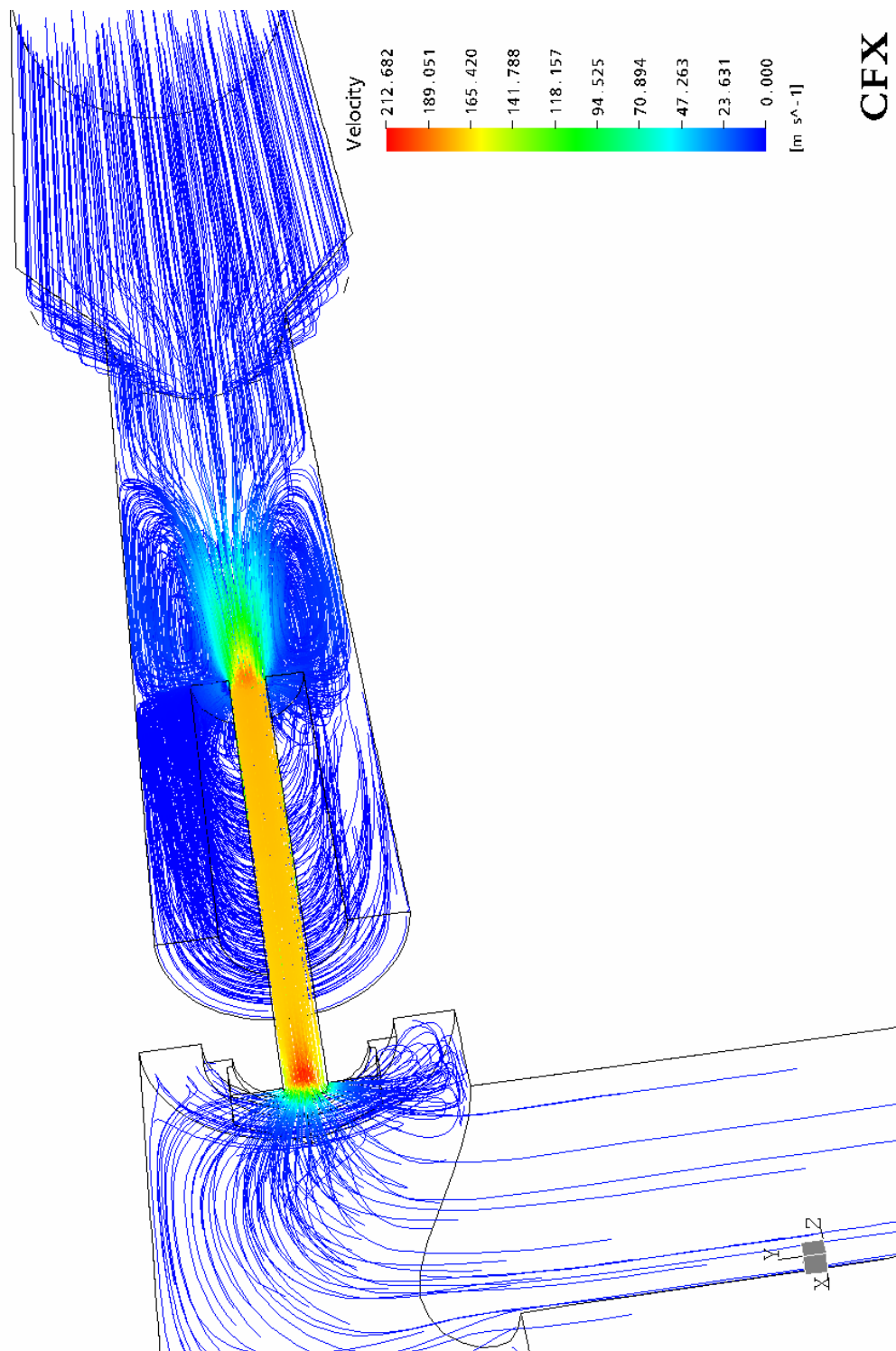


Figura 4.11. Líneas de corriente a lo largo del dominio del fluido

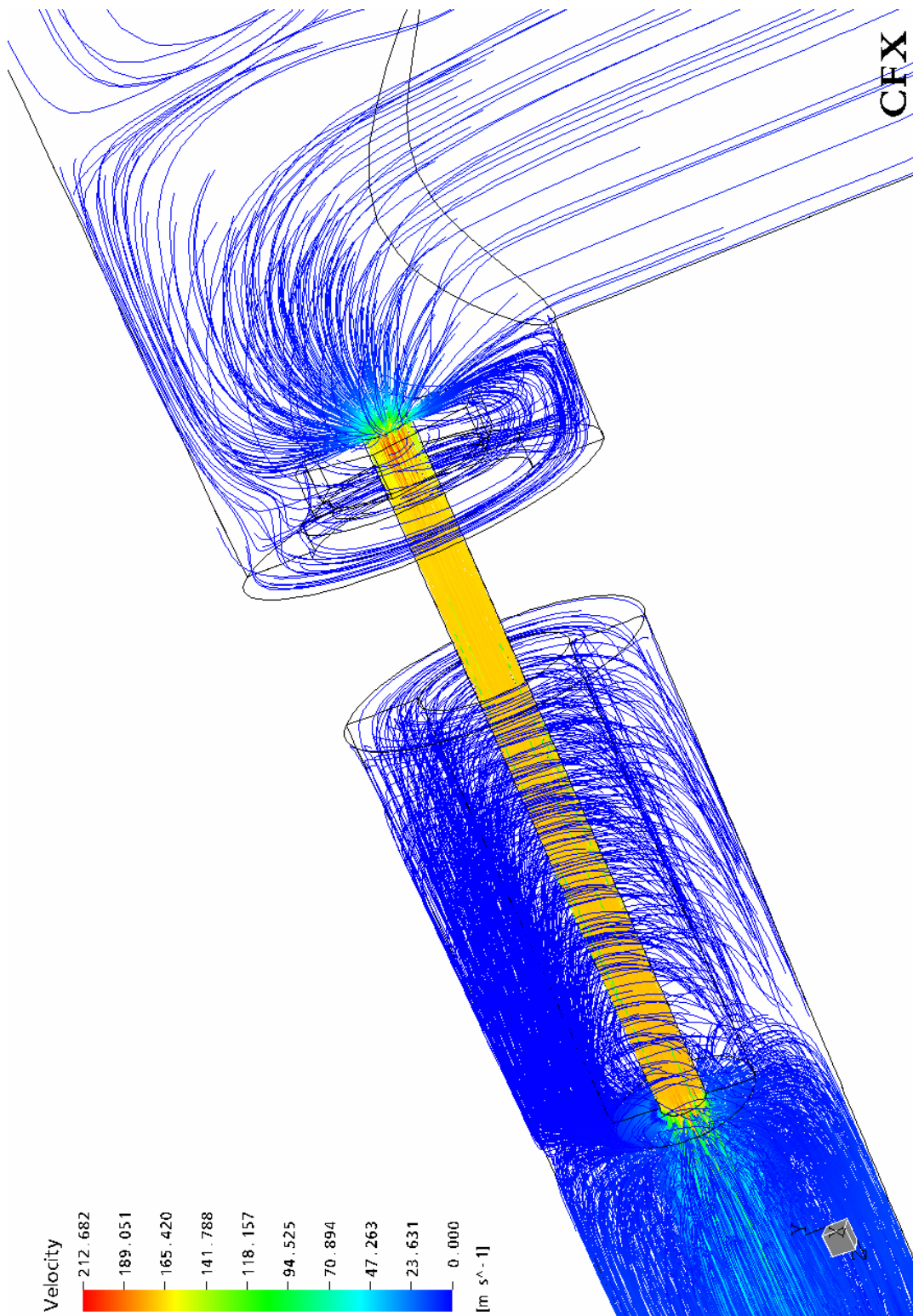


Figura 4.12. Líneas de corriente aplicando simetría al dominio del fluido

IV.1.4 Número de Mach

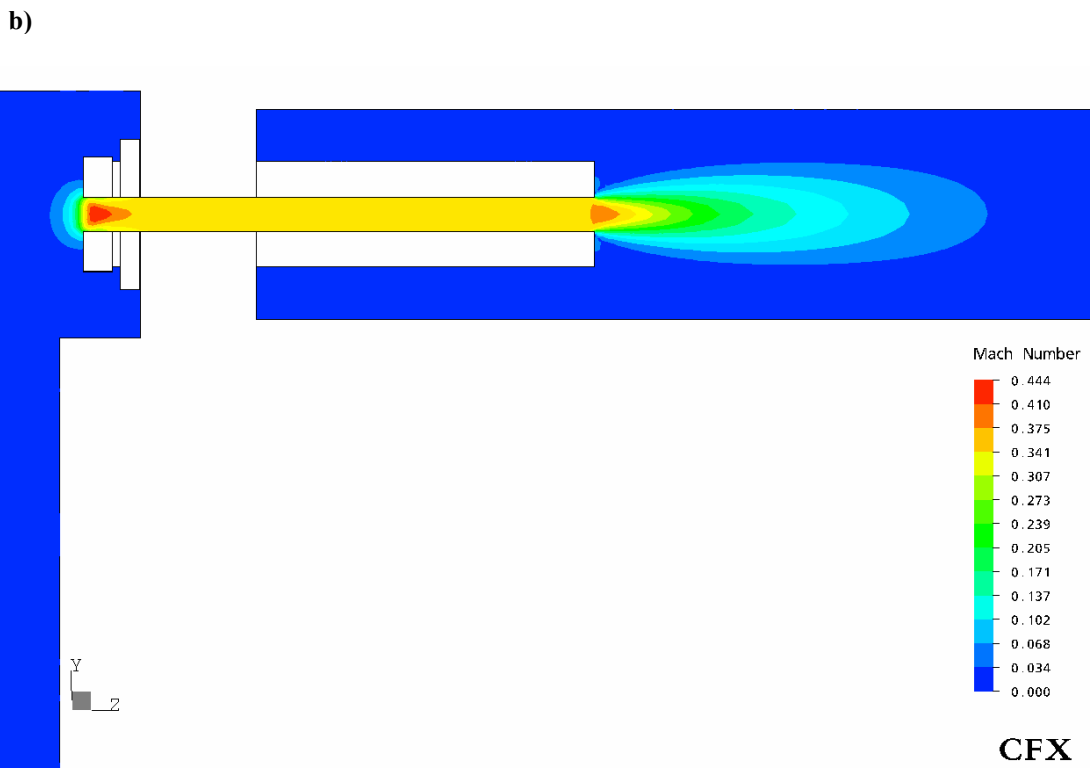
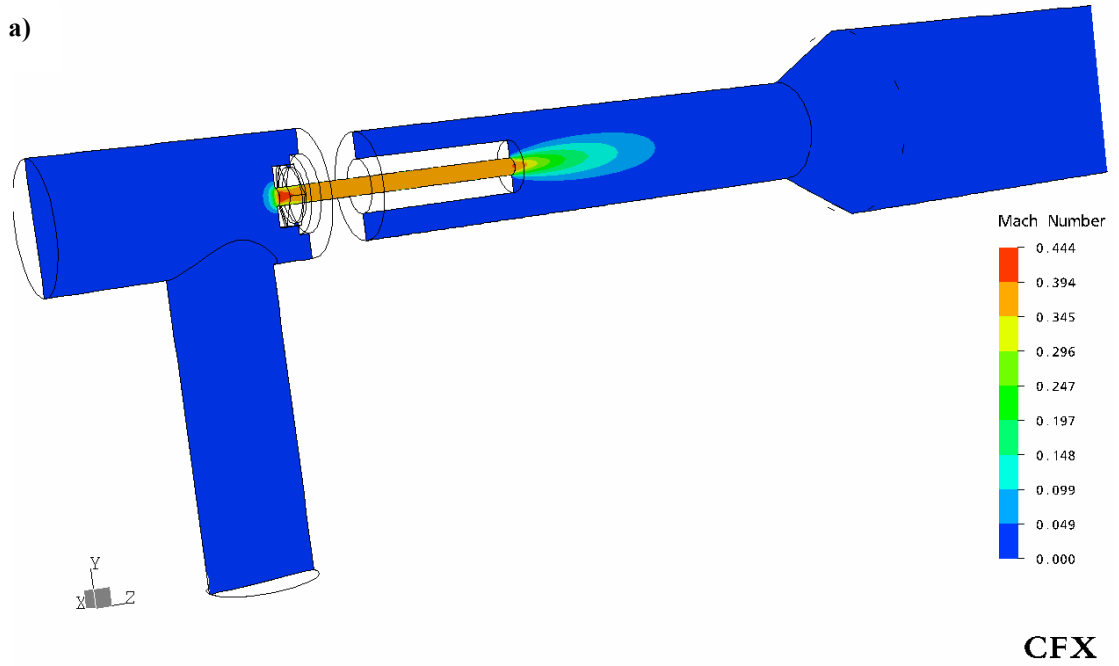


Figura 4.13 a y b. Variación del número de Mach

IV.1.5 Variación de la presión

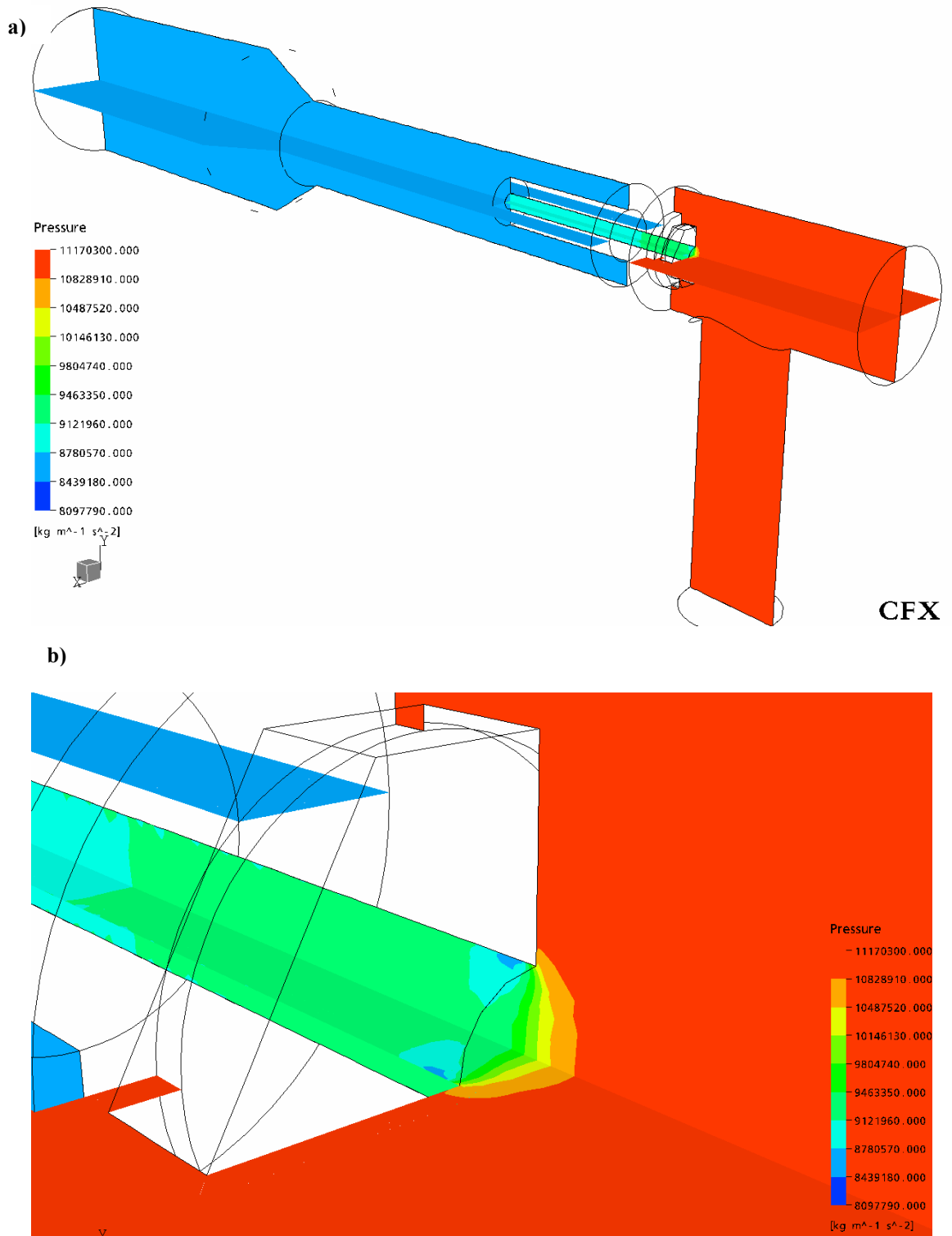


Figura 4.14 a y b. Variación de la presión en el equipo reductor representada por contornos

IV.1.6 Variación de la densidad

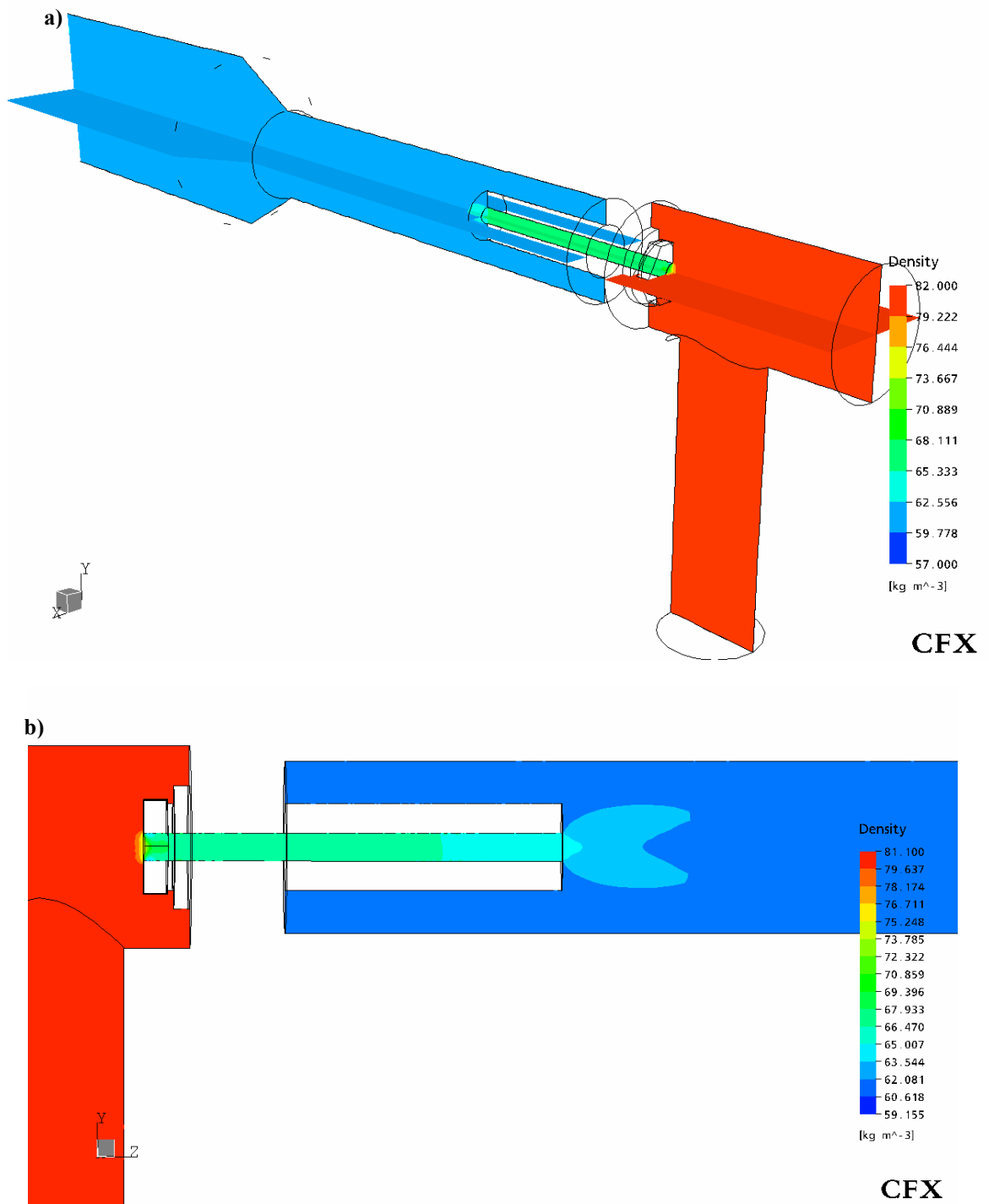


Figura 4.15 a y b. Variación de la densidad representada por contornos

IV.1.7 Variación de la temperatura

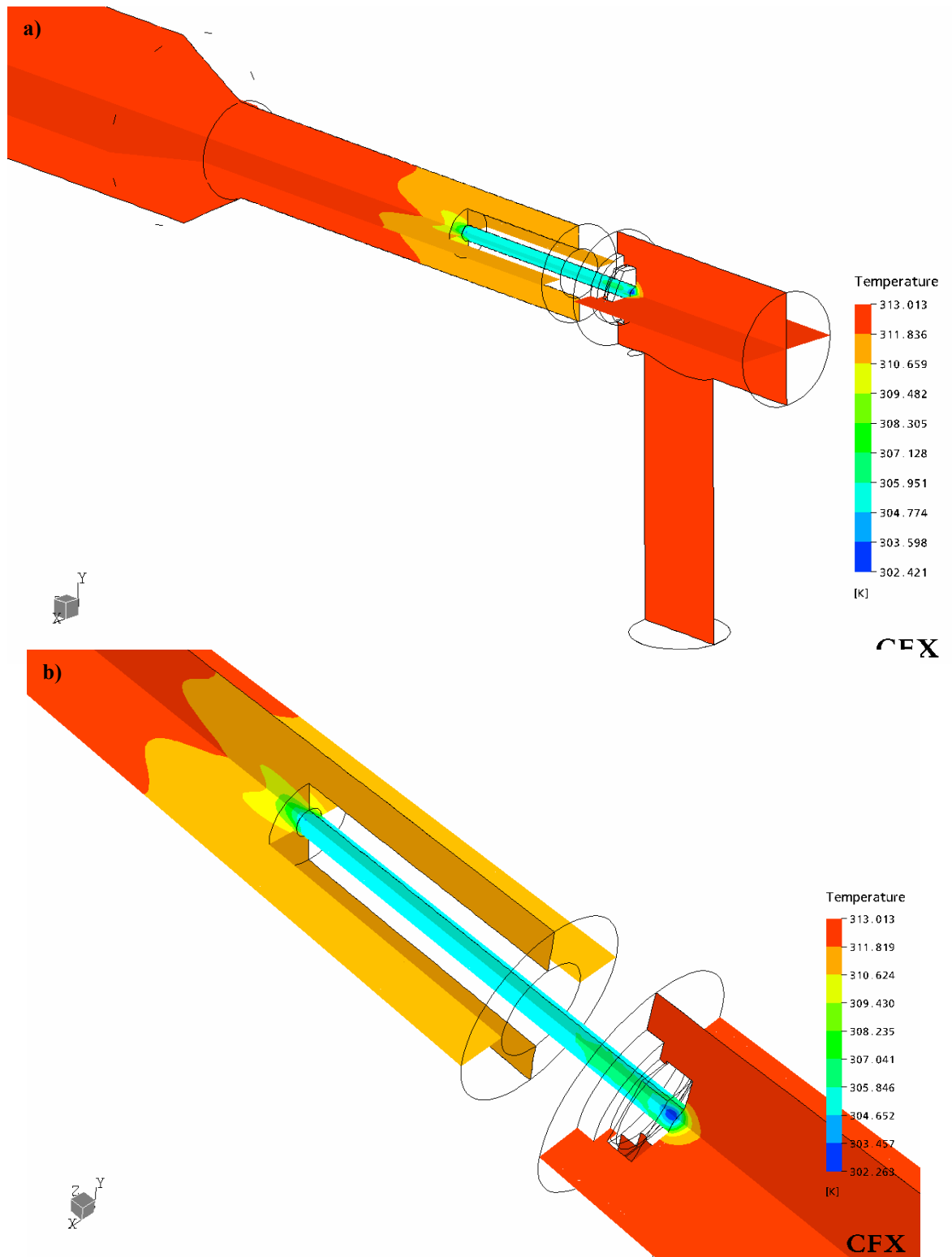


Figura 4.16 a y b. Variación de la temperatura en el dominio del fluido

IV.1.8 Análisis de los resultados del reductor tradicional

En las imágenes de los vectores de velocidad y las líneas de corriente puede verse con claridad los vórtices que se forman antes de entrar al reductor, específicamente en la región donde el flujo cambia de dirección. El fluido que no puede entrar por la sección de menor área (choque) se ve obligado a circular por el resto de la región que rodea la entrada. Esta circulación puede ocasionar desgaste por erosión en la caja y en la cabeza del estrangulador. Además, se ve como el flujo intenta penetrar por la zona que rodea la rosca donde se sujeta el choque. En lo que respecta a la presión, densidad y temperatura, se observa que estas permanecen con muy poca variación en esta zona de entrada.

Otra región propensa a daños, especialmente por erosión, es la entrada del choque. Aquí el flujo se acelera bastante rápido y tiende a desgastar las aristas rectas de la boca del agujero del reductor. En las imágenes de los vectores de velocidad puede verse el cambio brusco de dirección que tiene que realizar el flujo para entrar en el choque. Los colores amarillo, verde y rojo representan el aumento en magnitud de la velocidad en esta zona. Se nota la aparición de una vena contracta que disminuye el área de paso del flujo (zona roja) provocando el aumento de la velocidad. También se observa en las figuras y gráficas del campo de presión el descenso de la misma motivado al incremento de la velocidad. La densidad y la temperatura presentan un comportamiento similar al de la presión, es decir, una caída violenta. Si se estuviera trabajando con flujo multifásico se podría inferir que en esta zona pueden producirse cambios de fase líquida a gaseosa del gas condensado y derivados del petróleo motivado a la disminución de la presión y densidad.

En la parte recta o de área constante el flujo se desarrolla completamente y tiende a acelerarse cuando se acerca a la salida. Se nota como la presión, densidad y temperatura descienden lentamente.

Ya en la salida del choque el flujo se acelera un poco más y luego desciende su velocidad cuando se encuentra con la zona de mayor área (zona de expansión). Puede verse como se forman los vórtices y como gran parte del flujo golpea las paredes de la tubería posterior al choque. Esta incidencia de las partículas de arena en la tubería produce también daños por erosión (FORDER, 1998).

IV.2 Resultados de la simulación del reductor tradicional modificado

Las siguientes gráficas muestran la variación de la velocidad, presión, densidad y temperatura a lo largo de una línea recta concéntrica con el eje del estrangulador.

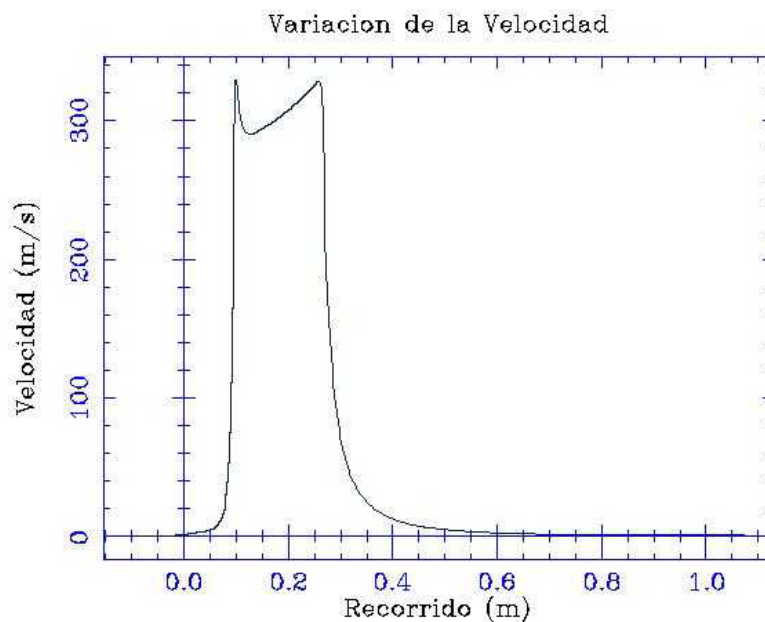


Figura 4.17. Variación de la velocidad a lo largo del equipo reductor modificado

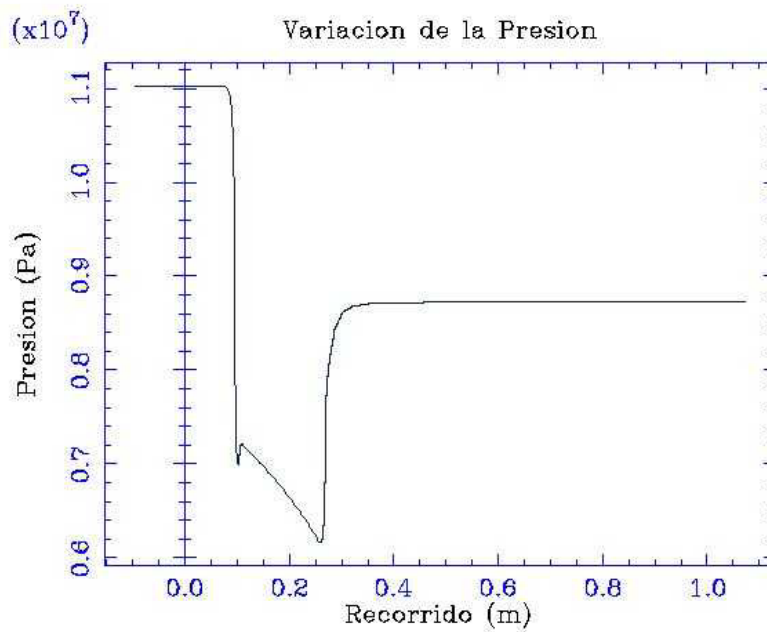


Figura 4.18. Variación de la presión a lo largo del equipo reductor modificado

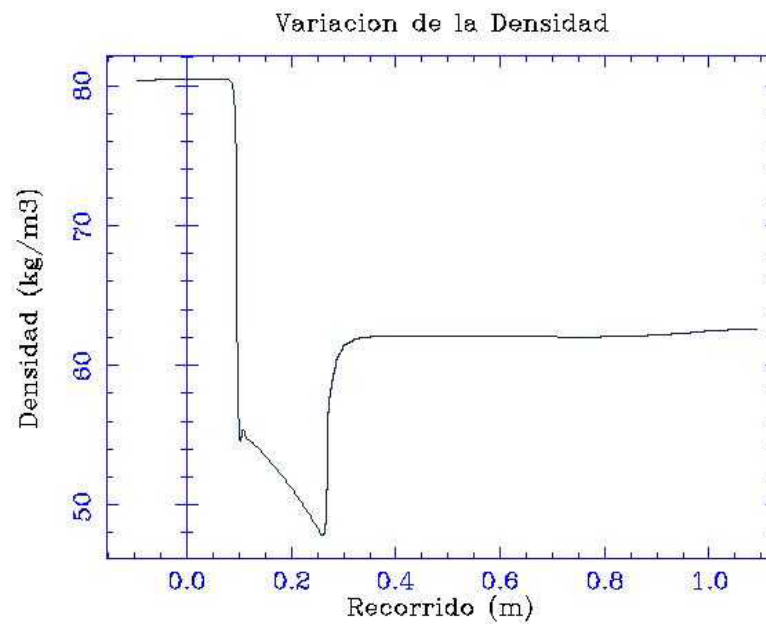


Figura 4.19. Variación de la densidad a lo largo del equipo reductor modificado

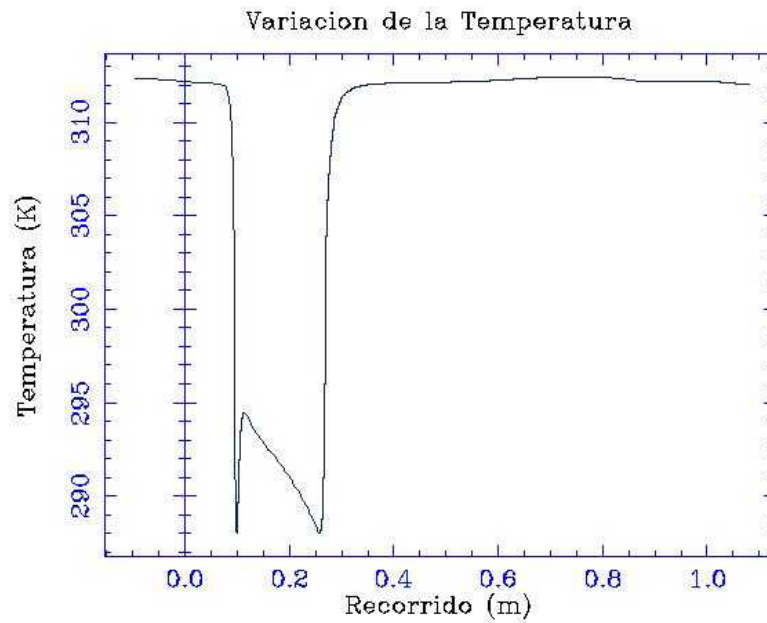
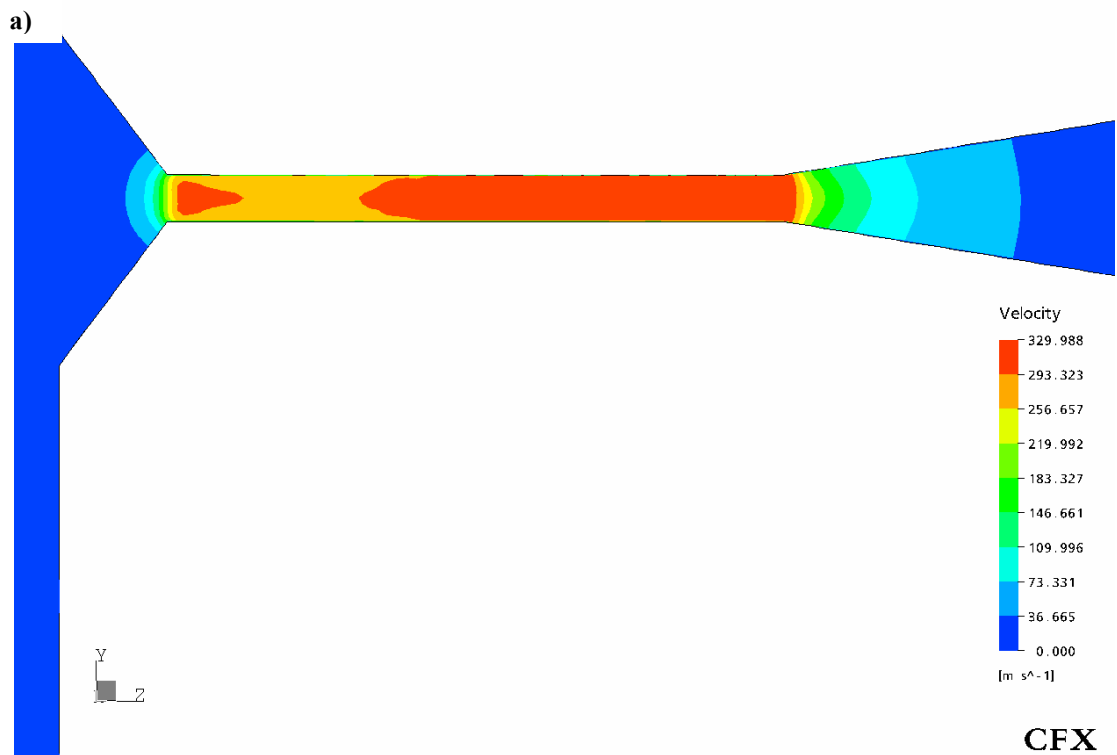


Figura 4.20. Variación de la temperatura a lo largo del equipo reductor modificado

IV.2.1 Contornos de Velocidad



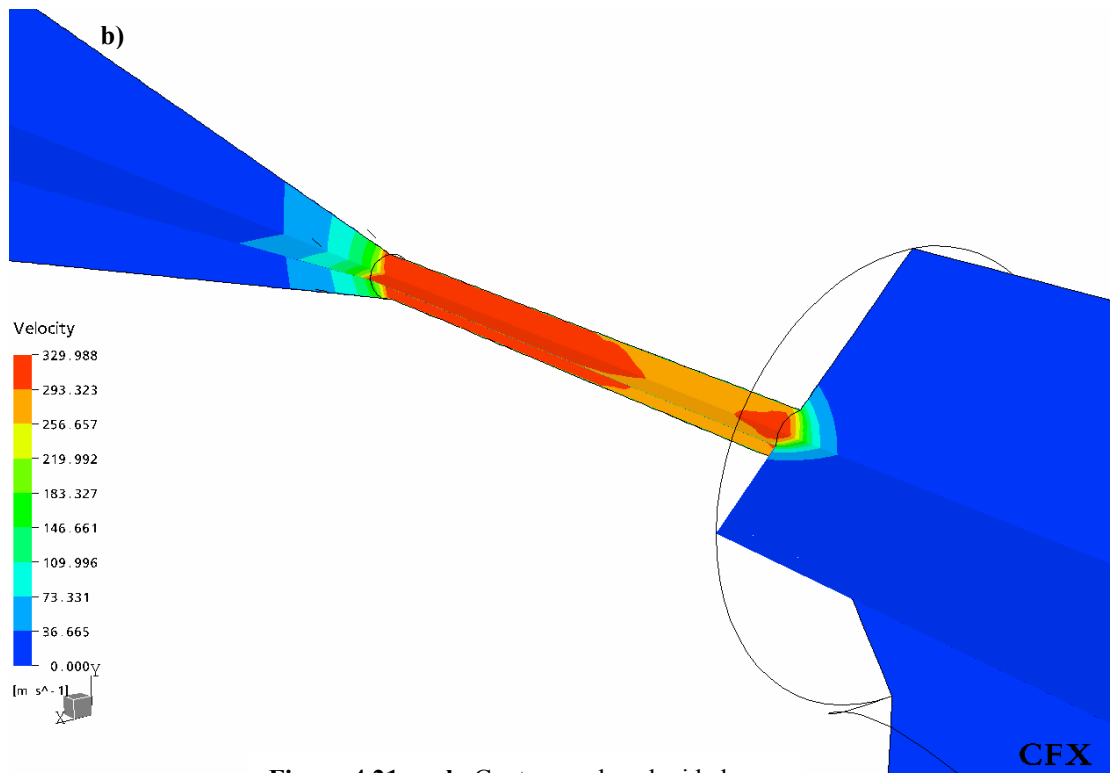


Figura 4.21 a y b. Contornos de velocidad

IV.2.2 Número de Mach

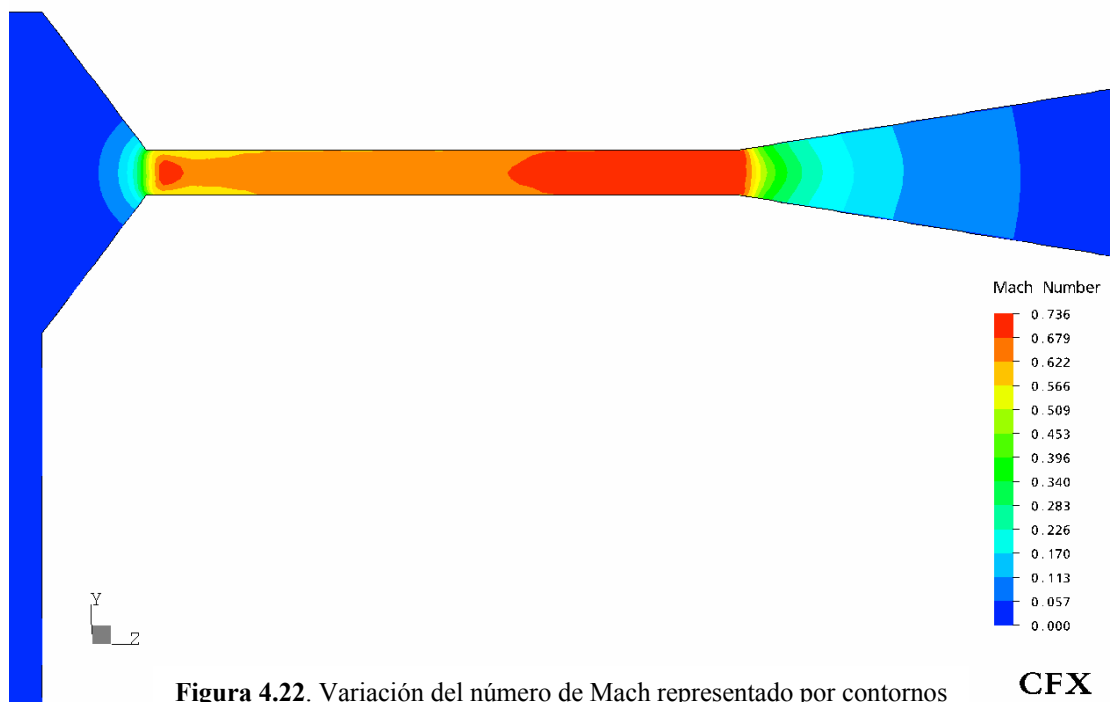


Figura 4.22. Variación del número de Mach representado por contornos

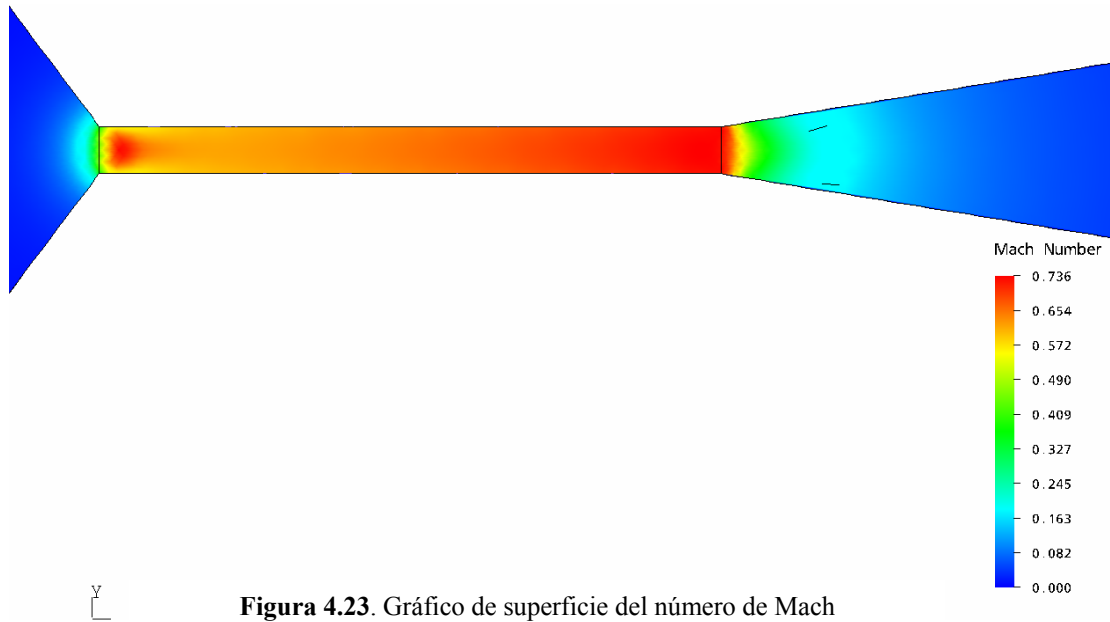


Figura 4.23. Gráfico de superficie del número de Mach

IV.2.3 Campo de velocidad representado por vectores

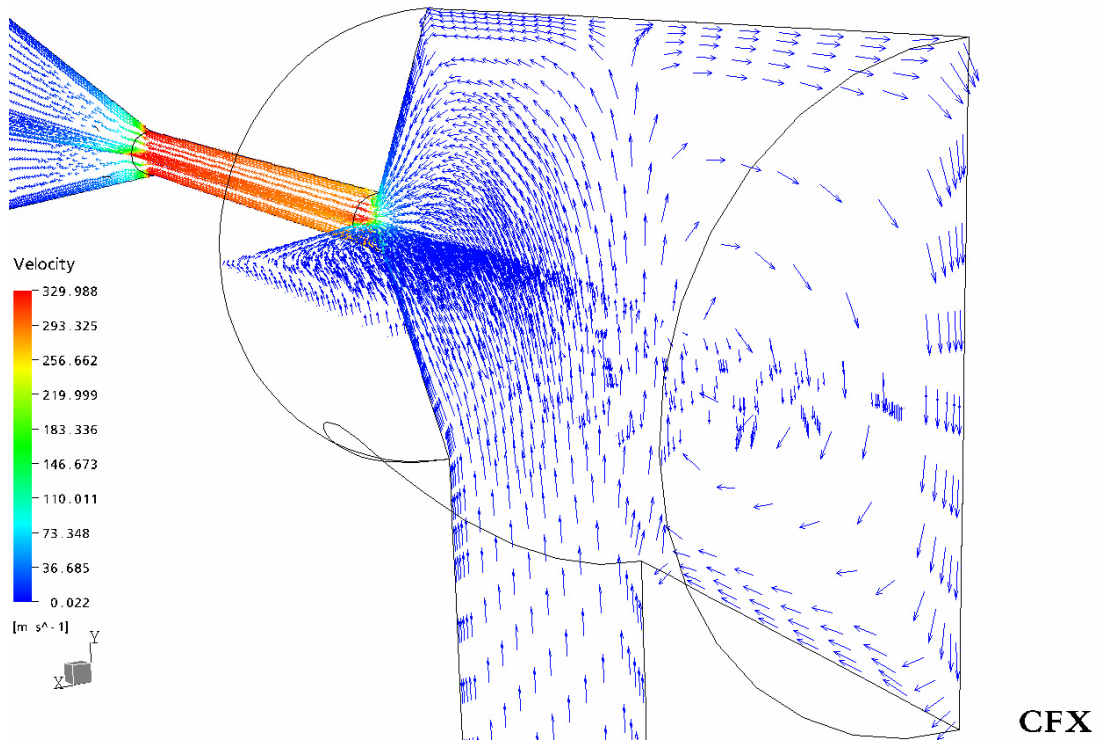


Figura 4.24. Vectores de velocidad entrando a la sección de diámetro constante

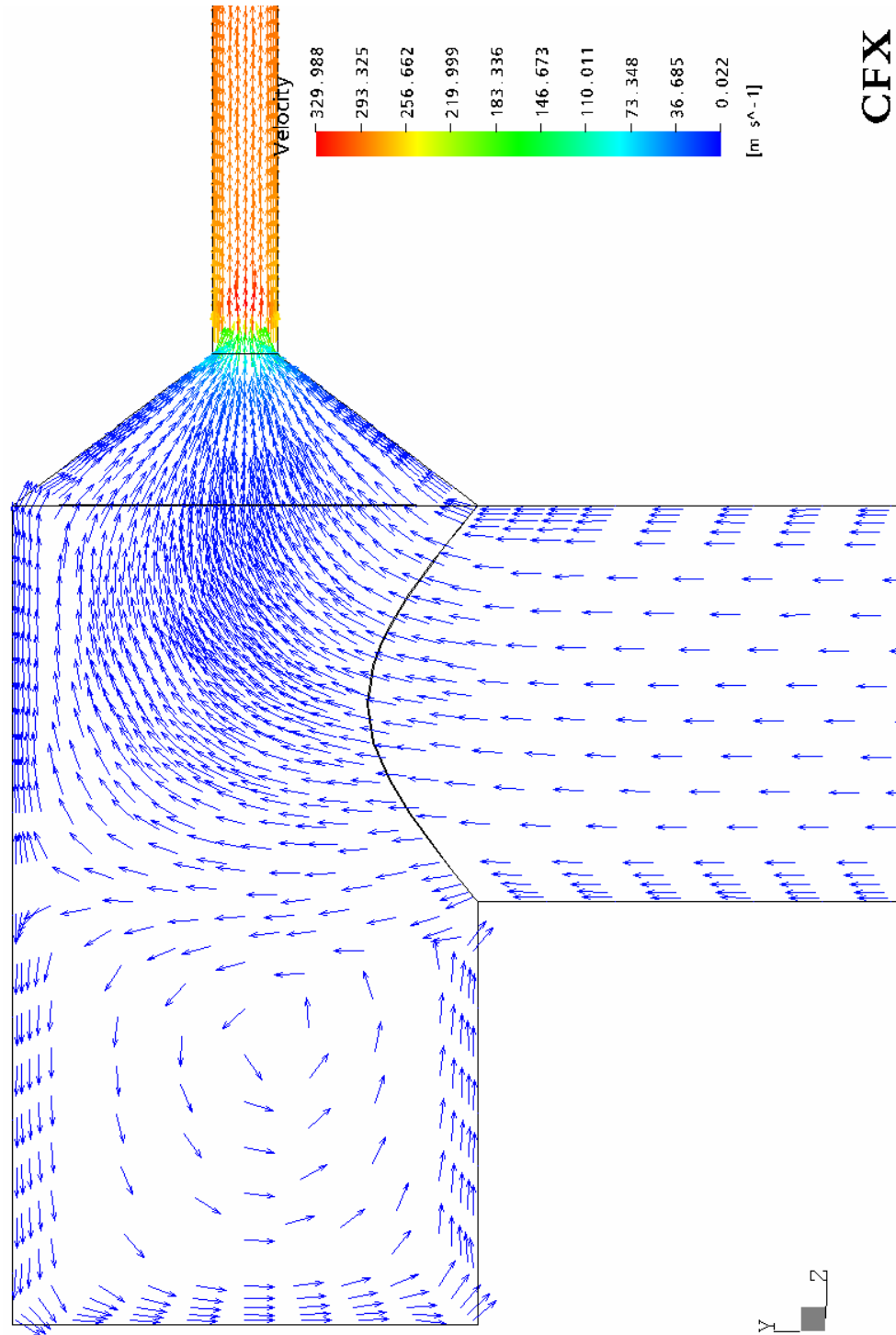


Figura 4.25. Vectores de velocidad en la sección de entrada del equipo reductor de presión modificado

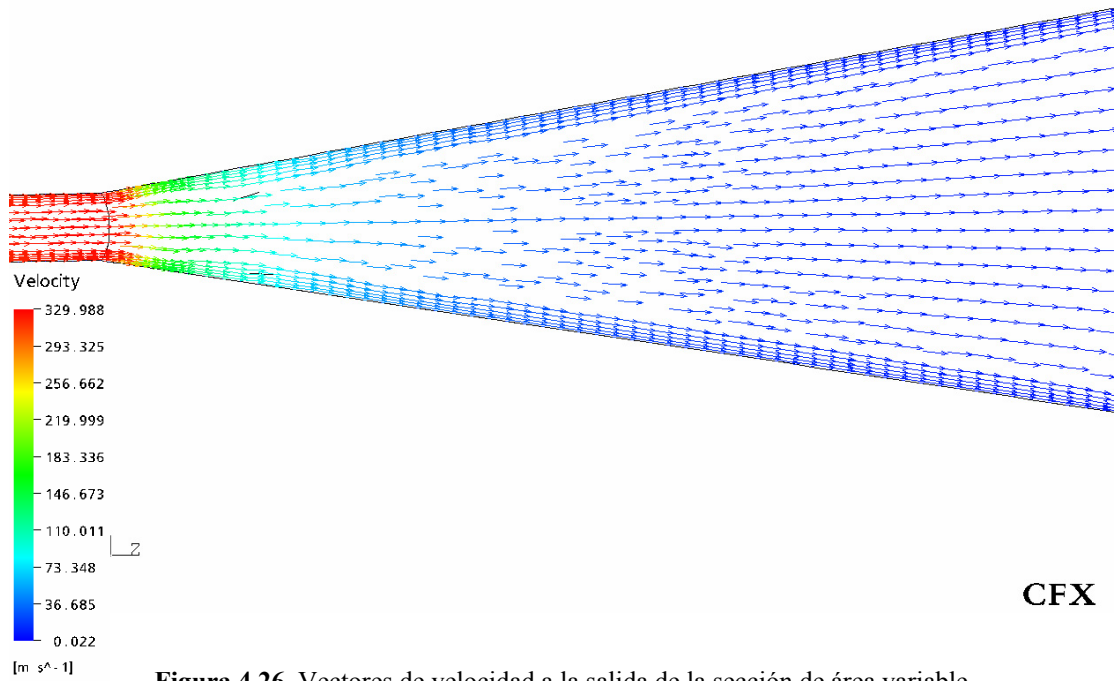


Figura 4.26. Vectores de velocidad a la salida de la sección de área variable

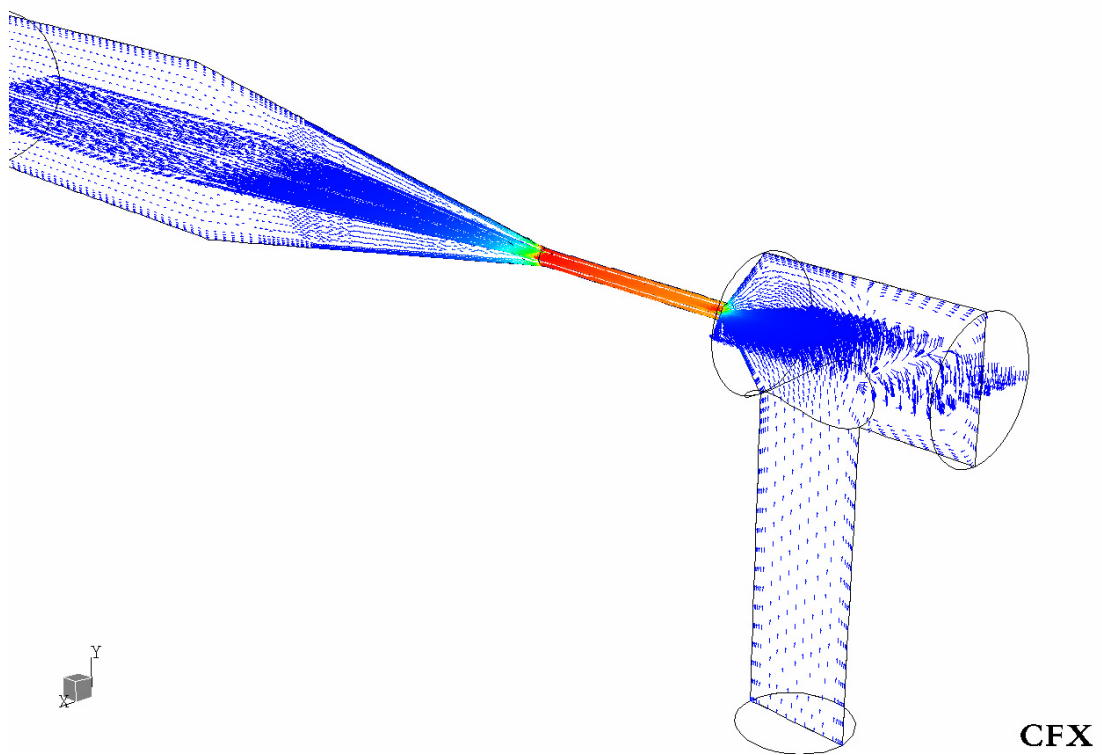


Figura 4.27. Vectores de velocidad en el sistema reductor modificado completo

IV.2.4 Líneas de corriente

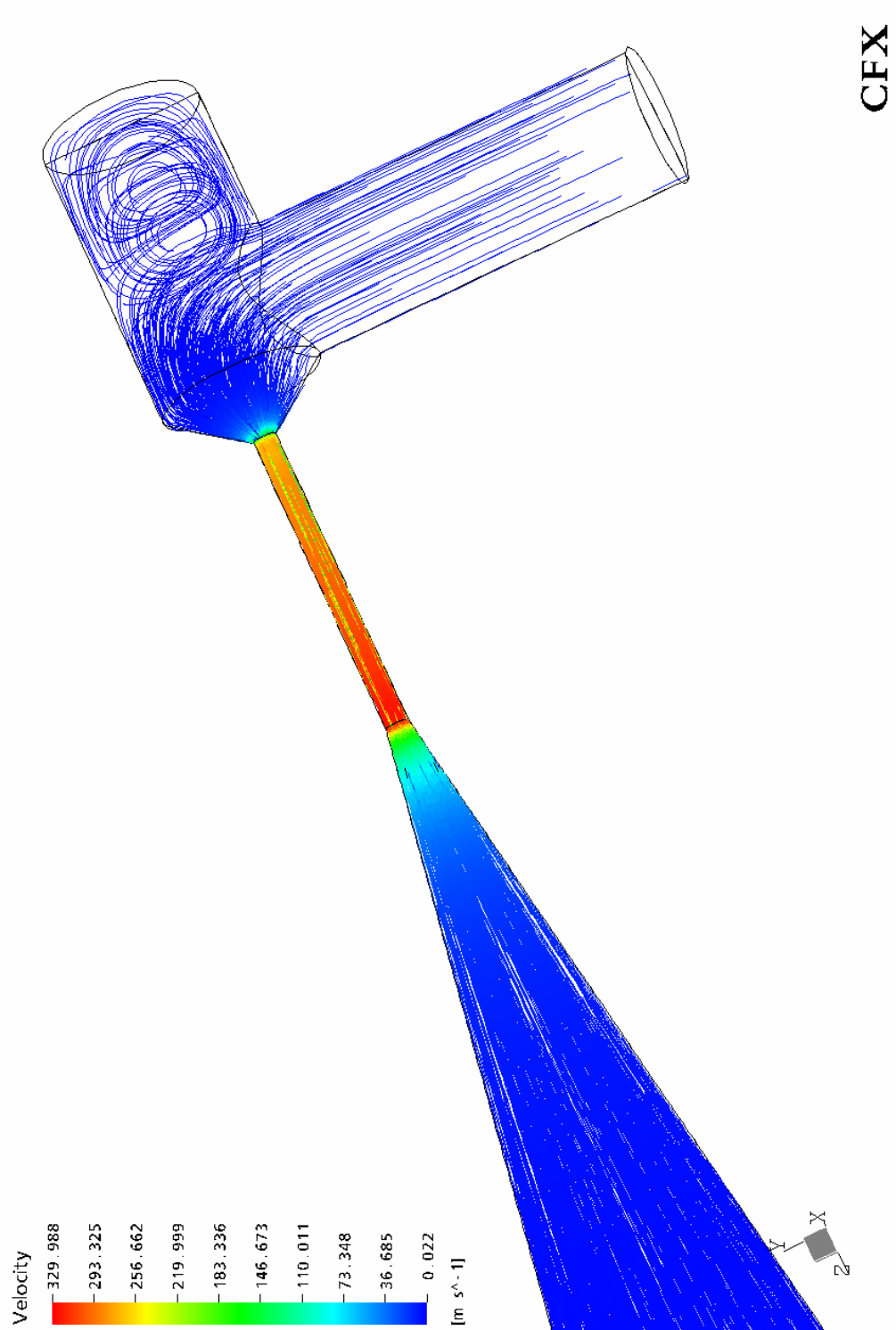


Figura 4.28. Líneas de corriente en el reductor tradicional modificado

IV.2.5 Variación de la presión

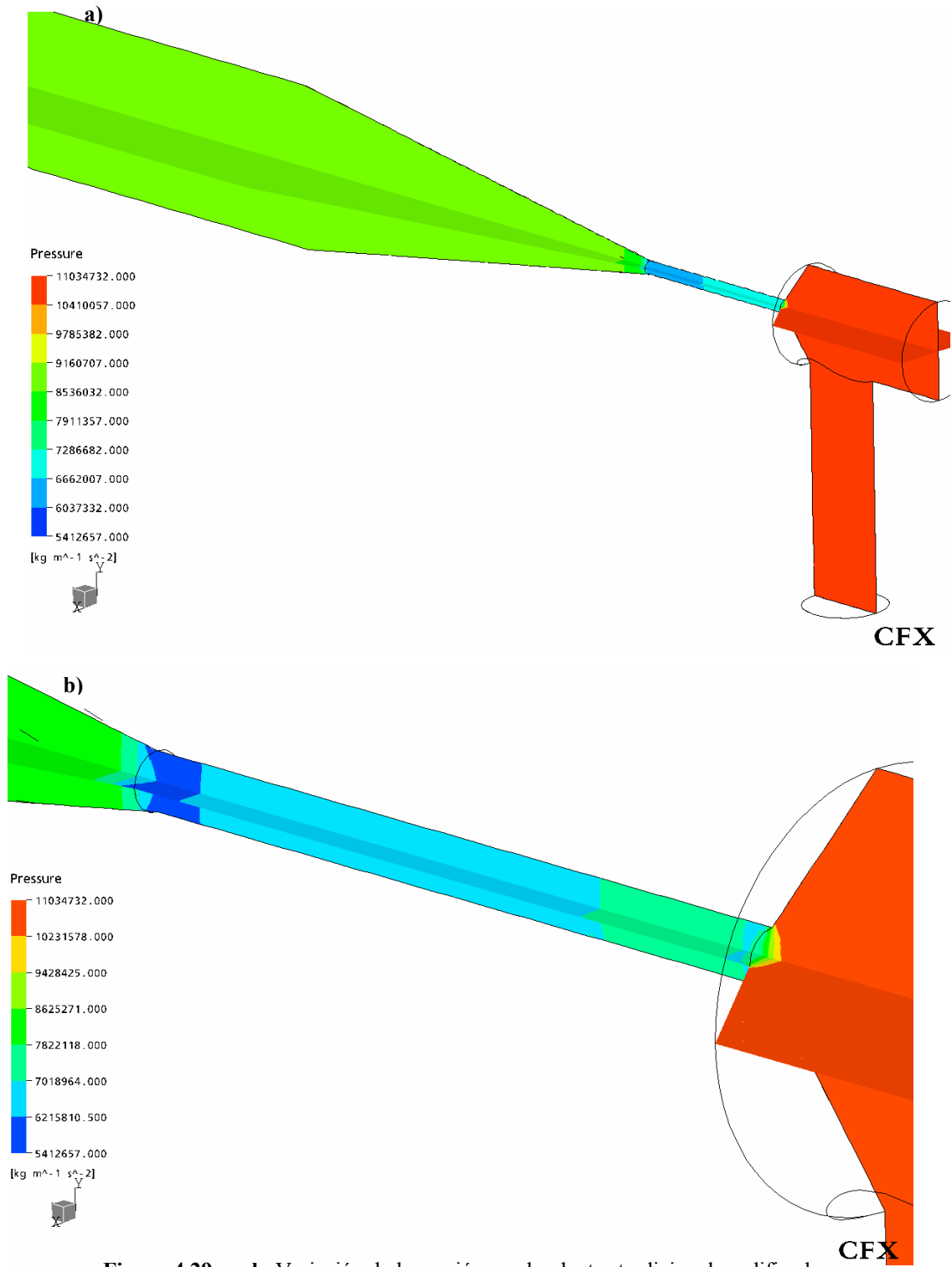


Figura 4.29 a y b. Variación de la presión en el reductor tradicional modificado representada por contornos

IV.2.6 Variación de la densidad

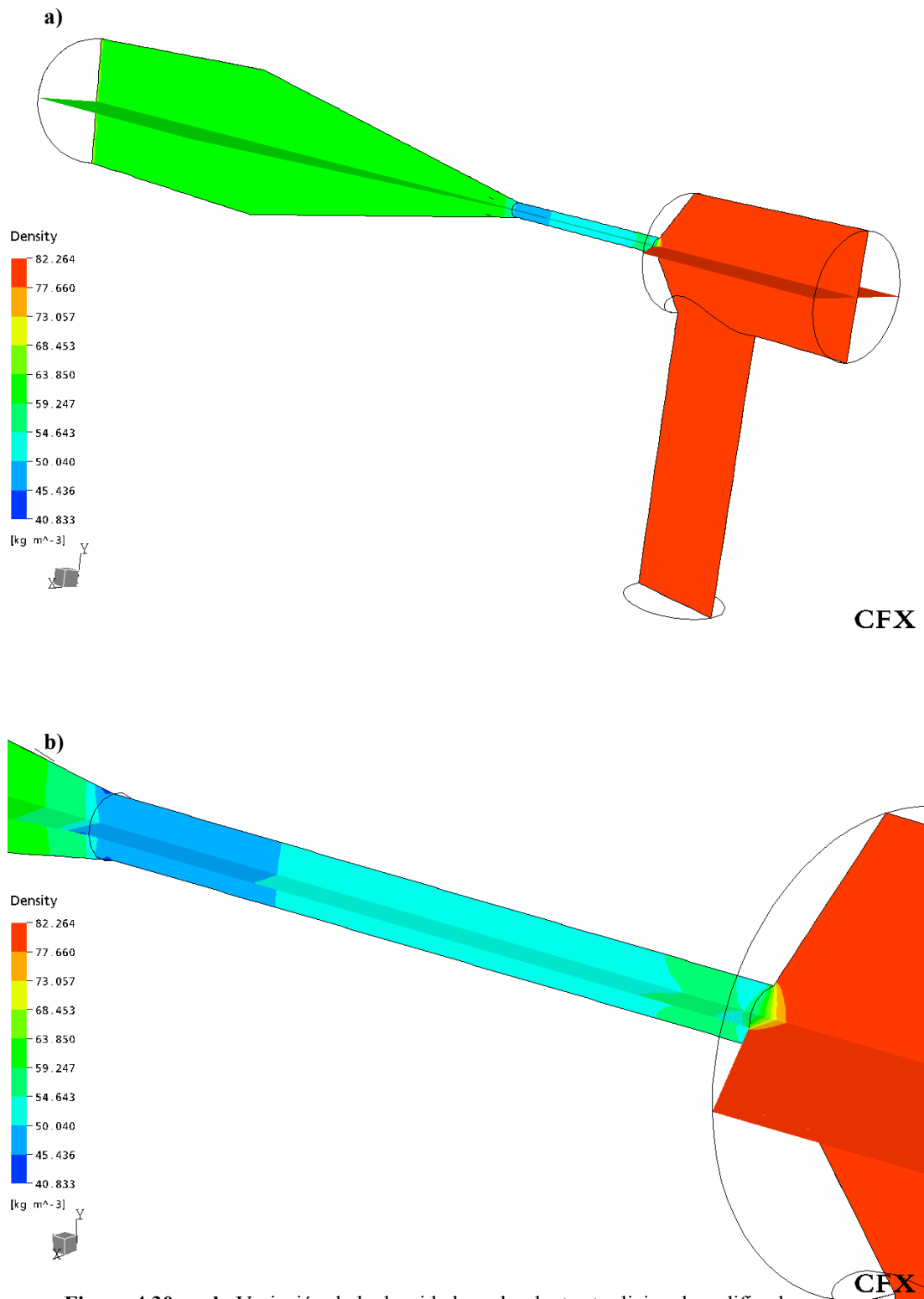


Figura 4.30 a y b. Variación de la densidad en el reductor tradicional modificado representada por contornos

IV.2.7 Variación de la temperatura

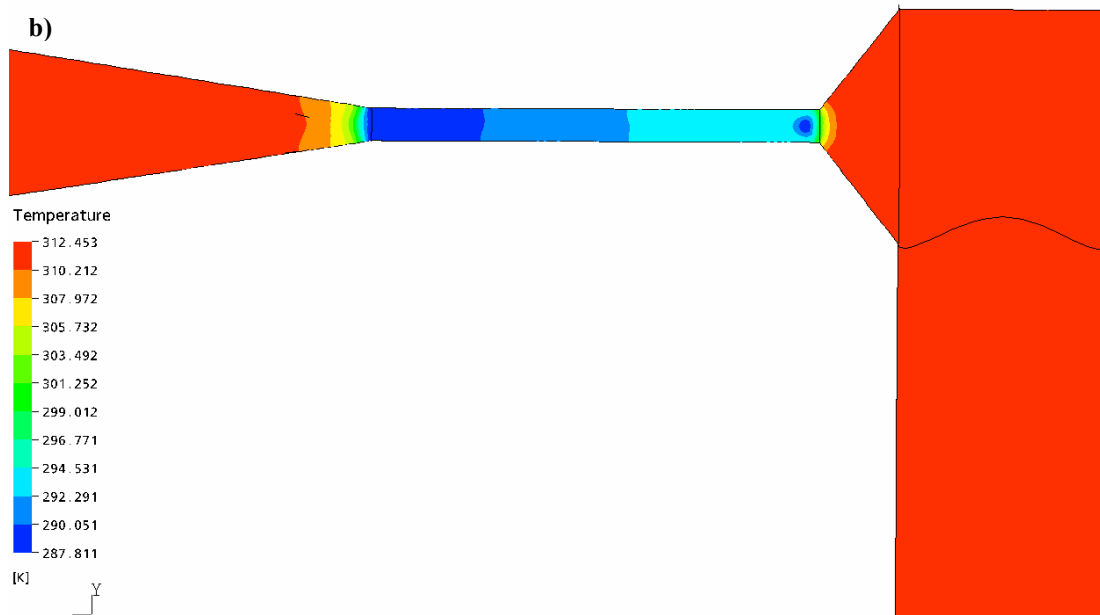
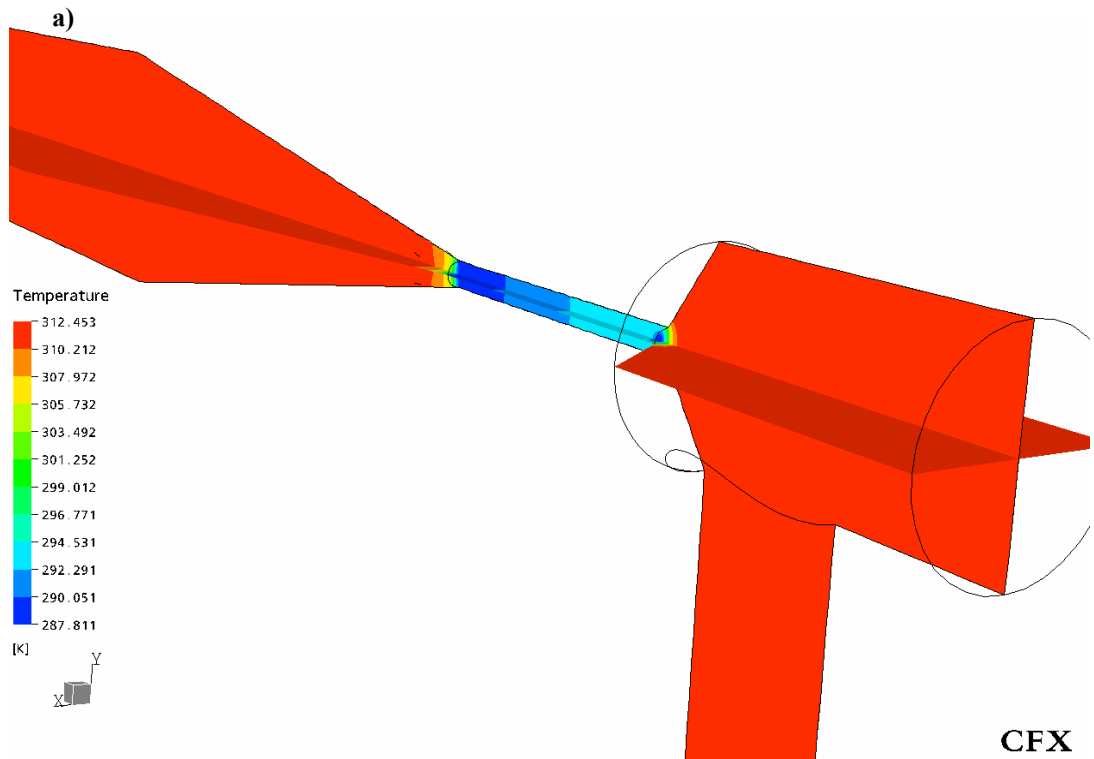


Figura 4.31 a y b. Variación de la temperatura en el reductor tradicional modificado representada por contornos

IV.2.8 Análisis de los resultados de la simulación del reductor tradicional modificado

En esta nueva geometría del conjunto reductor de presión, puede verse como se reducen significativamente los efectos turbulentos. Comenzando por la región de entrada, se observa que la canalización hecha antes de llegar a la sección de menor diámetro facilita mucho más la entrada del flujo ya que no existe la cabeza del estrangulador que dificulta el paso del mismo. Esta canalización trae como consecuencia un incremento considerable de la velocidad, se nota la aparición de la vena contracta que motiva el aumento de la misma. También se observa el descenso brusco de la presión, densidad y temperatura en la entrada del choque.

Cuando el flujo deja la vena contracta se expande y disminuye un poco la velocidad, pero luego aumenta progresivamente a lo largo de la sección de área constante hasta la salida del estrangulador. En la sección de cambio de área (expansión) se observa que desaparecen completamente los vórtices que se formaban en el reductor tradicional debido nuevamente al cambio gradual de sección transversal en el sistema reductor. También se ve que a diferencia del reductor tradicional los vectores de velocidad no inciden bruscamente contra las paredes de la caja, corriente abajo de la sección de área constante. Esto sería muy beneficioso ya que se minimiza el daño por erosión en una de las zonas más propensas al desgaste.

Por otro lado hay que mencionar que el caudal másico y volumétrico a CE aumentaron en comparación con los del reductor tradicional. Los valores de estos caudales se encuentran en la tabla 4.1 al final del capítulo.

IV.3 Resultados de la simulación del reductor unidireccional

Las siguientes gráficas muestran la variación de la velocidad, presión, densidad y temperatura a lo largo de una línea recta concéntrica con el eje del estrangulador.

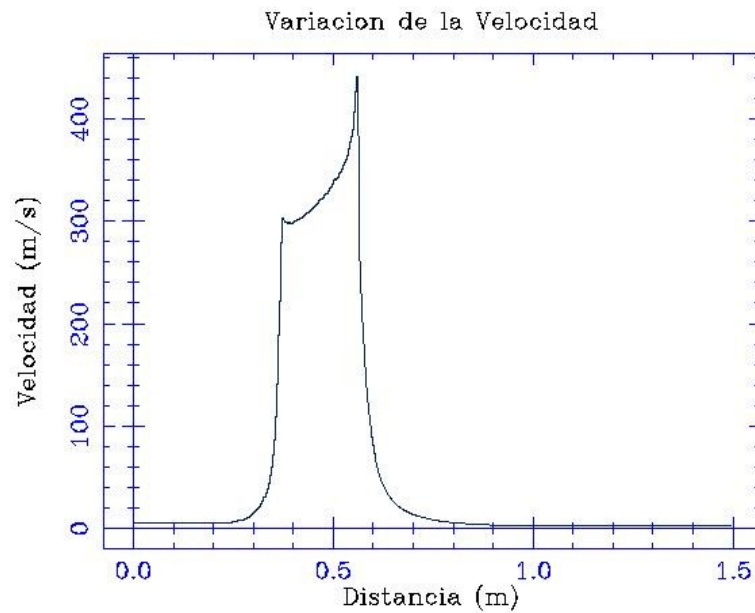


Figura 4.32. Variación de la velocidad a lo largo del equipo reductor unidireccional

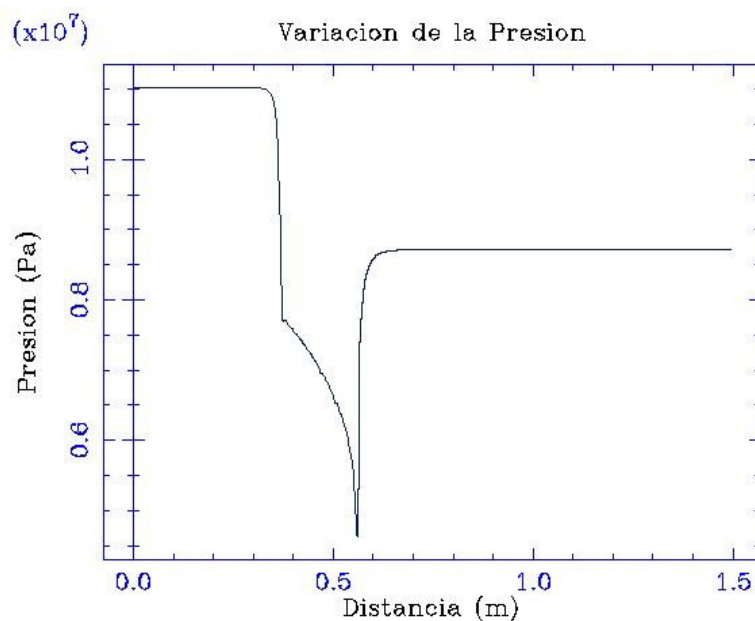


Figura 4.33. Variación de la presión a lo largo del equipo reductor unidireccional

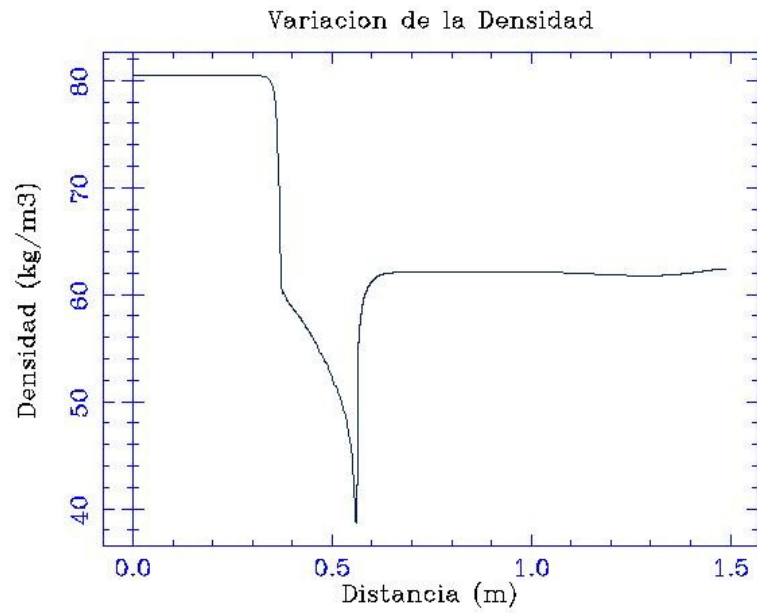


Figura 4.34. Variación de la densidad a lo largo del equipo reductor unidireccional

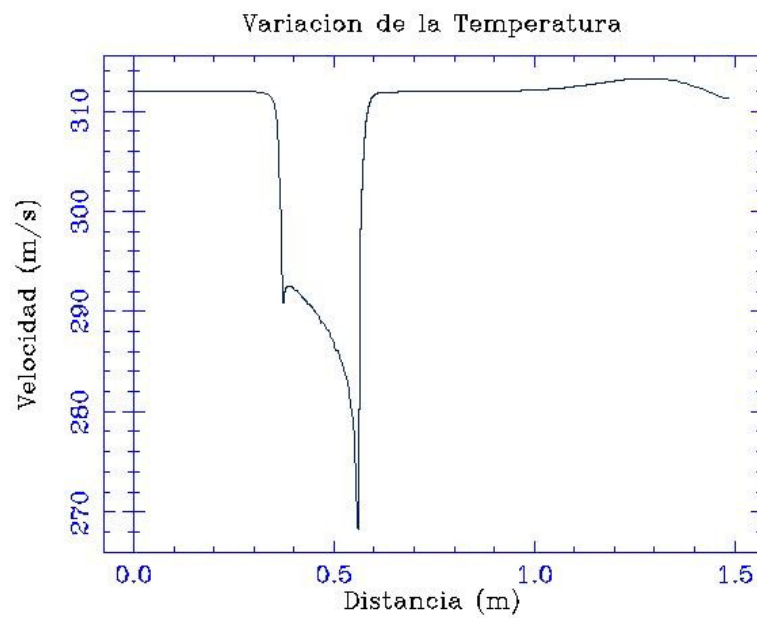


Figura 4.35. Variación de la temperatura a lo largo del equipo reductor unidireccional

IV.3.1 Contornos de velocidad

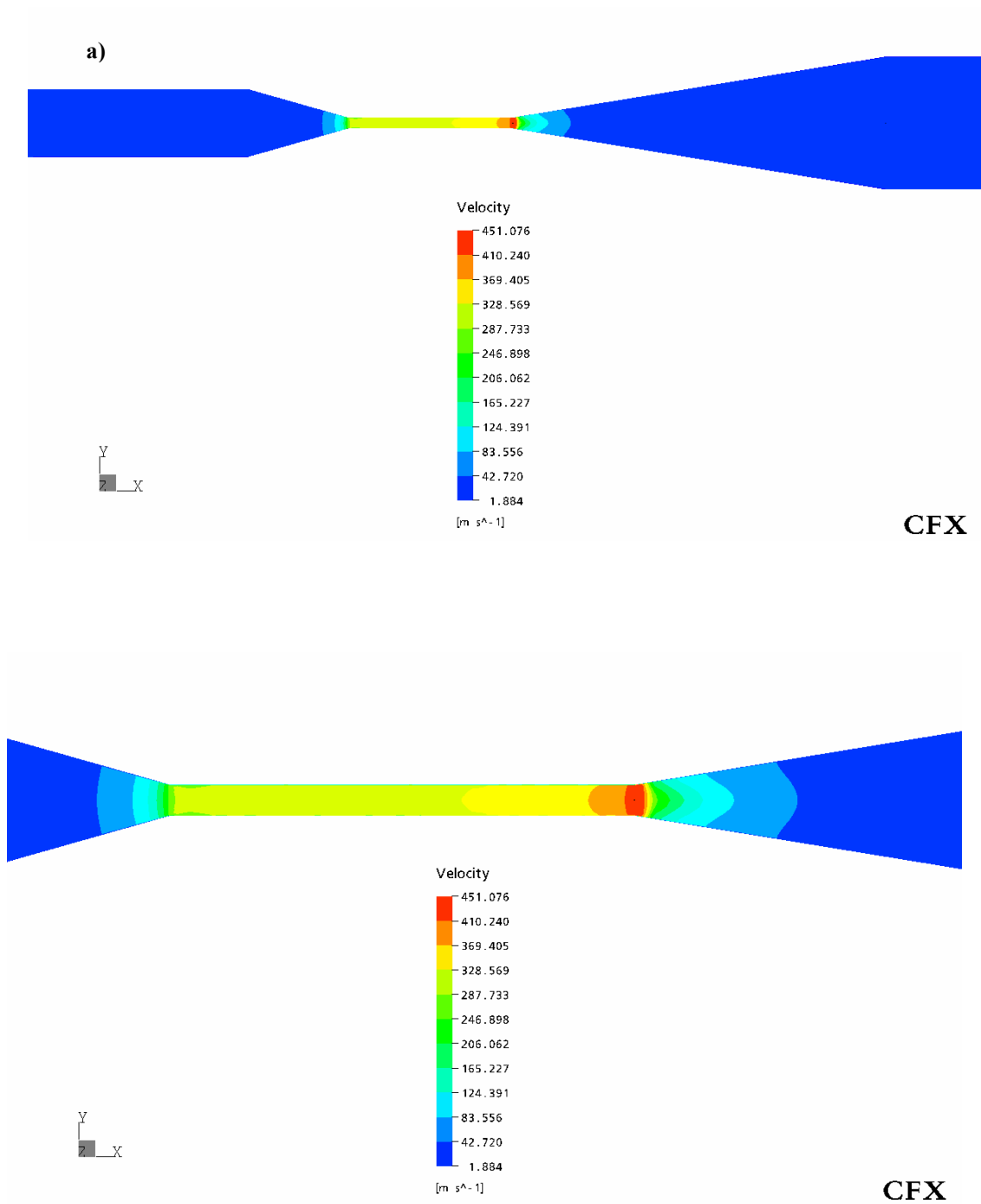


Figura 4.36 a y b. Contorno de velocidad en un plano que pasa por el eje del reductor unidireccional

IV.3.2 Campo de velocidad representado por vectores

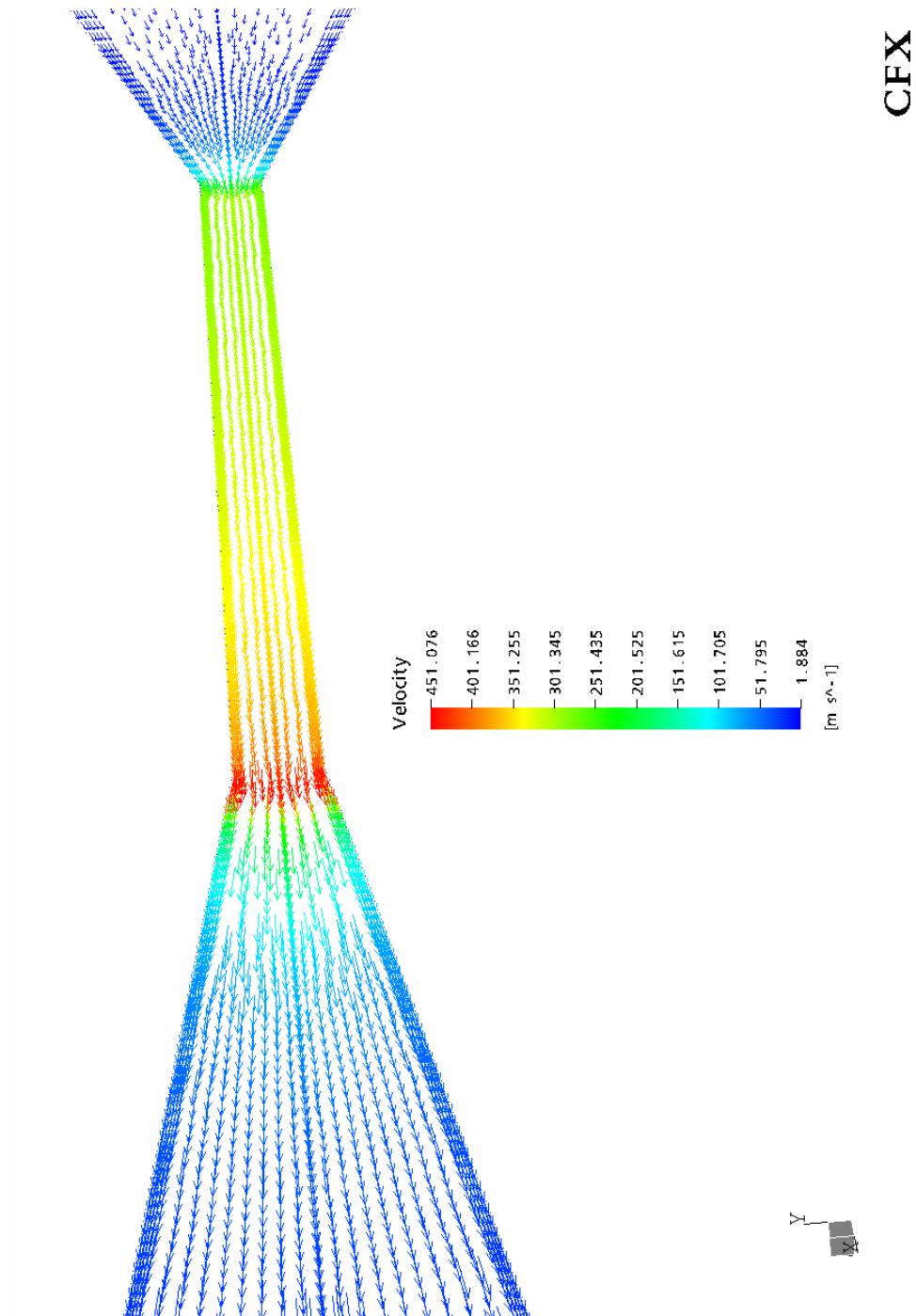


Figura 4.37. Vectores de velocidad en el reductor unidireccional

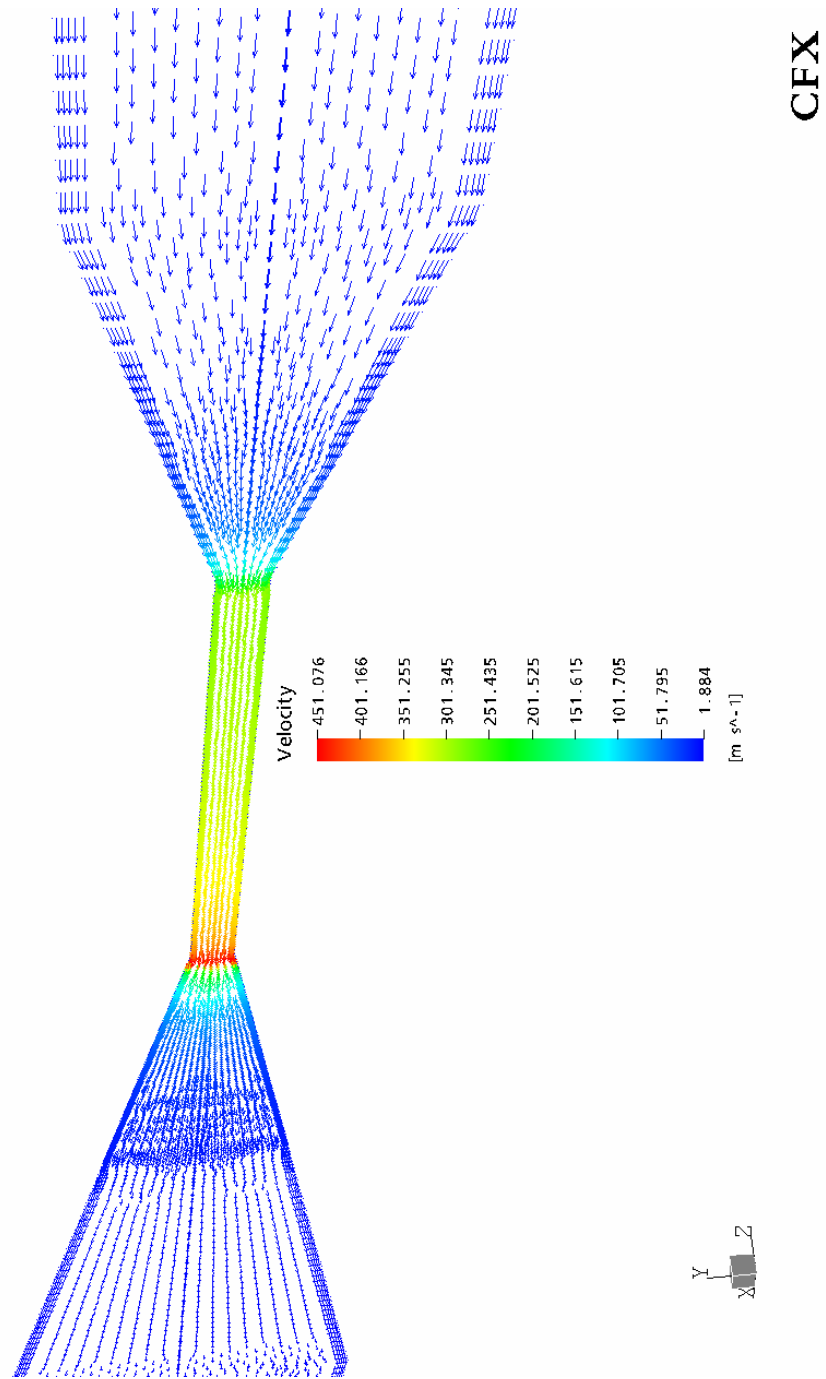


Figura 4.38 Vectores de velocidad en el reductor de presión unidireccional

IV.3.3 Número de Mach

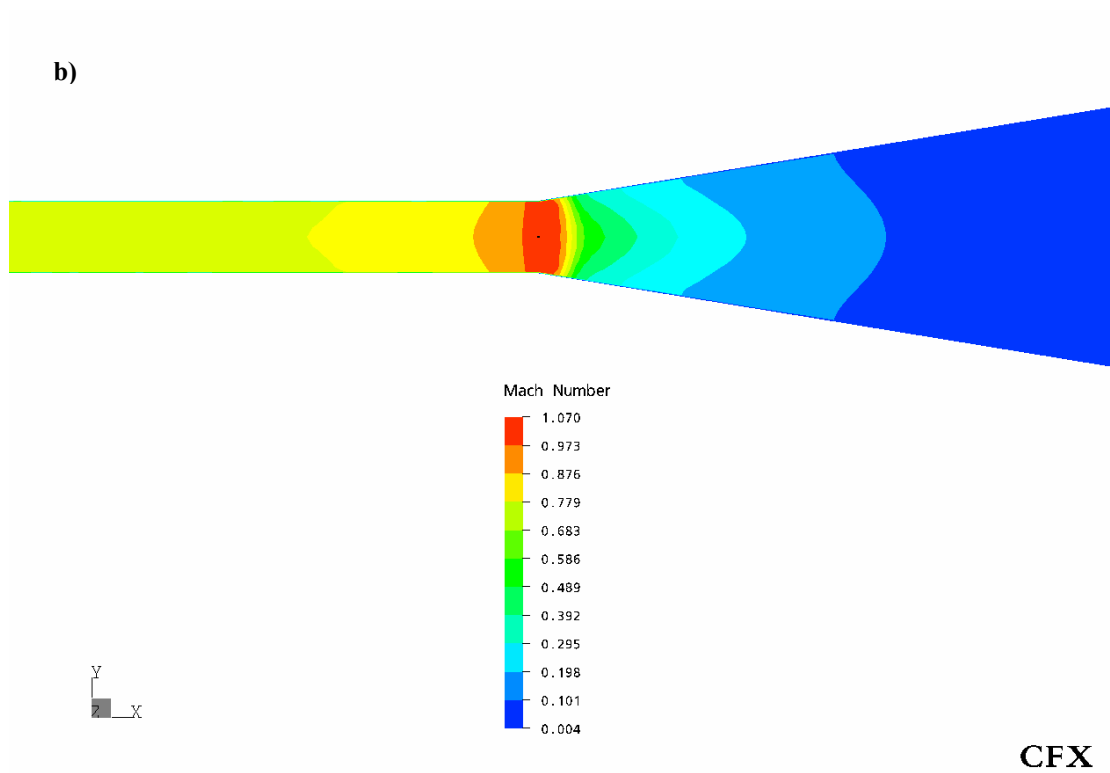
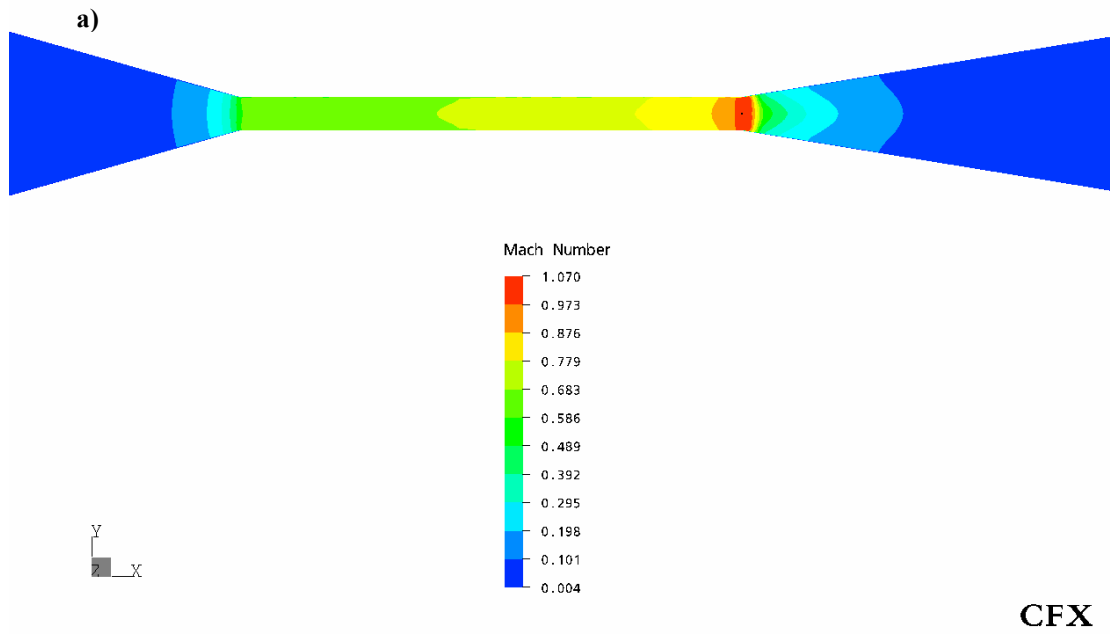


Figura 4.39 a y b. Variación del número de Mach en el reductor unidireccional

IV.3.4 Líneas de corriente

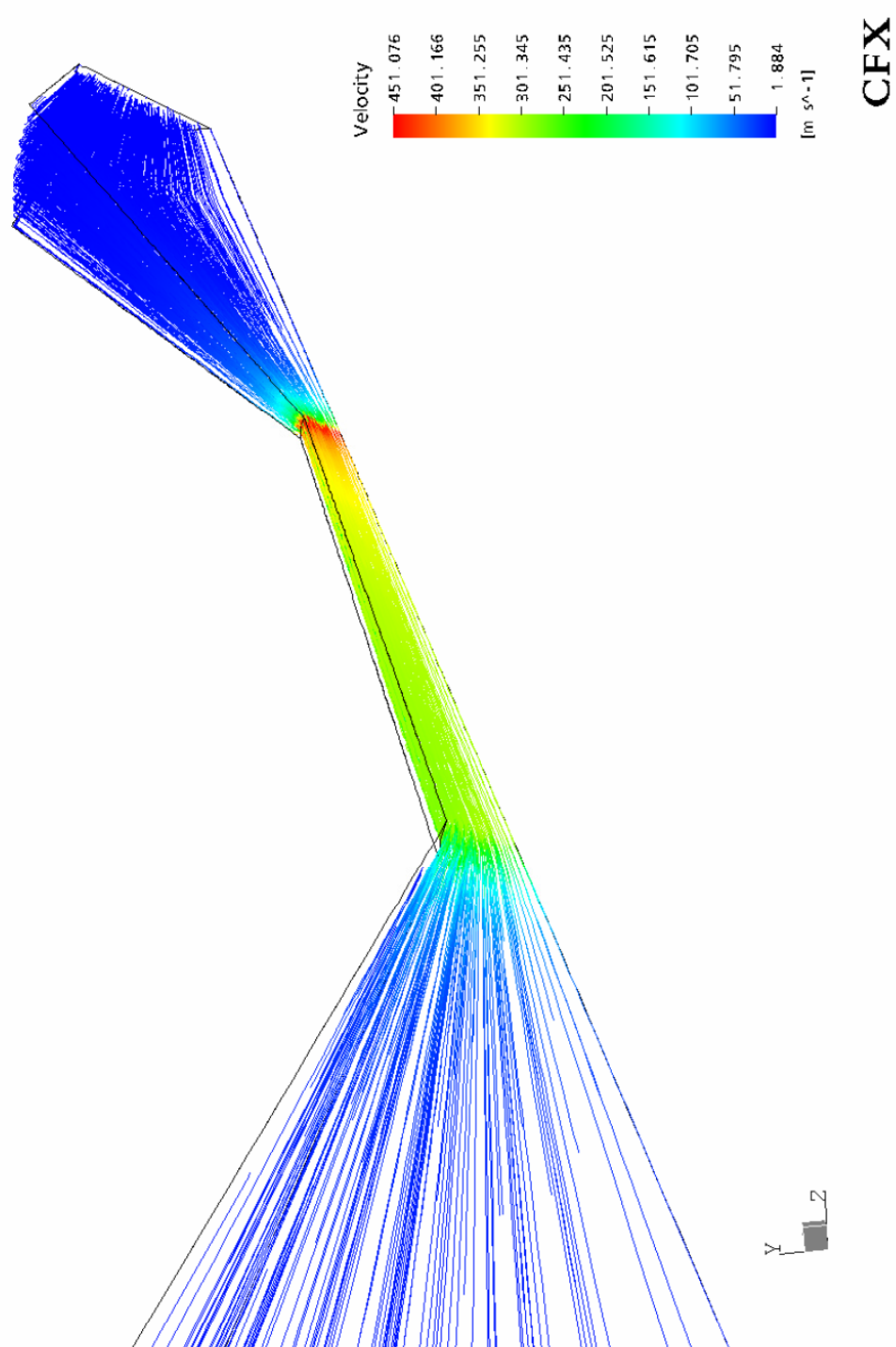


Figura 4.40. Líneas de corriente en el reductor de presión unidireccional

IV.3.5 Variación de la presión

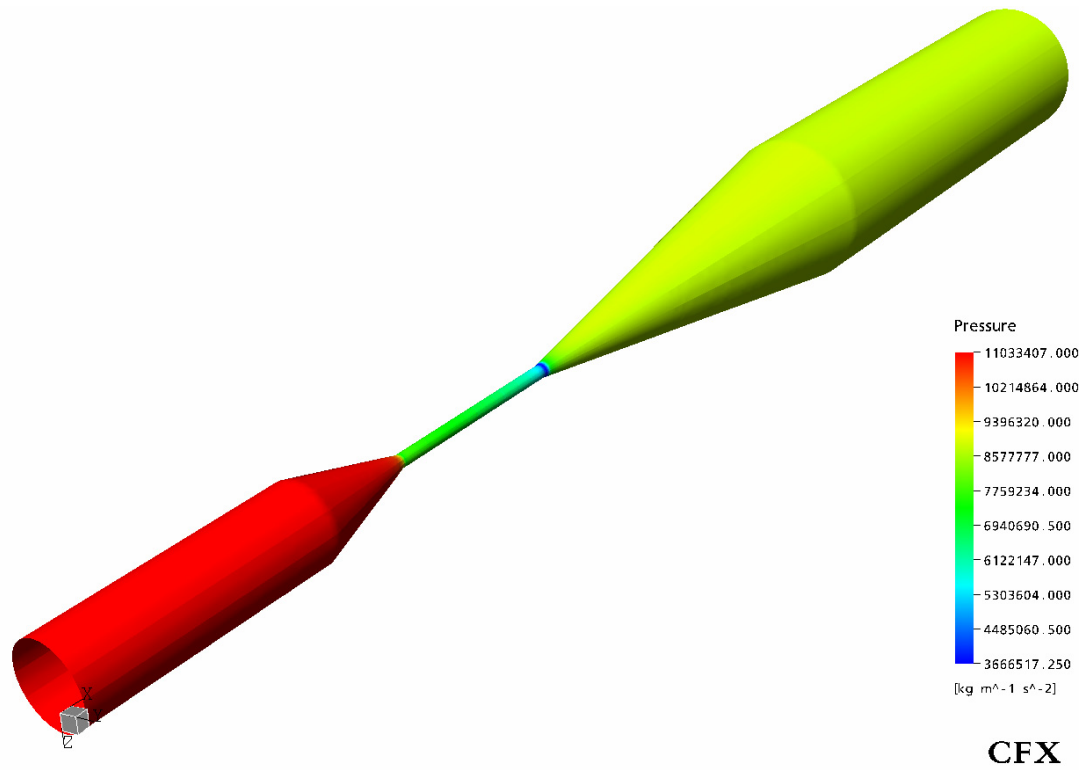


Figura 4.41. Gráfico de superficie que muestra el cambio de presión en el reductor unidireccional

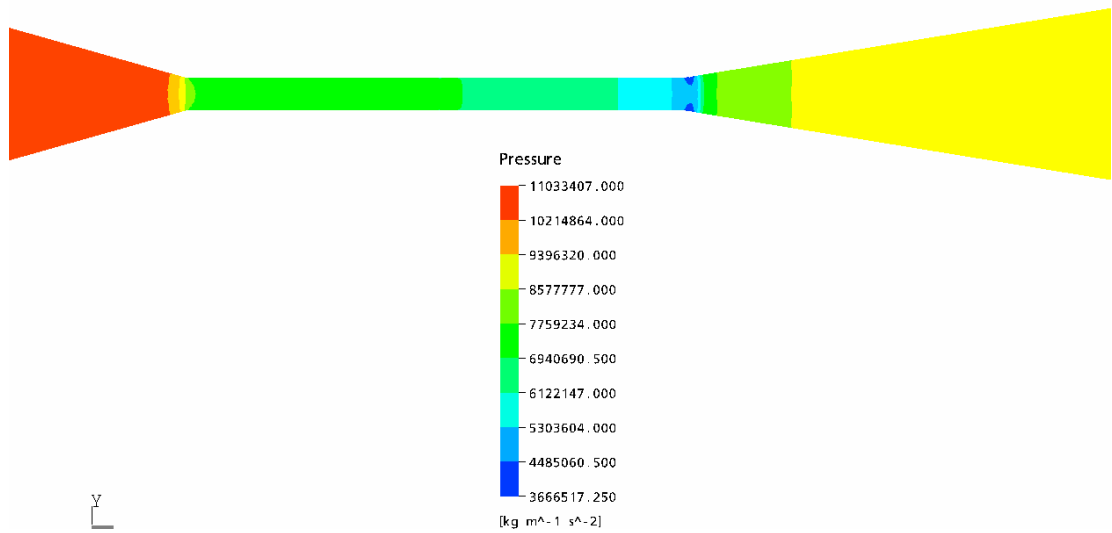


Figura 4.42. Variación de la presión en la sección de área constante del reductor unidireccional

IV.3.6 Variación de la densidad

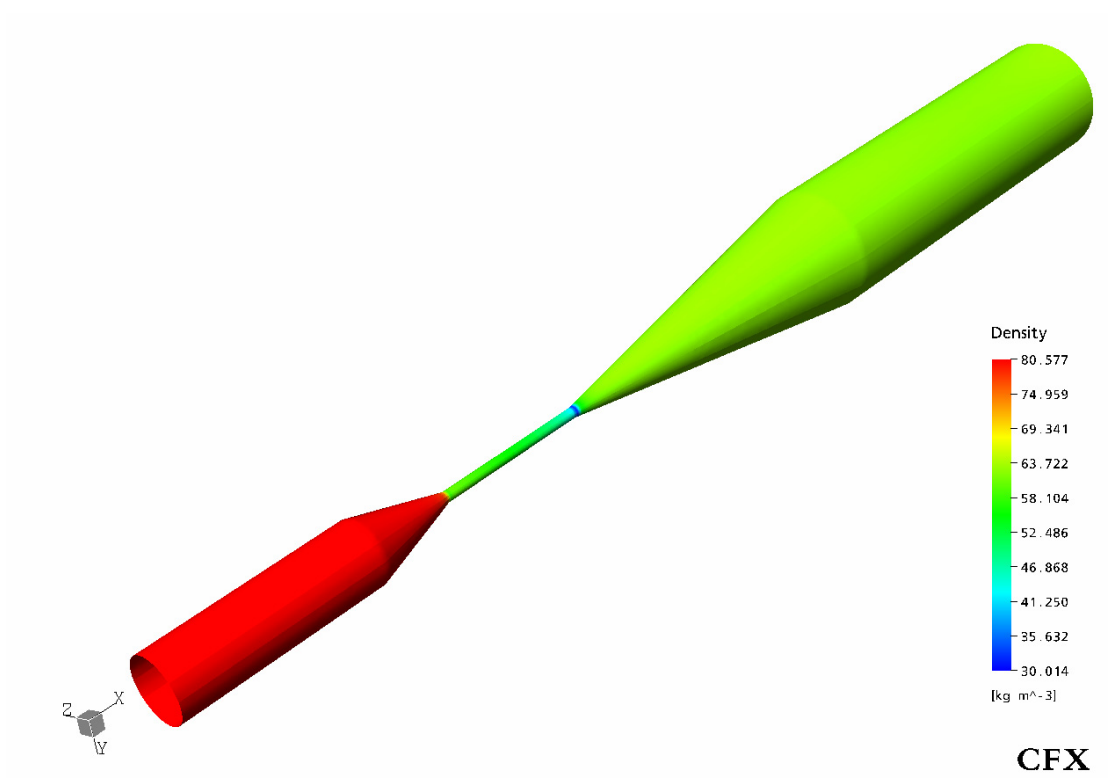


Figura 4.43. Cambio de densidad en el reductor unidireccional representado por gráfico de superficie

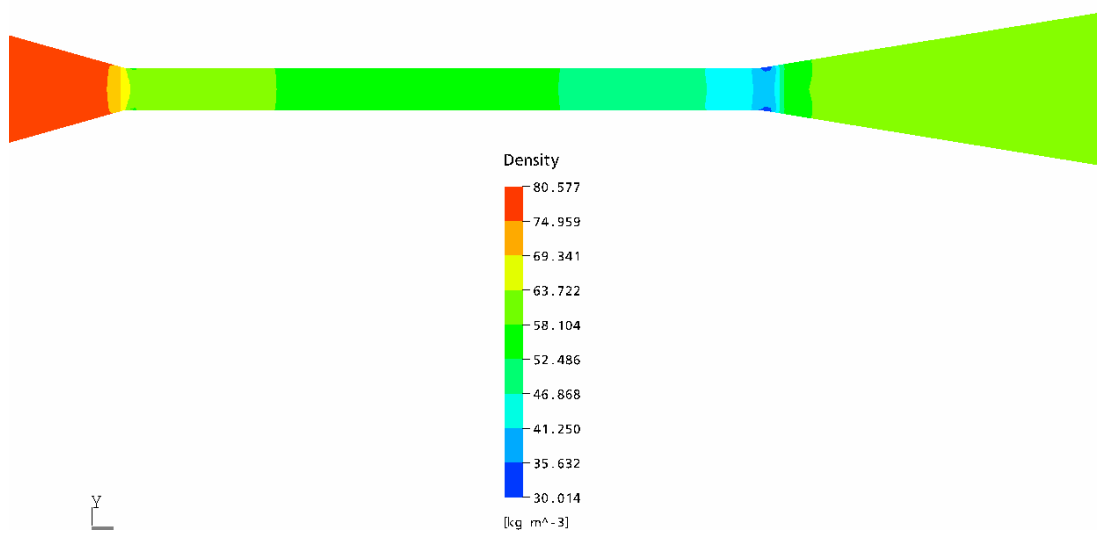


Figura 4.44. Variación de la densidad en la sección de área constante del reductor unidireccional representada por contornos

IV.3.7 Variación de la temperatura

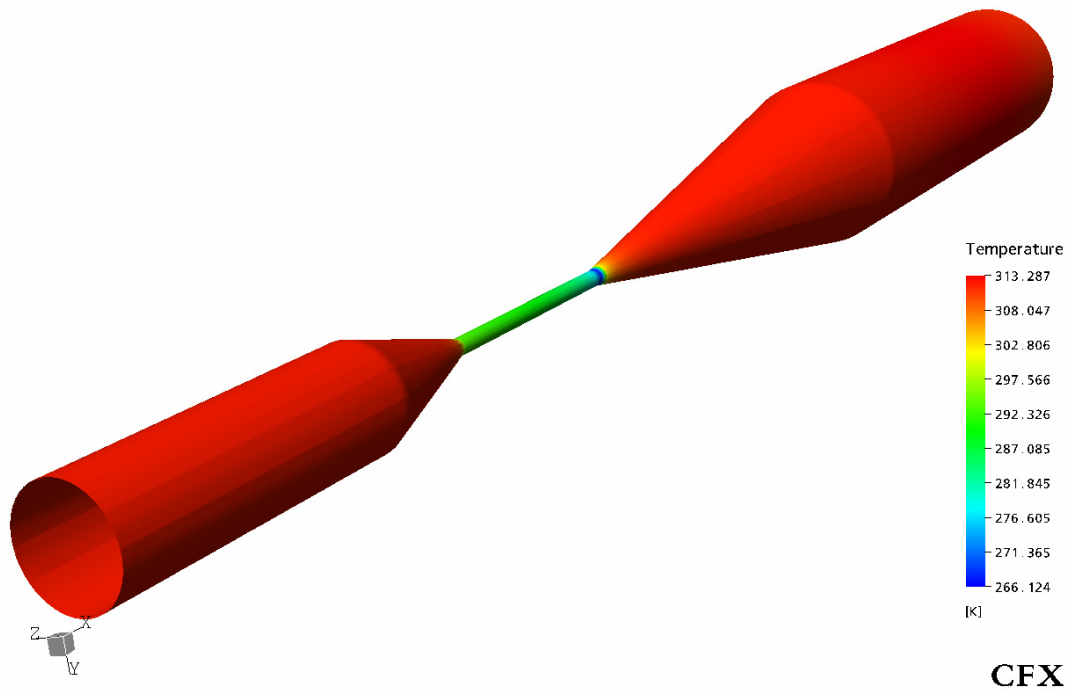


Figura 4.45. Variación de la temperatura en el reductor unidireccional representada por gráfico de superficie

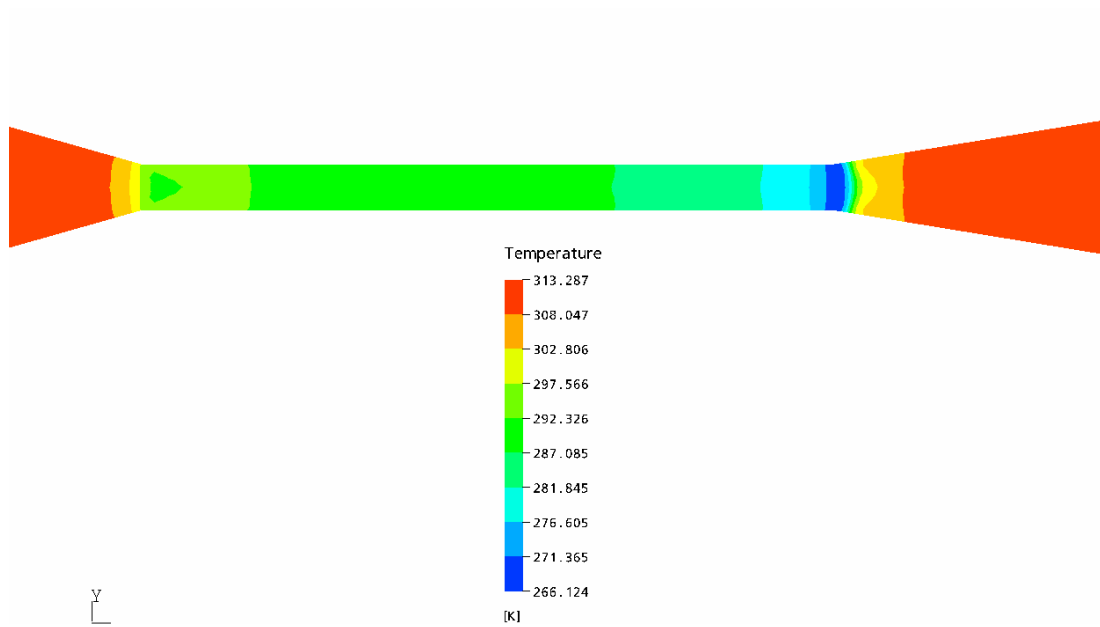


Figura 4.46. Variación de la temperatura en la sección de área constante del reductor unidireccional representada por contornos

IV.3.8 Análisis de los resultados del reductor unidireccional

Esta nueva geometría presenta grandes ventajas en comparación a las otras dos estudiadas anteriormente. En primer lugar, el fluido no debe realizar el cambio de dirección para entrar en la región de menor diámetro. Ahora lo hace de forma gradual y mucho mejor canalizado. Ya no existen las zonas de recirculación y de baja velocidad que aparecían en los dos reductores anteriores. Puede decirse entonces que se está minimizando la principal causa de daño por erosión en la entrada del reductor. Nótese que en esta región de entrada a la sección de menor diámetro, la velocidad del flujo también incrementó considerablemente en comparación con el reductor tradicional.

En la zona de diámetro constante se observa como aumenta la velocidad progresivamente hasta llegar a la salida donde aumenta en forma violenta, alcanzado incluso la velocidad local del sonido ($M = 1$), es decir existe la presencia de flujo transónico.

A la salida de la región de menor área el gas vuelve de nuevo a la condición subsónica, disminuye su velocidad y recupera presión, temperatura y estabiliza su densidad.

El flujo másico en este reductor se vio afectado por la condición de flujo transónico, es decir, el caudal máximo alcanzó un valor máximo (estrangulamiento) en la salida de la sección de diámetro constante. Dicho valor es también superior al obtenido en los dos reductores anteriores y se muestra en la tabla 4.1.

IV.4 Cálculo del caudal volumétrico y caudal másico por medio de las ecuaciones tradicionales

Relación de presión crítica para el metano

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_c = \left(\frac{2}{1.3+1}\right)^{1.3/(1.3-1)}$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_c = 0.5457$$

Relación de presión del choque reductor

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \frac{1614.7 \text{ psia}}{1279.7 \text{ psia}} = 0.7925$$

Por lo tanto se utiliza esta misma relación para el cálculo del caudal volumétrico.

Tomando además:

$$D_{64} = 32 \text{ pul} \text{ (el diámetro del reductor es } \frac{32}{64} \text{ pulg)}$$

$$P_{CE} = 14.7 \text{ psi} = 101325 \text{ N/m}^2$$

$$T_1 = 312K$$

$$q_g = 3.505(32)^2 \left(\frac{1614.7}{14.7} \right)^{0.75} \sqrt{\left(\frac{1}{1.3 \times 561.6} \right) \left(\frac{1.3}{1.3 - 1} \right) \left[\left(\frac{1279.7}{1614.7} \right)^{1.3} - \left(\frac{1279.7}{1614.7} \right)^{\frac{(1.3+1)}{1.3}} \right]}$$

$$q_g = 6664.077 \text{ MPCD} = 6664077 \text{ PCD} = 2.184 \text{ m}^3/\text{s}$$

El flujo másico se puede calcular utilizando la fórmula:

$$\dot{m} = Q_{CE} \rho_{CE}$$

$$\dot{m} = 2.184 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 0.6788 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m} = 1.482 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La tabla 4.1 muestra los flujos másicos y flujos volumétricos a CE de las simulaciones de los tres reductores, los flujos calculados y los medidos en campo.

Tabla 4.1. Comparación entre los diferentes caudales másicos volumétricos

	Real	Ecuaciones	Reductor Tradicional	Reductor Tradicional modificado	Reductor Unidireccional
Flujo Volumétrico a CE [pie³/kg]	8000000	6664077	6400703.77	8765030.52	9762895.53
Flujo Másico [kg/s]	1.778	1.482	1.424	1.95	2.172
Variación respecto al flujo real [%]	---	-16.69	-19.99	9.56	22.03

En primer lugar se observa que el flujo volumétrico calculado en el proceso de resolución numérica del reductor tradicional es inferior al real. Sin embargo hay que recordar que la incertidumbre de la medición de campo es también elevada (+/- 25%) y el caudal volumétrico hallado esta dentro del rango de incertidumbre, ya que el error relativo es de -19.9%. por otro lado el caudal volumétrico calculado por la ecuación (1.28) esta bastante cercano al valor obtenido de la simulación del choque tradicional. El error relativo del modelo del reductor tradicional en comparación con el calculado en la ecuación (1.28) es de -3,95%, lo cual es bastante aceptable. Puede decirse entonces la simulación del modelo del reductor tradicional esta validada por mediciones de campo y por ecuaciones prácticas utilizadas para predecir este tipo de flujo.

Los flujos másicos y volumétricos de los reductores tradicional modificado y unidireccional aumentaron considerablemente en comparación con el reductor tradicional. Esto se debe a que el flujo esta mejor canalizado y encuentra menos restricciones que impidan su paso dentro del reductor (disminuyen las pérdidas). Este aumento de caudal esta estrechamente relacionado con el crecimiento de la velocidad en estos reductores, la cual alcanzó valores sónicos en el caso del unidireccional, es decir, la condición de estrangulamiento del flujo másico. Se necesitaría entonces reductores de menor diámetro (en el caso de los reductores modificado y unidireccional) para disminuir el flujo másico y volumétrico y así obtener el mismo caudal. Aún queda por validar estos resultados con modelos experimentales.

CONCLUSIONES

- ✓ La distribución adecuada de los elementos de volumen de la malla final en el reductor tradicional permitió obtener un nivel de precisión y de representación de las variables calculadas tan bueno como el de un mallado con un número de elementos volumétricos seis (6) veces mayor (1858409 elementos). Quiere decir que refinando progresivamente la malla en las zonas de altos gradientes de velocidad, presión y temperatura (estrangulador), y manteniendo un tamaño de elemento relativamente constante en las regiones donde los gradientes son inferiores, se puede obtener una discretización óptima que genere resultados confiables y en un tiempo de hasta cinco (5) veces inferior (497948 elementos) que el obtenido al utilizar una malla muy fina en el reductor de presión tradicional.
- ✓ Las representaciones de las variables fluidodinámicas y propiedades del fluido a través de una región de interés, en este caso el sistema reductor de presión tradicional, facilitan enormemente el proceso de optimización del diseño de los reductores de presión. Los planos de corte que muestran los vectores de velocidad y las líneas de corriente dentro del dominio del fluido, permiten observar las regiones propensas a daños, como por ejemplo el generado en las paredes internas debido al efecto de erosión. La simulación numérica del reductor tradicional proporcionó información que permite inferir que la región donde cambia de dirección el flujo que viene del cabezal del pozo (entrada al estrangulador) y la zona de expansión después del estrangulador son las regiones que tienen mayor probabilidad de daño, debido a la manera como los vectores de velocidad apuntan hacia las paredes de estas zonas.

- ✓ El modelo de turbulencia de Cero Ecuación permitió obtener resultados confiables debido a que se logró una convergencia de la simulación con un error de $1E-6$ para todas ecuaciones.

- ✓ El reductor de presión modificado, generado a partir de los resultados del reductor tradicional, canaliza mejor el flujo de gas metano dentro del sistema, especialmente después de la sección del choque reductor donde las zonas de recirculación del flujo y de posible impacto de partículas prácticamente desaparecen. Además este modelo favorece el aumento del caudal másico y volumétrico a través del mismo, lo cual es beneficioso si se analiza desde el punto de vista de la productividad del yacimiento petrolero, es decir se produce más flujo a las mismas condiciones de presión y temperatura corriente arriba y corriente abajo del reductor.

- ✓ El reductor unidireccional mejora aún más el paso del flujo y también elimina los vórtices que se formaban en la zona previa a la sección de menor diámetro. Además incrementa considerablemente el caudal másico y volumétrico de gas. Cabe destacar que aparte de las mejoras en la producción que puede generar este modelo, el reductor unidireccional es ideal para ser ubicado después del codo de 90° que formaba la caja de del reductor tradicional, minimizando así los daños por erosión debidos al cambio brusco de dirección del flujo y facilitando enormemente la implementación de equipos y sistemas de medición que permitan controlar en tiempo real los parámetros característicos del pozo (presión, caudal, relación gas petróleo, entre otros). Otra ventaja que proporciona el reductor unidireccional es que su geometría es relativamente fácil de generar utilizando sistemas mecánicos que permitan regular su sección transversal, con miras a la obtención un reductor de presión inteligente.

- ✓ La simulación numérica aplicada a los reductores de presión de pozos petroleros (ene este caso productores de gas) es una herramienta eficiente que permite predecir, entre otras cosas, el flujo másico y volumétrico con un grado de exactitud elevado, es decir se ubica dentro del margen de error de medición en campo (+/- 25%).

RECOMENDACIONES

- Evaluar y comparar otros modelos de turbulencia que muestren detalles adicionales de las zonas problemáticas y propensas al desgaste.
- Usar modelos multifásicos con la proporción adecuada de los componentes del fluido con un debido análisis de los cambios de fases. En el caso de involucrar análisis de sólidos utilizar modelos que involucren trayectorias de partículas.
- Estudiar varios patrones de flujo variando el número de Reynolds y el diámetro del reductor fijo para obtener información más generalizada del comportamiento fluidodinámico dentro del reductor.
- Realizar experimentos de laboratorio que validen los resultados de las simulaciones.

BIBLIOGRAFÍA

Amdal J. y Danielsen H. *Handbook of multiphase metering*. The Norwegian Society for Oil and Gas Measurement.

Alimonti C. y Basso A. (2001). *Is it really possible to use a choke valve as multiphase flow meter ? The CVAF from laboratory to the field*. BHR Group.Roma.

Brill J. y Dale H. (1988) *Two-Phase Flow in Pipes*. Sixth Edition. Tulsa University.

CFX-5 Help. (2001) AEA Technology. E.U.A.

Crane. (1989) *Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías*, McGraw-Hill. México.

Economides M. y Daniel A. (1994) *Petroleum Production Systems*. Prentice Hall Petroleum Engineering Series. New Jersey.

Forder A. y Thew M. *A numerical Investigation of particle erosion experience within oilfield control valves*. Wear 216 (1998), 184-193.

Fortunati F. *Two Phase Flow Through Wellhead Chokes*. American Institute of Mining, Metallurgical and Petroleum Engineers, Inc. SPE 3742 (1972). Tehran.

Hughes W. y Brighton J. (1970). *Teoría y Problemas de Dinámica de los Fluidos*. McGraw-Hill. Colombia.

Hughes W. y Gaylord E. *Basic Equation of Engineering Science*. New York.

Mayol N. (2003). *Fallas en componentes (Copa – Bajante - Codo) de los pozos en la unidad de explotación Pirital – El Tejero PDVSA Oriente*. UNEXPO Vice Rectorado Puerto Ordaz.

Morris S. *Choke pressure in pipeline restrictions*. Journal of Hazardous Materials 50 (1996), 65-69.

Nokleberg L. y Sontvedt T. *Erosion of oil&gas industry choke valves using computational fluids dynamics and experiment*. Elsevier. International Journal of Heat and Fluid Flow 19 (1998), 636-643.

Omaña R. y Houssire C. *Multiphase Flow Through Chokes*. American Institute of Mining, Metallurgical and Petroleum Engineers, Inc. SPE 2682 (1969). Dallas.

Potter M. y Wiggert D. (1998). *Mecánica de Fluidos*. Segunda Edición. Prentice Hall. México

Rotty R. (1968) *Introducción a la dinámica de gases*. Herrero Hermanos Sucesores, S.A. México.

Roca Vila R. (1998). *Introducción a la Mecánica de los Fluidos*. Limusa Noriega Editores. México.

Roca Vila R. (1979) *Lecciones sobre la dinámica de los fluidos*. Facultad de Ingeniería U.C.V., Ediciones de la Comisión de Estudios para Graduados.

Saad M. (1993). *Compresible Fluid Flow*. Segunda Edición. Prentice Hall. New Jersey.

Sachdeva R. y Schmid Z. *Two Phase Flow Through Chokes*. 61st Annual Technical Conference and Exhibition of Society of Petroleum Engineers. SPE 15657 (1986). New Orleans.

Streeter V. y Benjamín E. (1981). *Mecánica de los Fluidos*. Sexta Edición. McGraw Hill. Cali Colombia.

Velásquez J. *Flujo Multifásico en Tuberías*. Centro Internacional de Educación y Desarrollo, PDVSA. TecnoPetrol de Venezuela S.A

White F. (1991). *Viscous Fluid Flow*. Segunda Edición. McGraw Hill.

Wylen G. y Sontag R. (1997). *Fundamentos de Termodinámica*. Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Michigan. Limusa Noriega Editores.

Zambrano A. *Fundamentos Básicos de Pozos Conscientes*. PDVSA, Gerencia Técnica de Producción, Gerencia de Optimización de Producción, Comunidad del Conocimiento de Productividad