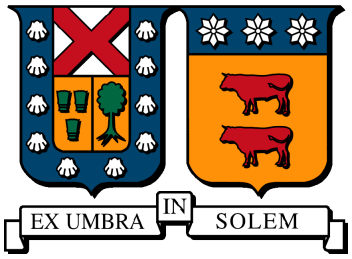
UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO-CHILE



MODELACIÓN FLUIDO DINÁMICA DE REDUCTOR DE PRESIÓN MULTI-ETAPA

PABLO SÁNCHEZ MALDONADO

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA : DR. ING. OLIVIER SKURTYS
PROFESOR CORREFERENTE : DR. ING. JORGE IPINZA

JUNIO 2017

Agradecimientos

En primer lugar quisiera agradecer a toda mi familia en general y especialmente a Natalia quien han sido mi principal apoyo durante todos estos años de Universidad y sobre todo en este último año que dediqué mi tiempo a realizar este trabajo.
Agradecer a mi padre quien ha sido el que me ha inculcado el valor del saber y los estudios, a mi madre quien siempre me ha motivado y ayudado ha seguir en este camino. También quisiera agradecer a mis profesores del Colegio y Universidad, a mi profesor guía y a Maximiliano que han tenido siempre la disposición de ayudarme. Y por último, a Nicolás y Manuel quiénes han estado conmigo en este desafío, a los amigos del Colegio y Universidad que me han acompañado siempre y han hecho posible todos estos años universitarios donde he crecido como persona.

Resumen

PALABRAS CLAVE: *Simulación numérica, ANSYS Fluent, SST $k-\omega$, flujo turbulento, reductor de presión multi-etapas, industria minera del cobre, agua, orificios de restricción, cámara de disipación.*

En la industria minera del cobre, actualmente se transporta agua desalinizada mediante osmosis inversa, lo cual es un proceso costoso, además el traslado del agua se realiza desde el litoral hacia grandes alturas y distancias, esto conlleva a que elevadas presiones estén presentes en las líneas de transporte. Es por esto último, que se debe utilizar un *reductor de presión multi-etapas*, que frente a alguna emergencia donde se requiera descargar el agua antes de llegar a su destino, esta descarga se realice a bajas presiones en piscinas de emergencia, siendo el agua almacenada a presión atmosférica en distintos puntos del recorrido.

El problema reside en que es necesario fabricar reductores menos costosos para la industria, por lo que se necesita reducir el tamaño de estos, disminuyendo de esta manera los costos de fabricación y montaje, haciendo al reductor más eficiente. La reducción de costos es de gran importancia, debido a que en la actualidad es uno de los principales problemas en la industria de la minería chilena del cobre.

Es por esta razón que ya se han comenzado a importar e implementar nuevos sistemas que permiten reducir la presión de manera más eficientes. La información para fabricar estos reductores no es facilitada por las empresas fabricantes, es por este motivo que se requiere de este trabajo para conocer como se deben fabricar los reductores para que el proceso de reducción de presión en la descarga de agua sea menos costoso y eficiente.

El presente trabajo aborda el problema mediante el estudio de simulaciones numérica en ANSYS Fluent, utilizando el modelo de turbulencia $SSTk-\omega$. Se estudia la caída de presión del agua y el comportamiento del fluido bajo régimen turbulento al pasar por

un sistema reductor de presión, acotado a solamente dos placas o una cámara de disipación, utilizando diferentes configuraciones para el dominio del reductor con el fin de encontrar diseños que mejoren la eficiencia de este. Las mejoras que se quieren lograr son: reducir la distancia entre las placas del reductor y encontrar una configuración en la excentricidad de los orificios de restricción de las placas, que logren optimizar la caída de presión que otorga el reductor.

Finalmente, se presentan los resultados para el análisis de la caída de presión del reductor separados en resultados cuantitativos y cualitativos, además se estudia la convergencia que se obtuvo para cada caso. Los resultados obtenidos están dentro de lo esperado, se logró encontrar una distancia óptima entre las placas, además se observó que al utilizar mayores distancias la caída de presión no era significativa. También se encontró una configuración óptima para la excentricidad de los agujeros, para la cual se obtuvieron resultados que mostraban una mayor caída de presión respecto de otras configuraciones simuladas. Por lo que se logra proponer una configuración ideal para las condiciones dadas del reductor de presión, además se proponen trabajos futuros a realizar para continuar con la mejora del sistema de drenaje del agua.

Abstract

KEYWORDS: *Numerical simulation, ANSYS Fluent, SST* $k-$ $omega$*, turbulent flow, multi-step pressure reducer, copper mining industry, water, restriction holes, dissipation chamber*.

In the copper mining industry, desalinated water by reverse osmosis is currently being transported, which is a costly process, in addition the water transfer is carried out from the coast to great heights and distances, this means that high pressures are present in the conveying lines. It is for this reason that a multi-stage pressure reducer must be used, that in case of an emergency where it is necessary to discharge the water before arriving at its destination, this discharge is carried out at low pressures in emergency pools, with the water being stored at atmospheric pressure at different points along the way.

The problem is that it is necessary to manufacture less costly reducers for the industry, so it is necessary to reduce the size of these reducers, thus reducing manufacturing and assembly costs, making the reducer more efficient. The reduction of costs is of great importance, because at present it is one of the main problems in the Chilean copper mining industry.

It is for this reason that new systems have begun to be imported and implemented which allow to reduce the pressure more efficiently. The information to manufacture these reducers is not facilitated by the manufacturing companies, it is for this reason that this work is required to know how the reducers must be designed to make the process of reduction of pressure in the discharge of water less costly and more efficient.

The present work addresses the problem through the study of numerical simulations in ANSYS Fluent using the $SSTk-omega$ turbulence model. The water pressure drop and the behavior of the fluid under turbulent regime when passing through a pressure reducing system is studied and limited to only two plates or a dissipation chamber,

using different configurations for the domain of the reducer in order to find designs that improve the efficiency of this. This work is intended to achieve improvements in the order of reducing the distance between the reducer plates and finding a configuration in the eccentricity of the restriction holes of the plates, which optimize the pressure drop given by the reducer.

Finally, the results are presented for the analysis of the pressure drop of the reducer in quantitative and qualitative results, in addition the convergence obtained for each case is studied. The obtained results are within the expected, it was possible to find an optimal distance between the plates, in addition it was observed that when using greater distances the pressure drop was not significant. An optimum configuration for the eccentricity of the holes was also found, for which results were obtained showing a higher pressure drop with respect to other simulated configurations. Therefore it is possible to propose an ideal configuration for the given conditions of the pressure reducer, in addition proposed future work to be done to continue with the improvement of the water drainage system.

Índice general

Agradecimientos I
Resumen II
Abstract IV

Descripción de problema 1

Objetivos 5

1. Marco Teórico 6
   1.1. Definiciones importantes para flujos y fluidos 6
   1.2. Ecuaciones de Navier-Stokes 8
      1.2.1. Ecuación de continuidad 8
      1.2.2. Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento 8
      1.2.3. Fuerzas ejercidas sobre el elemento de fluido 9
   1.3. Turbulencia 11
      1.3.1. Características de la turbulencia 12
      1.3.2. Turbulencia en tuberías 15
      1.3.3. Modelo de Navier-Stokes, Reynolds-Promediado (RANS) . . . 20
      1.3.4. Ecuaciones Reynolds-promediado 21
      1.3.5. Hipótesis de viscosidad turbulenta 22
      1.3.6. Modelo de dos ecuaciones 23
   1.4. Mallado 25
      1.4.1. Calidad de la malla 26

2. Dinámica de Fluidos Computacional 29
   2.1. Ecuación General de Transporte 29
      2.1.1. Solución sistema lineal 31
   2.2. Discretización 32

2.2.1. Discretización espacial 32
2.2.2. Evaluación de gradientes y limitadores 33
2.3. Solver: Basado en presión 36
2.3.1. Algoritmo segregado 37
2.3.2. Discretización ecuación de momento 38
2.3.3. Discretización ecuación de continuidad 40
2.3.4. Acoplamiento Presión-velocidad 40
2.3.5. Método Multigrid 43
2.3.6. Inicialización híbrida 48

3. Metodología 51
3.1. Programas utilizados 52
3.1.1. ANSYS Fluent 52
3.1.2. ANSYS DesignModeler 54
3.1.3. ANSYS ICEM CFD 55
3.2. Dominio del fluido 56
3.2.1. Dominio precursor 56
3.2.2. Dominio principal 57
3.2.3. Dominios secundarios 59
3.3. Condiciones del problema 61
3.4. Modelación precursora 61
3.4.1. Mallado modelación precursora 62
3.4.2. Condiciones de frontera 63
3.4.3. Resultados modelación precursora 65
3.5. Metología del Mallado 68
3.5.1. Mallado del dominio principal 69
3.5.2. Validación de la malla 70
3.5.3. Mallado para dominios con variación del largo de la cámara de disipación 70
3.5.4. Mallado para dominios con variación en la posición de los orificios de restricción 72
3.6. Configuración del problema 72
3.6.1. Configuración métodos de discretización y solver 72
3.6.2. Condiciones de frontera 73

4. Resultados 76
4.1. Validación de resultados 76
4.1.1. Ley de potencia 77
4.1.2. Valores de y^+ en la pared del dominio 79
4.2. Estudio cualitativo 84
4.2.1. Configuraciones con variación del largo en cámara de disipación 84
4.2.2. Configuraciones con variación en los agujeros de restricción . . 96
4.3. Estudio cuantitativo 110
4.3.1. Monitoreo resultados 110
4.3.2. Para variación del largo en cámara de disipación 110
4.3.3. Para variación en excentricidad de los agujeros de restricción . . 113

5. Conclusiones 116

A. Marco teórico 121
A.1. Definiciones importantes para flujos y fluidos 121
A.2. Mallado 124
A.2.1. Consideraciones necesarias para el mallado 124
A.2.2. Topología de las celdas 126
A.2.3. Malla estructurada 127
A.2.4. Cuadrículas cartesianas 128
A.2.5. Cuadrículas cartesianas no uniformes 128
A.2.6. Cuadrícula estructurada cuerpo-ajustada 130
A.2.7. Cuadrículas multi-bloque 130
A.2.8. Malla no estructurada 131

B. Modelación precursora 133
B.1. Resultados 133

C. Malla modelación principal 140

D. Resultados modelación principal 145

E. Malla modelaciones secundarias 156

F. Resultados modelaciones secundarias 171

G. Configuración de las modelaciones 186
G.1. Configuración ICEM CFD 186
G.2. Configuración Fluent 187

Índice de figuras

1. Esquema de la línea de drenaje. 3

2. Esquema de un sistema reductor de presión *multi-etapas* de varios orificios concéntricos y excéntricos, el diámetro del sistema con forma de tubería es de 0,32064 [m]. 3

3. Esquema de una placas de orificio concéntrico, utilizadas en los sistemas reductores de presión. 4

1.1. Estela turbulenta muy por detrás de un proyectil. Una bala fue disparada través de la atmósfera a una velocidad supersónica. Esta corta duración de sombras muestra la extraordinaria nitidez del contorno irregular entre la estela altamente turbulenta producida por la bala y el aire casi en estado de reposo en movimiento irrotacional exterior [4]. 11

1.2. Representación esquemática de la energía de las fluctuaciones sobre la escala de longitud en un flujo turbulento. L es el tamaño típico de las fluctuaciones más grandes. η es la escala de Kolmogorov, del tamaño típico de las fluctuaciones más pequeñas. Similarmente T provee una medida de la duración temporal sobre la cual las velocidades se mantienen correlacionadas (la duración de las vueltas de los torbellinos). Mientras que τ, es el tiempo típico de la duración temporal de las fluctuaciones más pequeñas. 14

1.3. Típico torbellino o vortice en una capa límite turbulenta. La niebla de aceite está iluminada por una lámina de luz láser para mostrar los dos tercios inferiores de una capa límite turbulenta en vista lateral. *Fotografía por R. E. Falco* [4]. 15

1.4. Las láminas de humo muestran un flujo laminar que pasa a través de una placa uniforme de $\frac{1}{16}$ pulgadas con perforaciones cuadradas de $\frac{3}{4}$ pulgadas. El número de Reynolds es 1500 basado en el tamaño de malla de 1 pulgada. La inestabilidad de las capas de cizallamiento conduce a un flujo turbulento aguas abajo. *Fotografía por Thomas Corke y Hassan Nagib* [4]. 15
1.5. Desarrollo de la capa límite en una tubería [17]. 17
1.6. Perfil de velocidad de un flujo turbulento dentro de una tubería [17]. . . 18
1.7. Datos experimentales para la Ley de la pared y Ley logarítmica para flujo turbulento totalmente desarrollado en un tubería [17]. 20
1.8. Vectores utilizados para el cálculo de la calidad ortogonal [11]. 27
1.9. Relación de aspecto para un cubo [11]. 28

2.1. Volumen de control utilizado para ilustrar la discretización de la ecuación de trasporte [10]. 31
2.2. Evaluación centroide celda [10]. 34
2.3. Algoritmo segregado basado en la presión, estos pasos se repiten hasta conseguir la convergencia [10]. 38
2.4. Ciclo V método *Multigrid* [10]. 46

3.1. Arquitectura ANSYS Fluent en serie [9]. 53
3.2. Arquitectura ANSYS Fluent en paralelo [9]. 54
3.3. Dominio de la modelación precursora. 57
3.4. Dominio principal de la configuración con una sola etapa. 57
3.5. Dominio principal de la configuración en vista lateral. 58
3.6. Dominio principal de la configuración en vista frontal. 59
3.7. Configuración de dominio principal o $N_{conf} = 1$. 60
3.8. Configuraciones excéntricas 3.8a y 3.8b, $N_{conf} = 2$ y $N_{conf} = 3$ respectivamente. En 3.8a el segundo orificio de restricción tiene una excentricidad de $e = 80,16[mm]$ y en 3.8b de $e = 94,68[mm]$. 61
3.9. Configuraciones excéntricas 3.9a, $N_{conf} = 4$, de dos orificios excéntricos en la tubería en $e = 94,68[mm]$ y excéntricos entre si, separados por una distancia de $131,28[mm]$. Mientras que en la configuración 3.9b,$N_{conf} = 5$ se tienen dos orificios excéntricos en $e = 94,68[mm]$ y concéntricos entre si. 61

3.10. Mallado para el dominio de la modelación precursora, arriba se puede ver una vista frontal del mallado, mientras que la imagen de abajo es una vista aérea acercada del mismo, la malla tiene un total de 768.000 nodos. 64
3.11. Fronteras del dominio precursor, la zona iluminada en la imagen de arriba muestra la zona de la pared, la imagen de la izquierda muestra la entrada, y a la derecha la salida del fluido. 65
3.12. Perfil de velocidad estándar de Fluent, para condición de contorno de velocidad en la entrada. 66
3.13. Perfil de velocidad obtenido a la salida de la segunda modelación. . . . 67
3.14. Muestra el valor que tiene y^+ en la pared a lo largo de la tubería de 20[m], para la segunda modelación precursora. 68
3.15. Vista ampliada de la malla en corte en el eje ZY, para el dominio principal con 791.913 nodos 69
3.16. Presión estática promedio ponderada en la entrada en función del número de nodos de la malla. 71
3.17. Muestra los Controles Generales de Fluent. 73
3.18. Fronteras de la configuración principal, la zona iluminada en la imagen de arriba muestra la zona de la pared, la imagen del centro muestra la entrada, y abajo la salida del fluido. 74

4.1. Perfiles de ley de potencia para flujos turbulentos, desarrollado en un tubería. 77
4.2. Perfiles de ley de potencia para flujos turbulentos. En rojo, el perfil de velocidad obtenido para el flujo desarrollado a $1[m]$ de la entrada de la tubería para el dominio donde se tiene una cámara de disipación de largo $5{,}5d$. 78
4.3. Valores de y^+ a lo largo de la pared de la tubería de todo el dominio, incluyendo la tubería de la cámara de disipación para la configuración principal. 80
4.4. Valores de y^+ a lo largo de la pared horizontal de la primera y segunda respectivamente, placa para la configuración principal. 82
4.5. Valores de y^+ a lo largo de la pared vertical tanto de la primera placa como de la segunda para la configuración principal. 83

4.6. Campos de velocidad promedio para diferentes configuraciones donde se varió el largo de la cámara de disipación. 85
4.7. Campos de velocidad promedio para diferentes configuraciones donde se varió el largo de la cámara de disipación. 86
4.8. Espectro del campo de velocidad para configuraciones donde se varía el largo en la cámara de disipación. 87
4.9. Campos de presión promedio para la diferentes configuraciones donde se varió el largo de la cámara de disipación. 88
4.10. Campos de presión promedio para la diferentes configuraciones donde se varió el largo de la cámara de disipación. 89
4.11. Espectro del campo de presión para configuraciones donde se varía el largo en la cámara de disipación. 90
4.12. Zonas de recirculación presentes en los dominios, para representar la ubicación de estas zonas, se tomó en cuenta el dominio principal con largo de la cámara de disipación de 1.016 [m]. 91
4.13. Líneas de corriente que comienzan desde el dominio en general para la configuración principal. 92
4.14. Líneas de corriente que comienzan desde la entrada para la configuración principal. 92
4.15. Perfiles de velocidad en y a una distancia de 0.1 [m] antes de la segunda placa, para las configuraciones más relevantes. 93
4.16. Campo de intensidad turbulenta para la configuración principal del dominio. 94
4.17. Campo de energía cinética turbulenta para la configuración principal del dominio. 95
4.18. Campos de velocidad promedio para configuraciones $N_{conf} = 1$ y $N_{conf} = 2$. 96
4.19. Campos de velocidades promedio para las configuraciones $N_{conf} = 3$ y $N_{conf} = 4$. 97
4.20. Campo de velocidad promedio para la configuración $N_{conf} = 5$. 98
4.21. Espectro del campo de velocidad para configuraciones donde se varía la excentricidad de los agujeros de restricción. 98
4.22. Campos de presión promedio para la configuraciones $N_{conf} = 1$ y $N_{conf} = 2$. 100

4.23. Campos de presión promedio para las configuraciones $N_{conf} = 3$ y $N_{conf} = 4$. 101
4.24. Campo de presión promedio para la configuración $N_{conf} = 5$ 102
4.25. Espectro del campo de presión para configuraciones donde se varía la excentricidad de los agujeros de restricción. 102
4.26. Líneas de corriente para la configuración $N_{conf} = 2$. 103
4.27. Líneas de corriente para la configuración $N_{conf} = 3$. 104
4.28. Líneas de corriente para la configuración $N_{conf} = 4$. 104
4.29. Líneas de corriente para la configuración $N_{conf} = 5$. 105
4.30. Energía cinética turbulenta para las configuraciones $N_{conf} = 1$ y $N_{conf} = 2$. 107
4.31. Energía cinética turbulenta para las configuraciones $N_{conf} = 3$ y $N_{conf} = 4$. 108
4.32. Espectro del campo de energía cinética turbulenta. 109
4.33. Gradiente de presión según largo de la cámara de disipación. 112
4.34. Cambio porcentual del gradiente de presión según largo de la cámara de disipación. 112

A.1. Comportamiento reológico de distintos tipos de fluidos. 122
A.2. Flujo de una corriente de fluido, originalmente uniforme, sobre una placa plana y las regiones de flujo viscoso (próximas a la placa) y de flujo no viscoso (lejos de la placa), la figura muestra una vista lateral de una capa límite turbulenta, que se desarrolla naturalmente en una placa plana de 3,3 m de largo suspendidas en un túnel de viento. Las líneas de corriente de las láminas de humo cerca del borde de ataque agudo son iluminados por una división vertical de la luz. El número de Reynolds es 3500. *Fotografía por Thomas Corke, Y. Guezennec, y Hassan Nagib* [4]. 123
A.3. La figura muestra un caso para cuadrículas irregulares y geometría compleja a) Una geometría no rectangular aproximada pobremente por una cuadrícula cartesiana regular b) La misma geometría aproximada por una frontera ajustada a cuadrículas estructuradas curvilíneas c) La misma geometría aproximada por un ajuste de frontera de cuadrículas no estructurada [15]. 125

A.4. La figura muestra un caso para cuadrículas irregulares y fuerte variabilidad de gradientes de solución a) Problema de gradiente de velocidad cerca de la pared aproximado pobremente sobre una cuadrícula uniforme b) Lo mismo pero aproximado sobre un estiramiento de la cuadrícula adaptada a la solución c) Malla refinada en el área de el fuerte gradiente de velocidad [15]. 126
A.5. Las formas típicas de las cuadrículas no estructuradas. (a) y (b), cuadrilátero y celdas triangulares utilizados en las redes de 2D (no es el caso en estudio); (c) y (f), hexaedros, tetraedros, prismas (cuñas), y las pirámides utilizados en las redes de 3D [15]. 126
A.6. Malla cuerpo ajustada curvilinea estructurada del tipo-H [8]. 128
A.7. Cuadrícula cartesiana con tamaños de celdas no uniformes para una cavidad rectangular [8]. 129
A.8. Árbol-cuádruple, con nodos colgantes, alrededor de un perfil alar con aproximación límite escalera [8]. 129
A.9. Representación de cuadrículas estructuradas multi-bloque, en un canal conectando dos ductos circulares [8]. 130
A.10. Ejemplo de una malla no estructurada de cuadrículas triangulares [8]. . 132
A.11. Ejemplo de una malla no estructurada de cuadrículas tetraédricas para la simulación de un chapado electroquímico de un sistema de ruedas de cromo decorativo [8]. 132

B.1. Valores residuales de los parámetros principales, mientras que la figura de abajo muestra la convergencia del campo de velocidad en la primera modelación precursora. 134
B.2. Valores residuales de los parámetros principales, mientras que la figura de abajo muestra la convergencia del campo de velocidad en la segunda modelación precursora. 135
B.3. Resultado del campo de velocidad en la tubería, mientras que la figura de abajo muestra el campo de la viscosidad turbulenta, que permite ver el desarrollo de la capa límite, para la primera modelación precursora. . 136
B.4. Resultado del campo de velocidad en la tubería, mientras que la figura de abajo muestra el campo de la viscosidad turbulenta, que permite ver el desarrollo de la capa límite, para la segunda modelación precursora. . 137

B.5. Perfil de velocidad obtenido a la salida de la primera modelación, importado como perfil de entrada en la segunda modelación. 138

B.6. Valores de y^+ en la pared a lo largo de la tubería de 20[m], para la primera modelación. 139

C.1. Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la figura del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que la figura de abajo es una vista de corte en el plano XY, para una malla de 302.081 nodos. . 141

C.2. Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que la imagen de abajo es una vista de corte en el plano XY, para una malla de 531.670 nodos. 142

C.3. Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que la imagen de abajo es una vista de corte en el plano XY, para una malla de 697.642 nodos. 143

C.4. Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que la imagen de abajo es una vista de corte en el plano XY, para una malla de 791.913 nodos. 144

D.1. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la malla de 302.081 nodos. 146

D.2. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la malla de 531.670 nodos. 147

D.3. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la malla de 697.642 nodos. 148

D.4. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la malla de 791.913 nodos. 149

D.5. Desarrollo de las líneas de corriente en el dominio, en vista lateral, mientras que la figura de abajo muestra para la misma vista, el desarrollo del campo de velocidad bajo todo el espectro de colores para una malla de 302.081. 150

D.6. Desarrollo de las líneas de corriente en el dominio, en vista lateral, mientras que la figura de abajo muestra para la misma vista, el desarrollo del campo de velocidad bajo todo el espectro de colores para una malla de 531.670. 151

D.7. Desarrollo de las líneas de corriente en el dominio, en vista lateral, mientras que la figura de abajo muestra para la misma vista, el desarrollo del campo de velocidad bajo todo el espectro de colores para una malla de 697.624. 152

D.8. Desarrollo de las líneas de corriente en el dominio, en vista lateral, mientras que la figura de abajo muestra para la misma vista, el desarrollo del campo de velocidad bajo todo el espectro de colores para una malla de 791.913. 153

D.9. Campo de presión para una malla de 302.081. 154

D.10. Campo de presión para una malla de 531.670. 154

D.11. Campo de presión para una malla de 697.624. 155

D.12. Campo de presión para una malla de 791.913. 155

E.1. Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la figura del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 403.089 nodos, para una distancia entre placas de 0d. 157

E.2. Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la figura del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 616.506 nodos, para una distancia entre placas de 2d. 158

E.3. Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la figura del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 648.551 nodos, para una distancia entre placas de 4d. 159

E.4. Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras qye abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 659.467 nodos, para una distancia entre placas de 5.5d. 160

E.5. Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 666.909 nodos, para una distancia entre placas de 7d. 161

E.6. Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 695.158 nodos, para una distancia entre placas de 8d. 162

E.7. Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 694.689 nodos, para una distancia entre placas de 9d. 163

E.8. Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 699.009 nodos, para una distancia entre placas de 10d. 164

E.9. Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 710.715 nodos, para una distancia entre placas de 11d. 165

E.10. Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 804.360 nodos, para una distancia entre placas de 12d. 166

E.11. Vista amplia del la malla con corte en el plano XZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 697.879 nodos, para la configuración N_{conf} = 2. 167

E.12. Vista amplia del la malla con corte en el plano XZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 778.766 nodos, para la configuración N_{conf} = 3. 168

E.13. Vista amplia del la malla con corte en el plano XZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 679.538 nodos, para la configuración N_{conf} = 4. 169

E.14. Vista amplia del la malla con corte en el plano XZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 732.996 nodos, para la configuración N_{conf} = 5. 170

F.1. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 0d. 172

F.2. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 2d. 173

F.3. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 4d. 174

F.4. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 5.5d. 175

F.5. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 7d. 176

F.6. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 8d. 177

F.7. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 9d. 178

F.8. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 10d. 179

F.9. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 11d. 180

F.10. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 12d. 181

F.11. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración $N_{conf} = 2$. 182

F.12. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración $N_{conf} = 3$. 183

F.13. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración $N_{conf} = 4$. 184
F.14. Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración $N_{conf} = 5$. 185

G.1. Principales *Controles globales de malla* de ICEM Fluent, utilizados para realizar el mallado de los dominios. 186
G.2. Controles de malla de ICEM Fluent, utilizados para definir el tamaño de las celdas en las superficies del dominio, donde se pueden ver las superficies: *inlet*, *outlet*, *wall1* y *wall2*, estas dos últimas representan la pared del dominio y la pared del agujero de la placa respectivamente. . . 187
G.3. *Control General* de Fluent, donde principalmente se define el tipo de Solver a utilizar (*Pressure-Based*) y si se trata de una modelación de flujo estacionario o transciente (*Steady*). 187
G.4. *Control Model* de Fluent, donde principalmente se define el modelo de turbulencia a utilizar (*SST k-*ω). 188
G.5. *Control Materials* de Fluent, donde principalmente se definen las características de los materiales sólidos y fluidos a utilizar (*water-liquid*), con las características de densidad y viscosidad que se muestran (*Density y Viscosity* respectivamente). 188
G.6. *Control Cell Zone Conditions* de Fluent, que principalmente es para seleccionar el material dentro de las celdas (*water-liquid).* 189
G.7. *Control Boundary Condition* de Fluent, define las condiciones de frontera, en este caso para la velocidad de entrada, la viscosidad turbulenta y el diámetro hidráulico (*X-Y-Z Velocity = plane-4 x-y-z-velocity, Turbulent Intensity = 2,7, Hydraulic Diameter = 0,32064.*, respectivamente). 189
G.8. *Control Boundary Condition* de Fluent, define las condiciones de frontera utilizada en la modelación precursora, en este caso para el flujo másico de entrada, la viscosidad turbulenta y el diámetro hidráulico (*Mass Flow Rate = 419, Turbulent Intensity = 2,7, Hydraulic Diameter = 0,32064.*, respectivamente). 190

G.9. *Control Boundary Condition* de Fluent, define las condiciones de frontera, en este caso para la presión manométrica de salida, la viscosidad turbulenta y el diámetro hidráulico (*Gauge Pressure = 3000000, Turbulent Intensity = 2,7, Hydraulic Diameter = 0,32064.*, respectivamente). 190
G.10. *Control Boundary Condition* de Fluent, define las condiciones de frontera, en este caso para la pared y sus parámetros de rugosidad (*no-slip, Roughness Height = 0, Roughness Constant = 0,5*, respectivamente). . . 191
G.11. *Control Reference Values* de Fluent, define los valores de parámetros importantes para el cálculo de la solución. 191
G.12. *Control Solution Methods* de Fluent, define los métodos de solución a utilizar, principalmente se muestra el método de acoplamiento Presión-Velocidad (*SIMPLE*) y los métodos de Discretización Espacial. 192
G.13. *Control Solution Controls* de Fluent, define los factores de relajación a utilizar para cada variable. 192
G.14. *Control Solution Controls* de Fluent, en su opción *Advanced*, define principalmente los parámetros de configuración del método *Multigrid*. . 193
G.15. *Control Monitors* de Fluent, muestra las superficies de moniterio utilizadas para la resolución del problema. 193
G.16. *Control Monitors* de Fluent, muestra los valores residuales utilizados para definir la convergencia de la solución para cada variable. 194
G.17. *Control Solution Initialization* de Fluent, muestra el tipo de inicialización que se le dará al problema (*Hybrid Initialization*), el método resuelve la ecuación de Laplace para determinar los campos de velocidad y presión principalmente, mientras que las demás variables se obtienen de los valores en el dominio 194

Índice de tablas

3.1. Medidas del dominio principal del reductor *multi-etapa* de una sola cámara de disipación cuyo largo es L_i, y donde L_e es el largo de la tubería de entrada, L_s el de la tubería de salida, y l_p el de la placa. Mientras que D es el diámetro principal de la tubería y d_p el del agujero de restricción. 58
3.2. Largo de la cámara de disipación para los diferentes dominios. 60
3.3. Configuración de operación del problema. 62
3.4. Relación que existe para un flujo turbulento en una tubería con pared suave, entre Re_d, que es el número de Reynolds para un flujo en una tubería circular, mientras que f es el factor de fricción (*friction factor* en inglés). 63
3.5. Número de nodos según el largo de la cámara de disipación. 71
3.6. Número de nodos según la posición de los orificios de las placas. 72

4.1. Convergencia de variables para configuraciones donde se varía el largo de la cámara de disipación. 111
4.2. Presión de entrada para cada uno de los dominios donde se varió el largo de la cámara de disipación. 111
4.3. Convergencia de variables para configuraciones donde se varía la excentricidad de los orificios de restricción. 114
4.4. Presión de entrada para las configuraciones donde se varió la excentricidad de los orificios de restricción. 114
4.5. Gradiente de presión para las configuraciones donde se varió la excentricidad de los orificios de restricción. 114

Descripción del problema

El transporte del agua desalinizada mediante osmosis inversa, para actividades mineras desde el litoral hacia grandes alturas y distancias, conlleva a que elevadas presiones estén presentes en las líneas de transporte. Es por este motivo que frente a alguna emergencia, donde se requiera descargar el agua antes de llegar a su destino, existen piscinas de emergencia en distintos puntos del recorrido donde se puede almacenar esta agua. Pero al intentar descargar el agua hacia las piscinas de drenaje, que se encuentran a presión atmosférica, la presión presente en las líneas de transporte hace que el agua sea expulsada bruscamente. Es por este motivo que se requiere reducir dicha presión en las tuberías de estas líneas, antes de que el agua sea descargada para su almacenamiento en las piscinas de emergencia o de drenaje.

Uno de los principales problemas, hoy en día, en la industria de la minería chilena del cobre es la reducción de costos. Es por esta razón que incluso en las líneas de transporte de fluido se han comenzado a implementar nuevos sistemas que permitan reducir la presión a menor costo. Estudiando diferentes diseños de estos sistemas de manera de hacerlos cada vez más eficientes y de menor tamaño.

La implementación de estos sistemas reductores de presión, se ha realizado específicamente en las líneas de drenaje de las estaciones de bombeo del agua, como muestra la figura 1, donde se logra ver ubicado antes de la piscina de drenaje. La reducción de presión necesaria, instalando un sistema reductor de presión *multi-etapas* (*multi-step* en inglés), como el que muestra la figura 2, de varias placas y orificios de restricción, que permiten que el fluido al interior de la tubería reduzca su presión paulatinamente (en cada una de las cámaras de disipación entre las placas). Como la presión se reduce en varios pasos, impide que se presente cavitación y ruidos. En este sistema reductor de presión, implementado en las líneas de drenaje, actualmente se han comenzado a utilizar orificios excéntricos en sus placas, ya que de esta manera, el sistema es capaz de reducir la presión necesaria, ocupando un espacio más pequeño que los antiguos siste-

mas diseñados y fabricados con agujeros concéntricos (ver figura 3). Esto gracias a que nuevas tecnologías en el diseño de estos elementos, han permitido desarrollar y diseñar la excentricidad óptima y tamaño de los agujeros con el fin de ser más eficientes.

La empresa importadora de estos orificios de restricción de *multi-etapa*, calcula la distancia entre placas mediante un software que asegura una recuperación completa de la presión, es decir, que el fluido logre tener características adecuadas para que no se produzca desgaste en la placa siguiente. También calcula el espesor de las placas a partir del diferencial de presión generado y el tamaño de la tubería, con el fin de evitar que la placa se doble en condiciones de funcionamiento normales. En el presente trabajo de memoria, se debe realizar una modelación fluido dinámica para diferentes sistemas reductores de presión *multi-etapas*. Con el fin de conocer el comportamiento y optimizar el sistema, mediante el estudio de las características del fluido a través de distintos diseños variando la excentricidad de los orificios en las placas reductoras de presión y también variando la distancia entre placas. Esta propuesta surge de la necesidad de conocer como las empresas que fabrican estos sistemas logran optimizar y reducir la presión por medio de esta variación en la excentricidad en los agujeros de las placas, además es importante saber cual es la distancia óptima que puede existir entre dichas placas.

El sistema mostrado en la figura 2 está dividido en varías cámaras de disipación, que varían su largo dependiendo del tamaño de los orificios de restricción. Según lo estipulado por el fabricante, si el diámetro de un orificios de restricción es de 0,13128 [m], el largo de la cámara de disipación contigua debe ser de 1,016 [m].

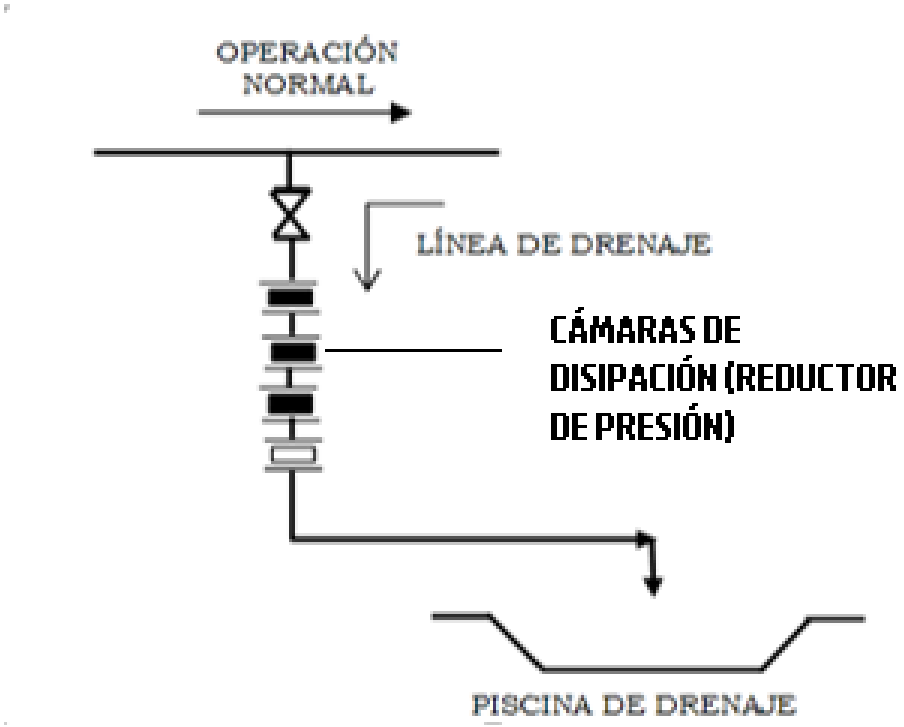


Figura 1: Esquema de la línea de drenaje.

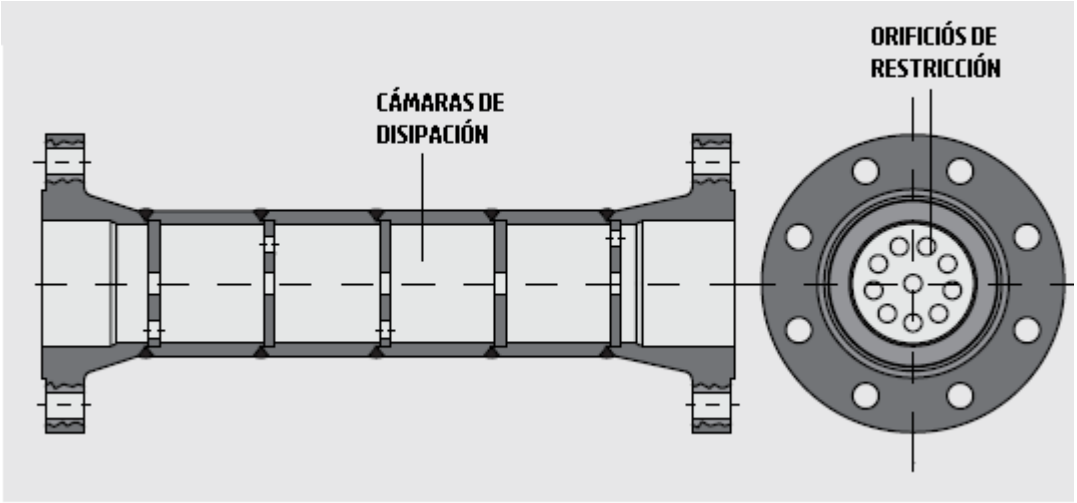


Figura 2: Esquema de un sistema reductor de presión *multi-etapas* de varios orificios concéntricos y excéntricos, el diámetro del sistema con forma de tubería es de 0,32064 [m].

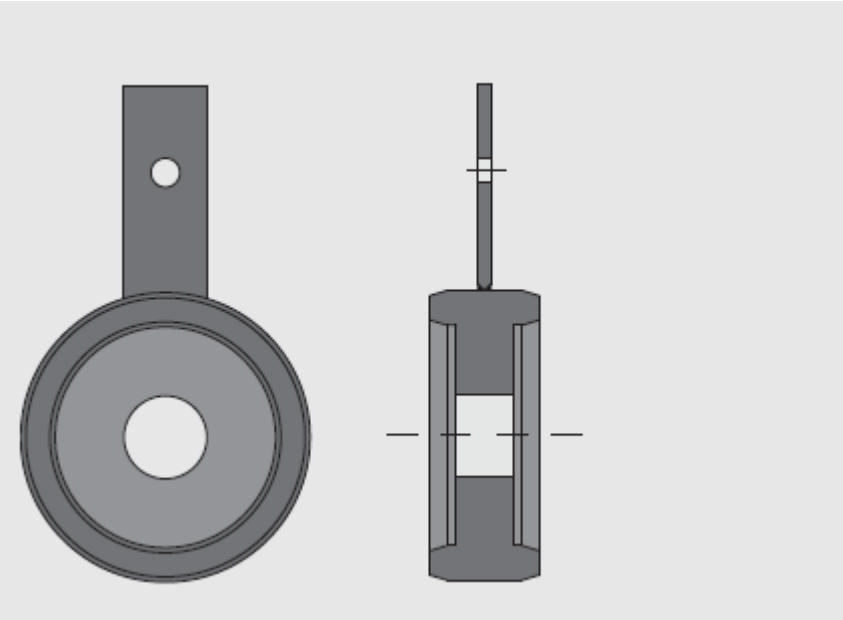


Figura 3: Esquema de una placas de orificio concéntrico, utilizadas en los sistemas reductores de presión.

Objetivos

1. Objetivo General

   Estudiar el comportamiento de la caída de presión del agua, bajo condiciones determinadas, al pasar por diferentes diseños de las placas y diferente distancia entre estas, para un sistema reductor de presión *multi-etapa*, utilizando el software de simulación numérica ANSYS Fluent.

2. Objetivos Específicos

   - Realizar un estudio de la mecánica de fluidos para las características y comportamiento del fluido dentro del sistema a estudiar, mediante la utilización del software de simulación numérica ANSYS Fluent.
   - Comprender y establecer los parámetros relevantes a estudiar respecto de la modelación computacional para este trabajo.
   - Definir el dominio del fluido por CAD mediante el software ANSYS Design Modeler.
   - Generar la malla computacional adecuada para el modelo en estudio.
   - Definir el modelo computacional necesario para la resolución del problema.
   - Procesar la modelación computacional en el programa especificado.
   - Analizar los resultados para los modelos utilizados.

Capítulo 1

Marco Teórico

En primer lugar, en este capítulo se presenta una breve descripción acerca de las características más importantes, para el presente trabajo acerca de los flujos y fluidos. En segundo lugar, se presentan las ecuaciones que gobiernan la mecánica de fluidos. Luego, se realiza una introducción a lo que es la turbulencia, el modelo de turbulencia a utilizar, las ecuaciones e hipótesis de estos modelos, además de los aspectos más relevantes para los efectos de una modelación computacional. Y por último, se muestran una breve introducción de lo que es un mallado adecuado para efectos de este trabajo.

1.1. Definiciones importantes para flujos y fluidos

La *mecánica de fluidos* se define como la ciencia que trata del comportamiento de los fluidos en reposo o en movimiento, así como la interacción con sólidos u otros fluidos, en las fronteras [17]. Los *fluidos* tienen la particularidad de que se deforman al existir fuerzas de cizallamiento, incluso una muy pequeña fuerza de corte puede deformar un elemento de fluido, pero la velocidad de deformación será correspondientemente pequeña, esta propiedad es adecuada para ser usada como definición de fluido [14]. La mecánica de fluidos se ocupa del comportamiento de los materiales que se deforman sin límite bajo la influencia de fuerzas de cizallamiento. Incluso una muy pequeña fuerza de cizallamiento es capaz de deformar un elemento de fluido, pero la velocidad de la deformación será correspondientemente pequeña [14].

Para ver más detalles acerca de las características de los flujos y fluidos, ir a Anexo A. A conticuación se muestran, las características más importantes de los mismos para efectos de este trabajo:

- **Flujo compresible e incompresible**

  Un flujo se clasifica como *flujo compresible* o *flujo incompresible*, dependiendo del nivel de variación de la densidad del fluido durante ese flujo. La incompresibilidad es una aproximación y se dice que el flujo es incompresible si la densidad permanece aproximadamente constante a lo largo de todo el flujo. Por lo tanto, el volumen de todas las porciones del fluido permanece inalterado sobre el curso de su movimiento, cuando el flujo es incompresible. Un criterio adecuado y consecuente de aproximación que se realiza cuando se modelan estos flujos como incompresibles depende del número de Mach. Para un flujo casi incompresible, se debe tener un pequeño número de Mach [5] [17]:

  $$Ma = \frac{u}{c} \tag{1.1}$$

  donde c es la velocidad del sonido en el fluido, mientras que u es la velocidad del fluido. El número de Mach es el parámetro dominante en el análisis de flujos compresibles, con diferentes efectos producto de la magnitud de este número. La cuestión más importante es simplemente si el flujo es subsónico $Ma < 1$ o supersónica $Ma > 1$. Puesto que los efectos de flujo supersónico pueden ir en contra de la intuición, se deben estudiar cuidadosamente estas diferencias para efectos de una modelación.

- **Flujo laminar y turbulento**

  Algunos flujos son suaves y ordenados, en tanto que otros son considerados caóticos. El movimiento intensamente ordenado de un fluido, caracterizado por capas no alteradas de éste, se menciona como *laminar*. El flujo de los fluidos intensamente viscosos, como los aceites a bajas velocidades, por lo general es laminar. El movimiento intensamente desordenado de un fluido, que es común se presente a velocidades altas y se caracteriza por fluctuaciones en la velocidad, se llama *turbulento*. Los experimentos conducidos por Osborne Reynolds[1] en la década de 1880 dieron como resultado el establecimiento del número adimensional de Reynolds, Re, como el parámetro clave para determinar el régimen de flujo en los tubos. Los flujos turbulentos serán descritos más adelante en este capítulo [17].

[1]Fue un ingeniero y físico irlandés, realizó importantes contribuciones en los campos de la hidrodinámica y la dinámica de fluidos, su principal campo de estudio, siendo la más notable la introducción del Número de Reynolds en 1883.

1.2. Ecuaciones de Navier-Stokes

El movimiento de los fluidos, y en general cualquier fenómeno donde se encuentren involucrados fluidos, se puede describir por las ecuaciones diferenciales desarrolladas independientemente por Claude-Louis Navier[2] y George Gabriel Stokes[3]. Estas ecuaciones reciben el nombre de ecuaciones de Navier-Stokes, y se trata de un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales no lineales, desarrolladas aplicando los principios de la conservación de la mecánica y la termodinámica en un volumen de fluido o elemento de fluido, como se menciona más adelante.

1.2.1. Ecuación de continuidad

La forma general de la ecuación de continuidad 1.2 se obtiene aplicando conservación de la masa a un volumen de control infinitesimal. La forma general de la ecuación de continuidad, es válida incluso para flujos compresibles, pues no se ha supuesto flujo incompresible para su deducción [17] [14] [5] [15] [6]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1.2}$$

donde ρ es la densidad del fluido, U_i es el vector de velocidad, para coordenadas cartesianas (i = 1, 2, 3). Para flujos incompresibles, la densidad no es función del tiempo ni del espacio, por tanto la ecuación 1.2 se reduce a:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1.3}$$

1.2.2. Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento

La ecuación 1.4 es una forma diferencial de la ley de conservación de movimiento, que es válida para flujo compresible así como para flujo incompresible. Es

[2]Fue un ingeniero y físico francés, discípulo de Fourier. Trabajó en el campo de las matemáticas aplicadas a la ingeniería, la elasticidad y la mecánica de fluidos.

[3]Fue un matemático y físico irlandés que realizó contribuciones importantes a la dinámica de fluidos (incluyendo las ecuaciones de Navier-Stokes), la óptica y la física matemática (incluyendo el teorema de Stokes). Fue secretario y luego presidente de la Royal Society de Inglaterra.

válida en cualquier punto del dominio de flujo. Nótese que es una ecuación vectorial, por lo tanto se descompone en tres ecuaciones para cada uno de los ejes cartesianos (x_1, x_2, x_3), en las direcciones de los vectores unitarios $(\hat{e}_1, \hat{e}_2, \hat{e}_3)$ respectivamente [6]:

$$\rho[\frac{\partial U_j}{\partial t} + U_i \frac{\partial U_j}{\partial x_i}] = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial^2 U_j}{\partial x_i} + \rho g_j \tag{1.4}$$

donde g_j corresponde a la aceleración de gravedad y existe dependiendo de la orientación del sistema de coordenadas, μ es la viscosidad dinámica del fluido y P es la fuerzas de superficie o presión que actúa sobre el elemento de fluido en las direcciones vectoriales.

1.2.3. Fuerzas ejercidas sobre el elemento de fluido

Se pueden distinguir dos tipos de fuerza que actúan sobre el elemento de fluido, y que se encuentran presentes en la ecuación 1.4. Fuerzas homogéneas, actuando sobre el volumen del elemento, conocidas como fuerzas de cuerpo y fuerzas ejercidas sobre el contorno del elemento, conocidas como fuerzas de superficie, estas últimas son de importancia para el presente trabajo.

Las fuerzas de superficie, son las presión y las fuerzas viscosas o de fricción, las que se pueden representar vectorialmente como un tensor de segundo orden llamado *tensor de esfuerzo*, y se representa mediante σ_{ij}. Estas fuerzas actúan entre los elementos de fluido vecinos al elemento analizado y entre un elemento de fluido y una pared adyacente. El tensor σ_{ij}, puede ser visto como la i-componente de la fuerza que actúa sobre la superficie de área, con vector unitario normal j, del sistema de coordenadas cartesianas. Los elementos de la diagonal σ_{ii}, causan extensión o contracción del elemento de fluido, mientras que los elementos fuera de la diagonal, son los responsables de su deformación por cizallamiento [15].

El tensor de esfuerzos se puede separar en la parte de presión isotrópica, y la parte viscosa (fricción), como lo muestra a continuación la ecuación 1.5:

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \tau_{ij} \tag{1.5}$$

donde δ_{ij}, es el tensor delta de Kronecker, que se muestra en la ecuación 1.6.

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 \text{ si } i = j \\ 0 \text{ si } i \neq j \end{cases} \tag{1.6}$$

La ecuación completa para el *tensor de esfuerzos viscosos* τ_{ij}, en presencia de un medio newtoniano, puede ser representada como muestra la ecuación 1.7.

$$\tau_{ij} = \mu(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) + \mu' \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \tag{1.7}$$

Además, si se introduce en la ecuación anterior el *tensor de razón de deformación* ε_{ij}:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) \tag{1.8}$$

La ecuación 1.7 se desarrolla dando como resultado la ecuación 1.9.

$$\tau_{ij} = -2\mu\varepsilon_{ij} + \mu' \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \tag{1.9}$$

donde μ es la viscosidad dinámica y el coeficiente μ' es definido como coeficiente de viscosidad de expansión, y para fluidos newtonianos se escribe como se muestra a continuación:

$$\mu' = \frac{2}{3}\mu \tag{1.10}$$

con las mismas unidades físicas para μ y μ', el coeficiente de viscosidad es una propiedad termodinámica del fluido y depende de la temperatura y presión. Para medios newtonianos, μ es independiente de ε_{ij}. Por otro lado, τ_{ij} es linealmente dependiente de los gradientes de velocidades que actúan en el elemento de fluido, si no hay relación lineal se habla de fluido no-newtonianos. A partir de estas relaciones es que los tensores de esfuerzos son represetados en la parte derecha de la ecuación 1.4 [6].

1.3. Turbulencia

La mayoría de los flujos que nos rodean son turbulentos, esto lo podemos observar en la naturaleza, la tecnología y la vida cotidiana (ver figura 1.1). Entre posibles ejemplos encontramos, los flujos que están en la atmósfera terrestre (que gobiernan el clima), el líquido que se encuentra en el núcleo de la tierra (que es el responsable del campo magnético de la Tierra, debido a un efecto dínamo), están presente también detrás de los cuerpos en movimiento como aviones y automóviles, en el flujo dentro del cilindro de un motor de combustión interna, y dentro de una taza de café que se agita con una cuchara para facilitar la mezcla. Estos flujos son generados por diferentes mecanismos y a diferentes tamaños, que van desde una taza hasta el tamaño de la tierra. Estos flujos tienen una característica en común, que es *el número de Reynolds* [15]:

$$Re \equiv \frac{UL}{\nu} \tag{1.11}$$

que es lo suficientemente grande, de manera que estos flujos puedan solo existir de manera turbulenta. En la definición del número de Reynolds, U y L son la la velocidad típica y la escala de longitud del flujo respectivamente, mientras que $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ es la viscosidad cinemática del fluido.

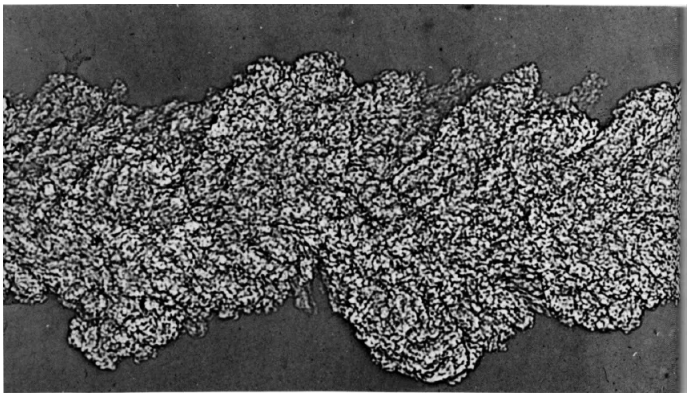


Figura 1.1: Estela turbulenta muy por detrás de un proyectil. Una bala fue disparada través de la atmósfera a una velocidad supersónica. Esta corta duración de sombras muestra la extraordinaria nitidez del contorno irregular entre la estela altamente turbulenta producida por la bala y el aire casi en estado de reposo en movimiento irrotacional exterior [4].

1.3.1. Características de la turbulencia

Una definición completa, corta y rigurosa de turbulencia es prácticamente muy dificultosa debido a las características de estos flujo. Lo usual es definir la turbulencia a partir de sus principales características:

- **Irregularidad, dependencia del tiempo y tridimensionalidad:**

  Un campo de flujo turbulento puede tener una componente con estructura regular a gran escala sin problemas. Se identifica generalmente como la velocidad media del flujo $\bar{u}$, que indica los promedios estadísticos o alguna forma promedio de tiempo o espacio de las velocidades. Además de la componente de velocidad media, sin embargo, el campo de flujo contiene necesariamente fluctuaciones que son irregulares, dependiente del tiempo, y, esencialmente, en tres dimensiones. Se tiene que el campo de velocidad instantáneo se representa por $u(x_i, t)$, con el fin de obtener información estadística del flujo, la velocidad instantánea u se transforma en un valor medio $\bar{u}$ y en un valor fluctuante $\acute{u}$ [15]:

  $$u = \bar{u} + \acute{u} \tag{1.12}$$

- **Amplio espectro de escalas de longitud y tiempo:**

  Un flujo turbulento consiste en movimientos con escalas de tiempo y longitud típicas, que llenan continuamente una gama muy amplia. Este fenómeno se puede explicar por la no linealidad de las ecuaciones de Navier-Stokes o, desde otro punto de vista, por inestabilidades hidrodinámicas y la interacción entre las estructuras de flujo. Esto fue formalizado mediante el concepto de cascada de energía introducida por Lewis F. Richardson[4] en 1922 [15]. De acuerdo con el concepto, grandes estructuras de flujo (también llamados torbellinos o vórtices) constantemente generadas por la inestabilidad hidrodinámica del flujo son inestables en sí mismas y generan torbellinos más pequeños. Los torbellinos más pequeños también son inestables y se descomponen en otros aún menores. La energía cinética se transfiere así

[4]Fue un matemático, físico, meteorólogo y pacifista de origen inglés. Fue precursor de modernas técnicas matemáticas de la predicción del tiempo atmosférico. Por otro lado, también fue destacado por su trabajo precursor de la teoría de fractales y por el desarrollo de un método iterativo para resolver sistemas de ecuaciones lineales, que lleva su nombre. Fue miembro de la Royal Society.

constantemente de gran escala, a las pequeñas escalas de movimientos. La cascada se detiene en el nivel en el que las estructuras son tan pequeñas que los fuertes gradientes de velocidad conducen a disipación completa de la energía cinética transformada en calor. El patrón está representado esquemáticamente en la figura 1.2.

El concepto de cascada llevó a Andréi N. Kolmogorov[5] a desarrollar la imagen fenomenológica de la turbulencia, que sigue siendo uno de los más significativos resultados de la teoría de la turbulencia que proporciona la base para la comprensión de los métodos numéricos, utilizados para calcular flujos turbulentos. En particular, nos permite estimar los rangos de escalas activos del flujo. Las estimaciones son cualitativamente correctas en el caso general de turbulencia. La longitud típica y escalas de tiempo de los torbellinos η y τ más pequeños, están relacionados con las típicas escalas de tiempo y longitud de los torbellinos más grandes, como se muestra a continuación en las ecuaciones 1.13 y 1.14.

$$\frac{\eta}{L} \sim Re^{-\frac{3}{4}} \tag{1.13}$$

$$\frac{\tau}{T} \sim Re^{-\frac{1}{2}} \tag{1.14}$$

- **Mezcla fuerte:**

  Las fluctuaciones turbulentas, proporcionan un mecanismo mucho más eficiente de mezcla, que la difusión molecular. Esto se refiere a todo tipo de mezcla: de cantidad de movimiento o energía interna (en los flujos con la transferencia de calor). La mezcla, que es el transporte de cualquiera de estos campos entre dos partículas vecinas de fluidos, todavía se lleva a cabo por difusión molecular. El papel de las fluctuaciones de turbulencia es agregar intensidad a la agitación, que mueve partículas con diferentes concentraciones de campo, para mezclarse con el contacto entre sí [15].

- **Estructuras coherentes:**

  Uno de los últimos avances significativos de la investigación de la turbu-

[5]Fue un matemático de origen soviético que realizó importantes avances en los campos de la teoría de la probabilidad y de la topología. Trabajó en lógica constructivista; en las series de Fourier; en turbulencias y mecánica clásica. Además, fundó la teoría de la complejidad algorítmica.

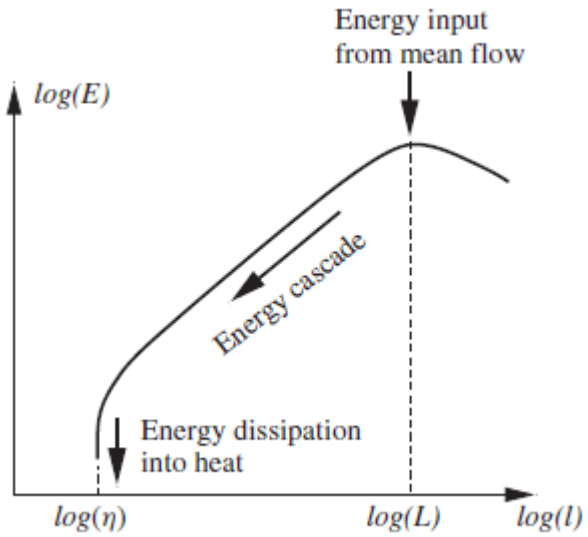


Figura 1.2: Representación esquemática de la energía de las fluctuaciones sobre la escala de longitud en un flujo turbulento. L es el tamaño típico de las fluctuaciones más grandes. η es la escala de Kolmogorov, del tamaño típico de las fluctuaciones más pequeñas. Similarmente T provee una medida de la duración temporal sobre la cual las velocidades se mantienen correlacionadas (la duración de las vueltas de los torbellinos). Mientras que τ, es el tiempo típico de la duración temporal de las fluctuaciones más pequeñas.

lencia es la comprensión del papel que desempeñan localizadas *estructuras coherentes*, que tienen formas bien definidas, se generan en varias ocasiones por la corriente, y persisten durante un tiempo relativamente largo. Las estructuras tienen tamaños típicos en una amplia gama y adoptan diversas formas, tales como las regiones de fuerte vorticidad o líneas, ver la figura 1.3. Juegan un importante papel, en la turbulencia. Teniendo en cuenta que la existencia de estructuras coherentes no anula la naturaleza pseudoestocástica de turbulencia. El tamaño, el tiempo de ocurrencia, la ubicación y forma de las estructuras siguen un patrón pseudoaleatorio [15].

- **Pseudo-caoticidad:**

  Una conclusión aparentemente obvia se puede obtener a partir de una observación visual simple de un flujo turbulento 1.4. El flujo se comporta caóticamente. El cambio de patrón de flujo en el espacio y el tiempo parece aleatorio. Sin embargo, un flujo turbulento aún es una solución de las ecuaciones de Navier-Stokes, que no contienen ningún término estocásticos. El



Figura 1.3: Típico torbellino o vortice en una capa límite turbulenta. La niebla de aceite está iluminada por una lámina de luz láser para mostrar los dos tercios inferiores de una capa límite turbulenta en vista lateral. *Fotografía por R. E. Falco* [4].

flujo debe seguir una evolución totalmente predecible determinado por las ecuaciones, condiciones de frontera y condiciones iniciales. [15].

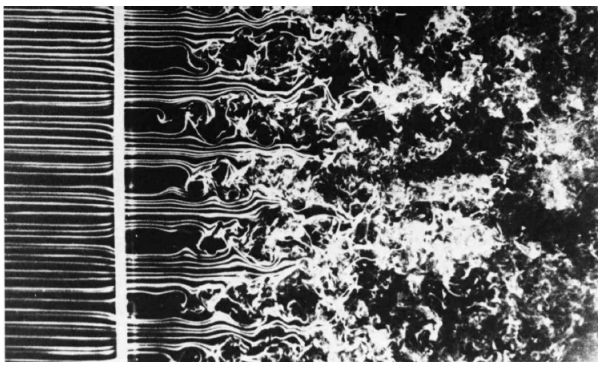


Figura 1.4: Las láminas de humo muestran un flujo laminar que pasa a través de una placa uniforme de $\frac{1}{16}$ pulgadas con perforaciones cuadradas de $\frac{3}{4}$ pulgadas. El número de Reynolds es 1500 basado en el tamaño de malla de 1 pulgada. La inestabilidad de las capas de cizallamiento conduce a un flujo turbulento aguas abajo. *Fotografía por Thomas Corke y Hassan Nagib* [4].

1.3.2. Turbulencia en tuberías

Para el presente trabajo de memoria, es necesario tener algunas consideraciones de los flujos dentro de las tuberías y aspectos generales de los flujos turbulentos, como el desarrollo del perfil de velocidad y consideraciones respecto de la capa

límite turbulenta como se verá a continuación, en la presente sección.

1.3.2.1. Región de entrada y capa límite

Si se considera un flujo que entra en una tubería, se debe conocer que producto de la condición de *no-deslizamiento* (*no-slip* en inglés) en las paredes de esta, se detienen las partículas de fluido por completo y frenan gradualmente a las partículas adyacentes como resultado de la fricción, mientras que la velocidad del fluido aumenta gradualmente hacia el centro de la tubería, por lo tanto se producen gradientes de velocidad. La región del flujo donde se siente con mayor intensidad los efectos de la viscosidad molecular, para un flujo turbulento, se conocer como *capa límite turbulenta*. Esta región donde los cambios de velocidad y los efectos viscosos son de relevancia, se contrapone con la región central del flujo donde estos efectos son despreciables y domina la inercia por sobre estas fuerzas viscosas.

La capa límite aumenta su tamaño en la dirección del flujo, hasta alcanzar el centro de la tubería como muestra la figura 1.5. La longitud desde la entrada hasta donde la capa límite ocupa la totalidad de la tubería, recibe el nombre de *longitud de entrada hidrodinámica*, L_h, y indica la región de desarrollo del perfil de velocidad del flujo. Luego de sobrepasada la longitud de entrada, el perfil del flujo termina de desarrollarse totalmente, es decir, el perfil de velocidad promediado en el tiempo permanece invariable en esta región y se considera que el flujo esta totalmente desarrollado.

Para flujos turbulentos la longitud de entrada hidrodinámica se puede aproximar como muestra la ecuación 1.15 [17].

$$L_{h,turbulento} = 1{,}359 D Re^{1/4} \tag{1.15}$$

1.3.2.2. Perfil de velocidad turbulento

Si se considera un flujo turbulento completamente desarrollado dentro de una tubería como muestra la figura 1.6, donde u es la velocidad promediada en el tiempo en la dirección axial, se puede observar que el perfil para el flujo turbulento es plano a diferencia de los flujos laminares, donde es más parabólico. El

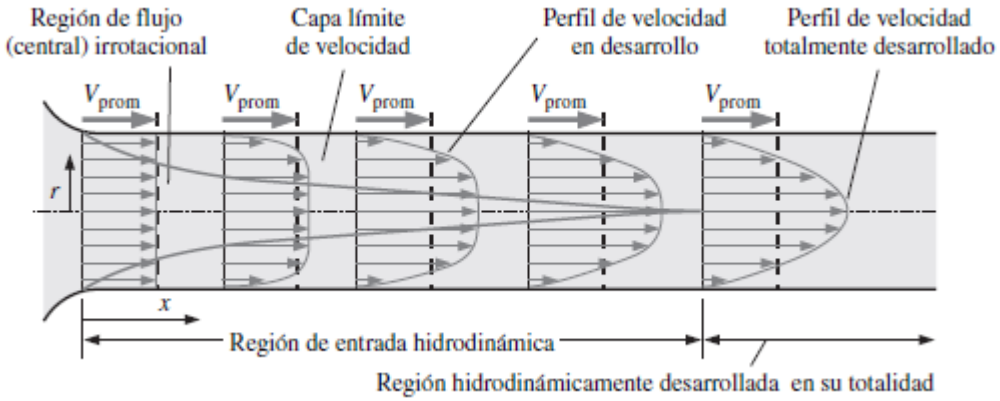


Figura 1.5: Desarrollo de la capa límite en una tubería [17].

flujo turbulento a lo largo de la pared de la tubería puede dividirse en cuatro regiones, a partir de la distancia que tiene con la pared. La capa más próxima a la pared, recibe el nombre de *subcapa viscosa* (donde como se puede ver en la figura 1.6, el perfil es casi lineal en esta región) y las líneas de corriente tienen un comportamiento paralelo, como es el caso del flujo en condiciones laminares. Seguido de esta capa, se encuentra la *capa de amortiguamiento* donde los efectos de la turbulencia son significativo, pero aún el flujo es dominado por los efectos viscosos. Sobre la capa de amortiguamiento, se encuentra la *capa de traslape* o también de transición, ya que los efectos turbulentos se vuelven mucho más significativos, pero aún no dominan el comportamiento del flujo. Por último, a continuación de esta capa se encuentra la *capa turbulenta* o capa exterior, donde los efectos de la turbulencia dominan por sobre los efectos viscosos.

Como se puede observar en la figura 1.6, los efectos de la subcapa viscosa, a pesar de que el tamaño de esta no supera el 1 porciento del diámetro de la tubería, son muy significativos debido a los gradientes de presión que provoca, por lo que es de suma importancia en el presente trabajo para efectos de su desarrollo en la modelación y definición del mallado.

Los gradientes de velocidad en la subcapa viscosa permenanecen casi constantes en $\frac{du}{dy} = \frac{u}{y}$, mientras que el esfuerzo de corte de la pared se puede expresar como muestra la ecuación 1.16:

$$\tau_w = \mu \frac{u}{y} \tag{1.16}$$

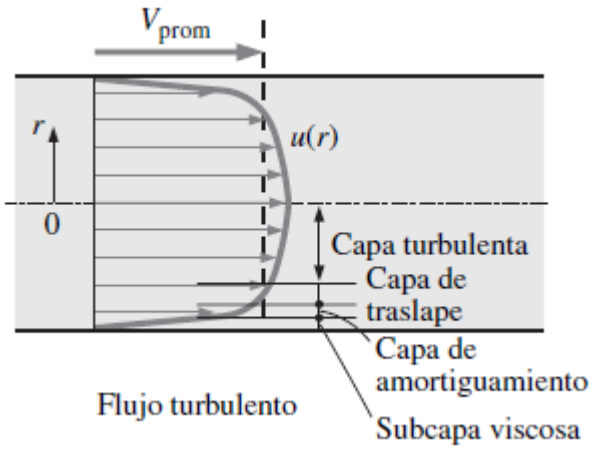


Figura 1.6: Perfil de velocidad de un flujo turbulento dentro de una tubería [17].

donde y es la distancia desde la pared. Modificando la ecuación 1.16 se puede obtener la cantidad $\frac{\tau_w}{\rho}$, que es importante en los análisis de perfiles de velocidad turbulenta, ya que la raíz cuadrada de este término tiene dimensiones de velocidad y se conoce como *velocidad de fricción* que se expresa como sigue, $u_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$. Al reemplazar este último término en la ecuación 1.16 y modificando la viscosidad, resulta la ecuación 1.17, que expresa el perfil de la subcapa viscosa de manera adimensional.

$$\frac{u}{u_*} = \frac{yu_*}{\nu} \tag{1.17}$$

La ecuación 1.17, se conoce como *Ley de la pared* y gracias a datos experimentales para superficies lisas, se correlaciona como sigue: $0 \leq \frac{yu_*}{\nu} \leq 5$.

En análisis de capa límite turbulenta es recomendable trabajar con variables adimensionales, donde se utiliza el término u_* para eliminar las dimensiones tanto de y como de u, que se definen como muestra la ecuación 1.18 y 1.19.

$$y^+ = \frac{yu_*}{\nu} \tag{1.18}$$

$$u^+ = \frac{u}{u_*} \tag{1.19}$$

Por lo tanto, la ley de la pared simplemente se representa mendiante la ecuación

1.20.

$$y^+ = u^+ \tag{1.20}$$

Por otro lado, en la capa de traslape, los datos experimentales para la velocidad se forman en línea recta, cuando se grafican contra el logaritmo de la distancia desde la pared. La velocidad en la capa de traslape es proporcional al logaritmo de la distancia, y el perfil de velocidad se puede expresar como muestra la ecuación 1.21, que se conoce como *Ley logarítmica*:

$$\frac{u}{u_*} = \frac{1}{k} ln \frac{y u_*}{\nu} + B \tag{1.21}$$

donde k y B son constantes calculadas numéricamente con valores de aproximadamente 0.40 y 5.0, respectivamente. Como se muestra en la figura 1.7 ambas leyes representan satisfactoriamente los datos experimentales del flujo. La *Ley logarítmica* representa los datos para toda la región, excepto para la región próxima al centro de la tubería y para la región cercana a la pared, esta última es mejor representada por la *Ley de la pared*. Por lo expuesto anteriormente, este perfil se considera como un perfil de velocidad universal para flujos turbulentos sobre superficies [17].

Como se puede observar en la figura 1.7 el perfil logarítmico es preciso para valores de $y^+ > 30$. Por otro lado, ningun perfil es preciso en la capa de amortiguamiento, es decir, entre $0 < y^+ < 30$. Mientras que para la capa turbulenta exterior del flujo en la tubería, se puede obtener una buena aproximación a partir de la ecuación 1.22, también llamada *Ley de defecto de velocidad*:

$$\frac{u_{máx} - u}{u_*} = 2{,}5 ln \frac{R}{R - r} \tag{1.22}$$

donde R es el radio total de la tubería y r es la distancia radial a evaluar. Hay que considerar que la velocidad máxima del flujo en la tubería se obtiene en el centro de esta, donde $r = 0$.

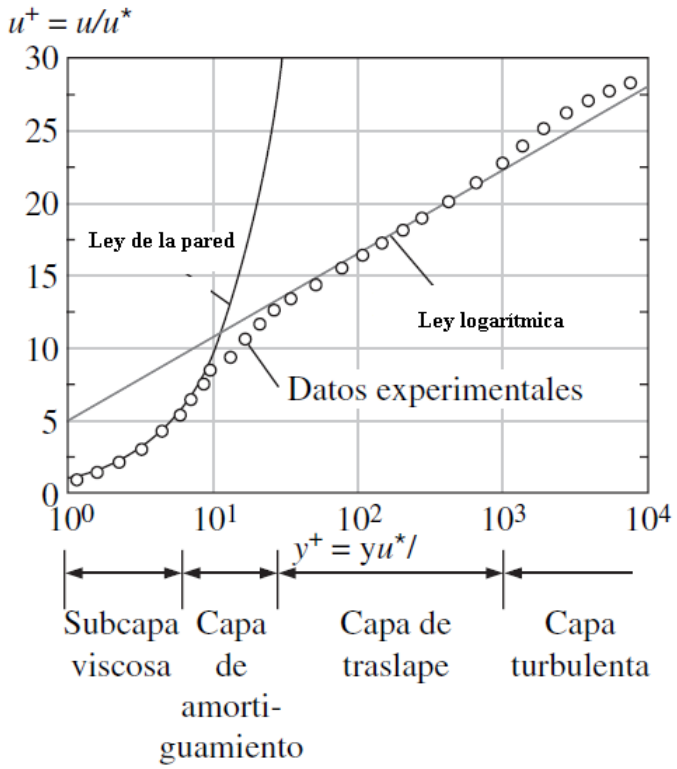


Figura 1.7: Datos experimentales para la Ley de la pared y Ley logarítmica para flujo turbulento totalmente desarrollado en un tubería [17].

1.3.3. Modelo de Navier-Stokes, Reynolds-Promediado (RANS)

Para poder llevar a cabo la modelación de un flujo, bajo régimen turbulento, es necesario utilizar un modelo de turbulencia. RANS, es el método de modelación de turbulencia más antiguo. Su principal ventaja es que posee un costo computacional muy bajo en comparación a los otros métodos (DNS y LES), tiene una basta experiencia en la aplicación de diferentes tipos de flujo, además de una selección de modelos fácilmente disponibles. Su principal desventaja es el bajo nivel de descripción (entrega información de las *características medias del flujo*), la necesidad de afinar el modelo a las características específicas del flujo y un error de modelación relativamente grande [15] [6].

La principal definición para los cálculos medios de flujos, se muestra a continuación:

$$\bar{U}_j(x_i,t) = \lim_{M\to\infty} \frac{1}{M} \sum_{m=1}^{M} U_j^{(m)}(x_i,t) \tag{1.23}$$

donde $u^{(m)}$ es la realización, valor observado o instante del flujo en m experimentos idénticos.

Si las condiciones del flujo son independientes del tiempo, el valor medio se puede considerar como el valor tiempo promediado del flujo como muestra la ecuación 1.24.

$$\bar{U_j}(x_i) = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} U_j{}^{(m)}(x_i, t) \tag{1.24}$$

Si el flujo presenta variaciones lentas y poco turbulentas, pero si la variación de tiempo típica del flujo T_V es mucho más grande que la escala de tiempo típica T_t de las mayores y más lentas fluctuaciones turbulentas, la definición tiempo promedio sigue siendo válida en la forma:

$$\bar{U_j}(x_i, t) = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} U_j^{(m)}(x_i, t) \tag{1.25}$$

donde $T_t << T << T_V$.

Como se muestra en la ecuación 1.12 los campos de flujo, pueden escribirse como la suma de una parte fluctuante y una parte media, donde la parte fluctuante tiene un valor promedio igual a cero, es decir, no hay información acerca de las fluctuaciones de los campos como muestra la ecuación 1.26.

$$\bar{\vec{u}} = 0 \tag{1.26}$$

1.3.4. Ecuaciones Reynolds-promediado

La aplicación de la operación de promedio al sistema de Navier-Stokes se traduce en las ecuaciones Reynolds-promediado (*Reynolds-Averaged Equations* en inglés) para los campos medios. Las ecuaciones de flujo incompresible y newtoniano se muestran a continuación en las ecuaciones 1.27 y 1.28 [15]:

$$\rho\bar{u_i} + \rho\frac{\partial}{\partial x_j}(x_i x_j) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \mu\bar{\nabla^2}\bar{u_i} - \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \tag{1.27}$$

$$\frac{\partial \bar{u_i}}{\partial x_i} = 0 \tag{1.28}$$

como se menciono anteriormente, σ_{ij} es el tensor de esfuerzos de Reynolds (*Reynolds stress tensor* en inglés), el cual es desconocido y no puede ser expresado en términos de $\bar{u}$ y $\bar{p}$. Por lo tanto, hay más variables que ecuaciones, más adelante se expondrá una forma de aproximarlo en términos de las cantidades medias del flujo [15].

1.3.5. Hipótesis de viscosidad turbulenta

El modelo RANS, es un modelo de *viscosidad turbulenta*, que se utiliza para sustituir el tensor de esfuerzos. Existe una similitud aparente entre el transporte de momentum por viscosidad molecular y por fluctuaciones turbulentas. La hipótesis que se presenta a continuación, dice que dicha similitud también existe al nivel de relaciones funcionales y asume que el transporte turbulento depende de los gradientes de velocidad media de la misma manera en que el transporte molecular depende de los gradientes del campo total de la velocidad. Esto se formaliza con la hipótesis de *viscosidad turbulenta* o *eddy viscosity hyphotesis* en inglés. El tensor de esfuerzos se asume como muestra la ecuación 1.29 [15]:

$$\sigma_{ij} = -2\mu_t \bar{\varepsilon}_{ij} + \frac{2}{3}\rho\delta_{ij}k \tag{1.29}$$

el tensor de deformación de flujo medio es:

$$\bar{\varepsilon}_{ij} = \frac{1}{2}(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}) \tag{1.30}$$

donde $\mu_t(x_i, t)$ es la viscosidad turbulenta y k es la energía cinética de las fluctuaciones turbulentas (energía cinética turbulenta), como se ve muestra en la ecuación 1.31.

$$k = \frac{1}{2}(\acute{u}_x\bar{\acute{u}}_x + \acute{u}_y\bar{\acute{u}}_y + \acute{u}_z\bar{\acute{u}}_z) \tag{1.31}$$

La justificación de la hipótesis es cuestionable. No hay una explicación teórica más allá de la analogía generalmente infundada entre el movimiento de las moléculas y el movimiento de las fluctuaciones turbulentas. Sin embargo, el modelo de viscosidad turbulenta se aplica ampliamente en el análisis CFD. Las principales razones parecen ser la tradición, la simplicidad del modelo, y el hecho de

que los resultados razonablemente precisos se pueden obtener con un adecuadamente definido valor de $\mu_t(x,t)$. Por lo tanto, a un nivel simple de descripción, la turbulencia está completamente caracterizada por la energía cinética de las fluctuaciones k o su velocidad raíz media cuadrada (*Root-Mean-Square Velocity*) $q = (\frac{2k}{3})^{\frac{1}{2}}$ y la escala de longitud l, que se relacionan en la ecuación 1.32 [15].

$$\mu_t = C_\mu \rho q l \tag{1.32}$$

donde C_μ es una constante de proporcionalidad adimensional definida más adelante.

1.3.6. Modelo de dos ecuaciones

1.3.6.1. Modelo k - ϵ

En estos modelos, las escalas de velocidad y longitud de turbulencia, q y l respectivamente, son determinadas como la solución de dos ecuaciones diferenciales parciales adicionales:

El modelo más comúnmente utilizado es el modelo k - ϵ. Las ecuaciones para este modelo son las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta $k(x_i,t)$ y la tasa de disipación viscosa $\epsilon(x_i,t)$ (la tasa a la cual la energía cinética de una fluctuación turbulenta de pequeña escala es convertida en calor por la fricción viscosa). La escala de velocidad es definida como:

$$q = k^{\frac{1}{2}} \tag{1.33}$$

Para determinar la escala de longitud se emplean propiedades de cascada turbulenta. La energía cinética de las fluctuaciones con longitud de escala característica l es relacionada con esta escala y la tasa de disipación como muestra la ecuación 1.34.

$$\epsilon \approx \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \tag{1.34}$$

En el modelo se aplica esta relación a la escala de longitud de las fluctuaciones más grandes, que contienen la parte más importante de la energía cinética. Asu-

miendo que de l es la escala de longitud para la fórmula de viscosidad turbulenta, se obtiene lo siguiente:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \tag{1.35}$$

Partiendo desde la ecuación de conservación del momento, se obtiene la ecuación para k como sigue:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} = 2\mu_t \bar{\varepsilon}_{ij} \frac{\partial \bar{u_i}}{x_j} - \rho\epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k})\frac{\partial k}{\partial x_j}] \tag{1.36}$$

donde σ_k es llamado número de Prandtl turbulento, y por lo general se asume que es la unidad.

La ecuación para la tasa de disipación ϵ también es obtenida desde las ecuaciones de Navier-Stokes y su forma final se escribe como muestra la siguiente ecuación:

$$\rho \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \rho \bar{u_j} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = C_{\epsilon 1} P_k \frac{\epsilon}{k} - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon})\frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}] \tag{1.37}$$

donde P_k es la tasa de producción de energía cinética, definida en la ecuación 1.38 y $C_{\epsilon 1}$, $C_{\epsilon 1}$ y σ_ϵ son constantes del modelo.

$$P_k = 2\mu_t \bar{S_{ij}} \frac{\partial \bar{u_j}}{\partial x_j} \tag{1.38}$$

El modelo contiene cinco parámetros constantes, que contienen poca base teórica y tienen que ser determinado a través de la comparación con el DNS y los resultados experimentales en el proceso de afinar el modelo. El conjunto más utilizado de los valores es: $C_\mu = 0{,}09$, $C_{\epsilon 1} = 1{,}44$, $C_{\epsilon 1} = 1{,}92$, $\sigma_k = 1{,}0$ y $\sigma_\epsilon = 1{,}3$ [15].

1.3.6.2. Modelo SST k - ω

Este modelo mezcla la precisión del modelo k - ω en las regiones cercanas a la pared con la independencia del modelo k - ϵ en los campos más lejanos. La energía cinética turbulenta ,k, y la tasa de disipación específica ,w, son obtenidas a partir de las ecuaciones de transporte del modelo 1.42 y 1.43:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}) + G_k - Y_k + S_k \tag{1.39}$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j}) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \tag{1.40}$$

donde G_k representa la producción de energía cinética turbulenta y G_ω representa la generación de ω. Γ_ω y Γ_k representan la difusividad efectiva de ω y k respectivamente. Y_k y Y_ω representan la disipación de k y ω debido a la turbulencia. D_ω es un término de difusión cruzada, mientras que S_ω y S_k son usados como términos de fuente [10].

Los términos presentados anteriormente son de extenso desarrollo y se pueden encontrar en detalle en la guía teórica (ver bibiliografía [10]). Mientras que la viscosidad turbulenta se obtiene mediante la ecuación 1.41:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{max[\frac{1}{\alpha *}, \frac{SF_2}{\alpha_1 \omega}]} \tag{1.41}$$

donde S es la magnitud tasa de deformación y F_2 viene dado por un procedimiento descrito en detalle en la guía teórica [10]. Las principales constantes del modelo más utilizadas son las siguientes: $\alpha^*_\infty = 1$, $\alpha_\infty = 0,52$, $\alpha_1 = 0,31$, $\beta^*_\infty = 0,09$, $\beta_{i,1} = 0,075$, $\beta_{i,2} = 0{,}0828$, $\sigma_{k,2} = 1,0$, $\sigma_{\omega,1} = 2,0$ y $\sigma_{\omega,2} = 1,168$.

Para el presente trabajo se utilizaran ambos modelos $k - \epsilon$ y $SSTk - \omega$, el primero se utilizará para llevar a cabo una modelación precursora, la cual corresponde a una modelación simple de un flujo dentro de una tubería, modelación que se puede llevar a cabo con el modelo $k - \epsilon$, el resultado de esta modelación es exportado como condición de entrada a las demás modelaciones. En las modelaciones siguientes se utilizará el modelo $SSTk - \omega$, debido a que es necesario capturar la *subcapa viscosa* del flujo ya que existen diversas zonas de recirculación dentro del dominio.

1.4. Mallado

Las posiciones discretas en el que las variables han de calcularse están definidos por la red numérica que es esencialmente una representación discreta del dominio

geométrico. Se divide el dominio de la solución en un número finito de subdominios (elementos, volúmenes de control, etc.). Cuando existe una geometría regular (rectangular por ejemplo), escoger un mallado es sencillo puesto que estas cuadrículas generalmente siguen a las coordenadas del sistema. En geometrías complicadas, la elección es mas compleja, realizar un mallado correcto es una parte fundamental para un análisis en CFD, es necesaria e importante para obtener una solución numérica lo más exacta posible. Por otro lado, si se define una malla mal diseñada se conduce a soluciones de baja exactitud, la convergencia lenta, y en ocasiones inestabilidad numérica [13] [15] [8], para ver más detalle acerca de la mallado ver en Anexo A.

1.4.1. Calidad de la malla

En esta sección se mencionan las principales características, en cuando calidad, que hay que tener en cuenta una vez que se ha generado la construcción de mallado.

La calidad de la malla juega un papel importante en la estabilidad y precisión en la computación numérica. Es por este motivo que es esencial chequear la calidad de la malla generada, proceso que se describirá en el próximo capítulo. El principal indicador de calidad de malla es la *calidad ortogonal*. Esto último, se refiere a determinar la calidad ortogonal de las celdas, cantidad calculada para cada una de sus diferentes caras i, como muestra la figura 1.8, que además muestra los vectores utilizados.

La ecuación 1.42 muestra el producto punto normalizado del vector de área de la cara ($\vec{A}_i$) y el vector que va desde el centroide de la celda hasta el centroide de la cara ($\vec{f}_i$). Por otro lado, la ecuación 1.43 es el producto punto normalizado del vector de área de la cara ($\vec{A}_i$) y el vector que va desde el centroide de la celda hasta el centroide de la otra celda que comparten la cara i ($\vec{c}_i$).

$$\frac{\vec{A}_i \cdot \vec{f}_i}{|\vec{A}_i||\vec{f}_i|} \tag{1.42}$$

$$\frac{\vec{A}_i \cdot \vec{c}_i}{|\vec{A}_i||\vec{c}_i|} \tag{1.43}$$

El valor mínimo que resulta del cálculo de estas dos ecuaciones para todas las caras se define como la calidad ortogonal para la célula. Las peores células tienen una calidad cercana a 0 y las mejores cercana a 1. El mínimo valor para la calidad ortogonal sea cual sea el tipo de celda debe ser mayor a 0.01.

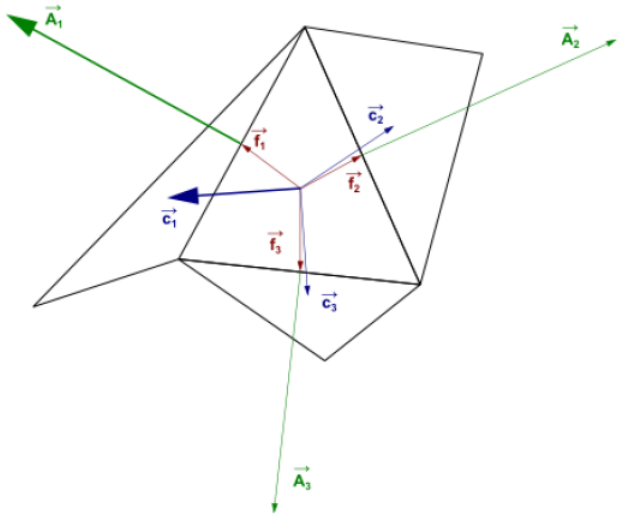


Figura 1.8: Vectores utilizados para el cálculo de la calidad ortogonal [11].

Otro indicador de la calidad de la malla es la *relación de aspecto* AR, como muestra la ecuación 1.4.1, es una medida de el estiramiento de la célula que se calcula como el cociente del valor máximo $l_{máx}$ y el mínimo $l_{mín}$de las siguientes distancias: la distancia normal entre los centroides de las celdas y los centroides de las caras (calculada como el producto punto entre el vector distancia y el vector normal de la cara) y la distancia entre los centroides de las celdas y los nodos (como muestra la figura 1.9). Como recomendación, donde existen fuertes gradientes en el flujo, las celdas presentes en esa área no deben tener cambios bruscos en su relación de aspecto [11].

$$AR = \frac{l_{máx}}{l_{mín}(1.44)}$$

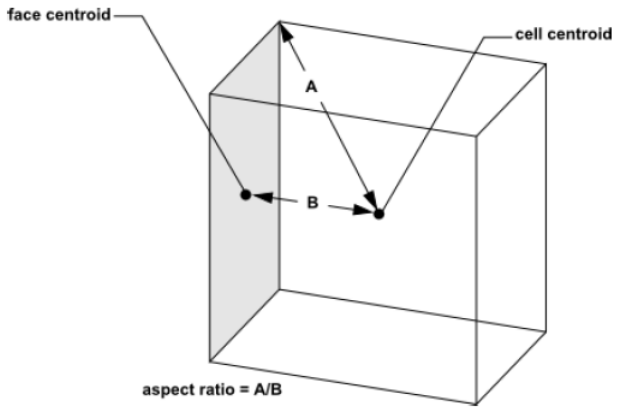


Figura 1.9: Relación de aspecto para un cubo [11].

Capítulo 2

Dinámica de Fluidos Computacional

Para este trabajo se utilizó **la versión número 15 del software ANSYS Fluent**. El software posee la capacidad de modelar flujos de fluidos, permite discretizar y resolver mediante el método VOF (*Volumen of fluid*) las ecuaciones que gobiernan el movimiento de los fluidos, descritas en el Capítulo anterior.

En el presente Capítulo se describe el método numérico utilizado por el software, que permite aproximar de manera discreta, en puntos del dominio las ecuaciones diferenciales expuestas en el Capítulo anterior. Se introduce a los esquemas utilizados para integrar las ecuaciones de transporte discretizadas en volúmenes de control, como también describir los esquemas que permiten obtener solución de las ecuaciones.

2.1. Ecuación General de Transporte

El programa utiliza una **técnica basada en volumen de control (***control-volume-based technique***)** para convertir la ecuación escalar general de transporte a una ecuación algebraica que se puede resolver numéricamente [10], los pasos a seguir son:

- División del dominio en volúmenes de control discretos usando una malla computacional.

- Integración de las ecuaciones gobernantes sobre los volúmenes de control para la construcción de ecuaciones algebraicas de las variables dependientes (desconocidas) como la velocidad, presión y variables de conservación escalares.
- Linelización de las ecuaciones discretizadas y solución del sistema de ecuación lineal resultantes para lograr valores actualizados de las variables dependientes.

En otras palabras, el método consiste en la integración de la ecuación de transporte para cada volumen de control, obteniéndose una ecuación discreta que expresa la ley de conservación sobre volumen de control base.

La discretización de las ecuaciones que gobiernan se puede ilustrar con mayor facilidad al considerar la ecuación de conservación no estacionaria para el transporte de una cantidad escalar ϕ. Esto se muestra en ecuación la 2.1 escrita en forma integral para un volumen de control arbitrario V [10].

$$\int_V \frac{\partial \rho\phi}{\partial t} dV + \oint \rho\phi\vec{u} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla\phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \tag{2.1}$$

Donde ρ es la densidad, $\vec{u}$ es el vector velocidad , $\vec{A}$ es el vector de área, Γ_ϕ la difusividad para ϕ, $\nabla\phi$ el gradiente de ϕ, S_ϕ representa un término de fuente por unidad de volumen.

Considerando que los término en la ecuación se encuentran escritos en forma integral para el volumen V, el primer término representado por la ecuación de transporte representa la tasa de cambio en el tiempo (derivada temporal) en el volumen V, el segundo término representa el flujo convectivo (término convectivo), el tercer término representa la tasa de transporte debido a la difusión (término difusivo), mientras que el último término representa la tasa de producción o destrucción en el volumen dado (término de fuente).

La ecuación 2.1 se aplica a cada volumen de control, o celda, en el dominio computacional. Una celda de dos dimensiones, triangular se muestra en la figura 2.1. **La discretización de la ecuación 2.1 sobre las celdas dadas, se muestra a continuación en la ecuación 2.2**.

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_{f}^{Ncaras} \rho_f \vec{u}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_{f}^{Ncaras} \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \tag{2.2}$$

Donde N_{caras} es el número de caras que encierra la celda, ϕ_f es el valor de ϕ transferido por convección a través de la cara f, $\rho_f \vec{u}_f \cdot \vec{A}_f$ el flujo de masa a través de la cara f, $\vec{A}_f$ área de la cara f, $\nabla \phi_f$ el gradiente de ϕ en la cara f y V el volumen de la celda.

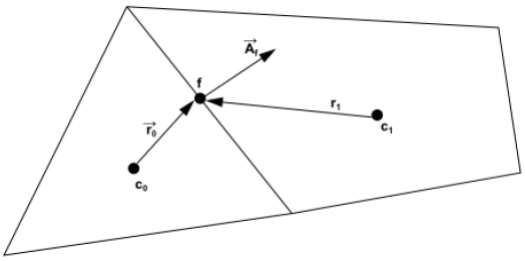


Figura 2.1: Volumen de control utilizado para ilustrar la discretización de la ecuación de trasporte [10].

2.1.1. Solución sistema lineal

La ecuación de transporte escalar discretizada 2.2 contiene la variable escalar desconocida ϕ en el centro de la celda, así como los valores desconocidos en celdas vecinas circundantes. Esta ecuación, en general, es no lineal con respecto a estas variables. **Una manera de linealizar la ecuación se muestra en la ecuación 2.3**.

$$a_{p\phi} = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \tag{2.3}$$

Donde el sufijo nb hace referencia a las celdas vecinas, y a_p y a_{nb} son los coeficientes linealizados para ϕ y ϕ_{nb}.

El numero de celdas vecinas depende de la topología de malla, pero por lo general será igual al número de caras que encierran la celda. Para cada celda en la malla se pueden escribir ecuaciones similares, de esto resulta un grupo de ecuaciones algebraicas, con una matriz de coeficientes. Para ecuaciones escalares, **el programa resuelve este sistema lineal utilizando un método implícito (Gauss-Seidel,**

que se describirá más adelante) de resolución de ecuaciones lineales, en conjunto con el método AMG, también descrito en este Capítulo [10].

2.2. Discretización

2.2.1. Discretización espacial

Como muestra la figura 2.1, el programa ANSYS Fluent, por defecto toma los valores discretos del escalar ϕ en los centros de las celdas (c_0y c_1) . Mientras que **los valores de las caras ϕ_f son necesarios para los términos de convección en la ecuación 2.2, por lo que deben ser interpolados** a partir de los valores de centro de la celda. Esto se logra mediante el uso del método de diferencias *upwind*.

Upwinding significa que el valor ϕ_f se deriva a partir de cantidades en la celda aguas arriba, de acuerdo a la dirección del flujo, es decir, relativo a la dirección de la velocidad normal v_n en la ecuación 2.2.

El programa permite elegir entre varios esquemas *upwind*: Primer orden , Segundo orden, *Power law*, y *QUICK*.

Cabe destacar que los términos de difusión de la ecuación 2.2 son siempre de segundo orden en cuanto a precisión. **En el presente trabajo se hará uso de los esquemas de precisión de segundo orden** que son los que se describen a continuación en el Capítulo. Cabe destacar que el esquema de segundo orden es más utilizado para mallas del tipo tetraédricas, cuadriláteras y hexaédricas, las cuales se utilizan dominantemente en la malla del dominio para la presente memoria, con este esquema se obtienen mejores resultados que al utilizar el esquema de primer orden, que se utiliza principalmente cuando el fluido está alineado con la malla, que no es el caso.

Se descarta el esquema *power-law* puesto que este esquema logra en general logra igual precisión que el esquema de primer orden, mientras que los demás esquemas, si bien pueden lograr mayor precisión, no se cumplen las condiciones de mallado necesarias para utilizarlos, además que mayor precisión no es necesaria para problemas de este tipo.

2.2.1.1. Esquema de segundo orden

Para una precisión de segundo orden, las cantidades en las caras de las celdas se calculan utilizando una aproximación de reconstrucción lineal multidimensional [2]. En este enfoque, la precisión de orden superior se logra en las caras de las celdas por medio de un desarrollo de series de expansión de Taylor de la solución celda-centrada sobre el centroide. Por lo tanto, **en este método el valor de ϕ_f se calcula utilizando la siguiente expresión**:

$$\phi_{f,SOU} = \phi + \nabla\phi \cdot \vec{r} \tag{2.4}$$

donde ϕ y ∇_ϕ son los valores celda-centrados y su gradiente en la celda aguas arriba, y $\vec{r}$ es el vector de desplazamiento del centroide celular aguas arriba al centroide de la cara. Esta formulación requiere la determinación del gradiente ∇_ϕ en cada celda (a continuación se explicará como se cálcula el gradiente en las celdas). Además, el gradiente ∇_ϕ es limitado, por un *limitador de gradiente* que también se mencionara en el presente Capítulo [10].

2.2.2. Evaluación de gradientes y limitadores

Como se mencionó anteriormente, **los gradientes son necesarios para la construcción de valores de un escalar en las caras de las celdas, pero también son necesarios para el cálculo de términos de difusión secundarios y derivadas de velocidad**. El gradiente $\nabla\phi$ de la variable ϕ se utiliza para discretizar los términos de convección y difusión en las ecuaciones de conservación de flujo. **Los gradientes se pueden calculan en el programa de acuerdo con los métodos siguientes**:

- Green-Gauss Cell-Based
- Green-Gauss Node-Based
- Least Square Cell-Based

Para efectos de este trabajo se utilizará el método *Least Square Cell-Based*, en mallas irregulares y no estructurada, la exactitud del este método es comparable a la del gradiente basado en nodos (*node-based gradient*) y ambos métodos son

superiores en comparación al método basado en celdas (*cell-based gradient*). Además, este método es menos costoso computacionalmente [10].

2.2.2.1. Método Least Square Cell-Based

En este método la solución se asume que varía linealmente. Tomando en cuenta la figura 2.2, el cambio en los valores de las celdas entre la celda c_0 y c_i a lo largo del vector δr_i desde el centroide de la celda c_0 a la celda c_i, se puede expresar como se muestra en la ecuación 2.5.

$$(\nabla\phi)_{c0} \cdot \nabla r_i = (\phi_{ci} - \phi_{c0}) \tag{2.5}$$

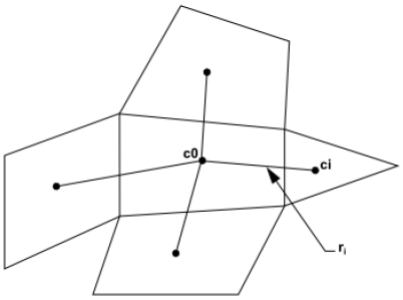


Figura 2.2: Evaluación centroide celda [10].

Escribiendo esta ecuación para cada celda vecina a la celda c_0, se obtiene un sistema simplificado como se puede ver en la ecuación 2.6.

$$[J](\nabla\phi)_{c0} = \nabla\phi \tag{2.6}$$

donde $[J]$ es la matriz de coeficientes en función de la geometría.

El objetivo es obtener el gradiente en la celda ($\nabla\phi_0 = \phi_1\hat{e}_1 + \phi_2\hat{e}_2 + \phi_3\hat{e}_3$) resolviendo el problema de minimización para el sistema de matriz de coeficientes no cuadrados. El sistema anterior de ecuaciones lineales puede resuelto descomponiendo la matriz de coeficientes usando el método *Gram-Schmidt* [1]. Esta descomposición entrega una matriz de pesos para cada celda. Así como para el esquema celda-centrado, esto significa que las tres componente de los pesos ($W^1_{i0}, W^2_{i0}, W^3_{i0}$) se obtienen para cada uno de las caras de la celda c_0.

Por lo tanto, el gradiente en el centro de la celda puede ser calculado multiplicando los factores de peso por el vector diferencia $\nabla\phi = (\phi_{c1} - \phi_{c0})$, como muestra la siguientes ecuación 2.7 (con j = 1,2,3) en la dirección de las coordenadas cartesianas.

$$(\phi_j)_{c0} = \sum_{i=1}^{n} W_{i0}^{j} \cdot (\phi_{ci} - \phi_{c0}) \tag{2.7}$$

2.2.2.2. Limitadores de gradiente

Se utilizan en el método de segundo orden *upwind* **(SOU) para evitar oscilaciones parásitas**, las cuales de otro modo aparecerían en el campo de flujo solución, ya sea como discontinuidades, o cambios locales rápidos en el campo de flujo. El limitador de gradiente intenta hacer cumplir el principio de *monotonicidad* mediante la prohibición de que la variable del campo linealmente reconstruida sobre las caras de las celdas excedan los valores máximos o mínimos de las celdas vecinas. **En el programa existen tres limitadores, que se mencionan a continuación**:

- Standard limiter
- Multidimensional limiter
- Differentiable limiter

Los limitadores de gradiente se pueden clasificar en limitadores no diferenciables y limitadores diferenciables. Ambos, *Standard limiter* y *Multidimensional limiter* son de la forma no diferenciables. El tercer limitador, es un tipo de limitador diferenciable, que utiliza una función suave para el principio de monotonicidad. Ya sea cualquiera de estos métodos, el programa proporciona dos direcciones limitativas:

- *Cell to face limiting*, donde el valor limitado de la reconstrucción de gradiente es determinado en el centro de la cara de la celda. Este método es el utilizado por defecto en el programa.
- *Cell to cell limiting* , en el que el valor limitado del gradiente de reconstrucción de la solución se determina a lo largo de una línea entre dos centroides de celdas adyacentes.

En mallas no estructuradas, el programa utiliza la forma escalar del limitador de gradiente dado por la ecuación 2.8.

$$\phi_{f_{SOU}} = \phi + \psi \nabla \phi \cdot r \tag{2.8}$$

donde ψ es un valor escalar que limita el gradiente $\nabla \phi$.

En el presente trabajo se utilizará el método *Standard Limiter*, el método se deriva del trabajo desarrollado por Barth and Jespersen [2] y provee una manera eficaz de mejorar la convergencia de la solución residual [10].

2.3. Solver: Basado en presión

Uno de los solver que el programa permite escoger es el basado en presión, este solver emplea un algoritmo que pertenece a una clase general del métodos llamado método de proyección [3] (*projection method*). En el método de proyección, la restricción de conservación de la masa (continuidad) del campo de velocidad se consigue mediante la resolución de una ecuación de la presión (o la corrección de presión). **La ecuación de la presión se deriva de las ecuaciones de continuidad de tal manera que el campo de velocidades, corregido por la presión, satisface la continuidad**. Puesto que las ecuaciones que gobiernan son no lineales y acopladas entre sí, el proceso de solución implica iteraciones mientras que todo el conjunto de ecuaciones que gobiernan se resuelve varias veces hasta que la solución converge. Dos algoritmos del solver basado en presión están disponibles. Un algoritmo segregado y un algoritmo acoplado. **Para efectos del presente trabajo se presenta el algoritmo segregado**, puesto que es el que requiere menos costo computacional, a pesar de que la convergencia es más lenta en comparación al otro método. Por otro lado, en esta sección también se hará mención a la discretización de las ecuaciones de continuidad y de momento, además de su solución en relación al método solucionador basado en la presión. De manera de poder describir con mayor facilidad y para efectos del estudio en cuestión, estas ecuaciones, se considerarán en el estado estacionario en forma integral como se muestran en las ecuaciones 2.9 y 2.10.

$$\oint \rho\vec{u} \cdot d\vec{A} = 0 \tag{2.9}$$

$$\oint \rho\vec{u}\vec{u} \cdot d\vec{A} = -\oint pI \cdot d\vec{A} + \oint \vec{\tau} \cdot d\vec{A} + \int_V \vec{F} dV \tag{2.10}$$

donde I es la matriz identidad, τ es el tensor de esfuerzos viscosos y $\vec{F}$ es el vector de fuerza [10].

2.3.1. Algoritmo segregado

El solver utiliza un **algoritmo de solución en la que las ecuaciones que rigen se resuelven de forma secuencial (es decir, segregadas una de las otras)**. Debido a que las ecuaciones que gobiernan son no lineales y acopladas, el bucle de solución debe ser llevado a cabo de forma iterativa con el fin de obtener una solución numérica convergente.

En el algoritmo segregado, las ecuaciones individuales que gobiernan para las variables de la solución (por ejemplo u_1, u_2, u_3, P, k, ϵ) se resuelven una tras otra. Cada ecuación, mientras son resueltas, se desacoplan o segregan de las otras ecuaciones.

El algoritmo segregado es eficiente en cuanto a memoria, ya que las ecuaciones discretizadas sólo necesitan ser almacenados en la memoria de una en una. Sin embargo, la convergencia de la solución es relativamente lenta, ya que las ecuaciones se resuelven de manera disociada. Con el algoritmo segregado, cada iteración consta de los pasos que se ilustran en la figura 2.3, y son expuestos a continuación [10]:

1. Actualizar las propiedades del fluido (por ejemplo, la densidad y la viscosidad), incluyendo la viscosidad turbulenta (difusividad), basado en la solución actual.
2. Resolver las ecuaciones de momento, una tras otra, utilizando los valores actualizados recientemente de presión y enfrentar los flujos de masa.
3. Resolver la ecuación de corrección de presión utilizando el campo de velocidades recientemente obtenido y el flujo de masa.

4. Corregir los flujos de masa, la presión y el campo de velocidad utilizando la corrección de presión obtenida en la etapa c.
5. Resolver las ecuaciones para los escalares, si los hay, tales como cantidades turbulentas, la energía, las especies y la intensidad de radiación utilizando los valores actuales de las variables de la solución.
6. Actualización de los términos fuente que surgen de las interacciones entre las diferentes fases.
7. Comprobar la convergencia de las ecuaciones.

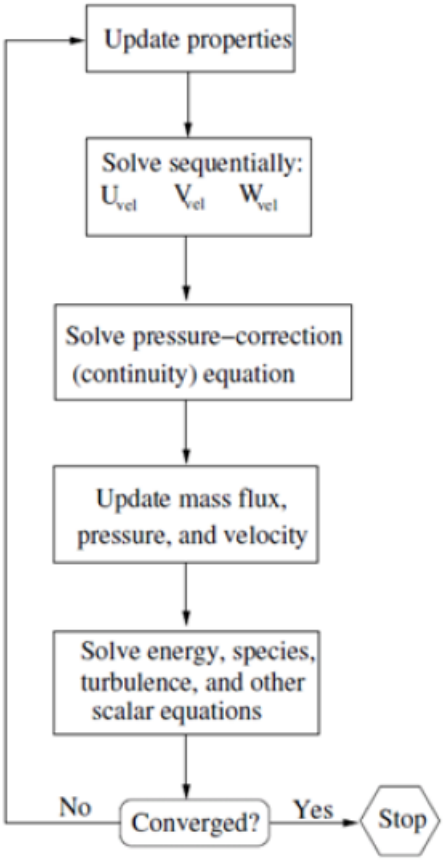


Figura 2.3: Algoritmo segregado basado en la presión, estos pasos se repiten hasta conseguir la convergencia [10].

2.3.2. Discretización ecuación de momento

El esquema de discretización mencionado anteriormente para la ecuación de transporte es también usado para **discretizar la ecuación de momento**. Para el

momento en la dirección del eje x_1 como se ha descrito anteriormente, se obtiene cambiando $\phi = u_1$ [10].

$$a_p u_1 = \sum_{nb} a_{nb} u_{1_{nb}} + \sum p_f A \cdot \hat{e_1} + S \tag{2.11}$$

Si se conocen los campos de presión y el flujo de masa en las caras de la celda, la ecuación 2.11 puede ser resuelta de la manera indicada en el apartado de discretización descrito anteriormente. Sin embargo, los campos de presión y los flujos de masa no se conocen a priori y deben ser obtenidos como parte de la solución. Existen problemas en relación con el almacenamiento de la presión y el término gradiente de presión, que se describe a continuación.

El programa utiliza un esquema co-situado (*co-located* en inglés), con lo que la presión y la velocidad se almacenan en los centros de las celdas. Sin embargo, la ecuación 2.11 requiere el valor de la presión en la cara entre las celdas c_0 y c_1, ver figura 2.1. Por lo tanto, se requiere un esquema de interpolación para calcular los valores en las caras de la presión a partir de los valores de las celdas.

2.3.2.1. Esquema de interpolación de presión

El programa ofrece las siguientes opciones para interpolar los valores de presión en las caras:

- Linear
- Standard
- Second Order
- Body Force Weighted
- PRESTO!

Para el presente trabajo **se utilizará el esquema de segundo orden (*Second Order*)**, ya que provee mejor precisión que los esquemas *Linear* y *Standard*, mientras que los restantes se utilizan para otros tipos de problemas. El esquema de segundo orden, reconstruye la presión en las caras utilizando un esquema de diferencias centrales, como muestra la ecuación 2.12.

$$P_f = \frac{1}{2}(P_{c0} + P_{c1}) + \frac{1}{2}(\nabla P_{c0} \cdot \vec{r}_{c0} + \nabla P_{c0} \cdot \vec{r}_{c1}) \tag{2.12}$$

2.3.3. Discretización ecuación de continuidad

La ecuación 2.9 puede ser integrada sobre el volumen de control que se muestra en la figura 2.1 para dar paso a la ecuación discretizada 2.13.

$$\sum_{f}^{N_{caras}} J_f A_f = 0 \tag{2.13}$$

donde J_f es el flujo de masa a través de la cara f o ρv_n [10].

Es necesario relacionar los valores de velocidad, $\vec{v}_n$, con los valores almacenados de la velocidad en los centros de las celdas.

La interpolación linear en este caso no da buenos resultados, es por ello que Fluent utiliza un procedimiento similar descrito por Rhie y Chow [16]. Es utilizado el momento-ponderado promedio, usando factores de ponderación en función del coeficiente a_p de la ecuacion 2.11. Utilizando este procedimiento, **el flujo en la cara, J_f, puede ser escrito como muestra la ecuación 2.14**.

$$J_f = \hat{J}_f + d_f(p_{c_0} - p_{c_1}) \tag{2.14}$$

donde p_{c_0}, p_{c_1} son la presiones normales, dentro de las dos celdas a cada lado de la cara, y $\hat{J}_f$ contiene la influencia de las velocidades en esas celdas 2.1. El término d_f esta en función de $\bar{a}_p$, el promedio del a_p coeficiente de la ecuación de momento para las celdas en cada lado de la cara f.

Es necesario mencionar el programa provee de distintos **esquemas de interpolación de densidad**, para flujos incompresibles Fluent usa simplemente el promedio aritmético [10]. En este trabajo se utiliza flujo incompresible en el dominio.

2.3.4. Acoplamiento Presión-velocidad

El acoplamiento se logra mediante el uso de la ecuación 2.14 para derivar una condición adicional para la presión y formatear la ecuación de continuidad (ecua-

ción 2.9). El solver basado en presión permite resolver el problema en forma segregada o acoplada como se mencionó anteriormente en este capítulo. Pero provee la opción de elegir entre cinco algoritmos de acoplamiento:

- SIMPLE
- SIMPLEC
- PISO
- Coupled
- Fractional Step (FSM)

Además para para los flujos estacionarios utilizando el esquema de tiempo de avance no iterativo *(NITA)*.

Todos los esquemas antes mencionados, excepto el esquema de acoplado *Coupled* se basan en el método de predicción-corrección. Hay que mencionar que los métodos *SIMPLE*, *SIMPLEC*, *PISO*, y *FSM* usan el algoritmo segregada basado en la presión, descrito anteriormente en este capítulo, mientras *Coupled* utiliza el algoritmo acoplado basado en la presión [10].

El método SIMPLE es utilizado en este trabajo puesto que es recomendado para problemas de flujo estacionario, y con factores de relajación óptimos los demás métodos no ofrecen una notable ventaja (SIMPLEC y PISO), además de ser más costosos computacionalmente.

2.3.4.1. SIMPLE

Este algoritmo utiliza una relación entre las correcciones de velocidad y presión, de manera que hace que se cumpla la ley de la conservación de la masa y también para obtener el campo de presión.

La ecuación de momento se resuelve suponiendo un campo de presión $p*$, por lo tanto, el flujo resultante en la cara, J_f^*, calculado a partir de la ecuación 2.14, no satisface la ecuación de continuidad. En consecuencia, es necesario agregar una corrección J_f' al flujo en la cara J_f^* de manera que el flujo corregido es J_f, como muestra la ecuación 2.15 satisface la ecuación de continuidad.

$$J_f = J_f^* + J_f' \tag{2.15}$$

El algoritmo postula que la corrección, J'_f puede ser escrita como muestra la ecuación 2.16, donde p' es la corrección de la presión en las celdas.

$$J'_f = d_f(p'_{c0} - p'_{c1}) \tag{2.16}$$

Utilizando las ecuaciones 2.15 y 2.16 sobre en la ecuación de continuidad discretizada 2.13, se puede obtener una ecuación discretizada para la corrección de la presión como se muestra a continuación en la ecuación 2.17, donde el termino fuente b es el flujo neto en la celda, como se ve en la ecuación 2.18.

$$a_p p' = \sum_{nb} a_{nb} p'_{nb} + b \tag{2.17}$$

$$b = \sum_{f}^{N_{caras}} J^*_f A_f \tag{2.18}$$

La ecuación 2.17, de corrección de presión, puede ser resuelta usando el método algebraico multicelda (AMG) (*Algebraic Multigrid Method* en inglés). Una vez que utilizando dicho método la solución es obtenido, la presión de la celda y el flujo de la cara son corregidos usando las ecuaciones 2.19 y 2.20 respectivamente.

$$p = p^* + \alpha_p p' \tag{2.19}$$

$$J_f = J^*_f + d_f(p'_{c0} - p'_{c1}) \tag{2.20}$$

donde α_p es el factor baja-relajación (*under-relaxation* en inglés), del cual se hablará más adelante, para la presión. El flujo corregido J_f satisface la ecuación de continuidad idénticamente para toda las iteraciones.

2.3.4.2. Baja-relajación de variables

Este factor es utilizado en el método basado en presión para controlar la variación de las variables calculadas, debido a la no linealidad de las ecuaciones que son resueltas por Fluent, es necesario este factor para controlar el cambio de ϕ. Esto normalmente se consigue mediante la manipulación de este factor en las

variables (también denominado como relajación explícita), que reduce el cambio de ϕ producida durante cada iteración. En una forma simple, el nuevo valor de la variable ϕ dentro de una celda depende del antiguo valor de esta variable ϕ_{old}, el valor calculado para la variación de la variable $\nabla\phi$, se relacionan en la ecuación 2.21, donde α es el factor baja-relajación.

$$\phi = \phi_{old} + \alpha\nabla\phi \tag{2.21}$$

2.3.4.3. Baja-relajación de ecuaciones

Así como anteriormente se describió la relajación explicita de variables, también existe la relajación implícita de ecuaciones, como se muestra en la ecuación 2.22, que se usa en el método solver basado en presión para estabilizar el comportamiento de la convergencia de las iteraciones no lineales por la introducción de cantidades para la variable ϕ en el sistema de ecuaciones discretizadas [10].

$$\frac{a_p\phi}{\alpha} = \sum_{nb} a_{nb}\phi_{nb} + b + \frac{1-\alpha}{\alpha}a_p\phi_{old} \tag{2.22}$$

2.3.5. Método Multigrid

El solver del programa contiene dos formas del método: AMG y FAS. **El solver basado en presión, que es el solver utilizado en este presente trabajo, tiene como principal componente al método AMG**. El método es usado para acelerar la convergencia del solver estimando correcciones sobre una serie de *niveles de malla gruesa*. El uso del método puede reducir el número de iteraciones y el tiempo requerido para obtener una solución que converge.

El método es necesario, debido a que en problemas con mallas no estructuradas, los método disponibles para resolver ecuaciones linealizadas, disponibles en el programa (Gauss-Seidel y ILU), son métodos que eliminan rápidamente los errores locales (de alta frecuencia), mientras que los errores globales (de baja frecuencia) son reducidos a una velocidad inversamente proporcional al tamaño de la malla, es decir, a mayor número de nodos, la tasa de reducción residual se vuelve relativamente lenta. Por lo tanto, es necesario un número mayor de iteraciones para encontrar una solución convergente.

Como se mencionó, la técnica *Multigrid* permite que estos errores globales sean abordados usando una secuencia de mallas gruesas sucesivamente. El método trabaja bajo el principio de que los errores globales de baja frecuencia, en una malla fina, pueden representarse en una malla gruesa donde pasa a formar un error local, de alta frecuencia, que pueden ser eliminados fácilmente con los métodos mencionados anteriormente, ya sean métodos de punto implícito u otros (que usan un esquema también llamado *smoother* o suavizadores). Desde el punto de vista de la memoria de almacenamiento y el tiempo utilizado, el gasto decae al usar mallas gruesas [10].

2.3.5.1. Principios del método

Los conceptos básicos de método, se muestran a continuación. En primer lugar, considerar la ecuación 2.23 linealizada, donde ϕ_e esa solución exacta. Cuando la solución ha convergido existirá un defecto d asociado a la solución aproximada ϕ, como muestra la ecuación siguiente 2.24.

$$A\phi_e + b = 0 \tag{2.23}$$

$$A\phi + b = d \tag{2.24}$$

Si se tiene una corrección ψ para ϕ tal que la solución exacta esta dada por la ecuación 2.25 y utilizando las ecuaciones anteriores, se obtiene la ecuación 2.26, la cual representa una ecuación para la corrección en términos del primer operador A de nivel fino y el defecto d. Asumiendo que los errores locales han sido amortiguados por los método utilizados, la corrección ψ será eficientemente resuelta en el siguiente nivel grueso [10].

$$\phi_e = \phi + \psi \tag{2.25}$$

$$A\psi + d = 0 \tag{2.26}$$

2.3.5.2. Restricción y prolongación de correcciones

Para resolver las correcciones en nivel grueso, en primer lugar debe ser transferidos el defecto desde el nivel fino, proceso llamado *restricción*. Una vez realizadas las correcciones por el programa, las correcciones son transferidas de regreso desde el nivel grueso (*prolongación*) al nivel más fino. Las ecuaciones para las correcciones de nivel grueso, ψ^H, se muestra en la ecuación 2.27.

$$A^H \psi^H + Rd = 0 \tag{2.27}$$

donde A^H es el operador del nivel grueso y R el operador de restricción, que se encarga de transferir el defecto del nivel fino hasta el nivel grueso. La solución de la ecuación 2.27 es utilizada para actualizar la solución en el nivel fino como muestra la ecuación 2.28.

$$\phi^{new} = \phi + P\psi^H \tag{2.28}$$

donde P es el operador de prolongación usado para transferir la corrección de vuelta al nivel fino [10].

En mallas no estructuradas existen dificultades en cuanto a la creación de las mallas gruesas y el uso en cuanto a su jerarquía. Los principios descritos anteriormente aplican para el método *Multigrid* AMG, a continuación se presenta la estrategia de ciclos. Mientras que las técnicas de construcción de los operadores de prolongación, restricción y operadores de malla gruesa en general, se describirán en el apartado de álgebra del método.

2.3.5.3. Ciclos Multigrid

Los ciclos del método *Multigrid* se puede definir como un procedimiento recursivo que se aplica en cada nivel de las cuadrículas de la malla, avanzando a través de la jerarquía de esta red. Se definen cuatro tipos de ciclos en el método AMG:

- ciclo V.
- ciclo W.
- ciclo F.

- flex (ciclos flexible).

2.3.5.4. Ciclo V

La figura 2.4 muestra el ciclo V del método *Multigrid*, en la cual el ciclo está representado por un cuadrado, posteriormente se expande para mostrar los pasos individuales (círculo, triangulo, o cuadrados conectados). Para el método, la sucesión consiste en que los cuadrados, se expanden y dan paso nuevamente a una secuencia círculo-cuadrado-triángulo sucesivamente [10].

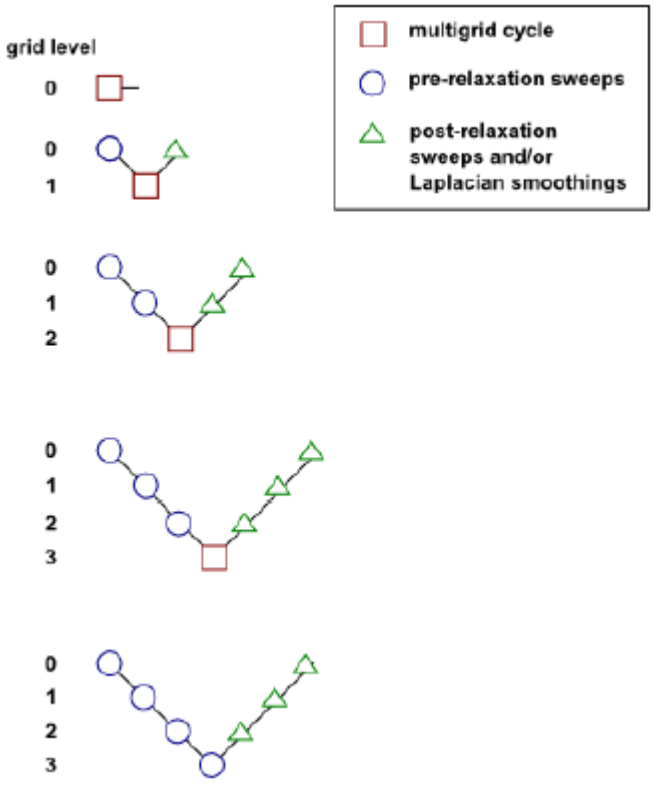


Figura 2.4: Ciclo V método *Multigrid* [10].

El recorrido jerárquico del método es gobernado por los parámetros β_1, β_2 y β_3, como se describe a continuación.

En primer lugar, las iteraciones son realizadas en el nivel de malla actual con el fin de reducir las componentes de frecuencia alta, errores locales. Una iteración consiste en una barrida adelante y en retroceso de la aplicación del método

Gauss-Seidel. Las iteraciones, se conocen como barrido de pre-relajación (*pre-relaxation sweep* en inglés), ya que luego se pasará al nivel de malla gruesa. El número de barridos se especifica por β_1.

En la figura 2.4 el inicio de un ciclo es representado por un círculo. Las componentes del error de alta frecuencia deben ser reducidas hasta que el error resultante sea representado en la malla gruesa solapadamente. Se completa el ciclo *Multigrid* una ves que el ciclo del nivel más grueso es desarrollado, lo que se representa con un círculo en lugar de el cuadrado, que también representa el nivel del ciclo como se muestra en la figura 2.4.

En segundo lugar, el problema esta restringido al pasar a un nivel más grueso por la ecuación 2.27, como se muestra en la 2.4 el pasar de un nivel fino a uno más grueso, está representado por líneas de pendiente negativa.

En tercer lugar, β_2 es un número específico mediante el cual se especifican los ciclos *Multigrid*, lo cual permite reducir el error en las mallas gruesas.

En cuarto lugar, la corrección acumulativa calculada en las mallas gruesas son interpoladas de vuelta a las mallas finas usado la ecuación 2.28 y agregadas a la solución. Este proceso de prolongación se representa en la figura mediante una linea de pendiente positiva.

Por último, las iteraciones son realizadas en el nivel fino para remover los errores de alta frecuencia producidos en la prolongación desde las mallas más gruesas, proceso descrito anteriormente, producto de los ciclos *Multigrid*. Estas iteraciones, son llamadas barrido de post-relajación (*post-relaxation sweep* en inglés) y es especificado por β_3 [10].

2.3.5.5. Solver AMG

La ecuación del solver, ecuación 2.29, contiene variables escalares. El solver AMG escalar es utilizado para encontrar la solución de sistemas lineales obtenidos a partir de la discretización de las ecuaciones individuales de transporte.

$$a_{ij}x_j = b_i \tag{2.29}$$

Estos sistemas lineales, para ser resueltos por el programa, utilizan ya sea el método Gauss-Seidel *smoother* o también se puede escoger el método (ILU)

smoother, que es más bien recomendado para solvers AMG acoplados (no es el caso) [10].

Gauss-seidel

El método es utilizado para resolver sistemas de ecuaciones lineales de uno en uno y en secuencia. Tan pronto como estén disponibles, utiliza los resultados previamente calculados. El método realiza o lleva cabo dos barridos sobre las incógnitas: barrido hacia adelante y hacia atrás.

Utilizando la ecuación 2.29, se describe el barrido hacia adelante en la ecuación 2.30.

$$x_i^{k+\frac{1}{2}} = (b_i - \sum_{j<i} a_{ij} x_j^{k+\frac{1}{2}} - \sum_{j>i} a_{ij} x_j^k)/a_{ii} \tag{2.30}$$

donde (i=1,...,N), y N es el número de variables desconocidas. Luego el barrido hacia atrás se describe como muestra la ecuación 2.31.

$$x_i^{k+1} = (b_i - \sum_{j<i} a_{ij} x_j^{k+\frac{1}{2}} - \sum_{j>i} a_{ij} x_j^{k+1})/a_{ii} \tag{2.31}$$

Seguido de esto, Gauss-Seidel simétrica puede expresarse en forma matricial como una solución recursiva de dos etapas del sistema, como se muestra a continuación en la ecuación 2.32 [10].

$$(D_A + L_A) D_A^{-1} (D_A + U_A)(x^{k+1} - x^k) = b - Ax^k \tag{2.32}$$

donde D_A, L_A, U_A representa las partes diagonal, tridiagonal inferior y superior respectivamente, de la matriz A.

2.3.6. Inicialización híbrida

Es el método por defecto para flujos no estacionarios, es una colección métodos de interpolación de contorno. Resuelve la ecuación de Laplace para producir un campo de velocidad que se ajusta a geometrías complejas del dominio, y un campo de presión que conecta sin problemas valores de alta y baja presión en el dominio computacional. Todas las demás variables, como las turbulencia, se

asignarán en función de valores promedio del dominio o bajo un método predeterminado [10].

- Campo de velocidad

  La ecuación de Laplace se resuelve con las condiciones de frontera apropiadas para producir el campo de velocidad en el dominio.

$$\nabla^2 \varphi = 0 \tag{2.33}$$

  donde φ es el potencial de velocidad, que para condiciones de frontera utilizadas en el trabajo se expresa como:

  - Condición de pared: La velocidad normal a la pared es cero

$$\frac{\partial \varphi}{\partial n}|_{pared} = 0 \tag{2.34}$$

  - Condición de entrada: La velocidad normal a la frontera de entrada es calculada a partir del valor especificado en el programa

$$\frac{\partial \varphi}{\partial n}|_{inlet} = V_{\perp} \tag{2.35}$$

  - Condición de salida: Es especificada con potencial cero

$$\varphi = 0 \tag{2.36}$$

- Campo de presión

  Una ecuación adicional de Laplace se resuelve con la condición de contorno apropiado para producir un campo de presión suave en el dominio, sólo si la información de la presión está disponible en al menos una entrada y una salida en el dominio. De lo contrario, el campo de presión se inicializa con el valor constante un promedio de todos las fronteras.

$$\nabla^2 P = 0 \tag{2.37}$$

  El valor de P es expresado como sigue:

  - Presión de salida Es calculada como 1 porciento más que el valor especificado en la presión manométrica en el programa sobre dicha frontera.

- Condición de pared El gradiente normal de P es ajusta a 0.

$$\frac{\partial p}{\partial n}|_{wall} = 0 \tag{2.38}$$

- Parámetros de turbulencia Los valores de los parámetros de turbulencia son inicializados con valores constantes (dominio promediados).

Capítulo 3

Metodología

Para llevar a cabo el estudio del comportamiento de las características de presión y velocidad del fluido al pasar por diferentes diseños de un elemento *multi-etapa*, se desarrollaron modelaciones para el sistema utilizando el software ANSYS Fluent. En todas las modelaciones, el problema de la turbulencia es abordado utilizando el modelo de turbulencia SST k - ω. El procedimiento seguido para realizar la modelación se describe a continuación.

En primer lugar, con el fin de reducir el gasto computacional de las modelaciones, se realiza de manera separada una primera modelación, llamada *Modelación precursora*, esta modelación se realiza sobre una tubería cilíndrica simple, a partir de la cual se pretende obtener el perfil de velocidad desarrollado a lo largo de una tubería, de manera que pueda ser exportado a las modelaciones restantes como perfil de velocidad de entrada del fluido. El dominio de esta modelación se describirá a continuación en el presente Capítulo.

En segundo lugar, el reductor de presión *multi-etapa* se redujo a una configuración de una sola etapa, es decir, una configuración de únicamente dos placas y una cámara de disipación, ya que solamente es necesario estudiar el comportamiento del flujo en una cámara para los diferentes dominios. El primer dominio, se modeló geométricamente de una etapa concéntrico, llamado *Sistema principal* (que servirá de punto de comparación con los demás dominios). Los dominios siguientes, llamados *Dominios secundarios*, se diseñaron con diferentes configuraciones, variando el largo de la cámara de disipación o distancia entre placas y variando la excentricidad de los agujeros en las placas. Todos los dominios,

se diseñaron utilizando la aplicación ANSYS DesignModeler, desde la cual posteriormente se importaron los diseños (CAD) hacia la aplicación que realiza el mallado del sistema.

En tercer lugar, una vez importada la geometría del problema, se accede a la interfaz gráfica de ANSYS, donde la generación de la malla se realizó con la aplicación ANSYS ICEM CFD. Realizado este procedimiento, se accede al modo de solución (ANSYS Fluent), en el cual mediante el uso de los diferentes controles que provee el programa (descritos en detalle en el manual de ususario ANSYS Fluent [11]) permite plantear las características del problema a resolver, las condiciones de contorno, los métodos de solución y discretización a utilizar, la resolución del problema y la visualización de la solución.

En el presente Capítulo se muestra en detalle el programa utilizado para realizar la modelación, el dominio del sistema y el mallado propuesto donde se aplicaran las ecuaciones discretizadas, luego se muestran las condiciones de contorno o de frontera del dominio, y por último, se detallan los métodos y algoritmos a utilizar como procedimiento para resolver la modelación.

3.1. Programas utilizados

3.1.1. ANSYS Fluent

Para este trabajo se utilizó la versión número 15 del software ANSYS Fluent. Este software tiene la capacidad de modelar flujos de fluidos, transferencia de calor, y reacciones químicas en geometrías complejas. Permite discretizar y resolver mediante el método VOF (*Volumen of fluid*) las ecuaciones que gobiernan el movimiento de los fluidos, descritas en el Capítulo anterior.

Este programa está escrito en lenguaje de programación C y proporciona completa flexibilidad de malla, es decir, tiene la capacidad de resolver los problemas de flujo usando mallas de diversas topologías (híbridas) y también no estructuradas, además permite refinar la malla basada en la solución del flujo y el problema.

Además, el programa permite directamente importar mallas utilizando *ANSYS ICEM CFD*. Todas las operaciones son realizado en el modo de solución de

Fluent (*Solution mode*), incluyendo el establecimiento de condiciones de contorno, definir propiedades del fluido, ejecución de la solución, refinamiento de la malla, post-procesamiento y visualización de los resultados, por lo tanto estas dos aplicaciones coordinadas en Fluent se utilizaron en la presente memoria.

Otro aspecto importarte a tomar en cuenta, son los solver que posee ANSYS: El solver en serie y en paralelo. El primero gestiona la entrada y salida de archivos, almacenamiento de datos y cálculos del campo de flujo utilizando un único proceso solucionador en un único equipo. ANSYS Fluent también utiliza una utilidad llamada *cortex* que gestiona la interfaz de usuario del programa y funciones gráficas básicas (ver figura 3.1). Mientras que el solver paralelo, le permite calcular una solución utilizando múltiples procesos que pueden estar ejecutándose en el mismo equipo, o en diferentes ordenadores en una red. El procesamiento paralelo implica una interacción entre ANSYS Fluent, un proceso de host, y un conjunto de procesos de cálculo de nodos. El programa interactúa con el proceso de host y la colección de cálculo de nodos utilizando la utilidad de interfaz de usuario de *cortex* (ver figura 3.2) [9].

El resultado obtenido al utilizar cualquiera de los solver no debiese diferir, por lo tanto, por la simpleza del método, **se utiliza el solver en serie para el presente trabajo**.

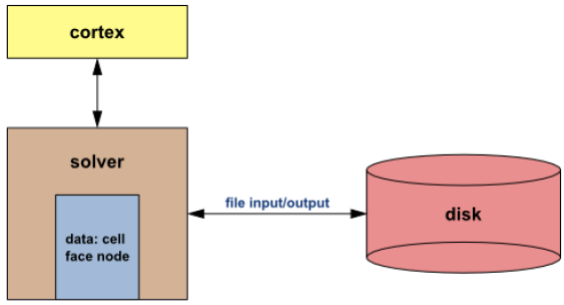


Figura 3.1: Arquitectura ANSYS Fluent en serie [9].

Con el fin de resolver el problema planteado, ANSYS Fluent dispone de dos métodos:

- Basado en la presión (*pressure-based*)
- Basada en la densidad (*density-based*)

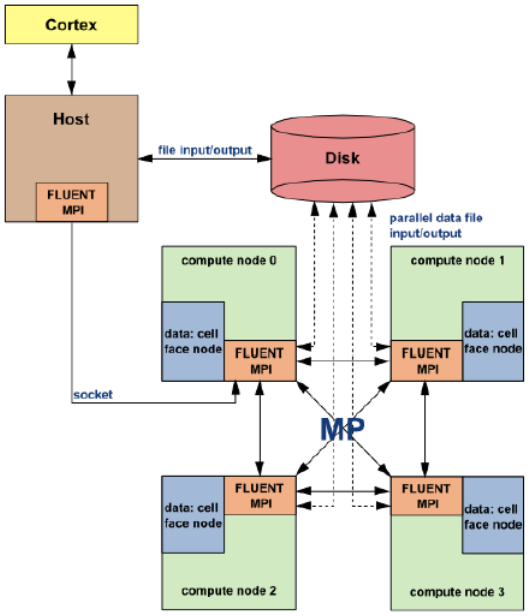


Figura 3.2: Arquitectura ANSYS Fluent en paralelo [9].

Ambos métodos se pueden utilizar para una amplia gama de flujos, pero en algunos casos una formulación puede ser mejor (en cuanto al rendimiento de una solución, obtener más rápidamente o resolver ciertas características de flujo de mejor manera) que el otro. El solver basado en la densidad difiere en el basados en la presión, en la forma en que las ecuaciones de continuidad, de momento, y (en algunos casos) la de energía son resueltas. Por otro lado, el solver basado en la presión se ha utilizado tradicionalmente para flujos incompresibles y ligeramente compresibles. Mientras que el enfoque basado en la densidad, fue diseñado originalmente para flujo compresible de alta velocidad [11].

Por lo tanto en la presente memoria **se ha de utilizar el solver basado en presión debido a las condiciones de incompresibilidad del agua para las características de operación del fluido**, de las que se obtiene un número de Mach inferior a 1, por lo tanto las características de compresibilidad del fluido puede ser ignoradas.

3.1.2. ANSYS DesignModeler

La aplicación ANSYS DesignModeler, proporciona herramientas para la construcción de geometría desde cero. El modelo puede ser producido utilizando ope-

raciones de modelado sólido conocidas de otros softwares. El motor de geometría es robusto y se ajusta a los estándares de la industria. Los bocetos bidimensionales pueden ser extruidos en sólidos tridimensionales y luego modificados. El software registra un historial de construcción durante la creación de la geometría, lo que permite al usuario realizar cambios y luego actualizar el diseño.

Ya sea importando un modelo CAD existente o construyendo uno, la aplicación ANSYS DesignModeler utiliza un diseño completamente paramétrico. Esto se combina con el ajuste paramétrico y la configuración paramétrica de solver dentro de la plataforma ANSYS Workbench.

3.1.3. ANSYS ICEM CFD

ANSYS ICEM CFD proporciona adquisición avanzada de geometría, generación de malla y optimización de malla, herramientas para satisfacer el requisito de la generación de malla integrada para los sofisticados análisis actuales. Manteniendo una estrecha relación con la geometría durante la generación de la malla, ANSYS ICEM CFD se utiliza especialmente en aplicaciones de ingeniería tales como dinámica de fluidos computacional y análisis estructural. Las herramientas de generación de malla de ANSYS ICEM CFD ofrecen la posibilidad de crear paramétricamente mallas a partir de geometrías en numerosos formatos:

- Estructura multibloque
- Hexaedro no estructurado
- Tetraédrico no estructurado
- Cartesiano con refinamiento de cuadrícula H
- Mallas híbridas que comprenden elementos hexaédricos, tetraédricos, piramidales y / o prismáticos
- Mallas de superficie cuadrangulares y triangulares

  La aplicación proporciona un enlace directo entre la geometría y el análisis. En ANSYS ICEM CFD, la geometría puede ser introducido desde casi cualquier formato, ya sea de un paquete de diseño CAD comercial, de terceros en base de datos universal, datos de escaneo o datos de punto. En este trabajo se ingresará directamente de la aplicación ANSYS DesignModeler.

Comenzando con un robusto módulo de geometría que soporta la creación y modificación de superficies, curvas y puntos, la base de datos de geometría abierta de ANSYS ICEM CFD ofrece la flexibilidad de combinar información geométrica en varios formatos para la generación de mallas. Las mallas estructuradas o no estructuradas resultantes, la topología, la conectividad entre dominios y las condiciones de contorno se almacenan en una base de datos donde se pueden traducir fácilmente a archivos de entrada formateados para un Solver [12].

3.2. Dominio del fluido

Como se mencionó anteriormente, en el presente trabajo, se realizaron modelaciones para diferentes dominios, los cuales se expondrán a continuación. El primero dominio, es el de la tubería utilizada para realizar la **modelación precursora** de este trabajo. Luego se presenta el **dominio principal** del sistema (el cual se utilizará como punto de comparación para los demás diseños), este dominio tiene solamente una etapa, es decir, solo dos placas y una cámara de disipación. Seguido de esto, se presentan los **dominios secundarios**, con distinto largo de la cámara de disipación y por último, los dominios donde se varía la excentricidad de los orificios de restricción de las placas.

3.2.1. Dominio precursor

El dominio de la modelación precursora que se utilizará, como se mencionó anteriormente, es una tubería, cuyo largo L_t es de 20 [m], y cuyo diámetro D es de 0,32064 [m], como se puede ver en la la figura 3.3, la modelación de este dominio permitirá extraer un perfil de velocidad desarrollado al final de la tubería, reduciendo el costo computacional de las siguientes modelaciones, ya que este perfil de velocidad puede importarse como condición de entrada hacia las demás modelaciones.

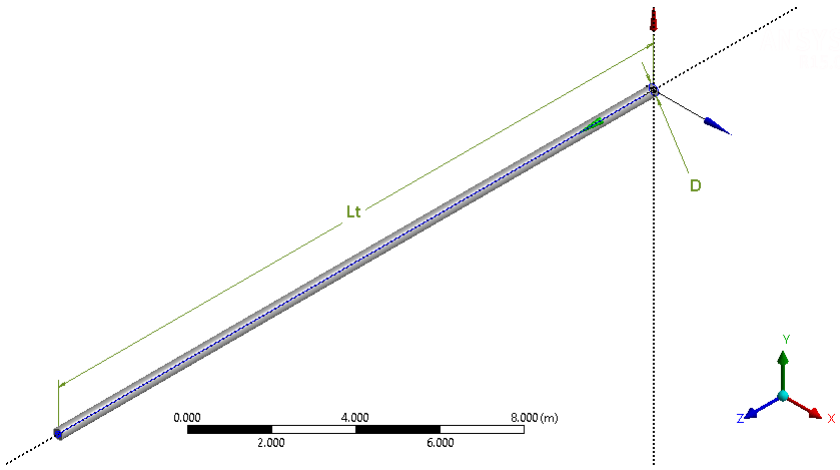


Figura 3.3: Dominio de la modelación precursora.

3.2.2. Dominio principal

El dominio principal que se utilizará, como se mencionó anteriormente, es una configuración con **solo una cámara de disipación** (ver figura 3.4), lo que posteriormente servirá como punto de comparación para los distintos diseños del reductor. Se pretende encontrar la caída de presión y estudiar el perfil de velocidad que existe al circular el flujo por este dominio, con agujeros de restricción absolutamente concéntricos y con una cámara de disipación o distancia entre placas L_i = 1,016 [m]. A partir de este dominio, se variarán las posiciones de los agujeros de la configuración, dando origen a otros diseños, con el fin de estudiar la caída de presión. También, se variará el largo de la cámara de disipación para poder estudiar el comportamiento del perfil de velocidad del fluido y la caída de presión.

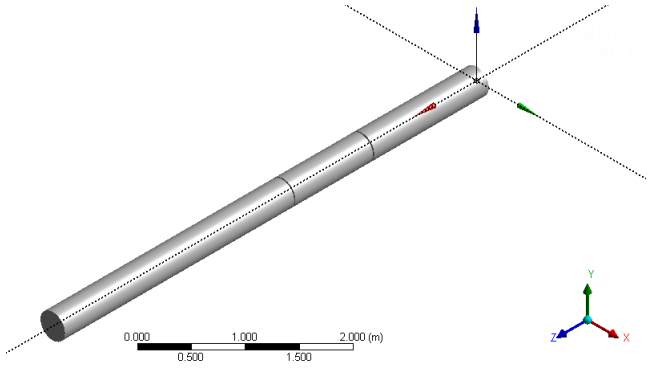


Figura 3.4: Dominio principal de la configuración con una sola etapa.

Como se puede apreciar en el dominio del fluido, las zonas cilíndricas pueden ser clasificadas en dos grupos. En primer lugar, se encuentran la cámara de disipación, las tuberías de entrada y salida del fluido que tiene un diámetro constante de D (ver figura 3.6), dichas tuberías tienen un largo L_e y L_s, respectivamente, mientras que la cámara de disipación tiene un largo L_i. La medida en el largo de la tubería de entrada permite que el perfil velocidad tenga el desarrollo necesario, mientras que en la tubería de salida la medida del largo es necesaria debido a que debe ser más larga que la zona de recirculación que se forma en dicha sección. Por otro lado, las placas tienen un largo l_p y un orificio con diámetro d_p (ver figuras 3.5 y 3.6), como es de suponerse, el largo de estos agujeros es equivalente al espesor de estas placas, los medidas utilizadas en el dominio se pueden apreciar en la tabla 3.1.

Diámetro tubería (D) [mm]	320,64
Largo tubería de entrada (L_e) [mm]	1500
Largo tubería de salida (L_s) [mm]	3500
Largo cámara de disipación L_i[mm]	1016
Diámetro agujero placa d_p[mm]	131,28
Largo agujero placa l_p[mm]	15

Tabla 3.1: Medidas del dominio principal del reductor *multi-etapa* de una sola cámara de disipación cuyo largo es L_i, y donde L_e es el largo de la tubería de entrada, L_s el de la tubería de salida, y l_p el de la placa. Mientras que D es el diámetro principal de la tubería y d_p el del agujero de restricción.

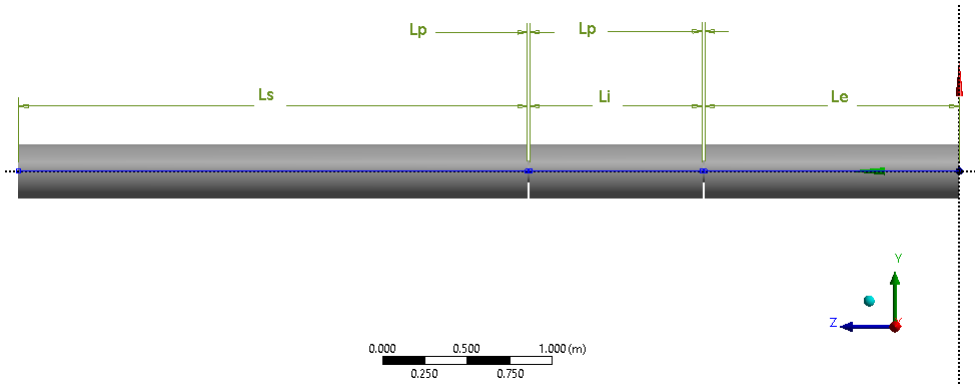


Figura 3.5: Dominio principal de la configuración en vista lateral.

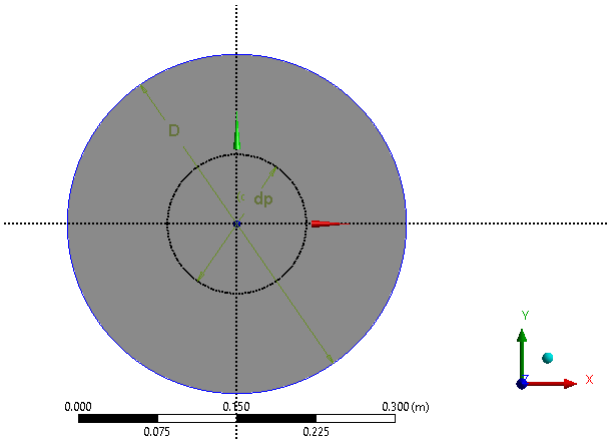


Figura 3.6: Dominio principal de la configuración en vista frontal.

3.2.3. Dominios secundarios

A partir del dominio principal se pretende realizar una comparación para el comportamiento del fluido en otros dominios con diferentes diseños. Los siguientes dominios se pueden separar en dos grupos, el primero, **cuando se varía el largo de la cámara de disipación** con valores múltiplos del diámetro del agujero de la placa d_p, es decir: $0d_p$ (donde no hay distancia entre placas, por lo tanto no existe cámara de disipación), $2d_p$, $4d_p$, $5{,}5d_p$, $7d_p$, $8d_p$...,$12d_p$. (ver tabla 3.2), de esta manera se puede estudiar la caída de presión y el campo de velocidad del fluido para estos diferentes dominios. El segundo grupo, **cuando se mantiene el largo principal de la cámara de disipación (ver tabla 3.1) y se varían las posiciones de los orificios de restricción**, con el fin de encontrar una configuración que maximice la caída de presión, en las figuras 3.7 y 3.8 se puede observar como se mueven los orificios de restricción en las placas para las configuraciones a modelar.

3.2.3.1. Diferente largo de la cámara de disipación

Para los dominios con distinto largo en la cámara de disipación, se utilizaron los siguientes valores presentados en la tabla 3.2.

i	d_p	L_i	i	d_p	L_i
0	0d_p	0,00	8	8d_p	1050,24
2	2d_p	262,56	9	9d_p	1181,52
4	4d_p	525,12	10	10d_p	1312,80
6	5.5d_p	722,04	11	11d_p	1444,08
7	7d_p	918,96	12	12d_p	1575,36

Tabla 3.2: Largo de la cámara de disipación para los diferentes dominios.

3.2.3.2. Diferentes posiciones de los orificios de restricción

Se presentan las diferentes configuraciones, donde varía la posición de los orificios de restricción, como se puede ver en las figuras 3.7, 3.8 y 3.9 los diseños se enumeran según número de configuración N_{conf}, con N_{conf} = 1,2,3,4,5. Siendo N_{conf} = 1, la configuración principal con orificios concéntricos.

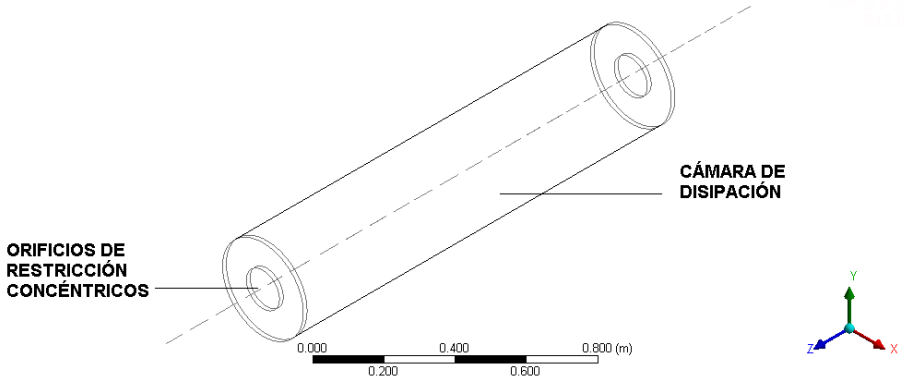
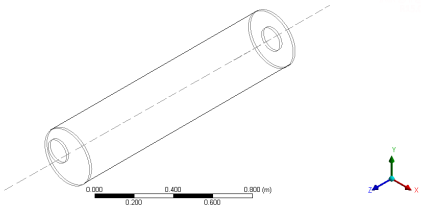
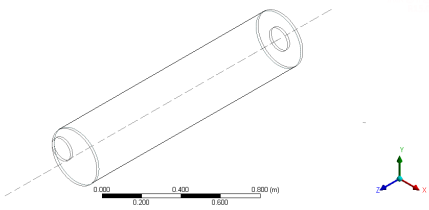


Figura 3.7: Configuración de dominio principal o $N_{conf} = 1$.

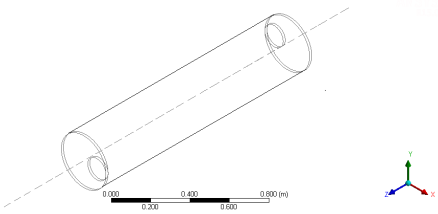


(a) Configuración con un orificio semi excéntrico o configuración 2.

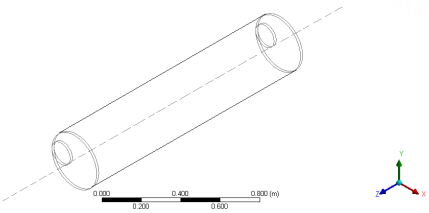


(b) Configuración con un orificio excéntrico o configuración 3.

Figura 3.8: Configuraciones excéntricas 3.8a y 3.8b, $N_{conf} = 2$ y $N_{conf} = 3$ respectivamente. En 3.8a el segundo orificio de restricción tiene una excentricidad de $e = 80,16[mm]$ y en 3.8b de $e = 94,68[mm]$.



(a) Configuración con dos orificios excéntricos separadas.



(b) Configuración con dos orificios excéntricos iguales.

Figura 3.9: Configuraciones excéntricas 3.9a, $N_{conf} = 4$, de dos orificios excéntricos en la tubería en $e = 94,68[mm]$ y excéntricos entre si, separados por una distancia de $131,28[mm]$. Mientras que en la configuración 3.9b,$N_{conf} = 5$ se tienen dos orificios excéntricos en $e = 94,68[mm]$ y concéntricos entre si.

3.3. Condiciones del problema

El dominio, por lo tanto, representa el volumen que esta dentro de la tubería y del elemento *multi-etapa* modificado, en cuyas secciones circulará agua bajo régimen turbulento cuyas características principales de operación se muestran en la tabla 3.3.

3.4. Modelación precursora

Es necesario describir el procedimiento y los resultados obtenidos, al realizar la modelación precursora, ya que los resultados obtenidos para el perfil de velocidad en la salida del dominio, se deben importar como perfil de

Viscosidad de operación μ $[mPas]$	1,1391214
Densidad ρ $[kg/m^3]$	999,66032
Temperatura de operación T $[C]$	15
Caudal de operación Q $[m^3/hr]$	1.512
Flujo másico $\dot{m}$ $[kg/s]$	419
Reynolds a la entrada Re	1.463.640
Velocidad de entrada U $[m/s]$	5,2
Presión a la salida P_{out} $[MPa]$	3

Tabla 3.3: Configuración de operación del problema.

velocidad de entrada o condición de contorno de entrada hacia las demás modelaciones.

Se realizaron dos modelaciones precursoras para este dominio, en la primera, el perfil obtenido a la salida se importa como condición de contorno de entrada hacia la segunda modelación, en la cual, el perfil obtenido a la salida es el perfil que se importara a las modelaciones siguientes. En este apartado se muestra el mallado, las condiciones de contorno o frontera, la configuración y la solución de problema de la modelación precursora.

3.4.1. Mallado modelación precursora

El dominio precursor, al tratarse de una tubería simple puede ser tratado mediante una malla estructurada hexaédrica, lo que permite un ahorro de gasto computacional al tener que usar menor cantidad de nodos que una malla no estructurada.

Para realizar un mallado correcto, es necesario tener un valor adecuado del parámetro y^+ de la primera celda contigua a las paredes del dominio. El valor de y^+ a utilizar para el presente trabajo es de números cercanos a 1, puesto que es condición necesaria para los métodos de turbulencia, de manera de poder capturar la *subcapa viscosa*.

Conociendo el valor de y^+ a utilizar, es necesario estimar teóricamente el parámetro y, para lo que es necesario conocer un valor estimativo de C_f (*Skin friction coefficient* en inglés), que como muestra la tabla 3.4 se puede estimar en función del número de Reynolds. Conociendo este valor, se puede obtener el valor de y para cualquier valor de y^+, desarrollando las

ecuaciones 3.1, 3.2 y 3.3, que relacionan el factor C_f, con τ_w y u_*. [5].

$$C_f = \frac{2\tau_\omega}{\rho U^2} \tag{3.1}$$

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \tag{3.2}$$

$$y = \frac{y^+ \mu}{\rho u_*} \tag{3.3}$$

Re_d	4.000	10^4	10^5	10^6	10^7	10^8
f	0,0399	0,0309	0,0180	0,0116	0,0081	0,0059

Tabla 3.4: Relación que existe para un flujo turbulento en una tubería con pared suave, entre Re_d, que es el número de Reynolds para un flujo en una tubería circular, mientras que f es el factor de fricción (*friction factor* en inglés).

Como se mencionó, lo anterior nos permite encontrar un primer acercamiento al valor de y del primer prisma, conociendo y^+. Por otro lado, se estima C_f, a partir de número de Reynolds de entrada del problema (ver tabla 3.3), se obtiene un C_f aproximado de 0,0116 como muestra la tabla 3.4. A partir de estos valores y los valores expuesto en la tabla 3.3, desarrollando las ecuaciones 3.1, 3.2 y 3.3, se obtiene que es necesario un valor aproximado de $y = 3 * 10^{-6}$ [m], lo que satisface las condiciones del modelo. Por lo tanto, en las modelaciones siguientes, se utilizarán valores de y cercanos al valor calculado.

Tomando en consideración lo expuesto anteriormente, se realizo un mallado que tiene un total de 768.000 nodos, como se puede ver en la figura 3.10.

3.4.2. Condiciones de frontera

Para el dominio de la tubería se consideraron condiciones de contorno en la entrada (*inlet*) y salida del fluido (*outlet*), además de la pared de la tubería (*wall*). La ubicación de estas fronteras en el dominio puede verse en la figura 3.11, las condiciones de frontera se enumeran a continuación:

- Condición de entrada: condición de *flujo másico de entrada* de 419 $[\frac{kg}{s}]$ con un perfil que se puede ver en la figura 3.12.

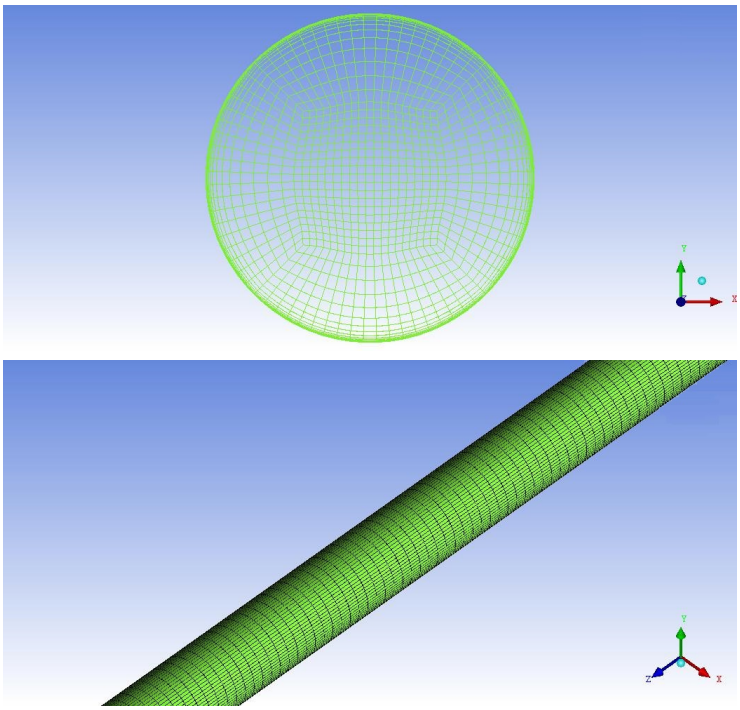


Figura 3.10: Mallado para el dominio de la modelación precursora, arriba se puede ver una vista frontal del mallado, mientras que la imagen de abajo es una vista aérea acercada del mismo, la malla tiene un total de 768.000 nodos.

- Condición de salida: condición de contorno de *presión de salida* con un valor de 0 [Pa]
- Condición de pared: condición de *pared* de *no deslizamiento*

Para la segunda modelación simplemente se importó el perfil obtenido a la salida de la primera modelación, el cual tiene el mismo flujo másico. El fluido utilizado corresponde a agua, con las condiciones de viscosidad y densidad, mostradas en la tabla 3.3. El modelo de turbulencia utilizado para este caso, es $k - \epsilon$ ya que en la tubería no existen zonas de re circulación, por lo que el método más utilizado para el desarrollo en tuberías es este.

Fluent solicita también, el ingreso de dos variables, en la entrada y salida del dominio, estas son el *Diámetro Hidráulico* y la *Intensidad Turbulenta* (que es una medida muy poco exacta para medir en porcentaje la turbulencia de un flujo desarrollado), al ser poco exacto, pues considera pocas variables para el cálculo, fue necesaria la realización la modelación precursora, ya que de esta manera se puede tener un flujo desarrollado más exacto a la en-

trada del dominio para las demás modelaciones. El diámetro hidráulico para tuberías es el mismo diámetro de esta, es decir $D = 0,320$ [m], mientras que la ecuación para calcular la intensidad turbulenta viene dada por el manual de usuario de Fluent [11], y se muestra en la ecuación 3.4. El cálculo de este parámetro utilizando los valores de la tabla 3.3, es de 2,7 $\%$.

$$I = 0{,}16(Re_{DH})^{-\frac{1}{8}} \tag{3.4}$$

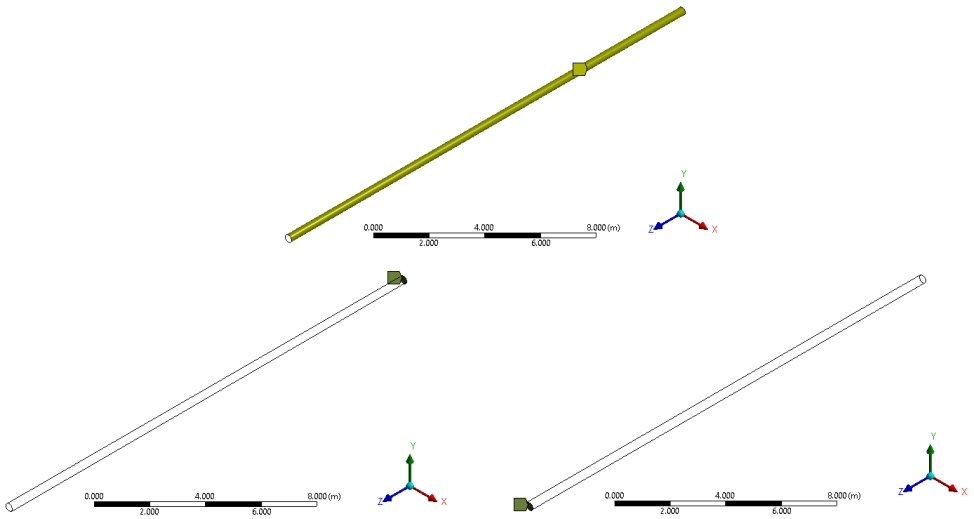


Figura 3.11: Fronteras del dominio precursor, la zona iluminada en la imagen de arriba muestra la zona de la pared, la imagen de la izquierda muestra la entrada, y a la derecha la salida del fluido.

3.4.3. Resultados modelación precursora

La primera modelación utilizó un perfil de velocidad de entrada estándar, que se puede ver en el gráfico de la figura 3.12, mientras que el perfil de velocidad de salida de la segunda modelación se muestra en la figura 3.13. Por otro lado, también se pueden ver los valores de y^+ para la segunda modelación en la figura 3.14. Los demás resultados de estas modelaciones, ya sea el campo de velocidad, viscosidad turbulenta, valores residuales y convergencia del perfil de velocidad se pueden ver en el Anexo B.

A partir de los valores de y^+, obtenidos al usar este mallado, como muestra el gráfico 3.14, se puede observar que y^+ tiene un valor muy cercano a 1, a

lo largo de toda la tubería, por lo tanto se puede verificar que la aproximación realizada es correcta y que este valor de y será utilizado como altura para la primera celda de la malla, para las siguientes modelaciones de este trabajo.

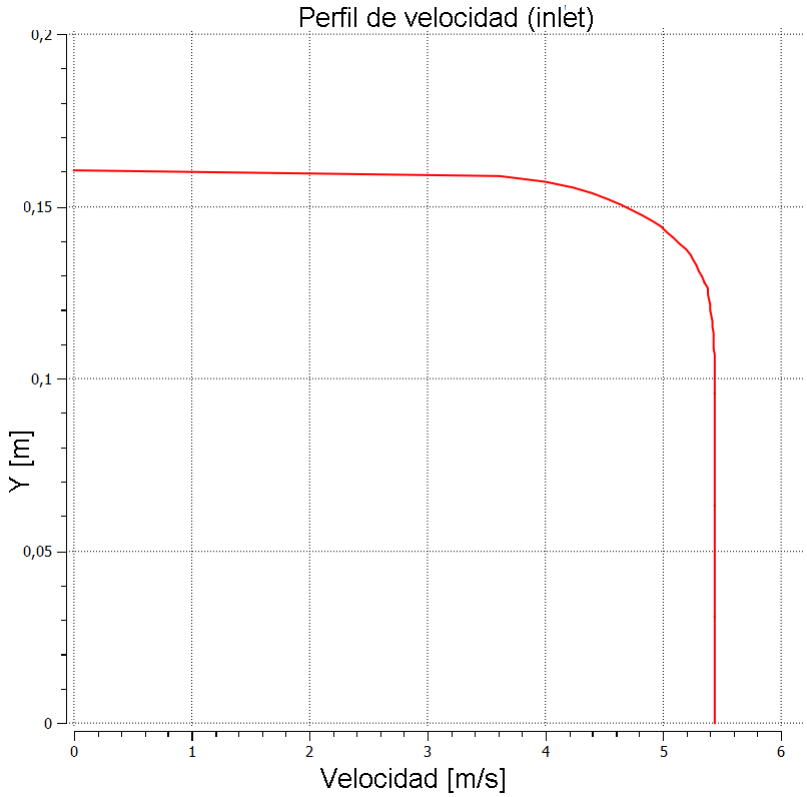


Figura 3.12: Perfil de velocidad estándar de Fluent, para condición de contorno de velocidad en la entrada.

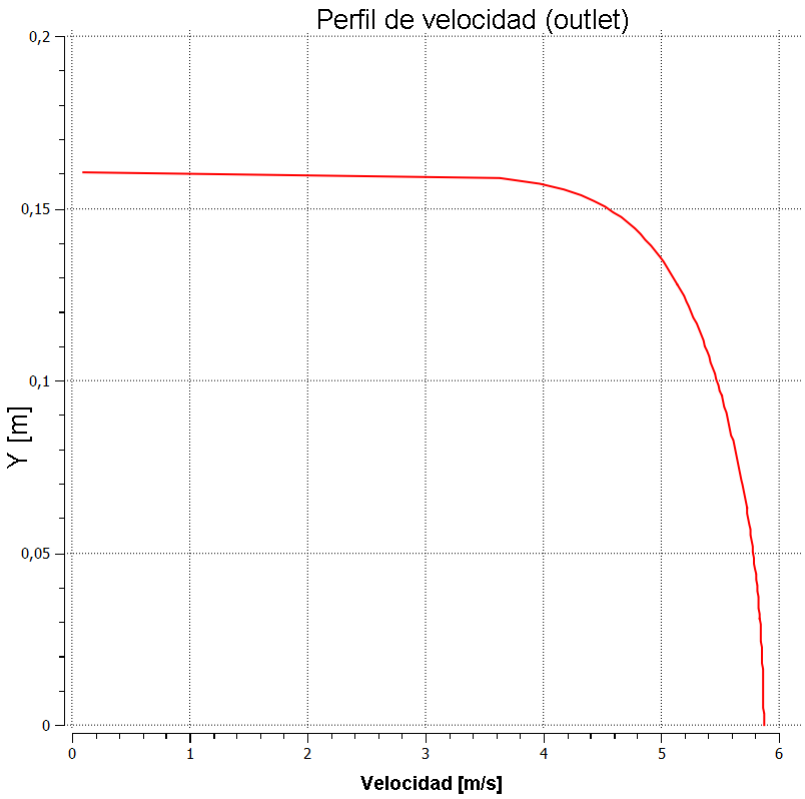


Figura 3.13: Perfil de velocidad obtenido a la salida de la segunda modelación.

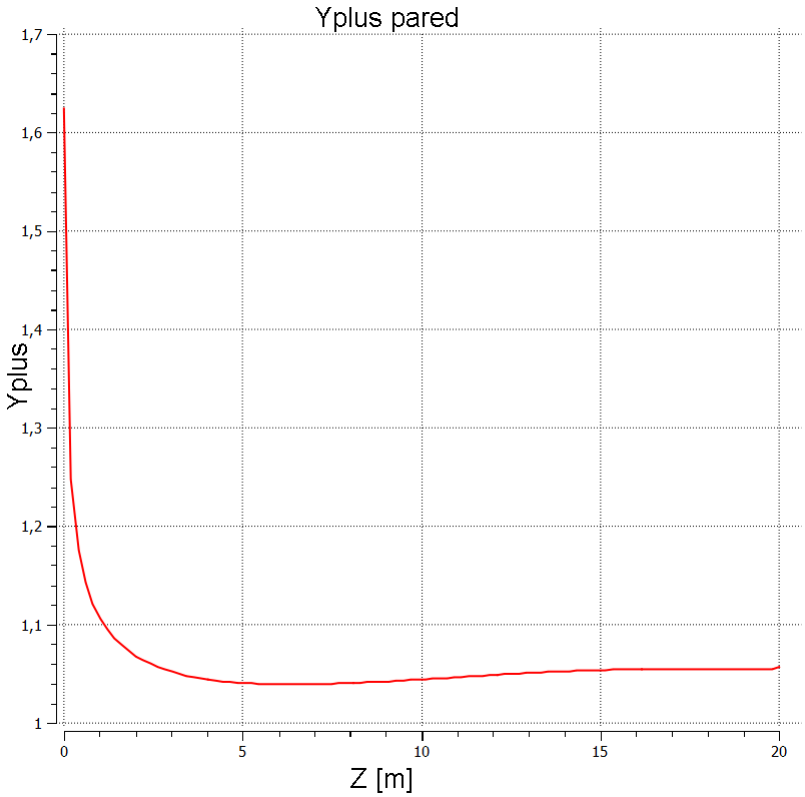


Figura 3.14: Muestra el valor que tiene y^+ en la pared a lo largo de la tubería de 20[m], para la segunda modelación precursora.

3.5. Metología del Mallado

En esta sección se describe el proceso básico usado para crear una malla para análisis CFD en Fluent. Además se describe la malla diseñada para todos los dominios modelados en el presente trabajo. En cuanto al procedimiento se siguieron los siguientes cuatro pasos básicos:

1. Importar la geometría La geometría en este caso es importada desde un archivo CAD.
2. Definir fronteras y/o localizaciones relevantes Es necesario durante la modelación definir las condiciones de frontera, principalmente las salidas y entradas del fluido en el dominio, ademas de la pared.
3. Definir atributos de la malla La generación del mallado es semi-automática, pero es necesario controlar como los elementos son distribuidos en la malla, para obtener la mejor solución posible con un mallado acor-

de problema. Se puede escoger entre el tamaño del elemento, tipo de malla a generar, dónde y cómo la malla debe ser refinada.

3.5.1. Mallado del dominio principal

Estos dominios no pueden mallarse utilizando una malla estructurada, debido a su complicada geometría con bruscos cambios en el diámetro del dominio, debido a los orificios de restricción de las placas, como se pudo apreciar anteriormente en las figuras 3.4 y 3.5. Es por este motivo, que la malla para las configuraciones siguientes corresponde a una malla híbrida no estructurada, conformada por prismas en las paredes y tetraédrica en el centro. El número mínimo de celdas prismáticas a utilizar es de 20 con un crecimiento exponencial de 1,2, que es lo requerido para un buen desarrollo de la capa limite y se utiliza un valor de $y = 5 * 10^{-6}$ [m], para la altura del primer prisma. El problema con esta modelación de mallado mixto, debido a su complicada geometría, además de ser una geometría tubular, es que los primas no alcanzan a cubrir por completo la capa límite que se produce, por lo que se busca compensar aquello con un buen número de nodos en general y un refinamiento adecuado donde corresponden las áreas de menor diámetro en la geometría. A continuación en la Figura 3.5.1 se muestra una vista de una malla para el dominio principal, para las otras mallas en más detalles ver en Anexo C.

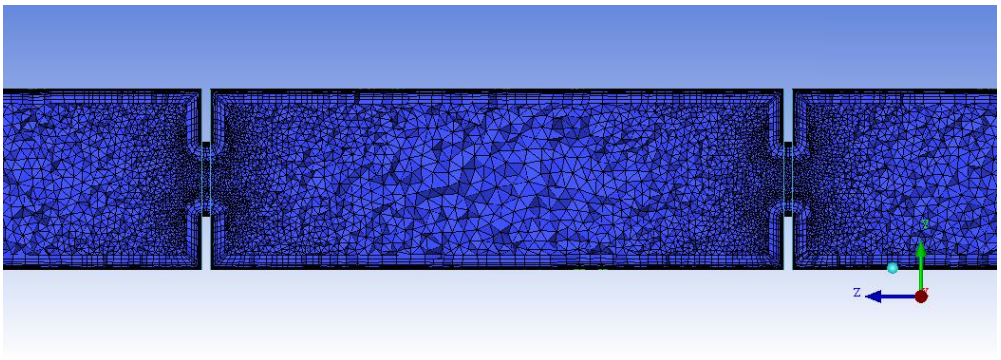


Figura 3.15: Vista ampliada de la malla en corte en el eje ZY, para el dominio principal con 791.913 nodos

3.5.2. Validación de la malla

Con el fin de que el mallado sea independiente del resultado obtenido, **para el dominio principal se realiza** un *análisis de independencia de malla* analizando como parámetro de convergencia, el promedio ponderado de la presión estática en la entrada (*inlet*) de la tubería, que es el parámetro de mayor importancia para este trabajo, ya que principalmente se busca conocer la caída de presión para cada dominio. La caída de presión se obtiene, calculando la diferencia entre la presión en la entrada y la presión de salida, esta última ya se conoce puesto que es condición de frontera del problema.

Para realizar el análisis, se aumento el número de nodos gradualmente, hasta encontrar una convergencia en la presión estática de entrada, los resultados del análisis se pueden observar en la Figura 3.16, donde se ve que la convergencia se logra con un valor aproximado de 500.000 nodos con una presión estática en la entrada de 4,67 [Mpa]. Los resultados y las mallas para cada una de estas modelaciones realizadas para el análisis de validación de la malla, se pueden encontrar en el Anexo D.

Es importante mencionar que, realizar un análisis de independencia de la malla para todas las modelaciones requiere de un trabajo extenuante, por lo que el resultado obtenido en esta modelación principal, nos da una idea de la cantidad de nodos necesaria y la configuración que debe tener la malla para lograr una convergencia en la solución, por lo tanto para los casos siguientes se trabajará con la misma configuración, es decir, igual tamaño de celdas, número y tamaño de prismas, áreas y grado de refinamiento. Además se utilizará una cantidad de nodos mayor a 500.000, para garantizar que la malla no tenga una influencia en la solución y el resultado converga adecuadamente.

3.5.3. Mallado para dominios con variación del largo de la cámara de disipación

La configuración del software, para realizar el mallado para las configuraciones donde solamente se varía el largo de la cámara de disipación, es la misma configuración final obtenida en el análisis de independencia de malla para el dominio principal. Los controles globales de malla que entrega la

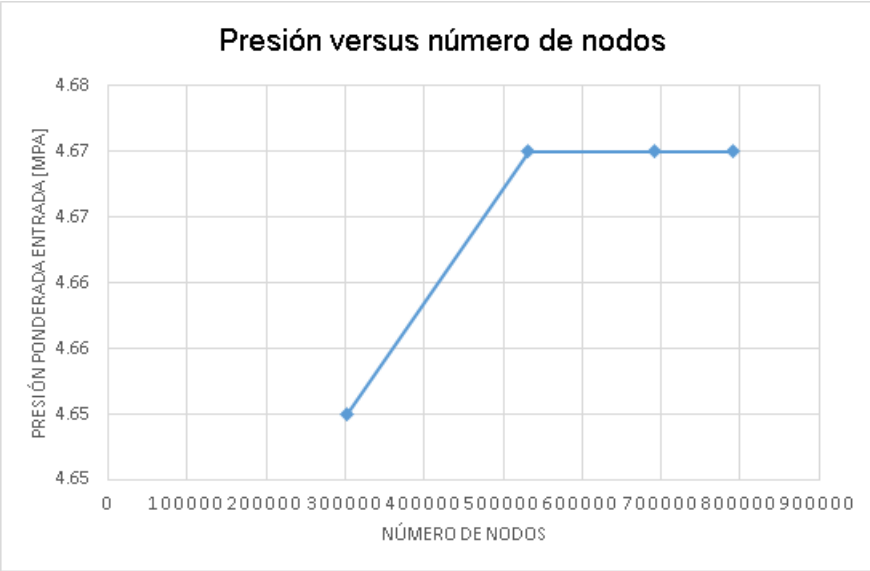


Figura 3.16: Presión estática promedio ponderada en la entrada en función del número de nodos de la malla.

aplicación ICEM Fluent, se configuraron siempre de la misma manera para cada una de estas mallas, con el fin de obtener el mismo tamaño de celdas, igual número y tamaño de prismas, las mismas zonas de refinamiento, además de utilizar siempre el mismo método de mallado para geometrías complejas. Las mallas obtenidas se pueden ver en el Anexo E, mientras que la configuración de los *controles globales de malla* se pueden ver en el Anexo G.

A continuación en la Tabla 3.5, se muestra el número de nodos para cada caso.

d_p	N^o nodos	d_p	N^o nodos
0d_p	403.089	8d_p	695.158
2d_p	616.506	9d_p	694.689
4d_p	648.551	10d_p	699.009
5.5d_p	659.467	11d_p	710.715
7d_p	666.909	12d_p	804.360

Tabla 3.5: Número de nodos según el largo de la cámara de disipación.

3.5.4. Mallado para dominios con variación en la posición de los orificios de restricción

Realizando el mismo procedimiento que el descrito anteriormente, se realiza la malla para cada configuración, donde el número de nodos obtenida para cada caso, según número de configuración N_{conf}, se puede ver en la tabla 3.6. Las mallas obtenidas se pueden ver en el Anexo E.

N_{conf}	N^o nodos
1	697.642
2	697.879
3	778.766
4	679.538
5	732.996

Tabla 3.6: Número de nodos según la posición de los orificios de las placas.

3.6. Configuración del problema

3.6.1. Configuración métodos de discretización y solver

La configuración de los métodos de discretización y el solver utilizado en el presente trabajo se puede ver en detalle en el Anexo G. Como muestra la figura 3.17, los *Controles Generales de Fluent* fueron modificados para seleccionar los métodos adecuados. Estos métodos y esquemas se mencionaron, describieron y justificaron en el Capítulo anterior, recapitulando principalmente se configuraron los siguientes controles:

- General: Principalmente se hizo uso del solver *Pressure-Based*
- Models: El modelo a utilizar es el modelo de turbulencia SST $k-\omega$ con correciones $Low-Re$
- Solution Methods: Principalmente se utilizó un esquema SIMPLE, con discretización espacial para el gradiente y presión de *Least Squares Cell Based* y *Second Order* respectivamente, mientras que para momentum, energía cinética turbulenta y tasa de disipación turbulenta se hizo uso de la discretización *Second Order Upwind*

- Solution Controls: Principalmente se seleccionaron los factores de bajo relajación, que son para la presión = 0,3, densidad = 1, fuerzas de cuerpo = 1, momentum = 0,7, energía cinética turbulenta = 0,8, tasa de disipación tubulenta = 0,8 y viscosidad tubulenta = 1. Los demás controles avanzados se pueden apreciar en el Anexo G

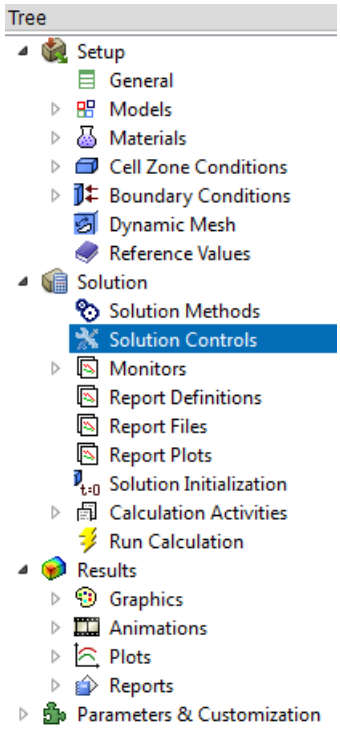


Figura 3.17: Muestra los Controles Generales de Fluent.

3.6.2. Condiciones de frontera

En esta sección se exponen las condiciones de frontera para la modelación principal y las modelaciones secundarias realizadas. Es necesario mencionar que las condiciones para la viscosidad y densidad, además de otras medidas de las carácteristicas del fluido, son las mismas mencionadas anteriormente y que se pueden ver en la tabla 3.3.

Las fronteras de entrada y salida del fluido, además de la pared, para la modelación principal, se puede ver en la figura 3.18. Esto es también válido para las demás modelaciones secundarias. La configuración de estas condiciones de contorno en Fluent se pueden encontrar en el Anexo G.

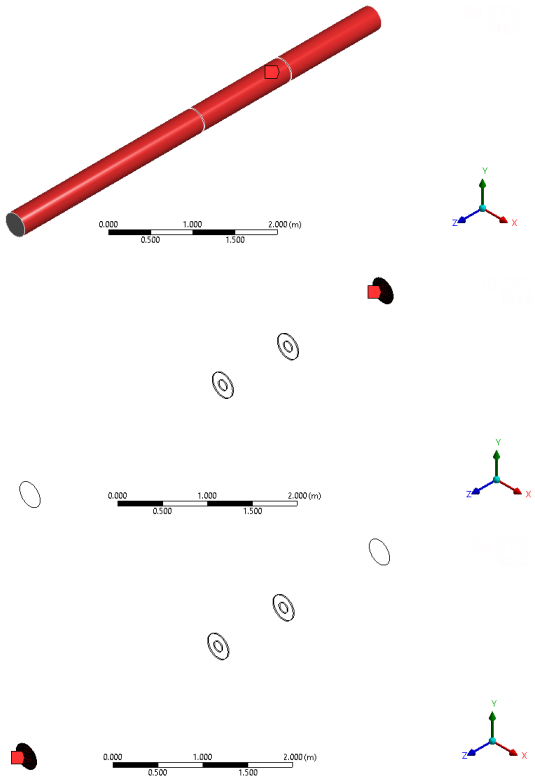


Figura 3.18: Fronteras de la configuración principal, la zona iluminada en la imagen de arriba muestra la zona de la pared, la imagen del centro muestra la entrada, y abajo la salida del fluido.

3.6.2.1. Condición de entrada

La condición de entrada para estos dominios, es una condición de *velocidad de entrada*, el flujo másico debe ser de $419[\frac{kg}{s}]$, el cual es importado desde el perfil obtenido en la modelación precursora, que se puede ver en figura 3.13. Además de la velocidad de entrada del fluido, el parámetro de intensidad turbulenta y diámetro hidráulico (calculados anteriormente para la modelación precursora), fueron configurados con valores de 2,7 % y 0,32064 [m] respectivamente, como se puede ver en Anexo G.

3.6.2.2. Condición de salida

La condición de salida para estos dominios, es una condición de *presión de salida*, la presión manométrica (*Gauge Pressure*) de salida debe ser de 3 [MPa], lo cual es una medida que representa aproximadamente la presión

de salida que hay en estos reductores de presión. Además de la presión de salida, el parámetro de intensidad turbulenta y diámetro hidráulico, fueron configurados con valores de 2,7 % y 0,32064 [m] respectivamente, como se puede ver en Anexo G.

3.6.2.3. Condición de pared

La condición de pared, simplemente se configura en Fluent como condición de *no deslizamiento de pared*, con valores de rugosidad por defecto del programa, ya que no es un parámetro de importancia para esta modelación, pero cabe destacar que representan parámetros de rugosidad para pared suave como se menciona en el manual de usuario [11], la configuración se puede ver en el Anexo G.

Capítulo 4

Resultados

Este Capítulo se divide en tres partes diferentes. En la primera parte, se realiza una validación de los resultados obtenidos, analizando el perfil de velocidad turbulento del fluido en una parte del dominio y los valores de y^+ en las paredes del dominio. Luego, una parte donde se exponen los resultados cualitativamente, donde se pretende mostrar el desarrollo del fluido en de una manera general, para los parámetros de importancia del presente trabajo, es por eso que se muestran imágenes de corte para los campos calculados, es decir, las velocidades del flujo y la presión. La segunda parte, es un estudio cuantitativo del flujo, donde se muestra específicamente la velocidades y presiones de interés, además de la zonas de recirculación.

4.1. Validación de resultados

Los resultados pueden considerarse como válidos luego de una previa validación de los mismos, es decir, se debe validar que los datos obtenidos representes el fenómeno estudiado en la realidad. Existen diferentes maneras de poder validar los resultados, en el presente trabajo se escogió estudiar el comportamiento del flujo comparándolo con la *Ley de Potencia*, de manera que esto nos indique si el perfil de velocidad corresponde a un perfil turbulento. Además para mostrar que la malla fue refinada lo suficiente en la pared para capturar el comportamiento de la *subcapa viscosa*, se presentan los valores de y^+ cercanos a la pared alrededor de todo el dominio, estos corresponden a los valores que se obtuvieron en la primera celda de la malla,

más cercana a la pared .

4.1.1. Ley de potencia

En un flujo turbulento existen perfiles de velocidad empíricos, uno de ellos el más simple y mejor conocido es el *perfil de velocidad de la ley de potencia*, que se expresa como muestra la ecuación 4.1.

$$\frac{u}{u_{máx}} = (1 - \frac{r}{R})^{(\frac{1}{n})} \tag{4.1}$$

Donde el exponente n es una constante cuyo valor depende del número de Reynolds. El valor n se incrementa a medida que el Reynodls también lo hace. El valor de $n = 7$ generalmente se aproxima a muchos flujos en la práctica. Como muestra la Figura 4.1, se pueden ver varios perfiles de velocidad de la ley de potencia para $n = 6, 8, 10$, junto con el perfil para flujo laminar totalmente desarrollado como comparación [17].

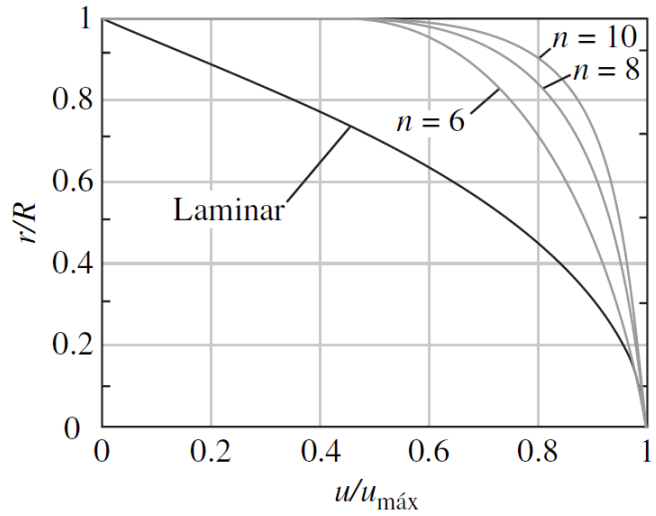


Figura 4.1: Perfiles de ley de potencia para flujos turbulentos, desarrollado en un tubería.

A continuación, utilizando este método se calculó el perfil de velocidad adimensional del flujo desarrollado a $1[m]$ de la entrada (*inlet)* del dominio para el caso donde la configuración tiene un valor de $5{,}5d$ para el largo de la cámara de disipación. Solamente se válida el perfil en un caso ya que la validación de cada uno de los dominios sería muy extensa e innecesaria,

puesto que las velocidades en la tubería de entrada, además del mallado, son de similares características, casi idénticos en todos los dominios del presente trabajo.

El resultado obtenido se muestra en la Figura 4.2, además se compara con flujos desarrollados con $n = 6, 7, 8, 10$. Como se observa, el perfil de velocidad obtenido tiene una curva menos plana que los teóricos, al obtener un perfil de velocidad con n superior a 7, que como se mencionó anteriormente es muy utilizado en flujos turbulentos en la industria, se puede asumir con certeza de que se está hablando de un flujo turbulento.

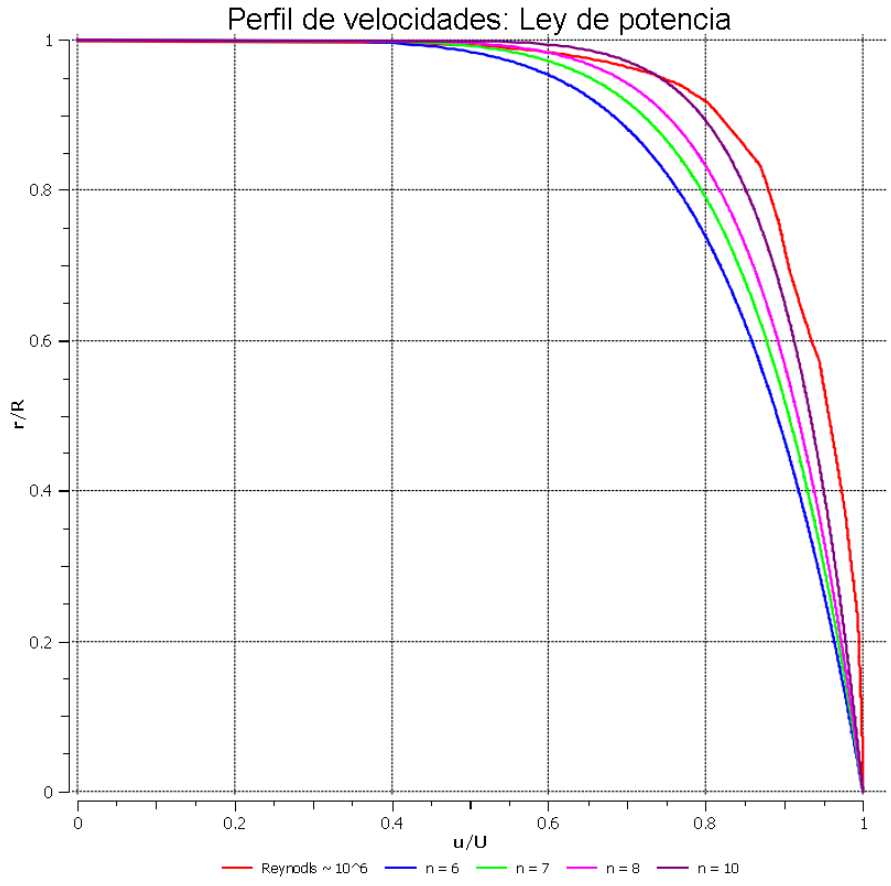


Figura 4.2: Perfiles de ley de potencia para flujos turbulentos. En rojo, el perfil de velocidad obtenido para el flujo desarrollado a $1[m]$ de la entrada de la tubería para el dominio donde se tiene una cámara de disipación de largo $5{,}5d$.

El perfil obtenido muestra un comportamiento bastante similar a un flujo con $n = 10$, por lo que muestra una clara tendencia a acercarse a un perfil

turbulento teórico para una tubería, mientras que las pequeñas desviaciones que puedan existir con un perfil teórico, pueden explicarse tomando en cuenta que el flujo a $1[m]$ de la entrada de la tubería no logra desarrollarse completamente incluso habiendo exportando en la entrada (*inlet*) un perfil ya desarrollado, además cabe destacar que el perfil comienza a tener una deformación producto que hay un cambio de sección a $0,5[m]$ en dirección del orificio de restricción, desde donde se tomo la muestra.

4.1.2. Valores de y^+ en la pared del dominio

Es necesario comprobar que se utilizaron las condiciones necesarias que ANSYS Fluent requiere para poder desarrollar un flujo de estas características, estas condiciones fueron expuestas con anterioridad en el Capitulo 3, donde se explica principalmente que para obtener un correcto desarrollo de la *subcapa viscosa* era necesario utilizar valores de y^+ cercanos a 1 en la pared y posteriormente realizar un mallado prismático de 20 celdas hacia el centro de la tubería con un crecimiento estándar para el tamaño de las celdas prismáticas. A continuación se muestran las Figuras 4.3, 4.4a, 4.4b y 4.5, donde se pueden ver dichos valores de y^+ a lo largo de las paredes del dominio. Donde la Figura 4.3, muestra los valores a lo largo de la pared de la tubería, las Figuras 4.4a y 4.4b, muestra los valores a lo largo de las paredes horizontales de las placas, y la figura 4.5 los valores a lo largo de las paredes verticales de las placas.

Como se puede observar en la Figura 4.3, los valores a lo largo de las paredes de toda la tubería están por debajo de 1, por lo que son valores válidos para un correcto desarrollo del perfil, mientras que en los valores para y^+ en las paredes de las placas (Figuras 4.4a, 4.4b y 4.5) hay un máximo cercano a 1.4, que es relativamente cercano a 1, que también es un valor válido para el cálculo correcto del perfil.

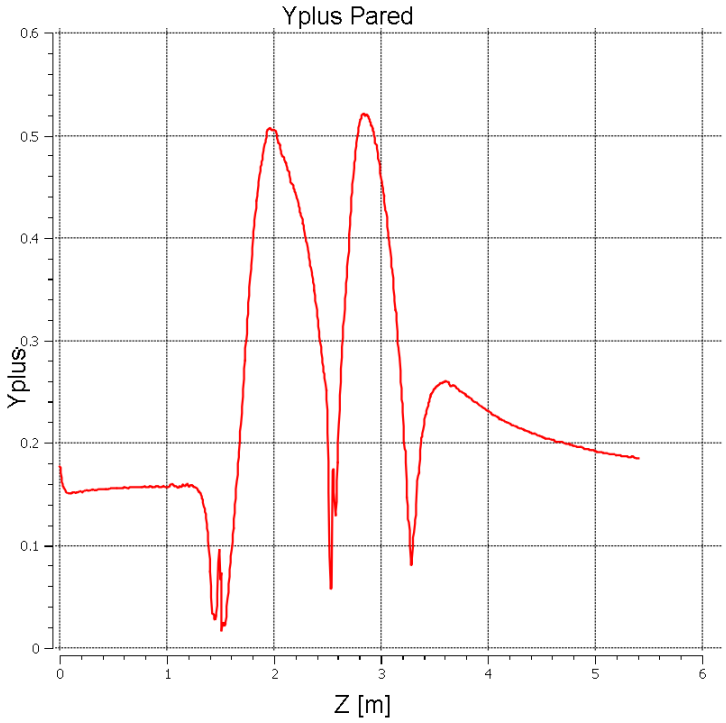
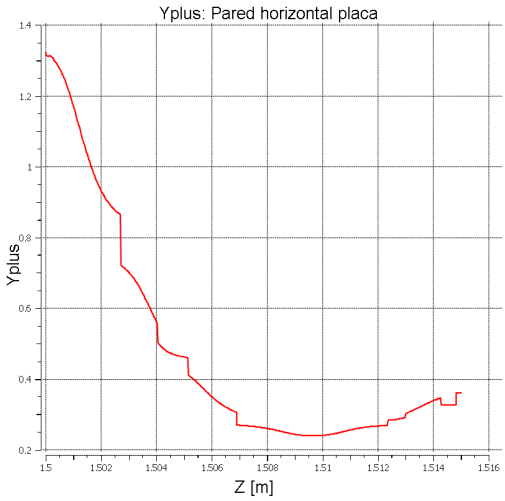


Figura 4.3: Valores de y^+ a lo largo de la pared de la tubería de todo el dominio, incluyendo la tubería de la cámara de disipación para la configuración principal.

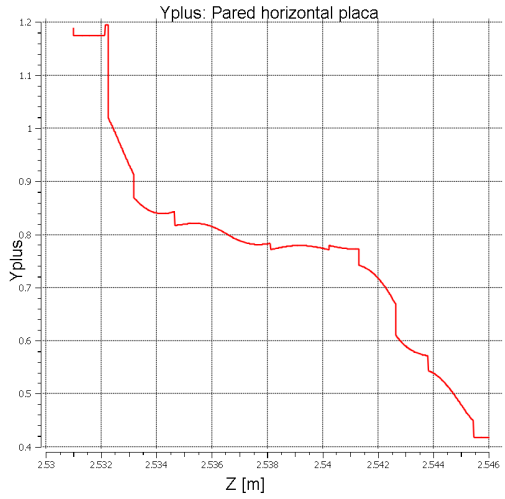
Respecto de **la rugosidad del material**, teniendo en cuenta las aplicaciones industriales que este trabajo pudiese tener, las modelaciones realizadas fueron considerando materiales *hidrodinámicamente suaves*, es decir, materiales donde los efectos de la rugosidad son despreciables, para ellos se seleccionaron los parámetros *estándar* entregados por ANSYS Fluent.

Considerando los perfiles obtenidos en las figuras 4.3, 4.4 y 4.5, para materiales donde los efectos de la rugosidad son considerables, las pautas para y^+ al considerar el tratamiento de pared áspera son muy diferentes. Para el tratamiento de paredes rugosas, *la ley de la pared* es desplazada por un factor relacionado con la rugosidad. No tiene sentido tener una altura de celda que sea más pequeña que la altura de rugosidad definida ya que la rugosidad es *virtualmente* simulada a través de una *ley de la pared modificada*. Se considera que la mejor práctica es tener una altura de celda (valor de y^+) que es el doble del tamaño de la altura de la rugosidad. Sin embargo, esto sugiere que para valores de rugosidad mayores sacrificaremos la resolución de la malla que es indeseable.

Hay que considerar también que En ANSYS CFD se supone que la rugosidad tiene un efecto de *bloqueo*, que es aproximadamente el $50\,\%$ de la altura de la rugosidad. La pared es así desplazada o escalada a un valor de $(y^+ = y^+ + \frac{{K_s}^+}{2})$, donde ${K_s}^+$ es la altura de rugosidad no dimensional. Esta función es similar en concepto a la función de pared escalable, pero aplicada a paredes rugosas. Por lo tanto de esta relación, se observa que el perfil de y^+ en la pared, varía aumentando a medida que la rugosidad también lo hace [11].



(a) Valores de y^+ a lo largo de la primera placa.



(b) Valores de y^+ a lo largo de la segunda placa.

Figura 4.4: Valores de y^+ a lo largo de la pared horizontal de la primera y segunda respectivamente, placa para la configuración principal.

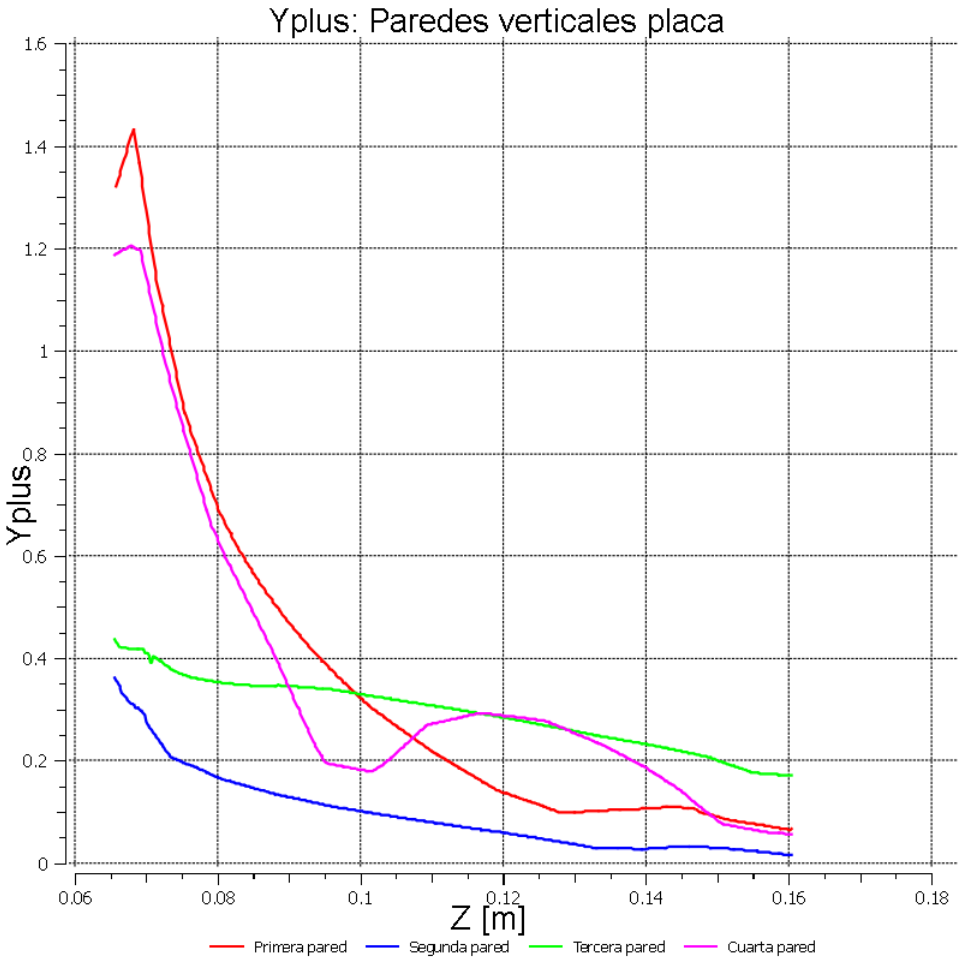


Figura 4.5: Valores de y^+ a lo largo de la pared vertical tanto de la primera placa como de la segunda para la configuración principal.

Otra aplicación importante, es cuando se requieren **transportar sólidos en suspensión**. Estos perfiles para los valores de y^+ cercanos en la pared, que se muestran en las figuras 4.3, 4.4 y 4.5, se ven directamente afectados, puesto que la viscosidad de la *pulpa* que se genera producto de los solidos en suspensión, aumenta respecto del valor que tiene la viscosidad del agua en este caso, para la cual se realizaron las modelaciones. Al aumentar la viscosidad del fluido, el valor de y^+ cercano a la pared, tendería a disminuir su valor, por otro lado, las perdidas de cargas entonces son mayores y las magnitudes de los perfiles de velocidades son menores a las que se obtienen al realizar las modelaciones utilizando como fluido el agua [10].

4.2. Estudio cualitativo

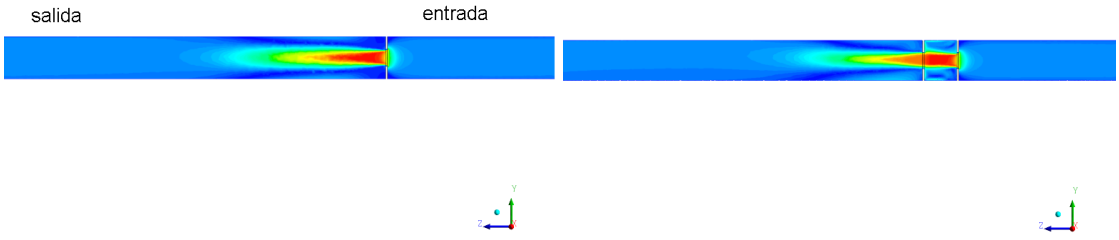
Para obtener una visión general del desarrollo del fluido en la geometría de los dominios, es necesario el estudio cualitativo del mismo, ya que nos permite obtener una idea general de como el flujo se desarrolla y de esta manera tener una primera impresión acerca de la veracidad de los resultados obtenidos.

A continuación, se muestran imágenes en corte del flujo desarrollado para cada una de las distintas geometrías, como son principalmente los campos de velocidad promedios del flujo y campos de presión promedio dentro del dominio, parámetros de turbulencia y zonas de re circulación.

4.2.1. Configuraciones con variación del largo en cámara de disipación

4.2.1.1. Campos de velocidad promedio

En las Figuras 4.6 y 4.7 se muestran los campos de velocidad obtenidos para todas las configuraciones respectivas donde se varía el largo de la cámara de disipación, en la Figura 4.2.1.1 se muestra el espectro del campo de velocidades de estas configuraciones.



(a) Campo de velocidad promedio para 0d.

(b) Campo de velocidad para 2d.

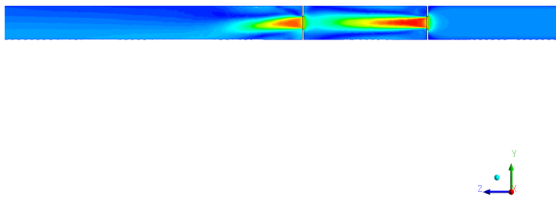
(c) Campo de velocidad para 4d.

(d) Campo de velocidad para 5.5d.

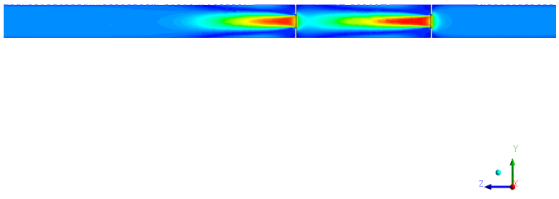
(e) Campo de velocidad para 7d.

(f) Campo de velocidad para 8d.

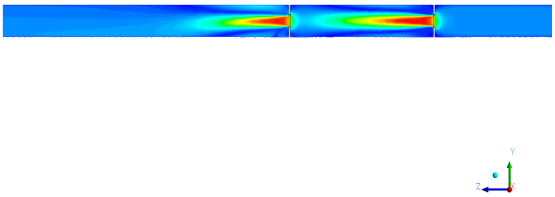
Figura 4.6: Campos de velocidad promedio para diferentes configuraciones donde se varió el largo de la cámara de disipación.



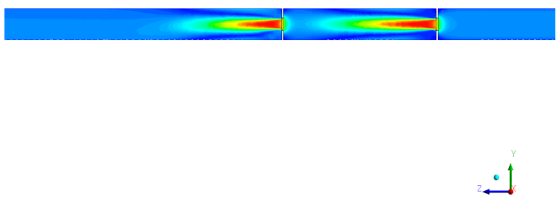
(a) Campo de velocidad para 9d.



(b) Campo de velocidad para 10d.



(c) Campo de velocidad para 11d.



(d) Campo de velocidad para 12d.

Figura 4.7: Campos de velocidad promedio para diferentes configuraciones donde se varió el largo de la cámara de disipación.

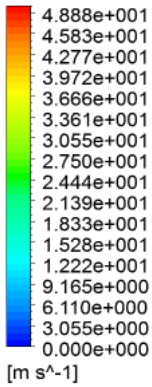


Figura 4.8: Espectro del campo de velocidad para configuraciones donde se varía el largo en la cámara de disipación.

Análisis

- Las Figuras 4.6 y 4.7, presentan los campos de velocidades para los casos donde se varió el largo de la cámara de disipación. Se observa que para la mayoría de los casos, **el flujo al pasar por las placas mantuvo una trayectoria relativamente rectilínea** según lo esperado, lo que habla de la correcta convergencia de estos casos.
- Existen diferentes zonas de velocidad en el dominio. En primer lugar, se puede que ver que fluido al pasar por las placas aumenta considerablemente su velocidad, lo que conforma **zonas de alta velocidad**. Mientras que el flujo cercano a las paredes de la cámara de disipación y en las paredes a la salida de la segunda placa, presenta **zonas de baja velocidad**.
- Por lo anterior, se presume que existen que en las zonas de baja velocidad existen **zonas de recirculación**.
- Además, se puede observar que a medida que aumenta el tamaño del largo de la cámara de disipación el flujo llega a la segunda placa con menor velocidad, este comportamiento es importante de ser analizado, ya que influye en la vida útil del material.

4.2.1.2. Campos de presión promedio

Las Figuras 4.9 y 4.10 muestran los campos de presión para las mismas configuraciones anteriores, en la Figura 4.2.1.2 se puede ver el espectro del

campo de presión para estas configuraciones.



(a) Campo de presión promedio para 0d.



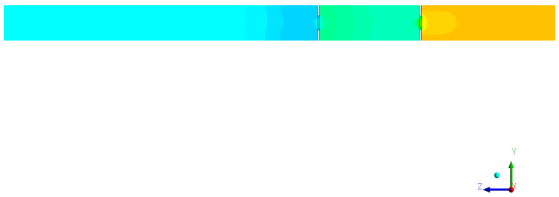
(b) Campo de presión para 2d.



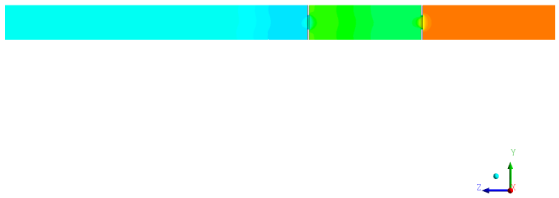
(c) Campo de presión para 4d.



(d) Campo de presión para 5.5d.



(e) Campo de presión para 7d.



(f) Campo de presión para 8d.

Figura 4.9: Campos de presión promedio para la diferentes configuraciones donde se varió el largo de la cámara de disipación.



(a) Campo de presión para 9d.



(b) Campo de presión para 10d.



(c) Campo de presión para 11d.



(d) Campo de presión para 12d.

Figura 4.10: Campos de presión promedio para la diferentes configuraciones donde se varió el largo de la cámara de disipación.

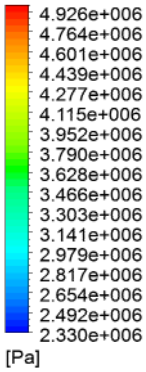


Figura 4.11: Espectro del campo de presión para configuraciones donde se varía el largo en la cámara de disipación.

Análisis

- Las Figuras 4.9 y 4.10 muestran los campos de presión promedio para las configuraciones donde se varió el largo de la cámara de disipación. Se puede observar como es de esperarse, que a la entrada del dominio la presión es mayor que en la zona de salida.
- En la salida del dominio, se utilizó una condición de contorno de $3 * 10^6[Pa]$. En todas las configuraciones presentadas anteriormente se puede observar que la zona de salida tiene la misma presión de acuerdo al espectro de colores de la Figura 4.2.1.2. Mientras que hacia la entrada **la presión va aumentando paulatinamente, a medida que aumenta el largo de la cámara de disipación**.
- De lo anterior, se deduce que los mayores gradientes de presión, o la mayor reducción de presión se logra cuando el largo de la cámara de disipación es mayor.
- Además, se puede notar que en las últimas configuraciones ($10d$, $11d$ y $12d$), las zonas de entrada tiene presiones similares, es decir, a medida que aumenta el largo de la cámara de disipación, la presión en la entrada aumenta cada vez en menor cantidad.

4.2.1.3. Comportamiento del flujo

De manera de entregar más información del desarrollo que tiene el flujo en los dominios con este tipo de configuración con orificios concéntricos, en

la Figura 4.12 se muestra específicamente donde se encuentran las zonas de recirculación en el *dominio principal* (tomando en cuenta que en todas las configuraciones representadas anteriormente se generan en las mismas zonas).

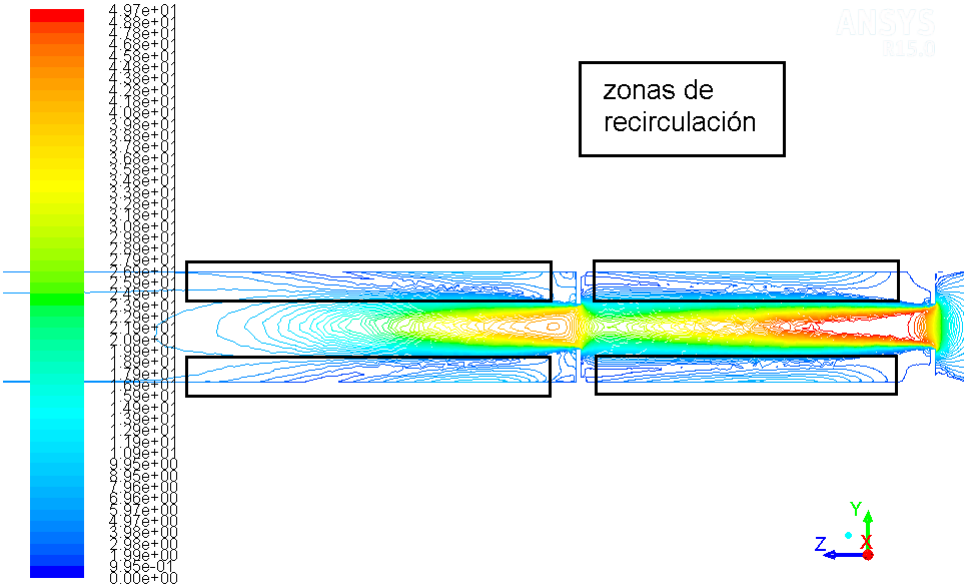


Figura 4.12: Zonas de recirculación presentes en los dominios, para representar la ubicación de estas zonas, se tomó en cuenta el dominio principal con largo de la cámara de disipación de 1.016 [m].

A continuación, en las Figuras 4.13 y 4.14 se muestran las líneas de corriente para dicha configuración. Además, en la Figura 4.2.1.3 se muestran los perfiles de velocidad del fluido en y justo antes de llegar a la segunda placa (0.1 [m] antes de la segunda placa), de manera de analizar a que velocidad el fluido impacta dicha placa, **los perfiles tomados son los con mayor largo de la cámara de disipación, ya que son los necesarios para el análisis**.

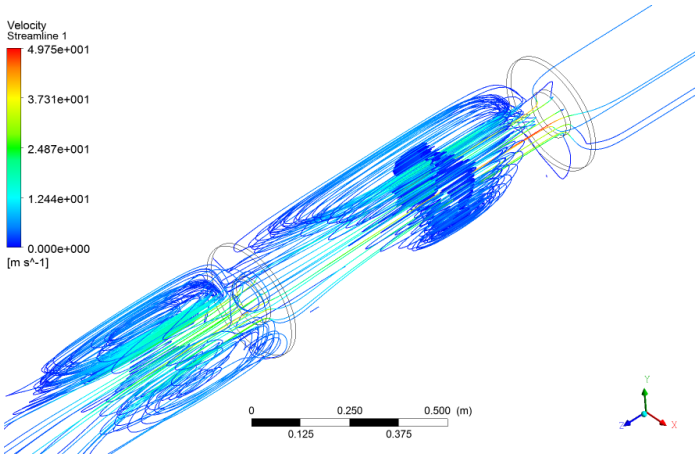


Figura 4.13: Líneas de corriente que comienzan desde el dominio en general para la configuración principal.

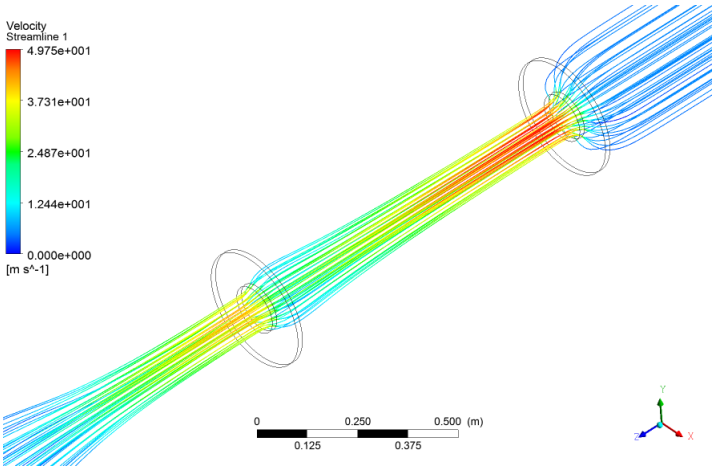


Figura 4.14: Líneas de corriente que comienzan desde la entrada para la configuración principal.

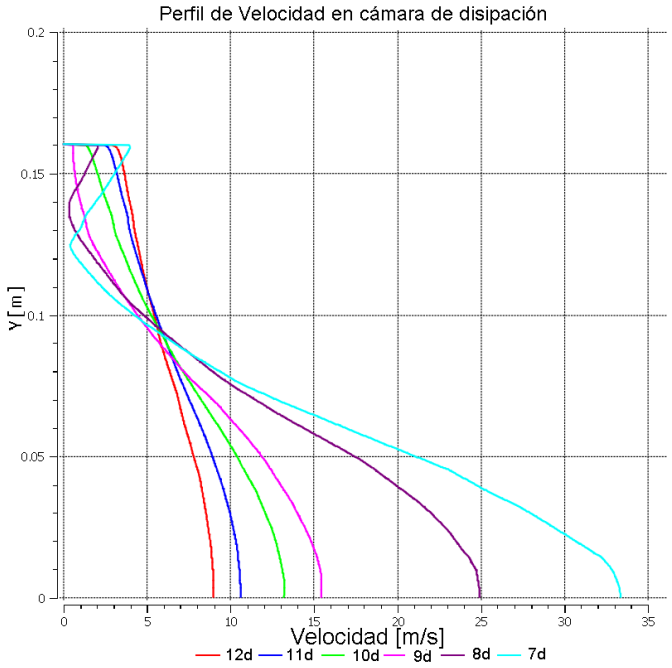


Figura 4.15: Perfiles de velocidad en y a una distancia de 0.1 [m] antes de la segunda placa, para las configuraciones más relevantes.

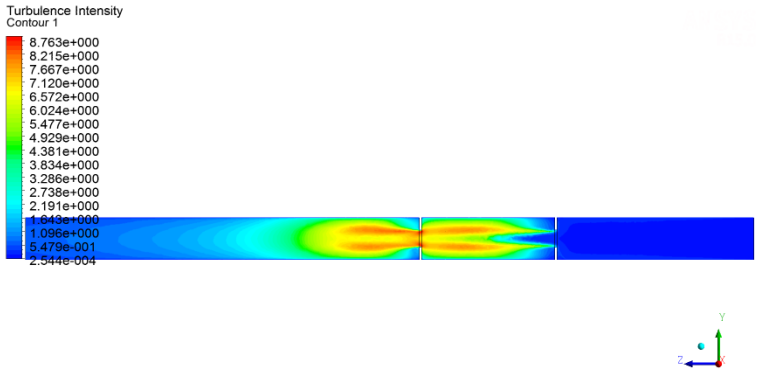
Análisis

- La Figura 4.12, muestra donde se encuentran las **zonas de recirculación del flujo** para configuraciones de orificios concéntricas. Se observan zonas de recirculación presentes en las paredes de la cámara de disipación y a la salida de la segunda placa concéntrica.
- En las Figuras 4.13 4.14 se muestran las líneas de corriente en 3D. Se observa como se desarrollan, en las paredes de la cámara de disipación y a la salida de la segunda placa zonas de recirculación con velocidades relativamente pequeñas, además se puede ver como el flujo que parte desde la entrada del dominio, al pasar por la primera placa mantiene una trayectoria prácticamente rectilínea hacia el orificio de la segunda placa.
- La Figura 4.2.1.3, muestra el perfil de velocidad a una distancia de 0.1 [m] antes llegar a la segunda placa. Se puede ver como a medida que aumenta el largo de la cámara de disipación desde $7d$ hasta $12d$, el valor máximo del perfil de velocidad disminuye, es decir, **el fluido llega cada vez con menos velocidad hasta la segunda placa** como

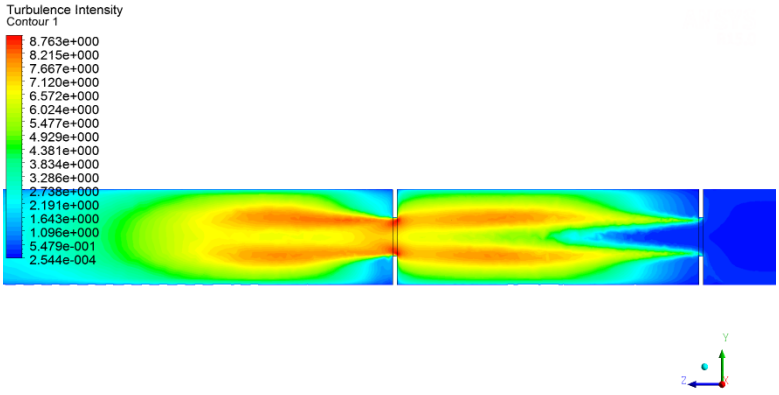
era de esperarse, esto nos permite tener una idea de la velocidad con que el fluido impacta la segunda placa, para evitar desgaste en la misma y así también tener otro parámetro a evaluar (además del gradiente de presión) para obtener el largo óptimo de la cámara de disipación.

4.2.1.4. Parámetros de turbulencia

Para la misma configuración, se muestran en las Figuras 4.16 y 4.17, el campo de intensidad turbulenta y la energía cinética turbulenta respectivamente.

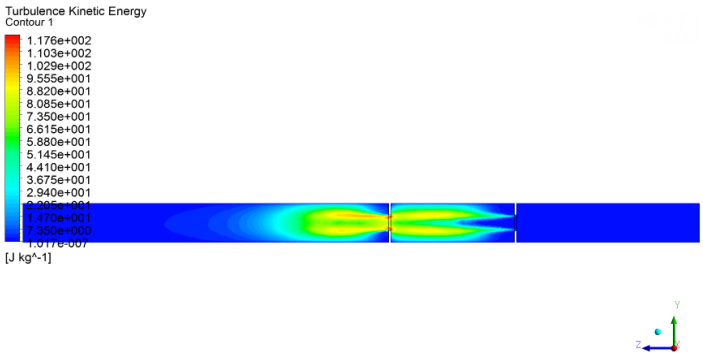


(a) Campo de intensidad turbulenta de vista en corte en el plano ZY.

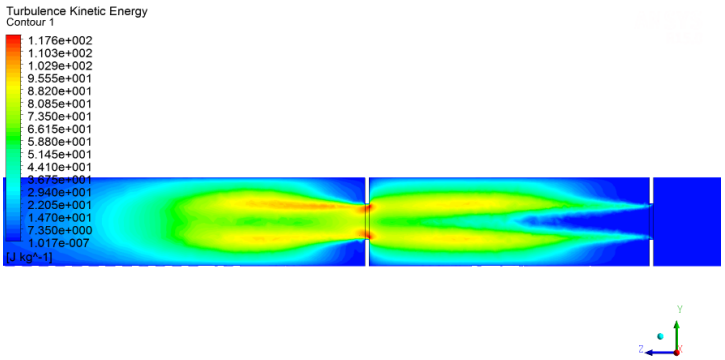


(b) Campo de intensidad turbulenta de vista en corte en el plano ZY agrandado.

Figura 4.16: Campo de intensidad turbulenta para la configuración principal del dominio.



(a) Campo de energía cinética turbulenta de vista en corte en el plano ZY.



(b) Campo de energía cinética turbulenta de vista en corte en el plano ZY agrandado.

Figura 4.17: Campo de energía cinética turbulenta para la configuración principal del dominio.

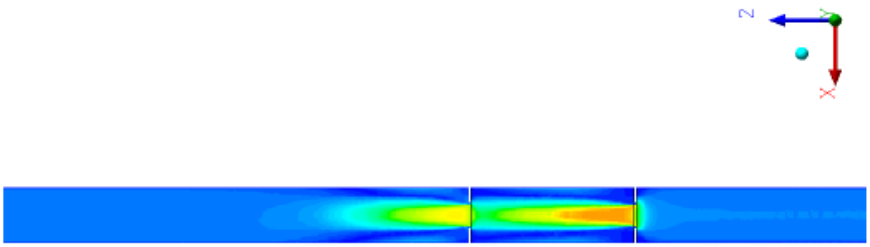
Análisis

- Las Figuras 4.16 y 4.17, muestran los campos de intensidad turbulenta y la energía cinética turbulenta respectivamente, para una configuración con agujeros concéntricos (dominio principal). Para ambos casos se puede observar que existen valores máximos en los bordes del orificio de la segunda placa.
- Se puede observar que existen valores relativamente grandes para ambos parámetros que se desarrollan una vez que el flujo atraviesa la primera placa y continúan por la cámara de disipación, donde llegan a los bordes horizontales de la segunda placa, y luego siguen una trayectoria más o menos rectilínea dejando una estela dentro de la tubería de salida.

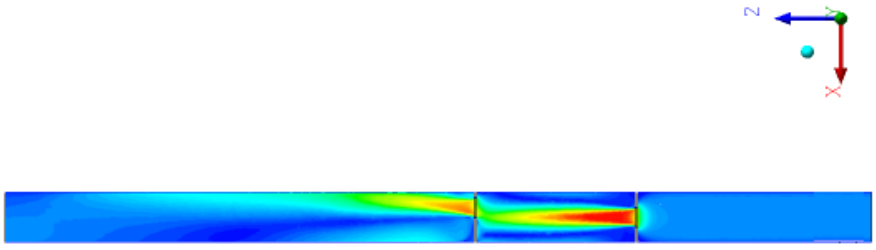
4.2.2. Configuraciones con variación en los agujeros de restricción

4.2.2.1. Campos de velocidad promedio

En las Figuras 4.18, 4.19 y 4.20 se muestran los campos de velocidad promedio para las configuraciones de los dominios donde se varió la posición de los agujeros de restricción y en la Figura 4.2.2.1 se puede ver el espectro del campo de velocidad para estas configuraciones.

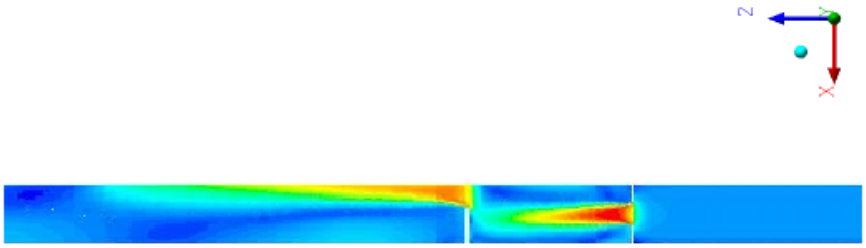


(a) Campo de velocidad para $N_{conf} = 1$.

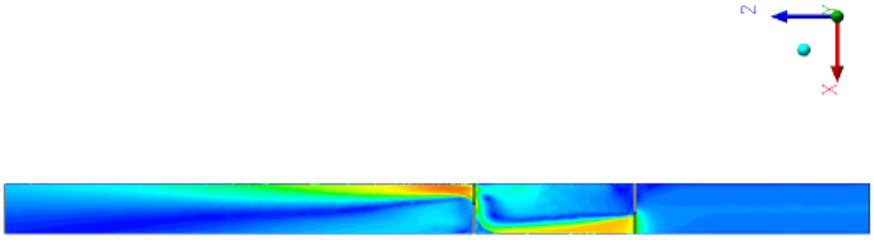


(b) Campo de velocidad para $N_{conf} = 2$.

Figura 4.18: Campos de velocidad promedio para configuraciones $N_{conf} = 1$ y $N_{conf} = 2$.

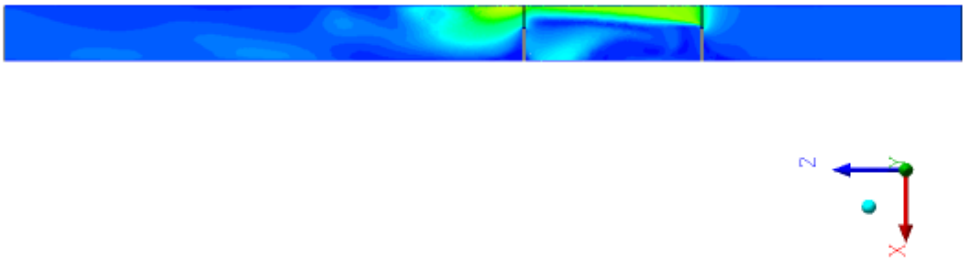


(a) Campo de velocidad para $N_{conf} = 3$.



(b) Campo de velocidad para $N_{conf} = 4$.

Figura 4.19: Campos de velocidades promedio para las configuraciones $N_{conf} = 3$ y $N_{conf} = 4$.



(a) Campo de velocidad para $N_{conf} = 5$.

Figura 4.20: Campo de velocidad promedio para la configuración $N_{conf} = 5$.

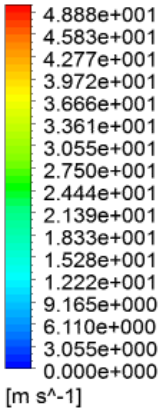


Figura 4.21: Espectro del campo de velocidad para configuraciones donde se varía la excentricidad de los agujeros de restricción.

Análisis

- Las Figuras 4.18, 4.19 y 4.20 muestran los campos de velocidades para las configuraciones donde se varió la excentricidad de los orificios. Se puede ver que el fluido al pasar por las placas aumenta su velocidad considerablemente.
- De lo anterior se puede observar que las configuraciones $N_{conf} = 2$ y $N_{conf} = 3$, se comportan de manera similar, puesto que el flujo al pasar por la primera placa concéntrica sigue una trayectoria relativamente rectilínea hasta llegar a un punto cercano a la segunda placa donde se torna hacia su respectivo orificio de restricción, luego el flujo se

desarrolla junto a la pared de la tubería contigua al segundo orificio. En el costado opuesto de la tubería el flujo tiene baja velocidad, al igual que en todas las paredes de la cámara de disipación.

- En la configuración $N_{conf} = 4$ el fluido ingresa a la cámara de disipación desarrollando una zona de alta velocidad junto a la pared, este el flujo al llegar a la segunda placa da un vuelco hacia abajo y en dirección del segundo orificio de restricción y luego continúa su trayecto por la tubería junto a la pared contigua al segundo orificio. Se generan zonas de baja velocidad en la cámara de disipación y en la tubería de salida, en el costado opuesto a donde el flujo se desarrolla a altas velocidades.
- En la configuración $N_{conf} = 5$ el fluido ingresa a la cámara de disipación desarrollando un zona de alta velocidad que continúa con una trayectoria junto a la pared hasta el segundo orificio, desarrollando en la tubería de salida zonas de alta velocidades más desordenadas y caóticas que las vistas anteriormente. Las zonas de velocidades bajas se desarrollan en el costado opuesto de la tubería respecto de donde las zonas de altas velocidades se desarrollan, es decir al costado opuesto de los orificios.

4.2.2.2. Campos de presión promedio

En las Figuras 4.22, 4.23 y 4.24 se muestran los campos de presión promedio para las configuraciones de los dominios donde se varió la posición de los agujeros de restricción, además la Figura 4.2.2.2 muestra el espectro del campo de presión para estas configuraciones.



(a) Campo de presión para N$_{conf} = 1$.



(b) Campo de presión para N$_{conf} = 2$.

Figura 4.22: Campos de presión promedio para la configuraciones $N_{conf} = 1$ y $N_{conf} = 2$.

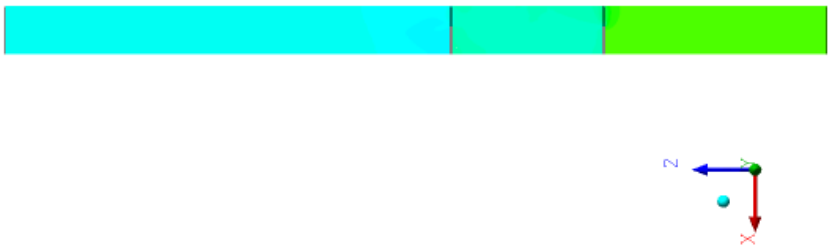


(a) Campo de presión para $N_{conf} = 3$.



(b) Campo de presión para $N_{conf} = 4$.

Figura 4.23: Campos de presión promedio para las configuraciones $N_{conf} = 3$ y $N_{conf} = 4$.



(a) Campo de presión para N$_{conf} = 5$.

Figura 4.24: Campo de presión promedio para la configuración $N_{conf} = 5$

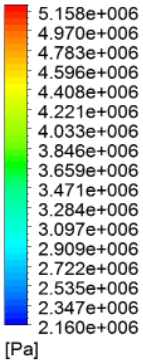


Figura 4.25: Espectro del campo de presión para configuraciones donde se varía la excentricidad de los agujeros de restricción.

Análisis

- Las Figuras 4.22, 4.23 y 4.24 muestran los campos de presión promedio para las configuraciones donde se varió la excentricidad de los orificios. En primer lugar, se observa analizando las configuraciones $N_{conf} = 1, 2, 3$ que **al aumentar la excentricidad del segundo agujero aumenta la presión en la entrada del dominio**, por ende el gradiente de presión es mayor.
- Comparando la configuración $N_{conf} = 3$ y $N_{conf} = 4$, esta última tiene el primero orificio excéntrico mientras en que en la configuración $N_{conf} = 3$ se encuentra concéntrico respecto de la tubería. Al analizar la presión en la entrada se puede ver que **la configuración** $N_{conf} = 4$

tiene mayor presión en la entrada, por lo que la caída de presión en esta configuración es mayor.

- La configuración $N_{conf} = 5$, con dos orificios excéntricos pero concéntricos entre si, disipa menor presión que las demás configuraciones.

4.2.2.3. Comportamiento del flujo

En las Figuras 4.13, 4.26, 4.27, 4.28 y 4.29, se muestran las líneas de corrientes para las configuraciones donde se varió la excentricidad de los orificios de restricción.

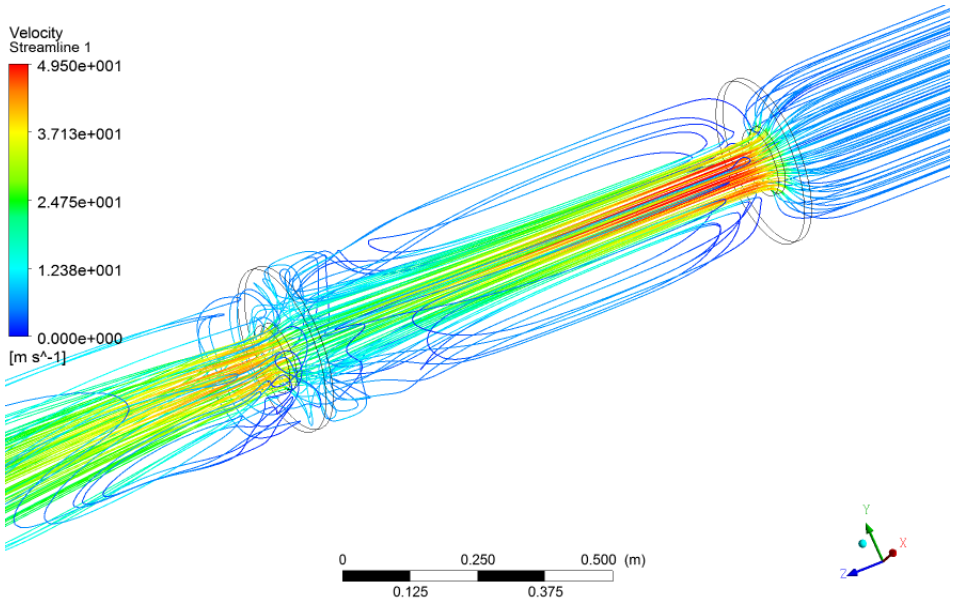


Figura 4.26: Líneas de corriente para la configuración $N_{conf} = 2$.

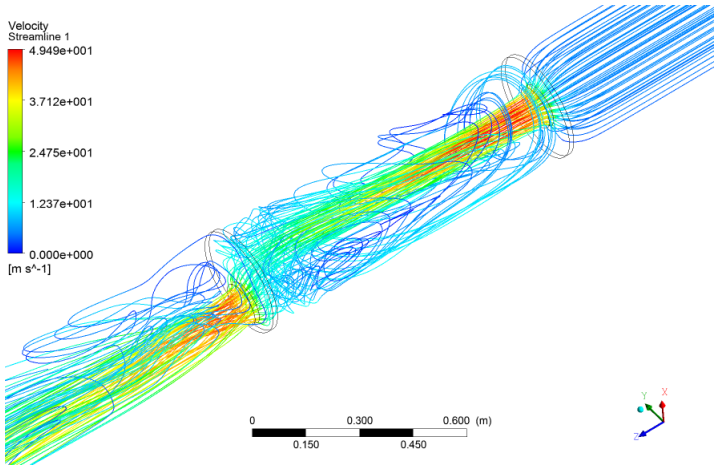


Figura 4.27: Líneas de corriente para la configuración $N_{conf} = 3$.

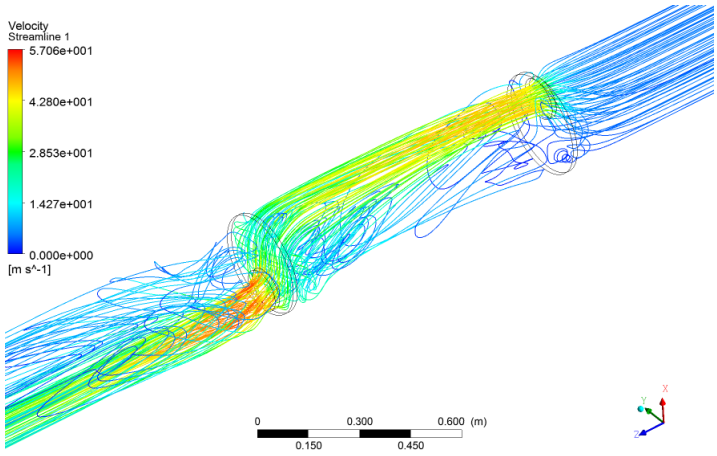


Figura 4.28: Líneas de corriente para la configuración $N_{conf} = 4$.

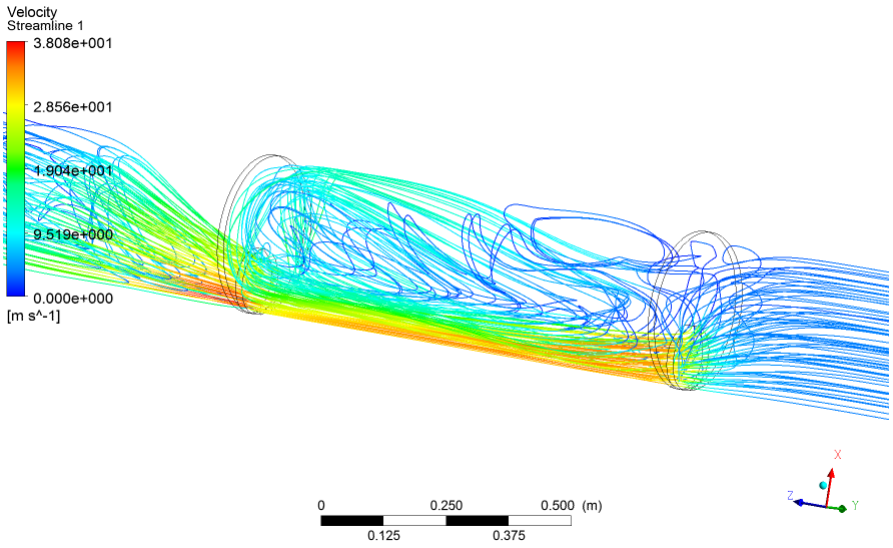


Figura 4.29: Líneas de corriente para la configuración $N_{conf} = 5$.

Análisis

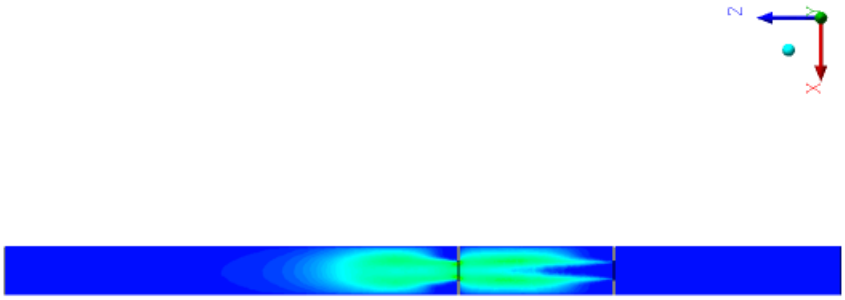
- Las Figuras 4.26, 4.27, 4.28 y 4.29 muestran las líneas de corriente para las configuraciones donde se varía la excéntricidad de los agujeros. En primer lugar, para $N_{conf} = 2$ se puede observar que se generan zonas de recirculación en las pared de la cámara de disipación y al comienzo de las paredes en la tubería de salida, por otro lado el flujo de alta velocidad se desarrolla de manera relativamente ordenada hacia el segundo orificio.
- Para $N_{conf} = 3$, se pueden observar zonas de recirculación alrededor de las paredes de la cámara de disipación, mientras que el flujo que ingresa por el primer orificio se desarrolla de manera relativamente ordenada en trayectoria rectilínea hasta bajar a la segunda placa, donde posteriormente se desarrolla junto a la pared con zonas de recirculación en el resto de la tubería de salida.
- Para $N_{conf} = 4$, se puede observar como se genera una gran zona de recirculación en la cámara de disipación y como ingresa el flujo por el primer orificio excéntrico y se desarrolla junto a la pared de manera un poco menos ordenado que en los casos anteriores, luego impactando con la pared de la segunda placa baja al segundo agujero , donde se comienza a desarrollar junto a la pared de la tubería de salida. Además

se puede ver que existen zonas de recirculación en la tubería de salida en el resto del dominio donde no pasa el flujo de alta velocidad.

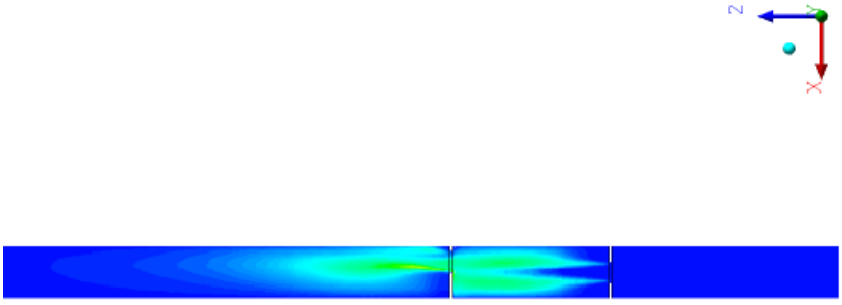
- Para $N_{conf} = 5$, se puede observar como se genera una gran zona de recirculación sobre el flujo que ingresa por el primer orificio y que se desarrolla junto a la pared de la cámara de disipación, luego algunas líneas del flujo ingresan al segundo orificio, mientras otras impactan en la pared de la segunda placa. Al salir el flujo por el segundo orificio, se genera un flujo desordenado en varias direcciones y muy caótico, con zonas de recirculación más pequeñas a la salida.

4.2.2.4. Parámetros de turbulencia

Para las configuraciones relevantes para el análisis donde se varió la excentricidad de los orificios de restricción, se muestra en las Figuras 4.30 y 4.31 el campo de energía cinética turbulenta.

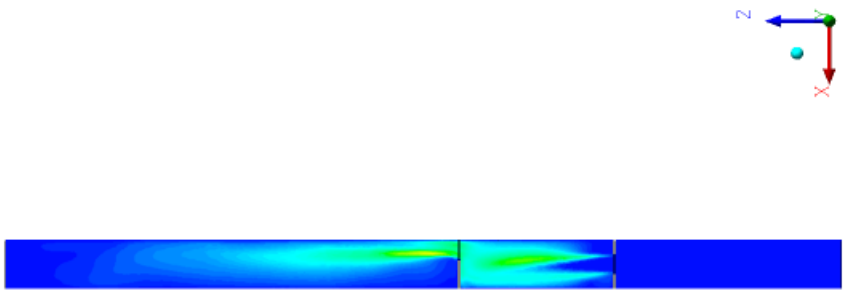


(a) Configuración $N_{conf} = 1$

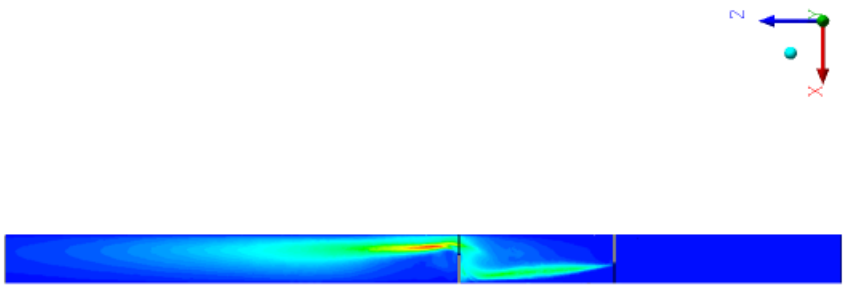


(b) Configuración $N_{conf} = 2$

Figura 4.30: Energía cinética turbulenta para las configuraciones $N_{conf} = 1$ y $N_{conf} = 2$.



(a) Configuración $N_{conf} = 3$



(b) Configuración $N_{conf} = 4$

Figura 4.31: Energía cinética turbulenta para las configuraciones $N_{conf} = 3$ y $N_{conf} = 4$.

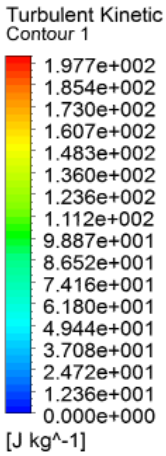


Figura 4.32: Espectro del campo de energía cinética turbulenta.

Análisis

- En la Figuras 4.30 y 4.31 se observan los campos de energía cinética turbulenta para las diferentes configuraciones donde se varió la excentricidad de los orificios. En primer lugar, se puede observar de las configuraciones, que la energía cinética turbulenta aumenta una vez el flujo pasa por los bordes horizontales de las placas, dejando una estela que continua en la dirección del flujo.

- Comparando $N_{conf} = 1$, que es la configuración con orificios concéntricos, con $N_{conf} = 2$ y $N_{conf} = 3$, donde la excentricidad del segundo agujero aumenta gradualmente en ese orden, se puede ver que principalmente en la salida del segundo orificio **la energía cinética turbulenta aumenta gradualmente a medida que aumenta la excentricidad de dicho orificio**.

- Al observar la configuración $N_{conf} = 4$, se puede ver que **la energía cinética turbulenta es mayor a la salida del segundo orificio, respecto de las demás configuraciones**.

4.3. Estudio cuantitativo

4.3.1. Monitoreo resultados

Para lograr la convergencia de los resultados, en primer lugar, Fluent al final de cada iteración, calcula la suma residual para cada una de las variables conservadas y luego se almacena nuevamente, registrando así el historial de convergencia. Este historial se guarda en el archivo de datos. La suma residual se define a continuación: en un ordenador con una precisión infinita, estos residuos se van a cero a medida que la solución converge. En un equipo real, los residuos se descomponen hasta un valor pequeño (*round-off*) y luego dejan de cambiar (*level out*). Para cálculos de una sola precisión (el valor predeterminado para las estaciones de trabajo y la mayoría de las computadoras), los residuos pueden caer hasta seis órdenes de magnitud antes de completar el *round-off*. Los residuos de doble precisión pueden caer hasta doce órdenes de magnitud. La convergencia se puede juzgar en la para la mayoría de los problemas, bajo el el criterio de convergencia por defecto en Fluent, que es suficiente. Este criterio requiere que los residuos escalados definidos por las ecuaciones calculadas por el software disminuyan a 10^{-3} para todas las ecuaciones, excepto las ecuaciones de energía, cuyo criterio es 10^{-6} [11]

A veces, sin embargo, este criterio puede no ser apropiado. Es por ello que en el presente trabajo se espera superar el criterio por defecto y llegar bajo 10^{-4}, para los valores de la ecuación de continuidad, velocidad en x, velocidad en y, velocidad en z, además de, k y ω.

Por otro lado, también se monitoreó la presión estática a la entrada de la tubería ya que al ser la presión de salida condición de contorno igual a $3 * 10^6[Pa]$, por lo que se puede calcular el gradiente entre estas dos presiones. Entonces, al converger la presión de entrada obtendremos el parámetro de interés para este trabajo.

4.3.2. Para variación del largo en cámara de disipación

Se presenta en la Tabla 4.2, los resultados de la presión estática promedio ponderada obtenida en la entrada de la tubería para los dominios con confi-

guraciones donde se varía el largo de la cámara de disipación, mientras que en la Tabla 4.1 se muestra la convergencia de las variables, para más detalle de la convergencia ver Anexo F.

d_p	$Continuidad$	$Velocidadx$	$Velocidady$	$Velocidadz$	k	ω
0d	2.09e-06	4.76e-06	4.36e-06	1.23e-05	6.59e-06	5.09e-07
2d	3.23e-05	1.10e-04	1.10e-04	2.01e-04	2.50e-04	2.20e-04
4d	1.39e-06	6.82e-06	7.03e-06	1.81e-05	1.83e-05	3.93e-07
5.5d	2.23e-06	2.23e-06	3.78e-06	1.39e-05	6.18e-06	1.85e-05
7d	4.80e-06	7.68e-06	7.75e-06	2.155-05	1.08e-05	3.62e-05
8d	1.68e-06	1.07e-05	1.05e-05	4.00e-05	1.90e-05	8.88e-07
9d	6.54e-06	1.69e-05	1.35e-05	5.81e-05	2.03e-05	5.21e-05
10d	1.63e-06	2.57e-06	2.35e-06	6.35e-06	3.08e-06	1.09e-05
11d	1.22e-05	3.84e-05	3.58e-05	1.46e-04	6.67e-05	1.11e-04
12d	8.42e-06	2.07e-05	1.94e-05	8.04e-05	4.54e-05	6.56e-05

Tabla 4.1: Convergencia de variables para configuraciones donde se varía el largo de la cámara de disipación.

i	d_p	$P_e[MPa]$	i	d_p	$P_e[MPa]$
0	0d$_p$	3,98	8	8d$_p$	4,72
2	2d$_p$	3,84	9	9d$_p$	4,84
4	4d$_p$	4,03	10	10d$_p$	4,93
6	5.5d$_p$	4,23	11	11d$_p$	4,96
7	7d$_p$	4,51	12	12d$_p$	4,96

Tabla 4.2: Presión de entrada para cada uno de los dominios donde se varió el largo de la cámara de disipación.

A continuación en la Figura 4.33 se muestra el gradiente de presión obtenido según el largo de la cámara de disipación, esto se calcula restando la presión a la salida, correspondiente a $3 * 10^6$ [Mpa], con la presión a la entrada del dominio que varía según el largo de la cámara. Mientras que en la Figura 4.34, se muestra el cambio porcentual del gradiente de presión respecto de su valor anterior.

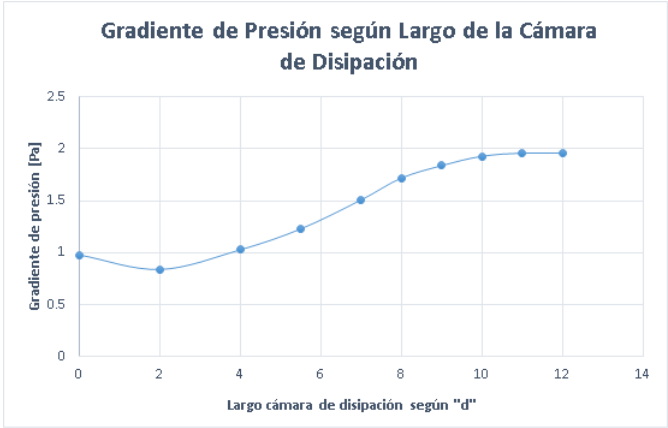


Figura 4.33: Gradiente de presión según largo de la cámara de disipación.

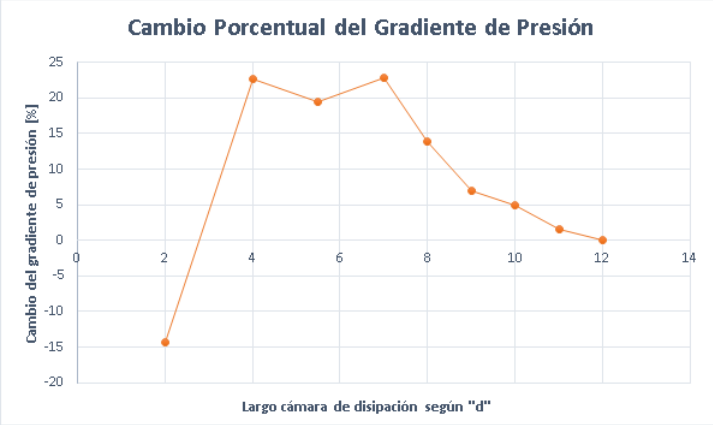


Figura 4.34: Cambio porcentual del gradiente de presión según largo de la cámara de disipación.

Análisis

- La Tabla 4.2, muestra los valores de la presión estática promedio a la entrada de la tubería, mientras que en la tabla 4.1 se muestran los valores residuales de los parámetros para medir la convergencia de la solución. Se puede observar de la Tabla 4.2 que **la configuración que disipa mayor presión son las configuraciones con mayor largo en la cámara de disipación**, a excepción de $2d$ donde la presión disminuye en la entrada respecto de $0d$.
- De lo anterior, puede notarse que **a partir de** $10d$**, la cantidad de presión que se disipa posteriormente es relativamente pequeña**, por se

puede inferir que largos en la cámara de disipación superiores a este no generan una caída de de presión significativa.

- De la Figura 4.33, que muestra el gradiente de presión según el largo de la cámara de disipación, se puede ver que el gradiente de presión aumenta paulatinamente según aumenta el largo de la cámara, excepto en la configuración $2d$, donde disminuye. En las demás configuraciones el gradiente de presión aumenta significativamente hasta $8d$, donde comienza a tener un crecimiento pequeño, como se observar en la Figura 4.34, que muestra el cambio porcentual del gradiente respecto del valor anterior, donde de la Figura se puede ver que **desde la configuración $9d$ en adelante el cambio porcentual del gradiente respecto de su valor anterior es menor a $5\,\%$.**
- De la Tabla 4.1, se puede observar que existen configuraciones donde se logró una correcta convergencia de los valores residuales, a excepción de $2d$ y $11d$, se logró superar el orden de magnitud de 10^{-4} para todos los parámetros.
- Se puede observar de los valores residuales de las configuraciones principales que aunque no todos los parámetros bajaron del orden de magnitud esperado de 10^{-4}, la convergencia de la presión de entrada se logró tempranamente en el análisis de validación de la malla, para más detalles ver Anexo C.
- De lo anterior, a pesar de no haber superado en algunas configuraciones el orden de magnitud deseado, los valores en la presión de entrada convergieron, ya que oscilaron dentro de los valores esperados por debajo de los 2 decimales utilizados, como se muestra en la Tabla 4.2, para más detalle de la convergencia ver Anexo F.

4.3.3. Para variación en excentricidad de los agujeros de restricción

Se presentan en la Tabla 4.4, los resultados de la presión estática promedio ponderada obtenida en la entrada de la tubería y la Tabla 4.5 los gradientes de presión entre la entrada y salida del dominio para los dominios con configuraciones donde se varía la excentricidad de los orificios de restricción,

mientras que en la Tabla 4.3 se muestra la convergencia de las variables, para más detalle de la convergencia ver Anexo D y F.

N_{conf}	$Continuidad$	$Velocidadx$	$Velocidady$	$Velocidadz$	k	ω
1	3.19e-06	1.73e-05	1.28e-05	4.07e-05	2.91e-05	3.31e-06
2	2.28e-05	7.92e-05	1.03e-04	2.82e-04	1.02e-04	3.88e-04
3	1.25e-04	2.45e-04	2.28e-04	5.04e-04	2.57e-04	7.12e-04
4	9.96e-05	1.03e-04	1.34e-04	2.66e-04	2.16e-04	3.07e-04
5	1.28e-04	3.79e-04	4.63e-04	7.97e-04	5.26e-04	2.50e-04

Tabla 4.3: Convergencia de variables para configuraciones donde se varía la excentricidad de los orificios de restricción.

N_{conf}	$P_e[MPa]$
1	4,67
2	4,75
3	4,94
4	5,20
5	3,80

Tabla 4.4: Presión de entrada para las configuraciones donde se varió la excentricidad de los orificios de restricción.

N_{conf}	$P_e[MPa]$
1	1,67
2	1,75
3	1,94
4	2,20
5	0,80

Tabla 4.5: Gradiente de presión para las configuraciones donde se varió la excentricidad de los orificios de restricción.

Análisis

- La Tabla 4.5 muestra los valores de los gradientes de presión estática promedio entre la entrada y la salida del dominio, mientras que en la tabla 4.3 se muestran los valores residuales de los parámetros para medir la convergencia de la solución. Se puede observar de la Tabla 4.5, que en las configuraciones $N_{conf} = 1, 2, 3$, el gradiente de presión aumenta

en ese orden de las configuraciones, por lo que **a medida que se aumenta la excentricidad del segundo orificio aumenta el gradiente de presión**.

- De lo anterior, se puede observar que la configuración que posee mayor presión en la entrada, por lo que disipa mayor presión es la configuración $N_{conf} = 4$, que posee dos orificios excéntricos, por lo que **aumentar la excentricidad en el primer agujero también aumenta el gradiente de presión**.
- También se pude observar que la configuración tiene menor presión en la entrada y que genera menor caída de presión es $N_{conf} = 5$, con dos orificios excéntricos respecto de la tubería, y concéntricos entre si.
- De la tabla 4.3, se puede ver que a excepción de $N_{conf} = 1$, la convergencia de los parámetros no llego por debajo del orden de magnitud de 10^{-4}, llegando por debajo de 10^{-3}.
- Este orden de magnitud en la convergencia alcanzado por estas configuraciones se debe a la dificultad del dominio, debido a los bruscos cambios de sección, por lo que realizar un mallado adecuado es complicado. Aún así se logró una correcta convergencia en la presión de entrada puesto que los valores de la presión oscilaron por debajo de los valores de dos decimales utilizados, que se muestran en la Tabla 4.3, para más detalle de la convergencia ver Anexo F

Capítulo 5

Conclusiones

Las principales conclusiones que se desprenden del análisis de los resultados son:

- En primer lugar, en cuanto a la convergencia de las soluciones respecto de los valores residuales de los parámetros fue adecuada para la mayoría de las configuraciones, para las configuraciones donde se varío el largo de la cámara de disipación, hubo problemas en algunas configuraciones ya que no todos los parámetros alcanzaron a ser menores que 10^{-4}, pero al realizar el *análisis de validación de la malla* se noto que para las configuraciones principales que tampoco alcanzaban dicho orden de magnitud en sus valores residuales la presión estática promedio a la entrada convergía de manera correcta, por lo tanto llegar a un orden de magnitud de 10^{-4} no es necesario para tener una convergencia correcta de la presión de entrada. De lo anterior, se puede inferir que la convergencia en la presión de entrada para las configuraciones donde se varió el largo de la cámara de disipación es suficiente, por lo tanto las modelaciones fueron realizadas de manera correcta. Mientra que respecto de las modelaciones donde se varió la excentricidad de los orificios de restricción, tampoco se alcanzó el orden de magnitud de 10^{-4}, esto debido a las complicada geometrías y al mallado que se puede desarrollar en estas, pero aún así los valores en la presión de entrada para esas configuraciones convergieron, por lo que estos valores que son los requeridos para realizar el análisis de importancia para el presente trabajo se consideran válidos para el análisis.

- En segundo lugar, respecto de **los resultados obtenidos para las modelaciones donde se varió el largo de la cámara de disipación**, se encontró como se esperaba que al aumentar el largo de la cámara el gradiente de presión que se genera es mayor también. Aunque el largo óptimo se consideró que es cuando la cámara mide 8 veces el diámetro del orificio de las placas, ya que cuando el largo de la cámara es mayor a este valor si bien el gradiente de presión sigue aumentando la disipación que se logra no es considerable puesto que aumenta a valores menores a un $5\,\%$ respecto del valor anterior. Además cabe mencionar que para este largo de la cámara, la velocidad máxima con la que llega el fluido a la segunda placa es de $25[\frac{m}{s}]$ e impacta directamente al dominio de la placa con una velocidad de aproximadamente $17[\frac{m}{s}]$.
- En tercer lugar, respecto de **los resultados obtenidos para las modelaciones donde se varió el la excentricidad de los orificios de restricción**, se pudo observar que al aumentar paulatinamente la excentricidad del agujero de la segunda placa el gradiente de presión también aumenta, por lo que una excentricidad mayor en el segundo agujero de restricción es más conveniente al realizar el diseño un reductor de presión. Por otro lado, al aumentar directamente la excentricidad del primer agujero en el sentido opuesto donde se encuentra excéntrico el segundo agujero el gradiente de presión también aumenta, por lo que al aumentar la excentricidad del primer agujero también aumenta el gradiente de presión que se logra con el reductor de presión.
- De lo anterior, **una configuración óptima para un reductor de presión que transporte agua donde se maximiza el gradiente de presión disminuyendo el espacio y gasto de material, es utilizar un largo en la cámara de disipación de 8 veces el diámetro del agujero de restricción y también utilizar los agujeros de la primera y segunda placa excéntricos con sentidos opuestos entre si tal como muestra la configuración** $N_{conf} = 4$.
- Como recomendación para continuar con este estudio, sería de gran utilidad en la industria minera realizar el estudio del comportamiento de los campos para un fluido con sólidos en suspensión. Se conocer que también en la industria se utiliza más de un agujero de restricción

en cada placa, por lo que una configuración con más de un agujero de restricción por placa podría aumentan la eficiencia de los reductores de presión. El estudio de esto último podría ser un paso a seguir para lo ya realizado en el presente trabajo. Otro tema de interés a analizar es como se puede variar el tamaño de los agujeros de restricción, conjugando la caída de presión que se logra en el reductor versus el tamaño que este alcanzaría, considerando que ha medida que aumenta el tamaño de los orificios, las cámaras de disipación son más pequeñas, por lo que teniendo en cuenta que el tamaño del reductor influye en el costo de montaje y fabricación del sistema esto sería un punto de importancia para mejorar la eficiencia de los reductores.

Bibliografía

[1] W Kyle Anderson and Daryl L Bonhaus. An implicit upwind algorithm for computing turbulent flows on unstructured grids. Computers & Fluids, 23(1):1–21, 1994.

[2] Timothy J Barth and Dennis C Jespersen. The design and application of upwind schemes on unstructured meshes. 1989.

[3] Alexandre Joel Chorin. Numerical solution of the navier-stokes equations. Mathematics of computation, 22(104):745–762, 1968.

[4] Milton Van Dyke. An Album of Fluid Motion. The Parabolic Press, Stanford, California, fourth edition, 1988.

[5] White F. M. Viscous fluid flow. McGraw-Hill, New York, third edition, 2000.

[6] Durst Franz. An Introduction to the Theory of fluid Flows. Springer, Berlin, first edition, 2008.

[7] Barnes H. A., Hutton J. F., and K. W. F. R. S. An introduction to rheology. Elsevier, third edition, 1993.

[8] Charles Hirsch. Numerical Computation of Internal External flows. Butterworth-Heinemann, second edition, 2007.

[9] ANSYS Inc. Ansys fluent getting started guide. Release l5.0, 2013.

[10] ANSYS Inc. Ansys fluent theory guide. Release l5.0, 2013.

[11] ANSYS Inc. Ansys fluent user's guide. Release l5.0, 2013.

[12] ANSYS Inc. Ansys icem cfd user's manual. Release l5.0, 2013.

[13] Ferziger J. M. and Peric M. Computational Methods for Fluid Dynamics. Springer, third edition, 2002.

[14] Spurk Joseph H. and Aksel Nuri. Fluid Mechanics. Springer, Berlin, second edition, 2008.

[15] Zinakov Oleg. Essential Computational Fluid Dynamics. John Wiley Sons, INC., New Jersey, second edition, 2010.

[16] WC Reynolds. Fundamentals of turbulence for turbulence modeling and simulation. In Modern Theoretical and Experimental Approaches to Turbulent Flow Structure and its Modelling, 1987.

[17] Cengel Yunus A. and Cimbala John M. Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones. Mcgraw-Hill, México, D.F., first edition, 2006.

Anexo A

Marco teórico

A.1. Definiciones importantes para flujos y fluidos

A continuación, se presentan características importantes de los flujos y fluidos.

- **Fluido newtoniano y no newtoniano**
  Los *fluidos* tienen la particularidad de que se deforman al existir fuerzas de cizallamiento, incluso una muy pequeña fuerza de corte puede deformar un elemento de fluido, pero la velocidad de deformación será correspondientemente pequeña, esta propiedad es adecuada para ser usada como definición de fluido [14].
  El estudio de la deformación de los fluidos que fluyen se le llama *reología*,en la figura A.1 se muestra el comportamiento reológico de varios fluidos. Este trabajo se centra solo en *fluidos newtonianos*, que se que se definen como los fluidos para los que el esfuerzo de corte es linealmente proporcional a la razón de deformación por corte [17].
  El comportamiento newtoniano, en base a experimento llevados a cabo con presión y temperatura constante tiene las siguientes características [7]:
  1. La única tensión generada en el flujo de corte simple son los esfuerzos cortantes, los dos esfuerzos normales son cero.
  2. La viscosidad de cizallamiento no varía con la velocidad de ciza-

llamiento.

3. la viscosidad es constante con respecto al tiempo de cizallamiento y el esfuerzo en el líquido cae a cero inmediatamente luego de detenerse el cizallamiento. En cualquier cizallamiento subsiguiente, sin importar la duración del período entre mediciones, la viscosidad es la misma en cualquiera de las mediciones.
4. Las viscosidades medidas en diferentes tipos de deformación están siempre en proporción simple entre sí, por ejemplo, la viscosidad medida en un flujo de extensión uniaxial es siempre tres veces el valor medido en el flujo de corte simple.

Un líquido que muestra cualquier desviación del comportamiento anterior es *no-newtoniano*.

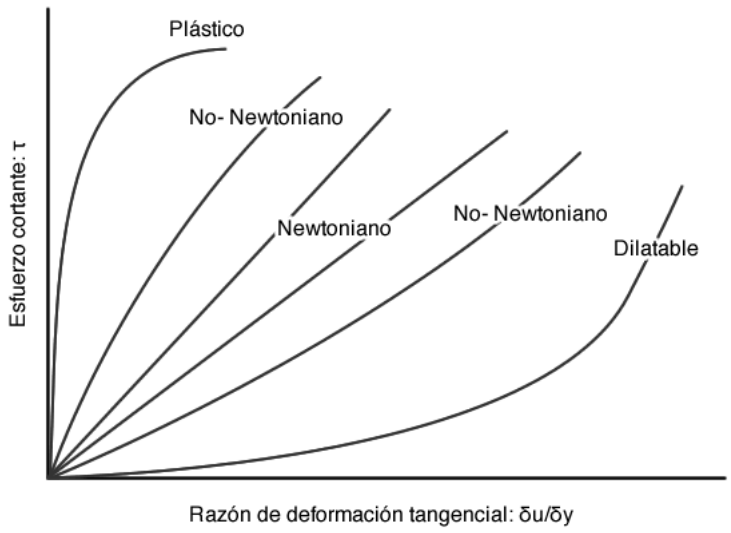


Figura A.1: Comportamiento reológico de distintos tipos de fluidos.

- **Regiones viscosas y no viscosas de flujo**
  Cuando dos capas de fluido se mueven una en relación con la otra, se desarrolla una fuerza de fricción entre ellas y la capa más lenta trata de desacelerar a la más rápida. Esta resistencia interna al flujo se cuantifica mediante la propiedad de viscosidad del fluido, la cual es una medida de la adherencia interna de éste. La *viscosidad* es causada por las fuerzas de cohesión entre las moléculas, en los líquidos, y por las colisiones moleculares en los gases. No existe fluido con viscosidad

cero y, en consecuencia, en todos los flujos de fluidos intervienen los efectos viscosos en cierto grado [17].

Los flujos en donde los efectos de la fricción son significativos se llaman *flujos viscosos*. Pero, en muchos flujos de interés práctico, se tienen regiones (por lo general las regiones que no están cercanas a superficies sólidas) en donde las fuerzas viscosas son despreciablemente pequeñas, o regiones *no viscosas* como muestra la figura A.2, se puede observar una región de flujo viscoso, mientras que la región más lejana a la placa no es afectada por este fenómeno.

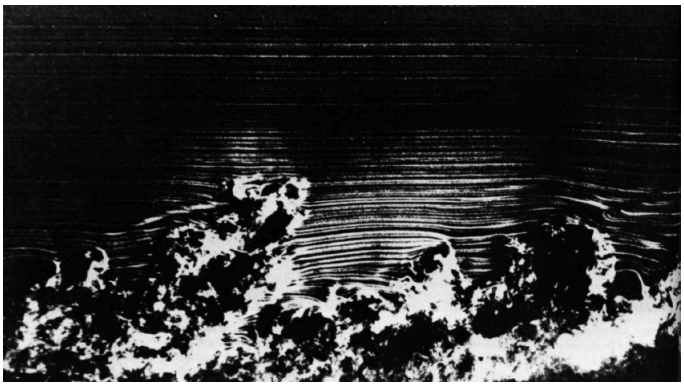


Figura A.2: Flujo de una corriente de fluido, originalmente uniforme, sobre una placa plana y las regiones de flujo viscoso (próximas a la placa) y de flujo no viscoso (lejos de la placa), la figura muestra una vista lateral de una capa límite turbulenta, que se desarrolla naturalmente en una placa plana de 3,3 m de largo suspendidas en un túnel de viento. Las líneas de corriente de las láminas de humo cerca del borde de ataque agudo son iluminados por una división vertical de la luz. El número de Reynolds es 3500. *Fotografía por Thomas Corke, Y. Guezennec, y Hassan Nagib* [4].

- **Flujo interno y externo**
  Un flujo se clasifica como *flujo interno* o *flujo externo*, dependiendo de si el flujo se desarrolla en un canal confinado o sobre una superficie. El flujo de un fluido no limitado sobre una superficie, como una placa, un alambre o un tubo, es flujo externo. El flujo en un tubo o ducto es flujo interno si el fluido queda por completo limitado por las superficies sólidas. Por ejemplo, el flujo de agua en un tubo es flujo interno y el flujo de aire sobre una pelota o sobre un tubo expuesto durante un día de viento constante es flujo externo. Los flujos internos están dominados por la influencia de la viscosidad en todo el campo de flujo. En los flujos externos, los efectos viscosos quedan limitados a la *capa límite* cercana a las superficies sólidas y a las regiones de la estela de corriente abajo de los cuerpos [17].
- **Flujo estacionario y no estacionario**
  El término *estacionario* implica que no hay cambio en un punto con el tiempo. Lo opuesto a estacionario es *no estacionario*. Durante el flujo estacionario, las propiedades del fluido pueden cambiar de punto a punto dentro de un equipo, pero en cualquier punto fijo en el tiempo permanecen constantes. Por lo tanto, el volumen, la masa y la energía total de un equipo de flujo estacionario o sección de flujo permanecen constantes en la operación estacionaria [17].

A.2. Mallado

A continuación se puede ver con más detalles las consideraciones necesarias para realizar un mallado correcto, las topología de las celdas que componen la malla y los tipos de malla..

A.2.1. Consideraciones necesarias para el mallado

Es importante destacar que no siempre la elección de una malla uniforme es recomendada, la primera razón común, es cuando en el dominio de la solución se tienen límites complejos, por ejemplo límites curvilíneos como se puede ver en la figura A.3.

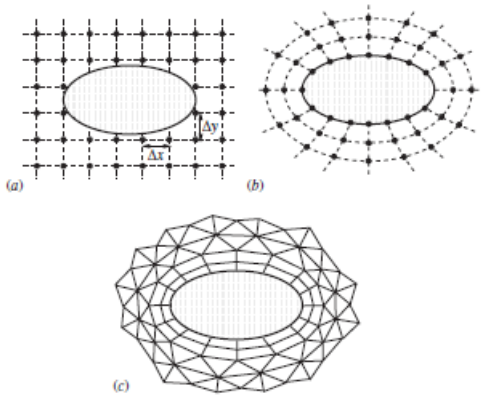


Figura A.3: La figura muestra un caso para cuadrículas irregulares y geometría compleja a) Una geometría no rectangular aproximada pobremente por una cuadrícula cartesiana regular b) La misma geometría aproximada por una frontera ajustada a cuadrículas estructuradas curvilíneas c) La misma geometría aproximada por un ajuste de frontera de cuadrículas no estructurada [15].

La segunda razón común para el uso de una malla no uniforme, es que los gradientes de las variables de solución pueden ser de muy diferentes amplitudes en diferentes áreas del dominio.

Por ejemplo, las variables medias de velocidad y turbulencia experimentan grandes gradientes en las capas límite cerca de paredes sólidas. Por el contrario, lejos de las paredes, los gradientes son pequeños, como muestra la figura A.4. Por lo tanto, en estos casos, es más razonable utilizar cuadrículas más pequeñas en las áreas, donde las variables de solución tienen gradientes fuertes y reducir el esfuerzo computacional mediante el uso de pasos o celdas más grandes en otras áreas.

Esto se logra, con el uso de un malla estructurada diseñada en las líneas de un sistema de coordenadas comprimido o estirado según sea necesario. Otra alternativa es, como se muestra en la figura A.4, construir una malla no estructurada refinada en las zonas de fuertes gradientes [15].

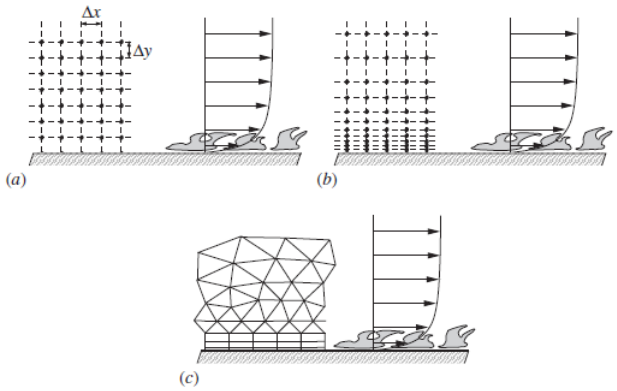


Figura A.4: La figura muestra un caso para cuadrículas irregulares y fuerte variabilidad de gradientes de solución a) Problema de gradiente de velocidad cerca de la pared aproximado pobremente sobre una cuadrícula uniforme b) Lo mismo pero aproximado sobre un estiramiento de la cuadrícula adaptada a la solución c) Malla refinada en el área de el fuerte gradiente de velocidad [15].

A.2.2. Topología de las celdas

Para mallas 3D, como en el caso de estudio, se puede utilizar como muestra la figura A.5, distintos tipos de celdas que en conjunto pueden conformar el mallado.

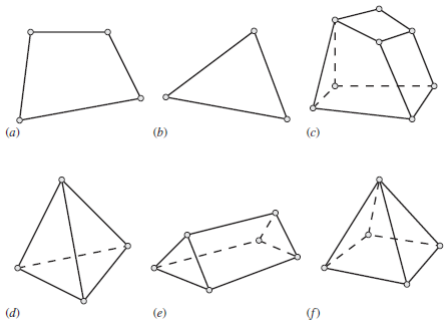


Figura A.5: Las formas típicas de las cuadrículas no estructuradas. (a) y (b), cuadrilátero y celdas triangulares utilizados en las redes de 2D (no es el caso en estudio); (c) y (f), hexaedros, tetraedros, prismas (cuñas), y las pirámides utilizados en las redes de 3D [15].

Se pueden utilizar tanto mallas en un solo bloque y mallas de varios bloques estructurados, como se explicará a continuación, así como mallas híbridas que contienen celdas hexaedras, tetraédricas, de pirámide, y celdas de cuña.

A.2.3. Malla estructurada

La malla estructurada, está compuesta por familias de líneas que se cruzan, uno para cada dimensión del espacio (dos familias de líneas en 2D y tres en 3D), donde se ubica cada punto de malla en la intersección de una línea, y sólo una línea, de cada familia. Por lo tanto, consisten en familias de líneas de cuadrícula con la propiedad de que los miembros de una misma familia no se cruzan entre sí y cruzan cada miembro de la otra familia solo una vez. Esto permite que las lineas de un conjunto dado sean enumeradas consecutivamente. La posición de cualquier punto de la cuadrícula (o volumen de control) dentro del dominio es identificado de forma única por un conjunto de tres índices (en 3D), por ejemplo según los índices (i, j, k). Esta es la estructura de mallado más simple, ya que es lógicamente equivalente a una cuadrícula cartesiana. Cada punto tiene seis vecinos más próximos en tres dimensiones; cada uno de los índices de cada vecino del punto P (que representa a la celda) (índices i, j, k) difiere por ± 1 a partir del índice correspondiente de P. Un ejemplo de malla estructurada se muestra en la figura A.6.

Esta conectividad simplifica la programación y la matriz del sistema de ecuaciones algebraicas tiene una estructura regular, que puede ser explotada en el desarrollo de una técnica de solución con mayor facilidad. De hecho, existe un gran número de solucionadores eficientes aplicables solamente a las redes estructuradas. La desventaja de las mallas estructuradas es que sólo se pueden utilizar para los dominios de solución geométricamente simples. Otra desventaja es que puede ser difícil de controlar la distribución de los puntos de la cuadrícula: concentración de puntos en una región por razones de exactitud produce innecesariamente pequeño espacio en otras partes del dominio de soluciones y un desperdicio de recursos. Este problema se ha exagerado en problemas 3D. Las celdas largas y delgadas también pueden afectar negativamente a la convergencia. Las cuadrículas estructuradas pueden ser de tipo H, O, o de tipo C, entre otros; los nombres se derivan de las formas de las líneas de cuadrícula. Pueden ser considerados como la malla más común para los problemas de flujo, ya que como el flujo está generalmente alineado con los cuerpos sólidos, podemos imaginar las líneas de las cuadrículas a seguir algún sentido las líneas de corriente. Se

ha de destacar que la malla estructuradas, en comparación con mallas no estructuradas, a menudo es más eficientes desde el punto de vista de CFD, en términos de precisión, tiempo y requisito de memoria [8] [13].

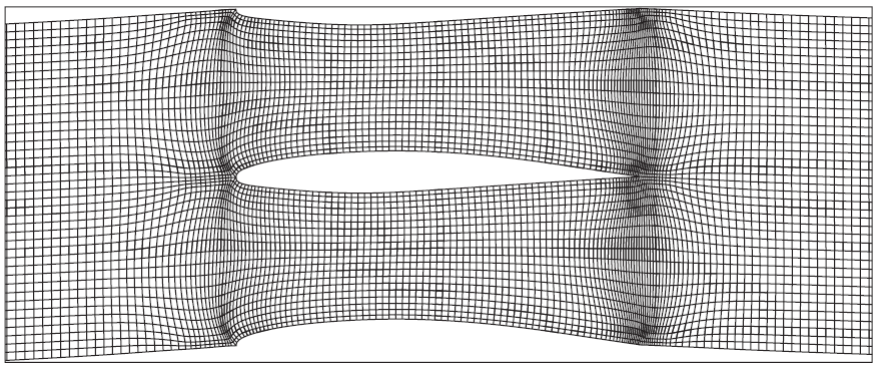


Figura A.6: Malla cuerpo ajustada curvilinea estructurada del tipo-H [8].

A.2.4. Cuadrículas cartesianas

Las cuadrículas cartesianas uniformes son la solución ideal desde el punto de vista de la exactitud y deben aplicarse siempre que sea posible. Es una opción válida cuando las paredes sólidas son paralelas a los ejes cartesianos, o en ausencia de paredes sólidas en el espacio libre [8].

A.2.5. Cuadrículas cartesianas no uniformes

1. Tamaños de malla variables:
   Una primera variante del conjunto de cuadrículas cartesianas uniforme, es permitir diferentes valores de las variables de separación de malla, por ejemplo, en el caso de las capas límite que se requiere una fuerte agrupación cerca de paredes sólidas. La figura A.7 muestra un ejemplo de una cuadrícula cartesiana aplicado a la simulación de flujo de una y en una cavidad rectangular [8].
2. Cuadrícula árbol cuádruple y árbol octantes:
   Una segunda variante consiste permitir refinamientos locales con *nodos colgantes*, también llamadas redes no conforme, obtenidos mediante la subdivisión de una cuadrícula cartesiana inicial en sub-celdas, ya sea de manera uniforme o no isótropa. Esto conduce a una estructura *árbol*

octante en 3D y árbol cuádruple en 2D, como se muestra en la figura A.8. En presencia de límites curvos, esta cuadrícula cartesianas siguen siendo una opción, con la ventaja de que el proceso de generación de cuadrícula es trivial, y reduce al mínimo los errores numéricos. Sin embargo, el tratamiento de los límites sólidos curvos requiere una atención especial [8].

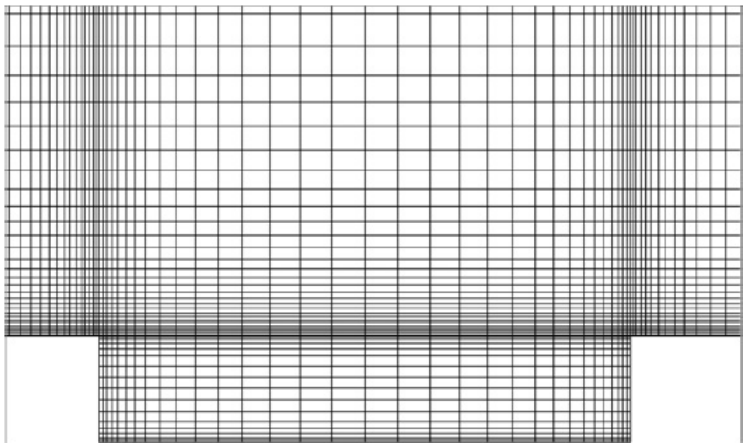


Figura A.7: Cuadrícula cartesiana con tamaños de celdas no uniformes para una cavidad rectangular [8].

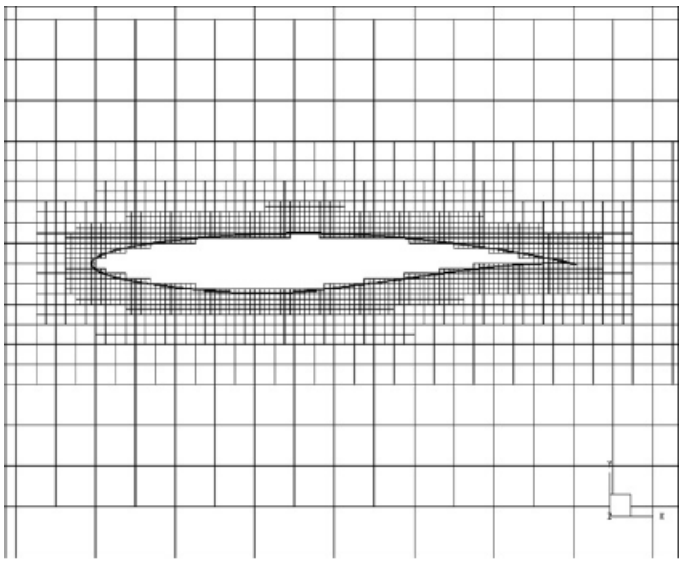


Figura A.8: Árbol-cuádruple, con nodos colgantes, alrededor de un perfil alar con aproximación límite escalera [8].

A.2.6. Cuadrícula estructurada cuerpo-ajustada

En este tipo de cuadrícula, cuerpo-ajustada (*Body-fitted* en inglés), es ajustada de manera curvilínea de modo que se adapte en la medida de lo posible a las geometrías. Se hace un llamamiento a métodos más sofisticados para generar las redes con el fin de satisfacer los requisitos de suavidad y continuidad de tamaños de celdas. Como se mencionó anteriormente, dependiendo de la orientación de las líneas de la cuadrícula, diversas configuraciones pueden ser seleccionados, indicadas por la letra a la que se asemejan. En este contexto se habla de cuadrículas de tipo H, C, O, I y sus diversas combinaciones, un ejemplo de esto se puede ver en le figura A.6 [8].

A.2.7. Cuadrículas multi-bloque

Con el fin de aumentar la flexibilidad, la gama de aplicación y la facilidad del proceso de mallado de las redes estructuradas, las combinaciones de topologías básicas pueden ofrecer ventajas significativas, en términos de lograr una mayor calidad de la red o la adaptación a topologías más complejas. En esta estrategia, diferentes topologías de malla se aplican en diferentes regiones del dominio computacional, lo que conduce a las configuraciones de múltiples bloques como muestra la figura A.9 [8].

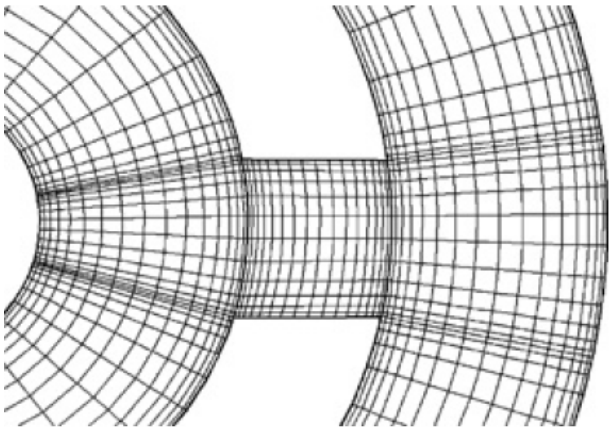


Figura A.9: Representación de cuadrículas estructuradas multi-bloque, en un canal conectando dos ductos circulares [8].

A.2.8. Malla no estructurada

Para geometrías muy complejas, es el tipo más flexible de mallado, contiene celdas que pueden caber un dominio frontera. Los elementos o volúmenes de control pueden tener cualquier forma; como las vistas anteriormente en la figura A.3, tampoco hay una restricción en el número de elementos o nodos vecinos. En la práctica, las cuadrículas hechas de tetraedros y hexaedros en 3D se utilizan con más frecuencia. Tales redes pueden ser generadas automáticamente por algoritmos existentes. La ventaja de la flexibilidad es compensada por la desventaja de la irregularidad de la estructura de datos, ubicaciones de nodos y conexiones. La matriz del sistema de ecuación algebraica ya no tiene estructura regular; Los solucionadores de los sistemas de ecuaciones algebraicas son por lo general más lentos que los de mallas regulares. Una de las ventajas de las mallas no estructuradas es la posibilidad de realizar refinamientos locales en una determinada región, sin afectar a la distribución de los puntos de las cuadrículas fuera de esa región. Esto abre el camino para la adaptación flexible de la malla por refinamiento local, en base a unos criterios asociados ya sea para algunos gradientes de flujo o en alguna estimación de errores, o geometría como se vio anteriormente. Las mallas no estructuradas se han convertido progresivamente el enfoque dominante de CFD industrial, debido a la imposibilidad de generar automáticamente las cuadrículas estructuradas en geometrías arbitrarias. En efecto, es casi imposible, por razones de topología prever un generador automático de cuadrícula estructurada sin un conocimiento a priori de las topologías involucradas. Sin embargo, esto es posible con las redes no estructuradas y solucionadores no estructurados de flujo. Para las ecuaciones de Navier-Stokes han ganado una amplia aceptación, ejemplos de este tipo de malla se pueden ver en las figuras A.10 y A.11 [8].

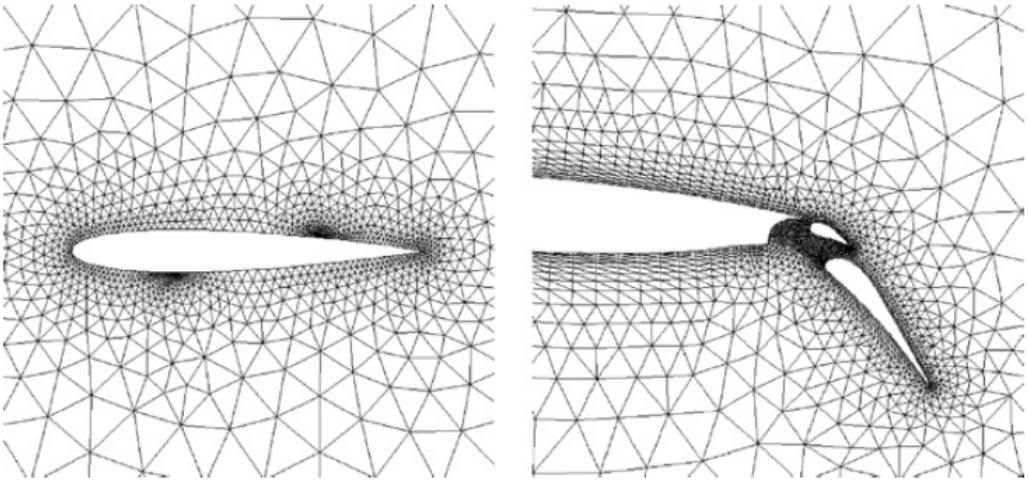


Figura A.10: Ejemplo de una malla no estructurada de cuadrículas triangulares [8].

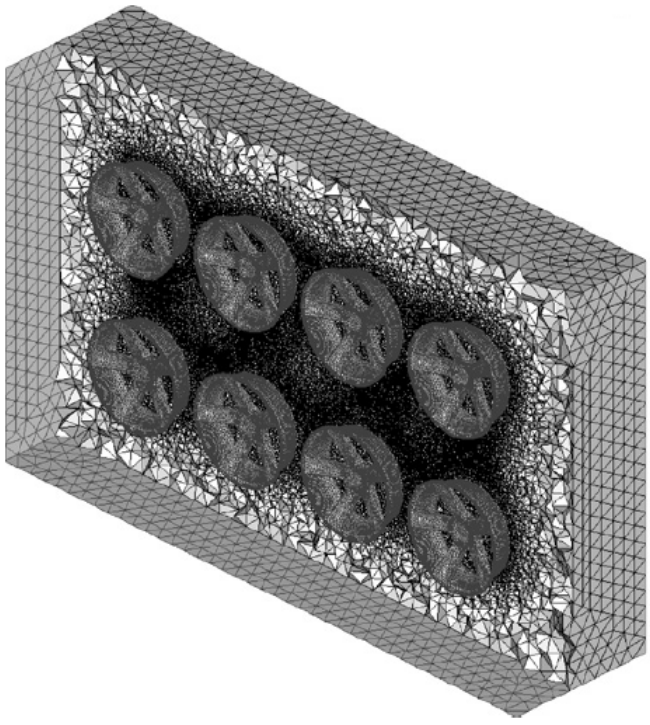


Figura A.11: Ejemplo de una malla no estructurada de cuadrículas tetraédricas para la simulación de un chapado electroquímico de un sistema de ruedas de cromo decorativo [8].

Anexo B

Modelación precursora

B.1. Resultados

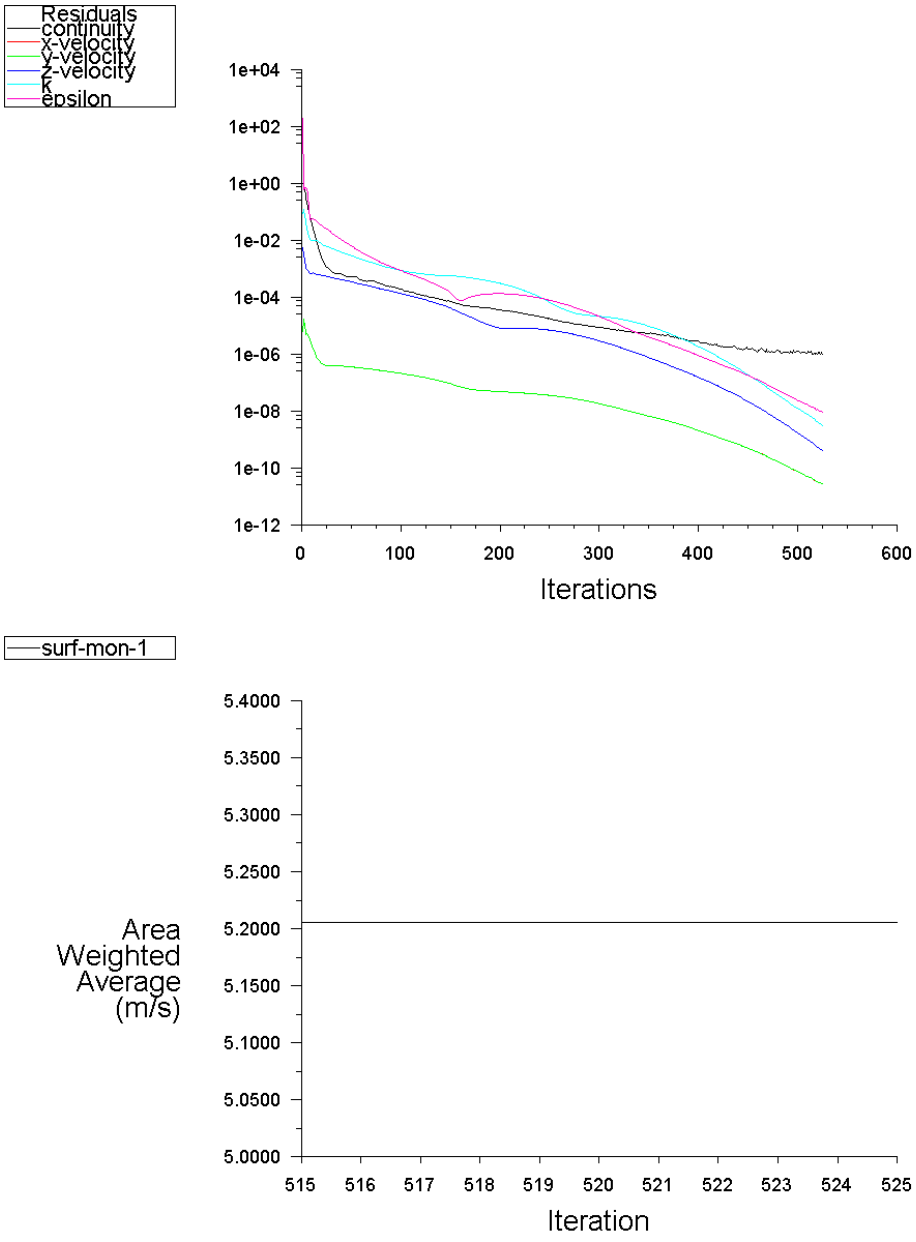


Figura B.1: Valores residuales de los parámetros principales, mientras que la figura de abajo muestra la convergencia del campo de velocidad en la primera modelación precursora.

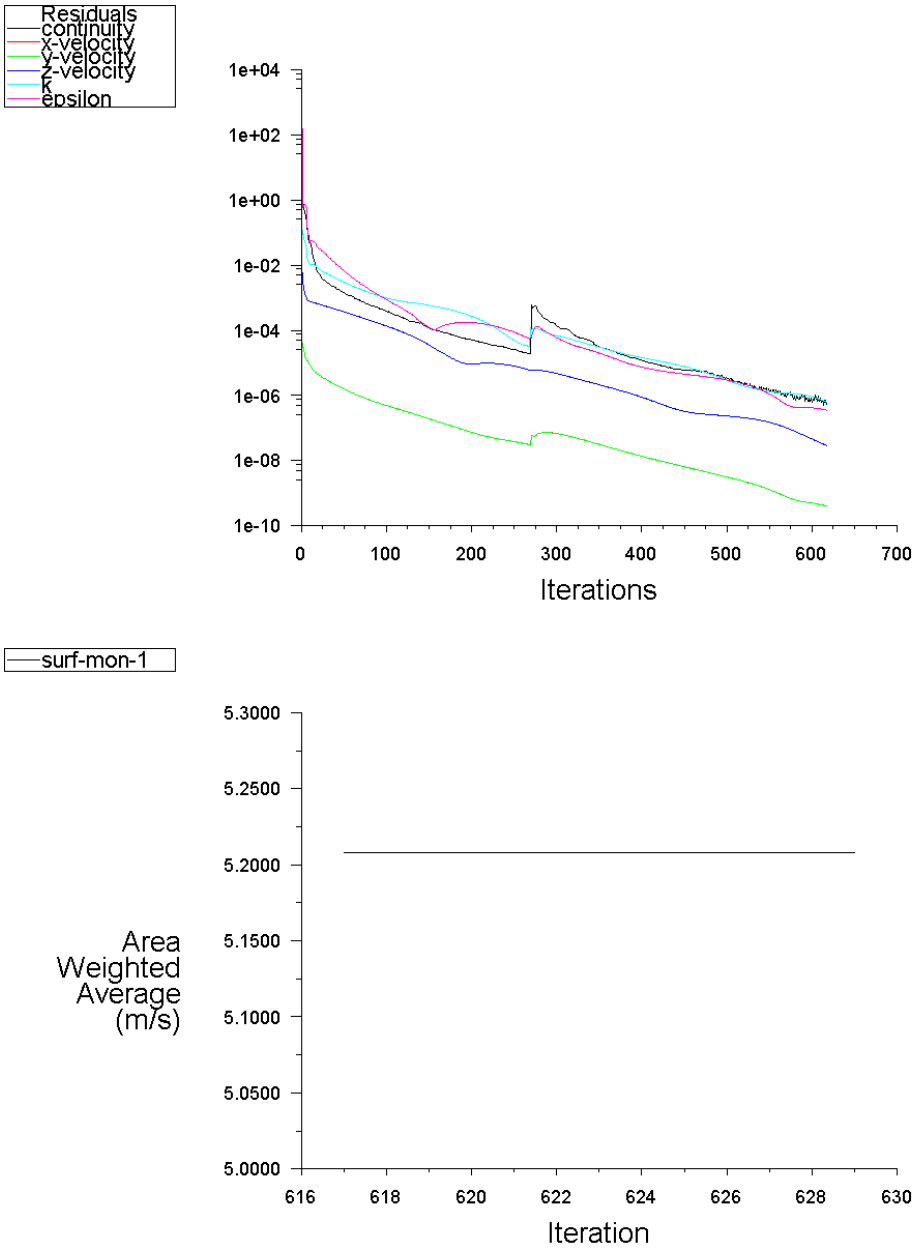


Figura B.2: Valores residuales de los parámetros principales, mientras que la figura de abajo muestra la convergencia del campo de velocidad en la segunda modelación precursora.

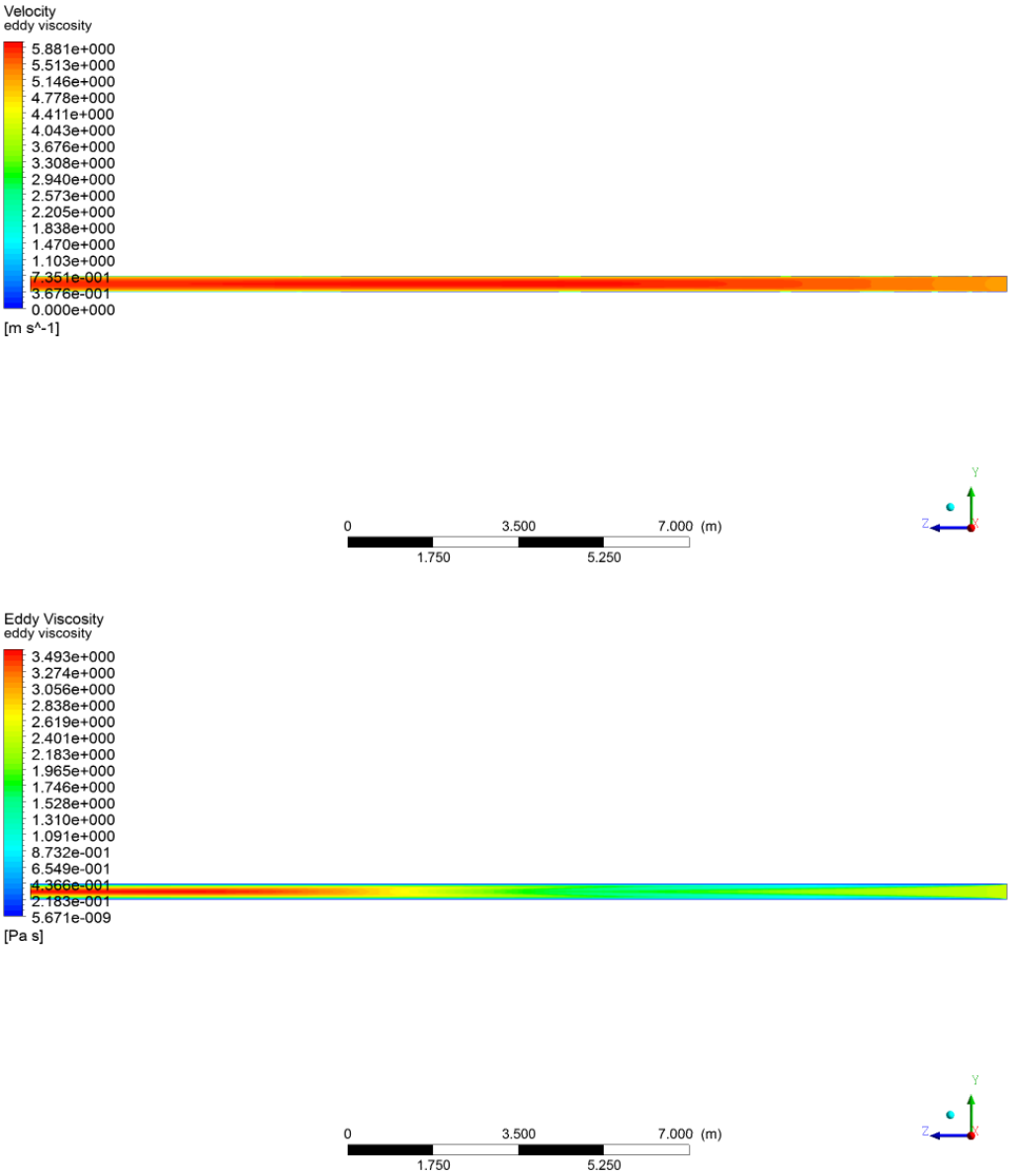


Figura B.3: Resultado del campo de velocidad en la tubería, mientras que la figura de abajo muestra el campo de la viscosidad turbulenta, que permite ver el desarrollo de la capa límite, para la primera modelación precursora.

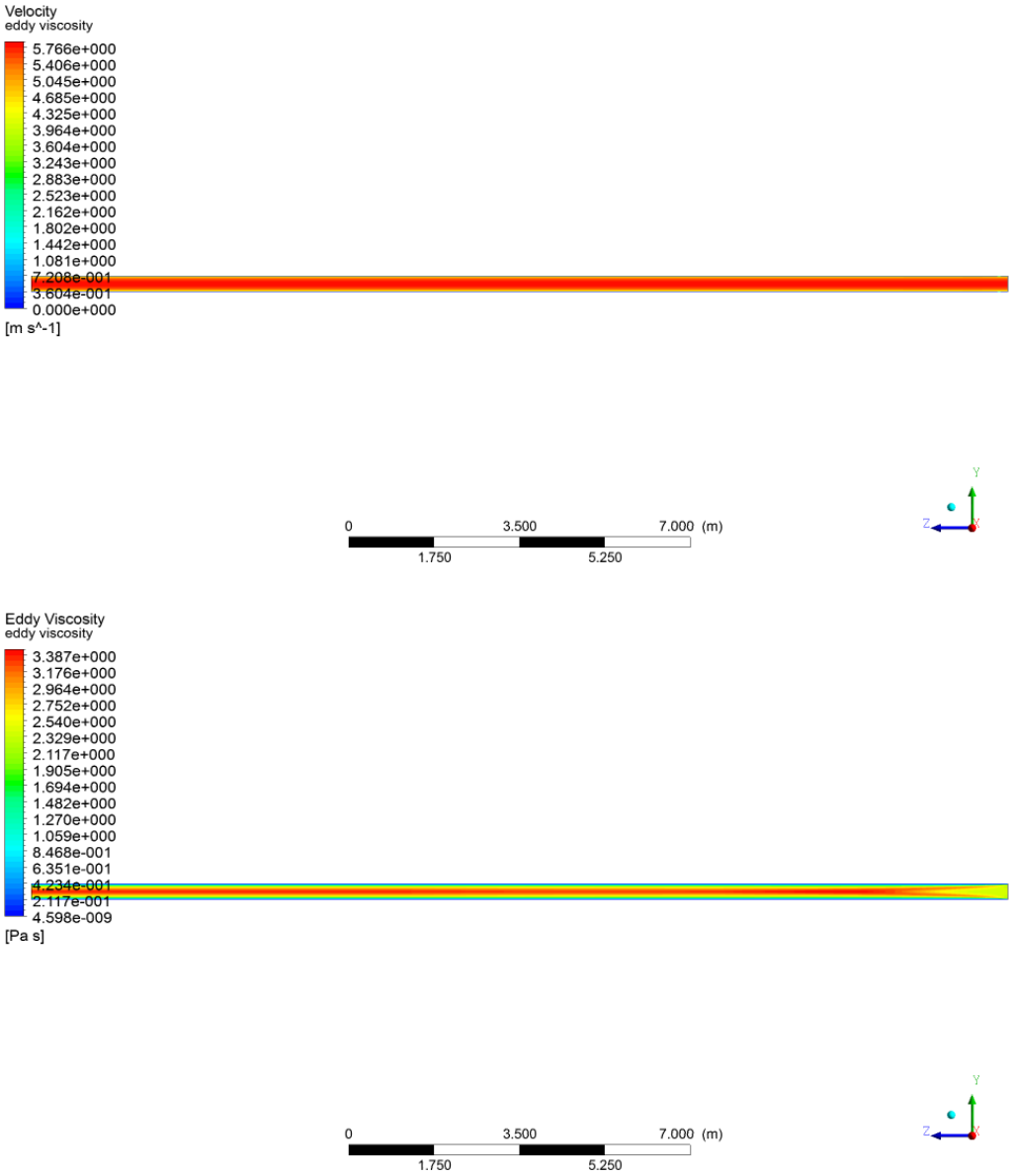


Figura B.4: Resultado del campo de velocidad en la tubería, mientras que la figura de abajo muestra el campo de la viscosidad turbulenta, que permite ver el desarrollo de la capa límite, para la segunda modelación precursora.

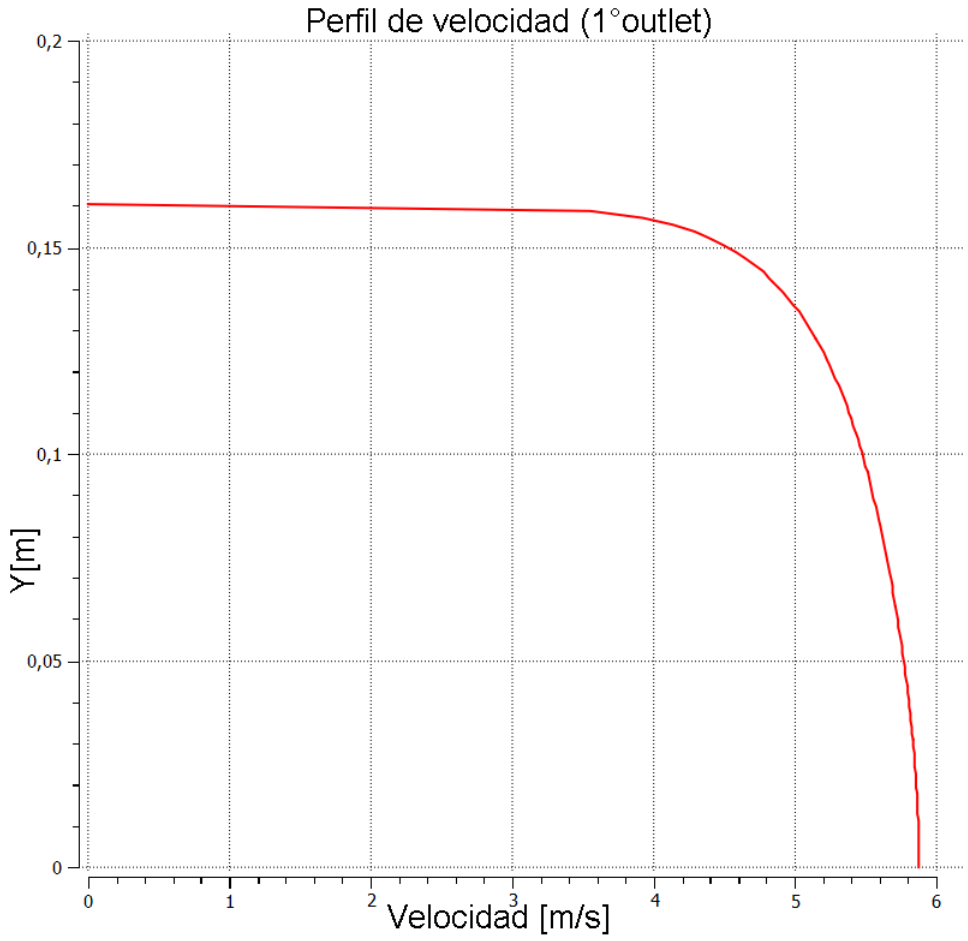


Figura B.5: Perfil de velocidad obtenido a la salida de la primera modelación, importado como perfil de entrada en la segunda modelación.

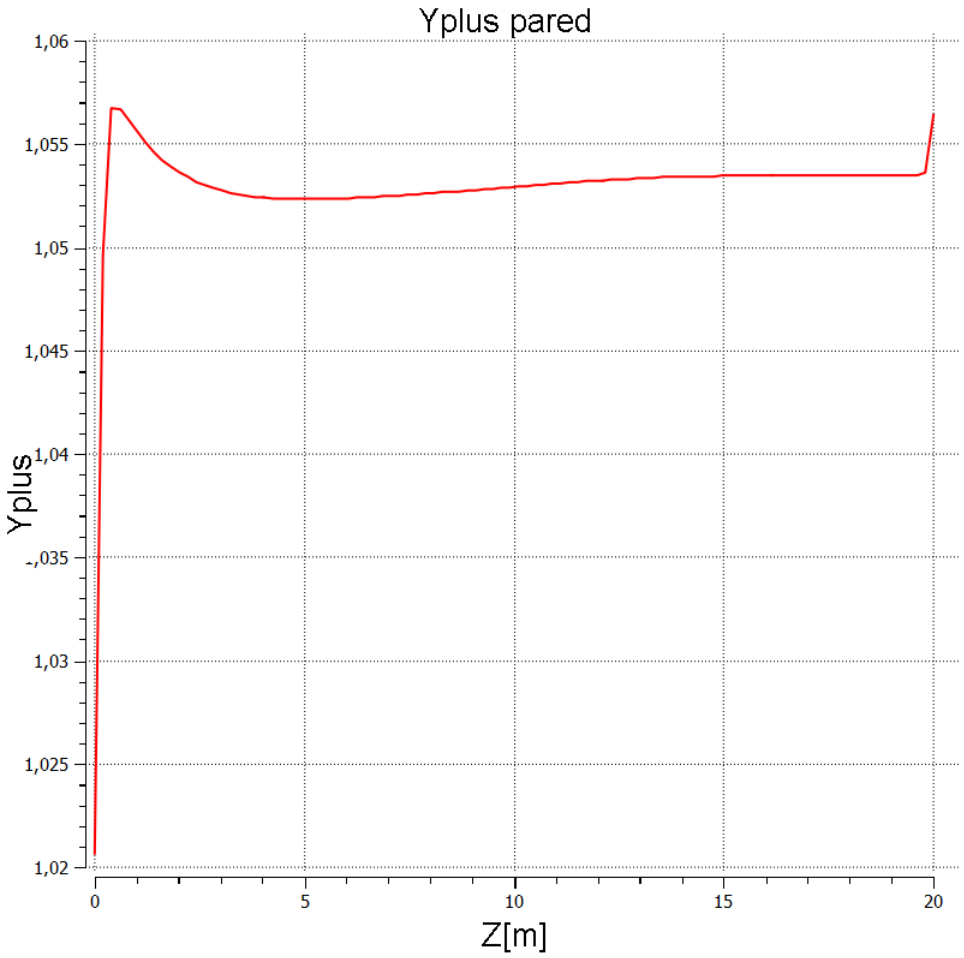


Figura B.6: Valores de y^+ en la pared a lo largo de la tubería de 20[m], para la primera modelación.

Anexo C

Malla modelación principal

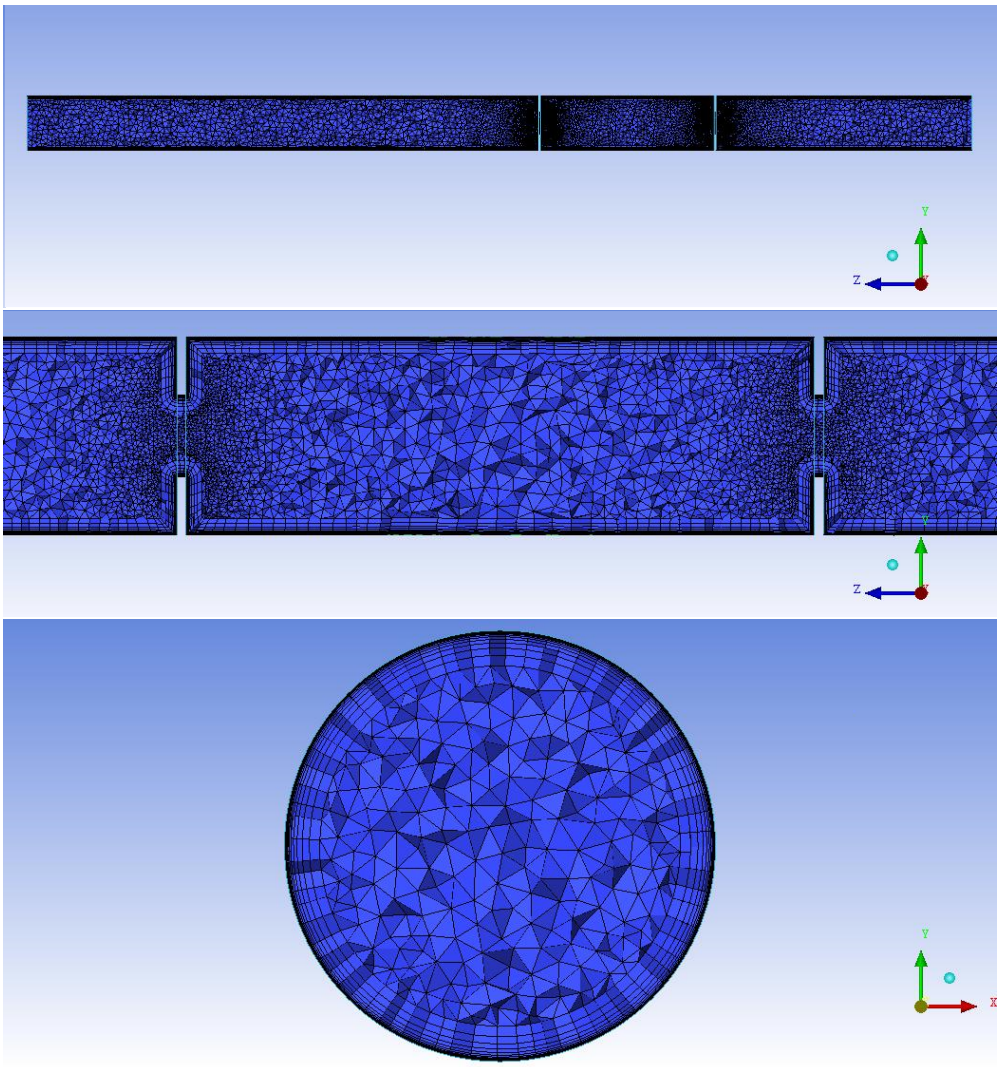


Figura C.1: Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la figura del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que la figura de abajo es una vista de corte en el plano XY, para una malla de 302.081 nodos.

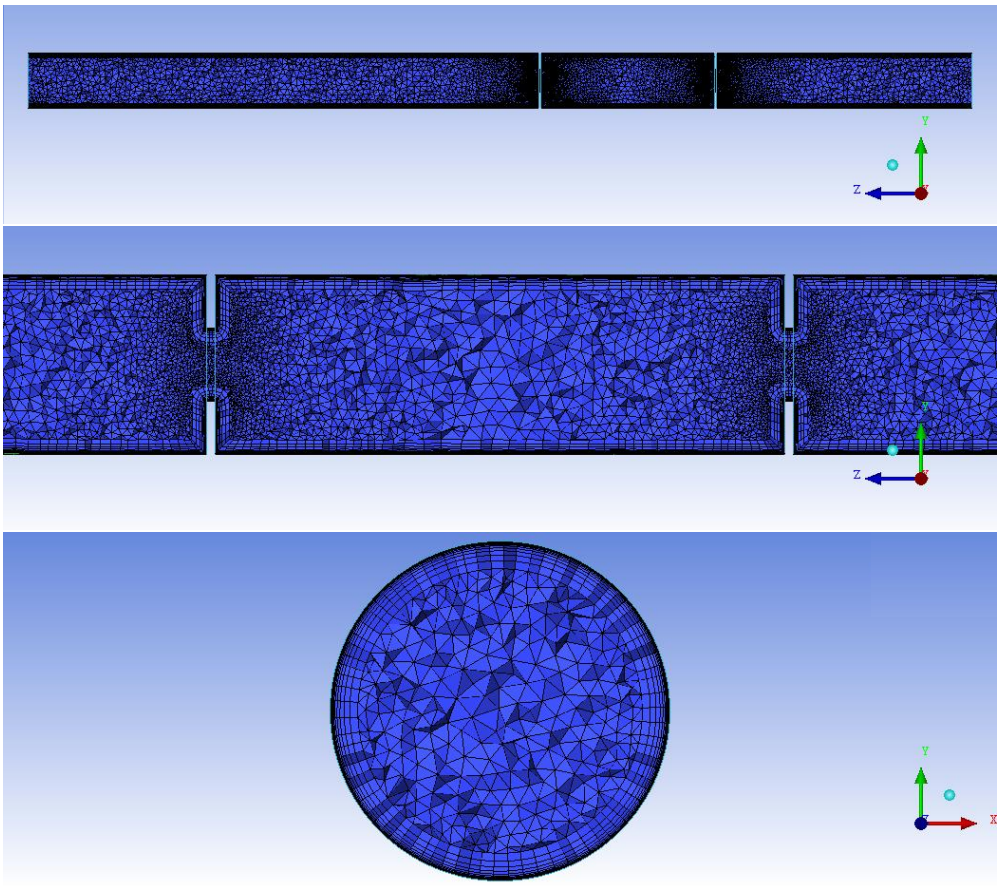


Figura C.2: Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que la imagen de abajo es una vista de corte en el plano XY, para una malla de 531.670 nodos.

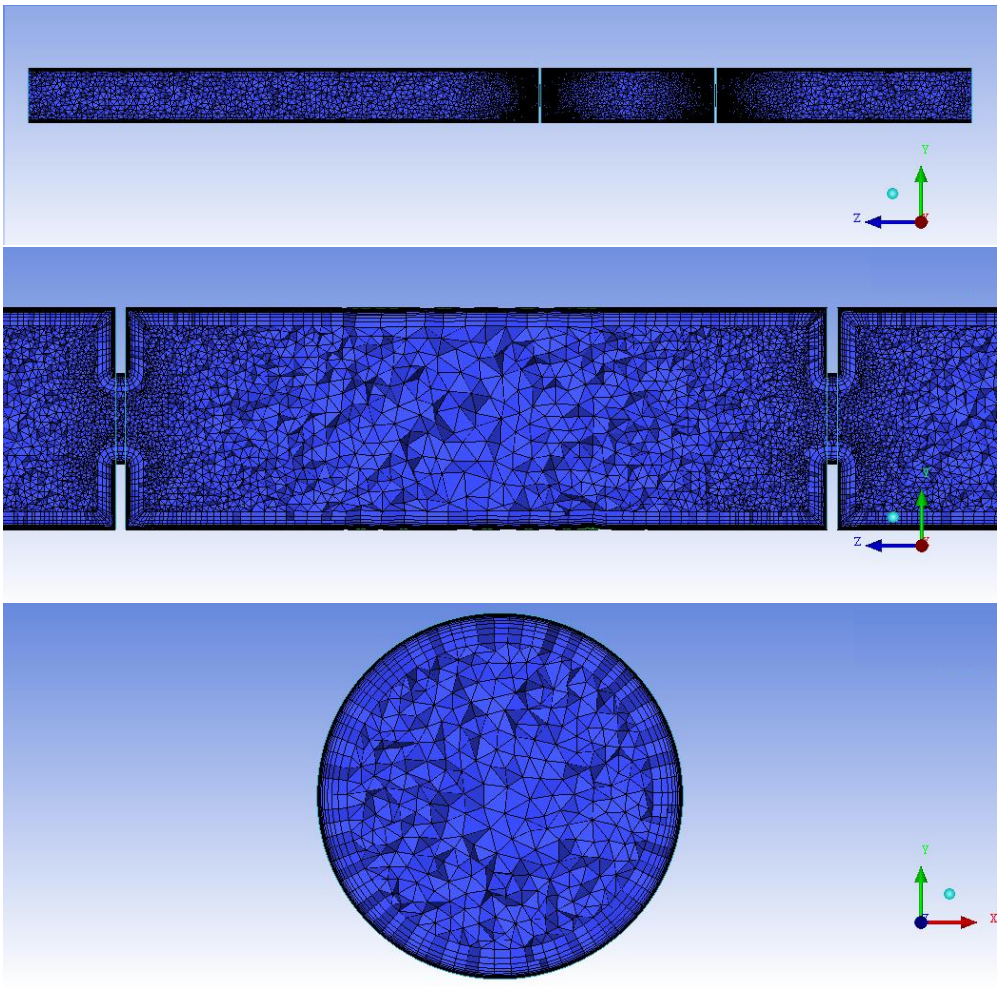


Figura C.3: Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que la imagen de abajo es una vista de corte en el plano XY, para una malla de 697.642 nodos.

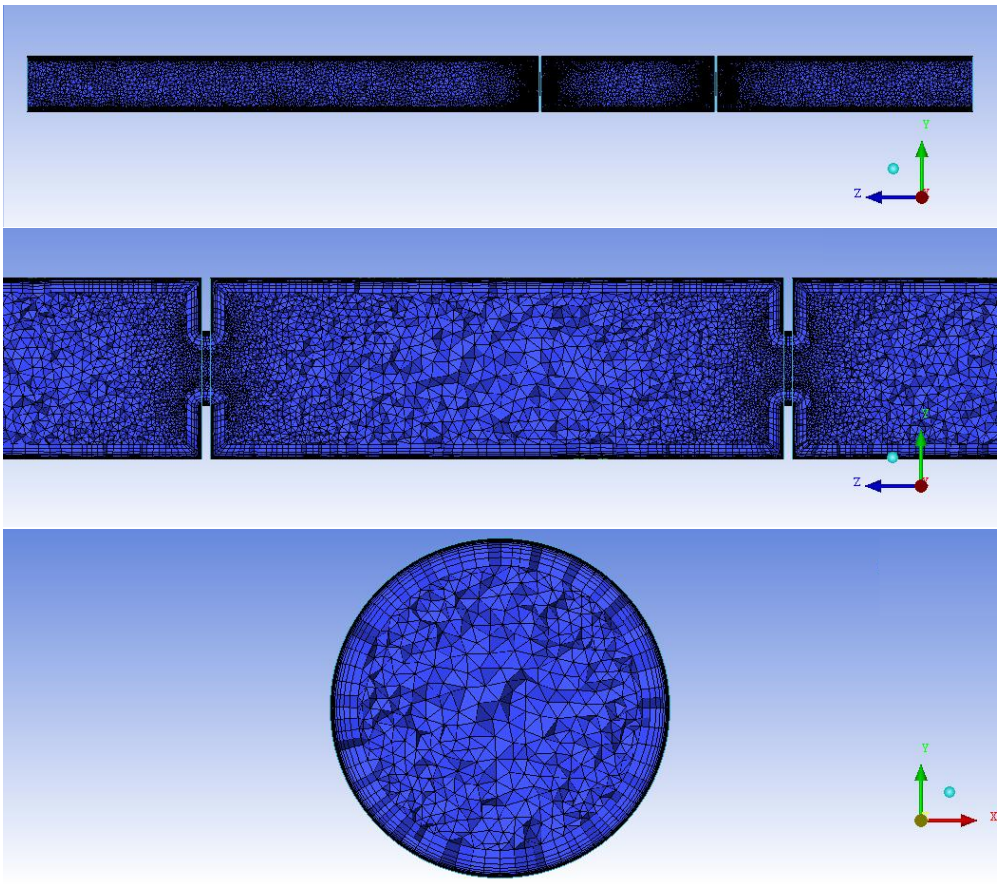


Figura C.4: Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que la imagen de abajo es una vista de corte en el plano XY, para una malla de 791.913 nodos.

Anexo D

Resultados modelación principal

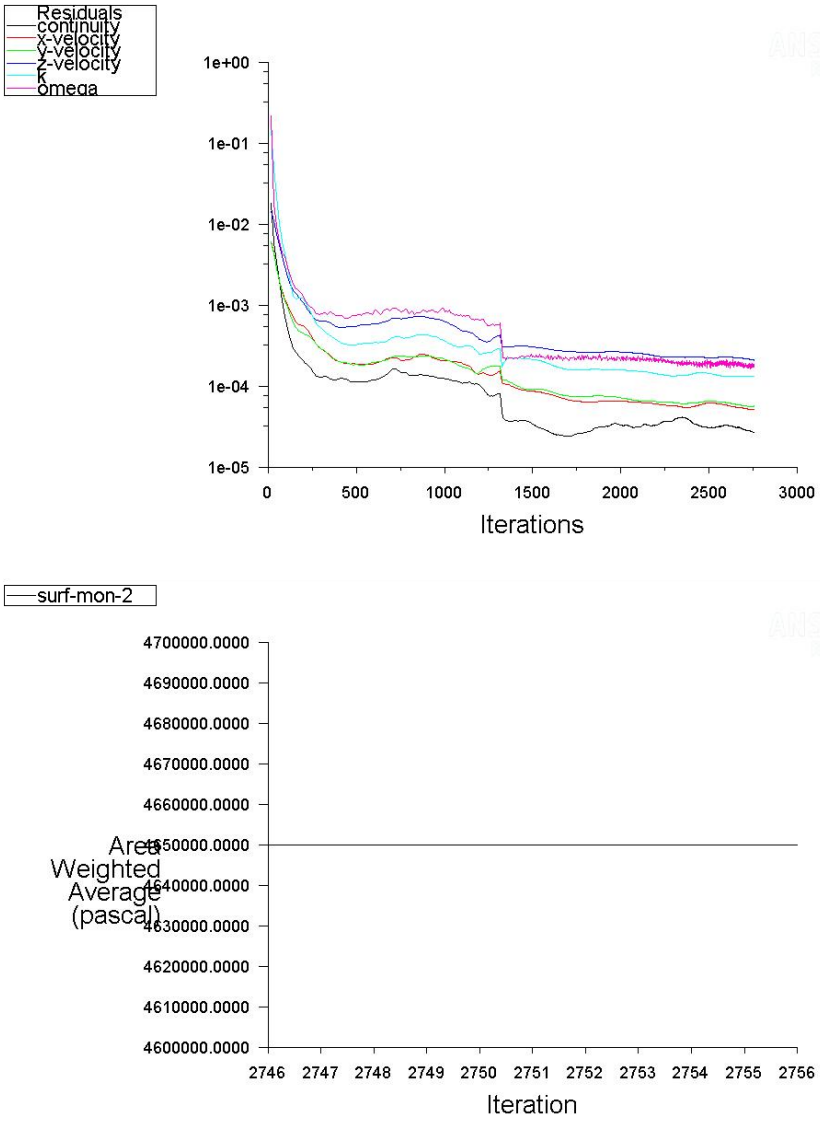


Figura D.1: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la malla de 302.081 nodos.

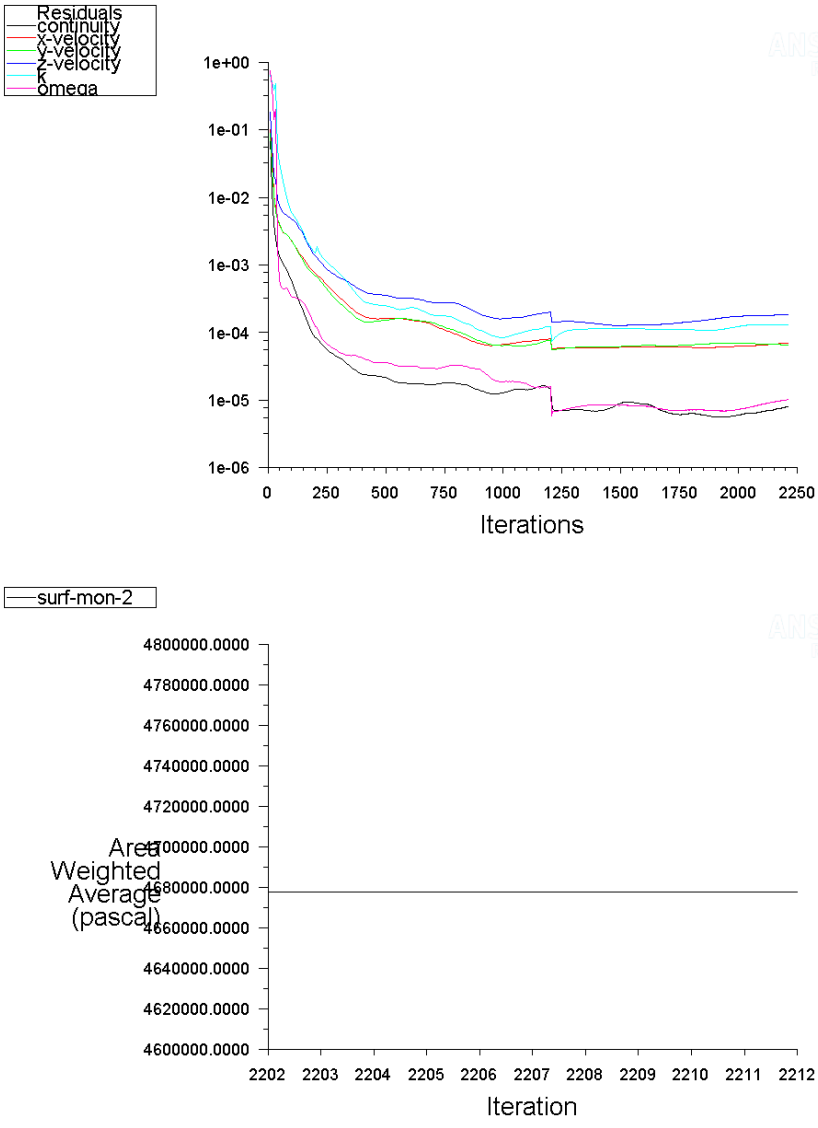


Figura D.2: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la malla de 531.670 nodos.

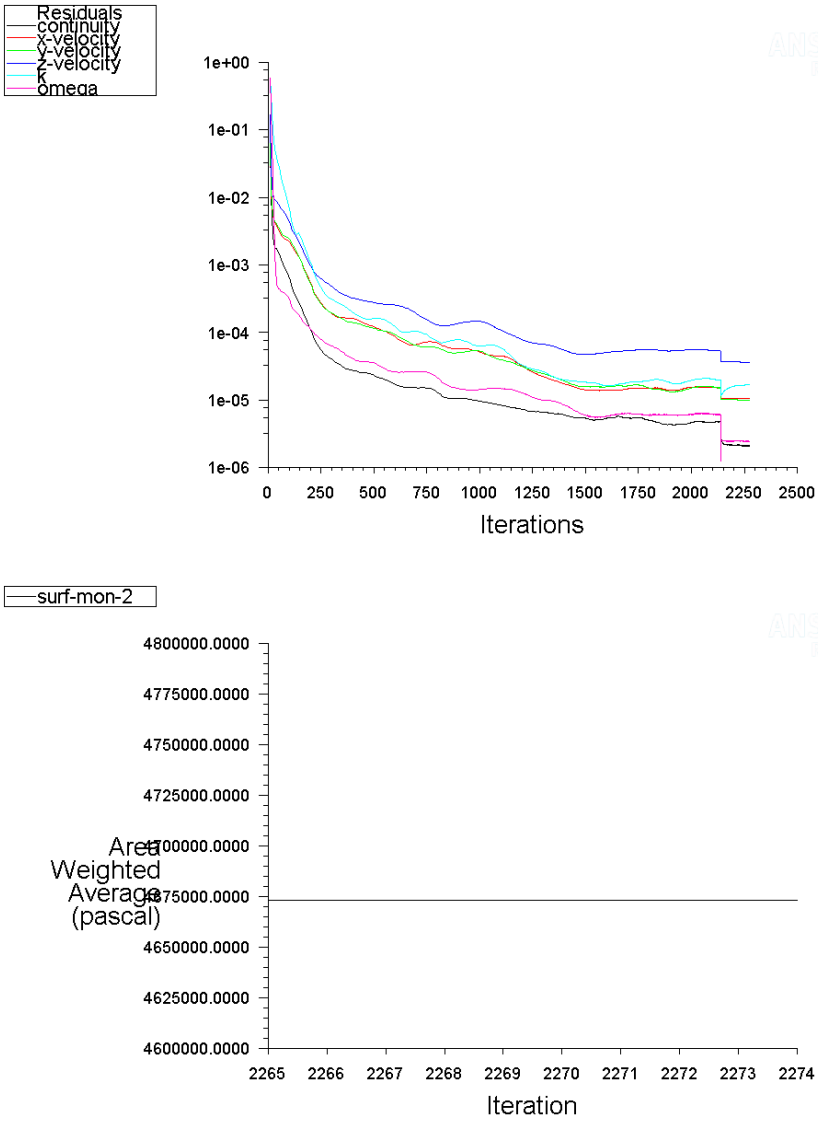


Figura D.3: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la malla de 697.642 nodos.

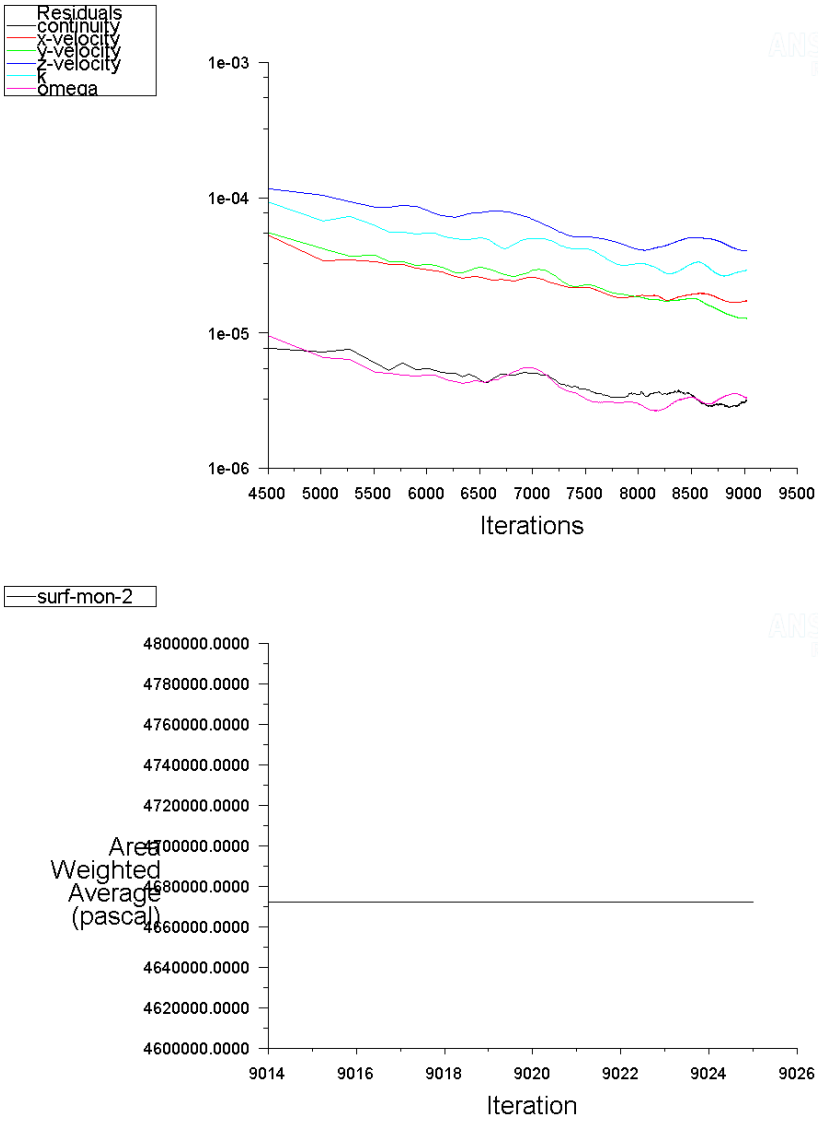


Figura D.4: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la malla de 791.913 nodos.

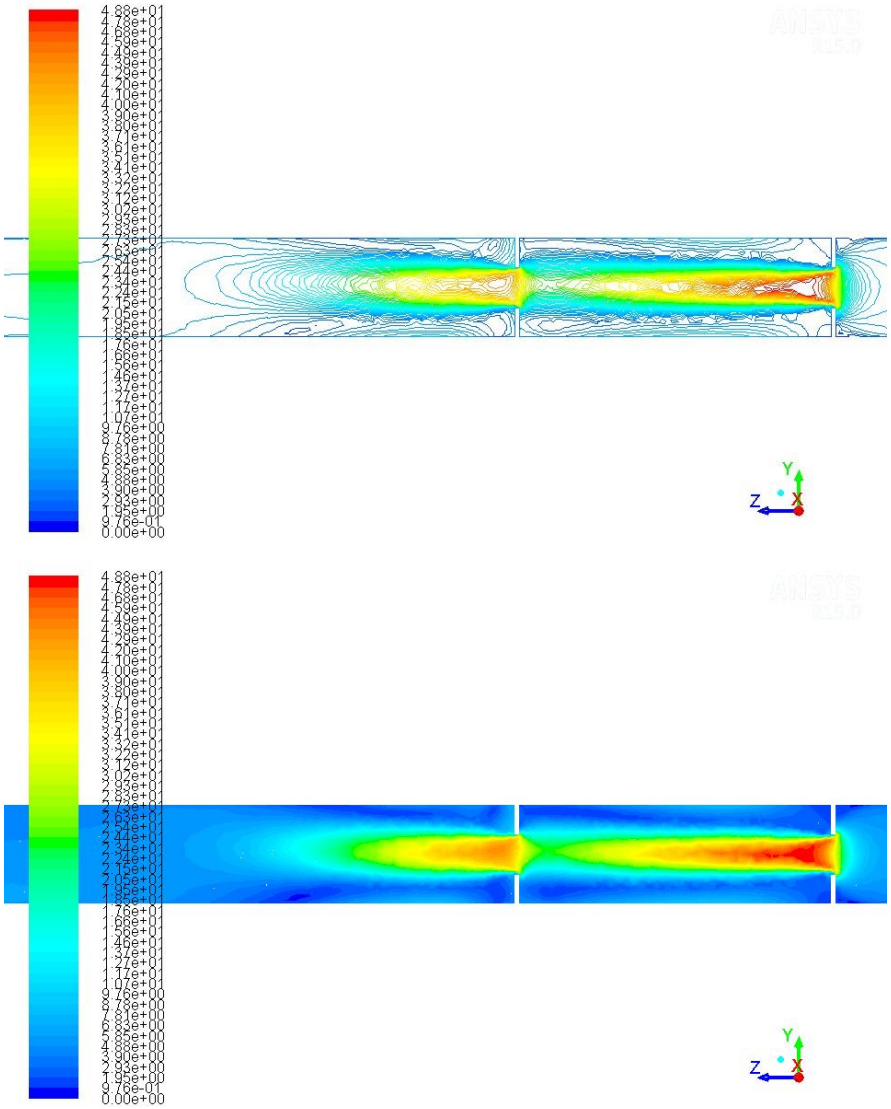


Figura D.5: Desarrollo de las líneas de corriente en el dominio, en vista lateral, mientras que la figura de abajo muestra para la misma vista, el desarrollo del campo de velocidad bajo todo el espectro de colores para una malla de 302.081.

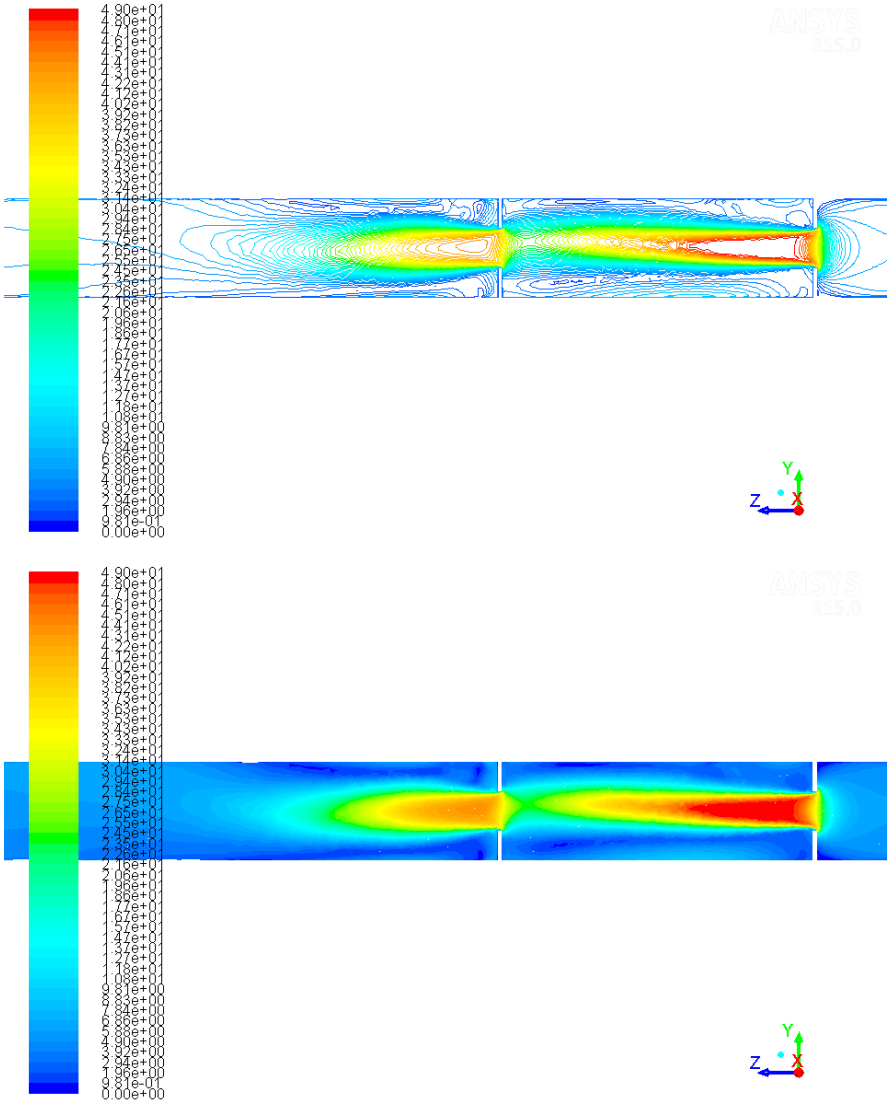


Figura D.6: Desarrollo de las líneas de corriente en el dominio, en vista lateral, mientras que la figura de abajo muestra para la misma vista, el desarrollo del campo de velocidad bajo todo el espectro de colores para una malla de 531.670.

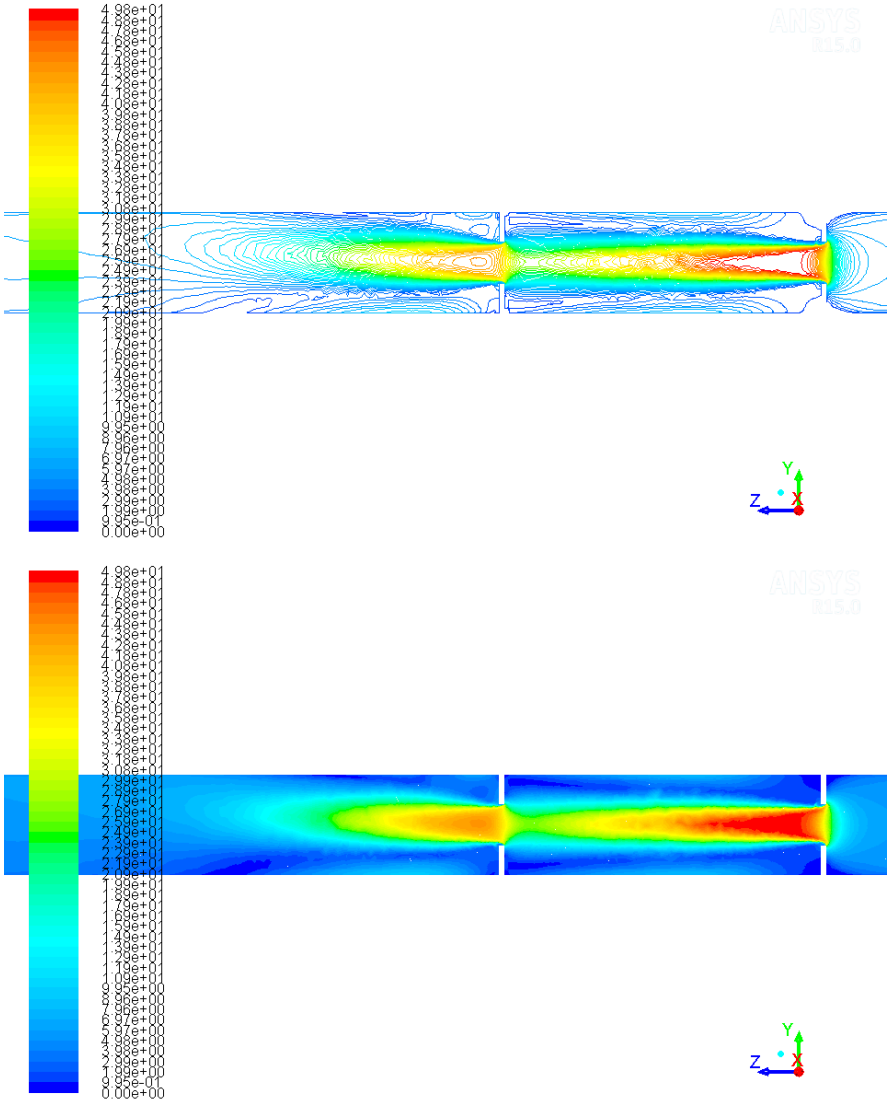


Figura D.7: Desarrollo de las líneas de corriente en el dominio, en vista lateral, mientras que la figura de abajo muestra para la misma vista, el desarrollo del campo de velocidad bajo todo el espectro de colores para una malla de 697.624.

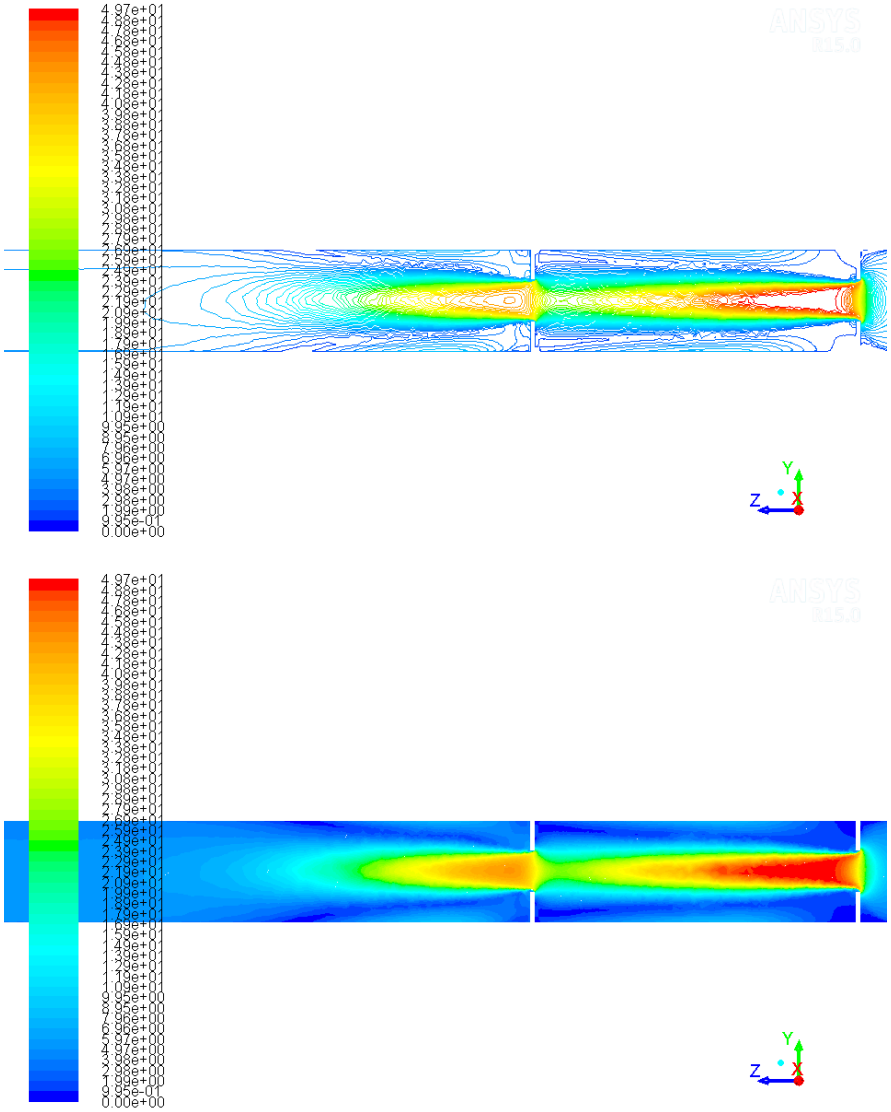


Figura D.8: Desarrollo de las líneas de corriente en el dominio, en vista lateral, mientras que la figura de abajo muestra para la misma vista, el desarrollo del campo de velocidad bajo todo el espectro de colores para una malla de 791.913.

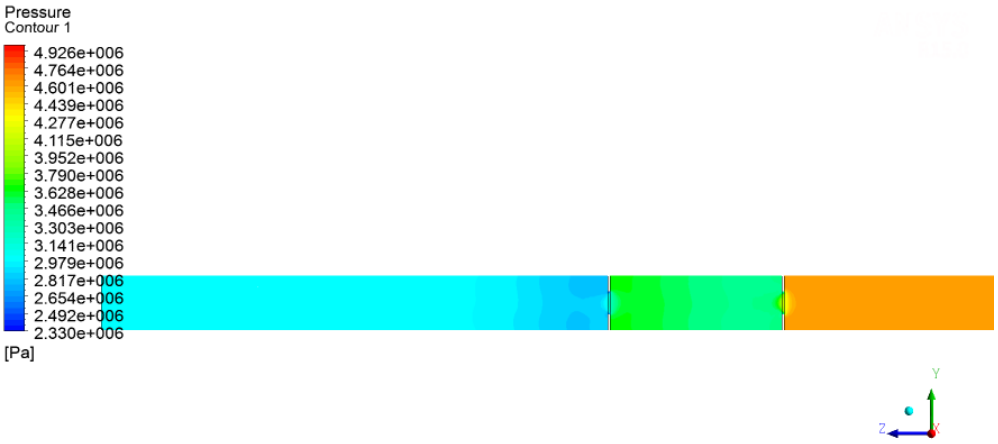


Figura D.9: Campo de presión para una malla de 302.081.

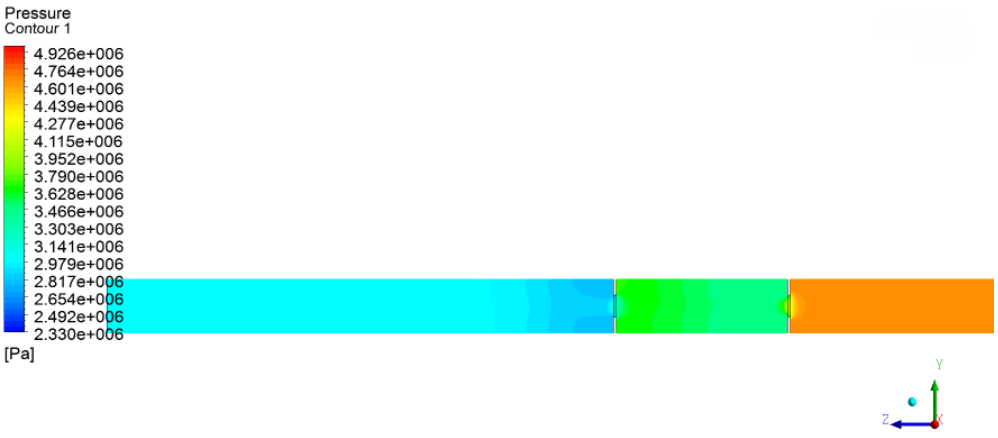


Figura D.10: Campo de presión para una malla de 531.670.

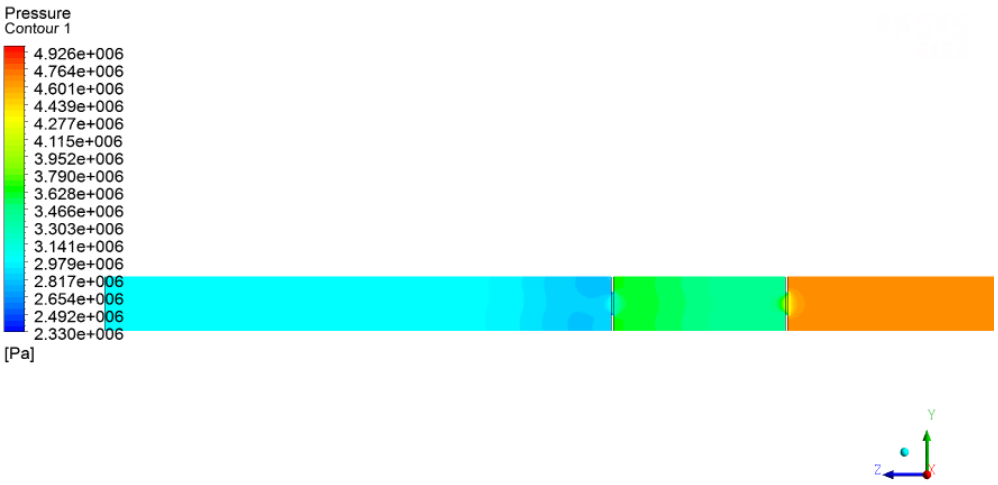


Figura D.11: Campo de presión para una malla de 697.624.

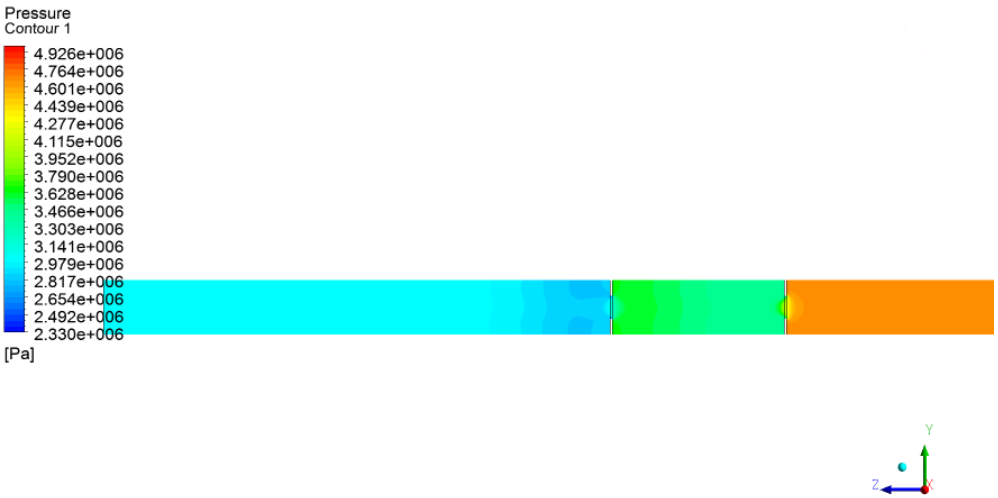


Figura D.12: Campo de presión para una malla de 791.913.

Anexo E

Malla modelaciones secundarias

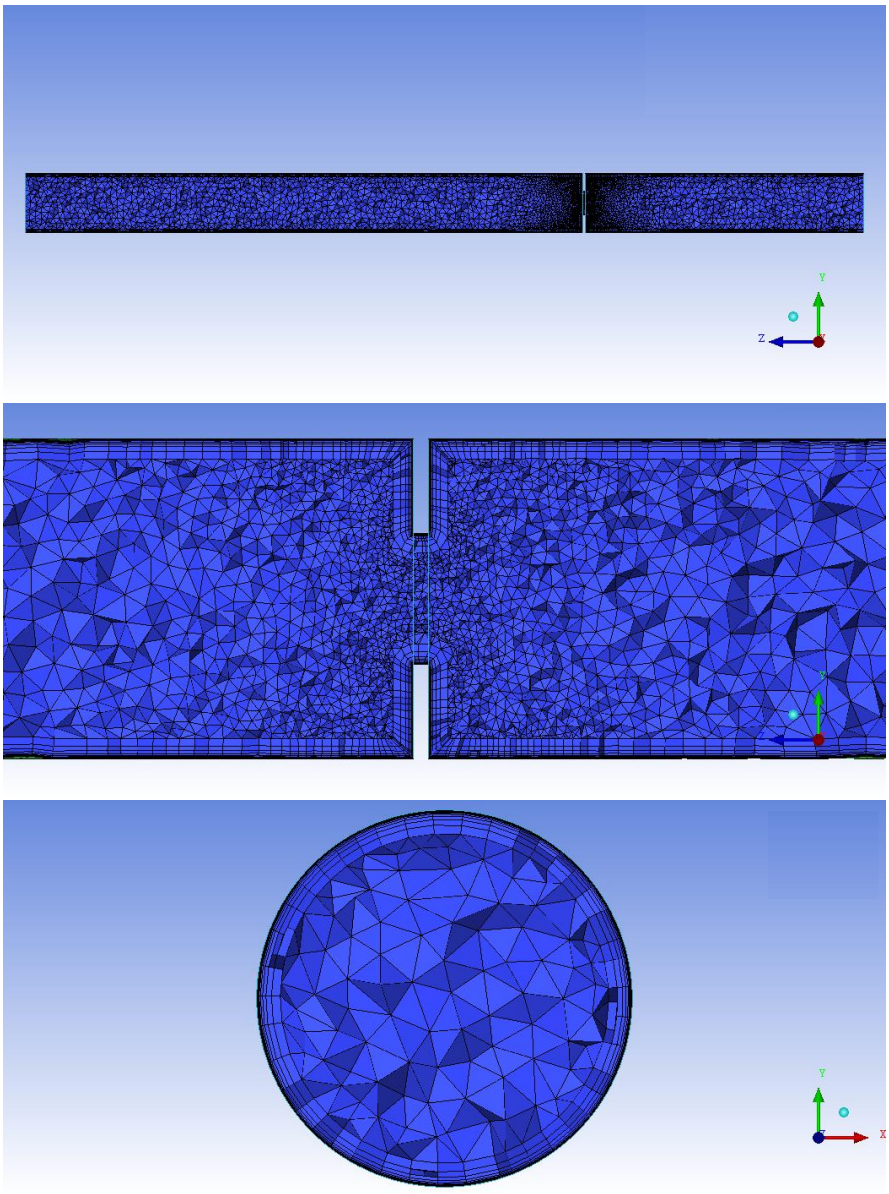


Figura E.1: Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la figura del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 403.089 nodos, para una distancia entre placas de 0d.

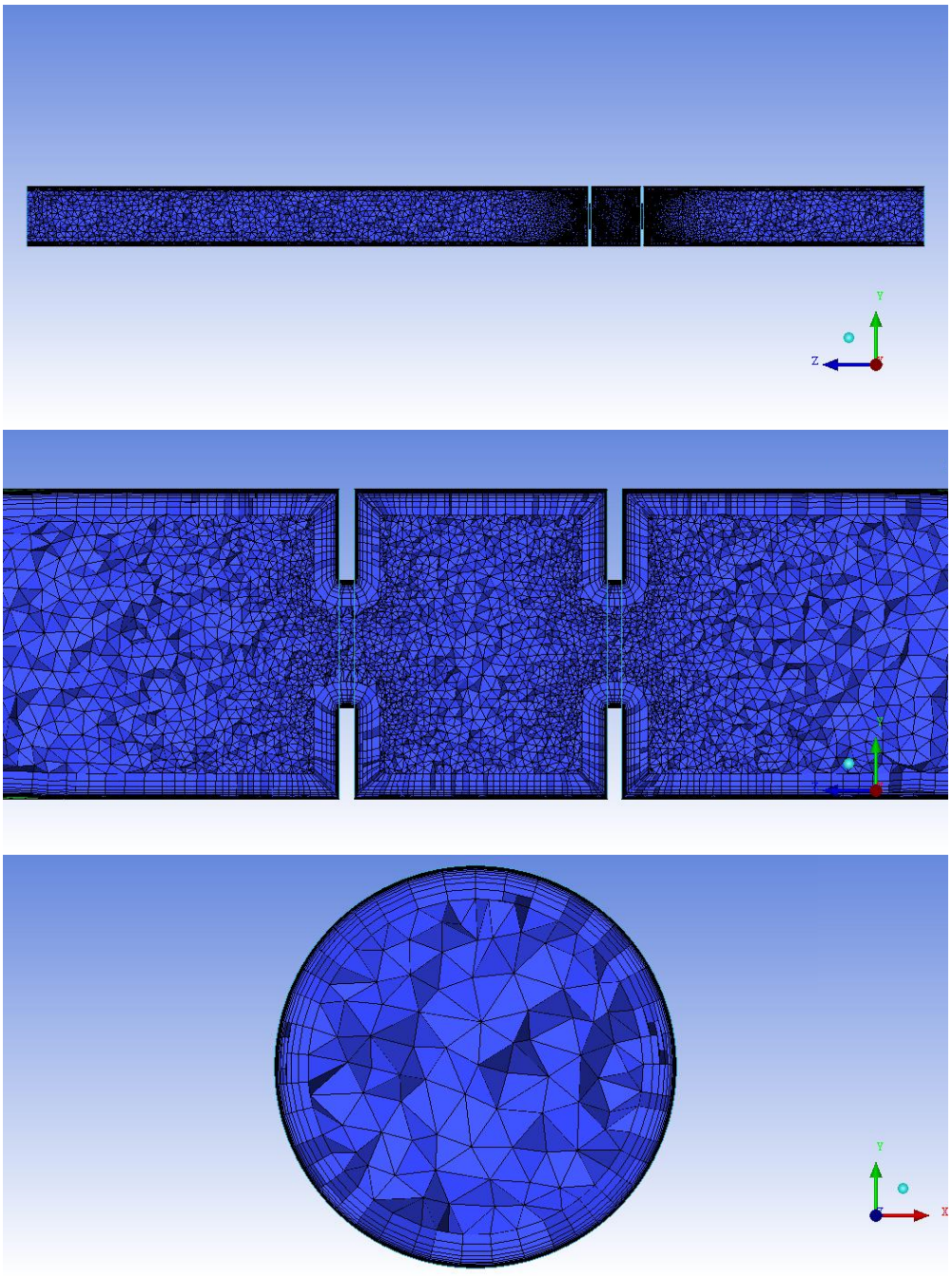


Figura E.2: Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la figura del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 616.506 nodos, para una distancia entre placas de 2d.

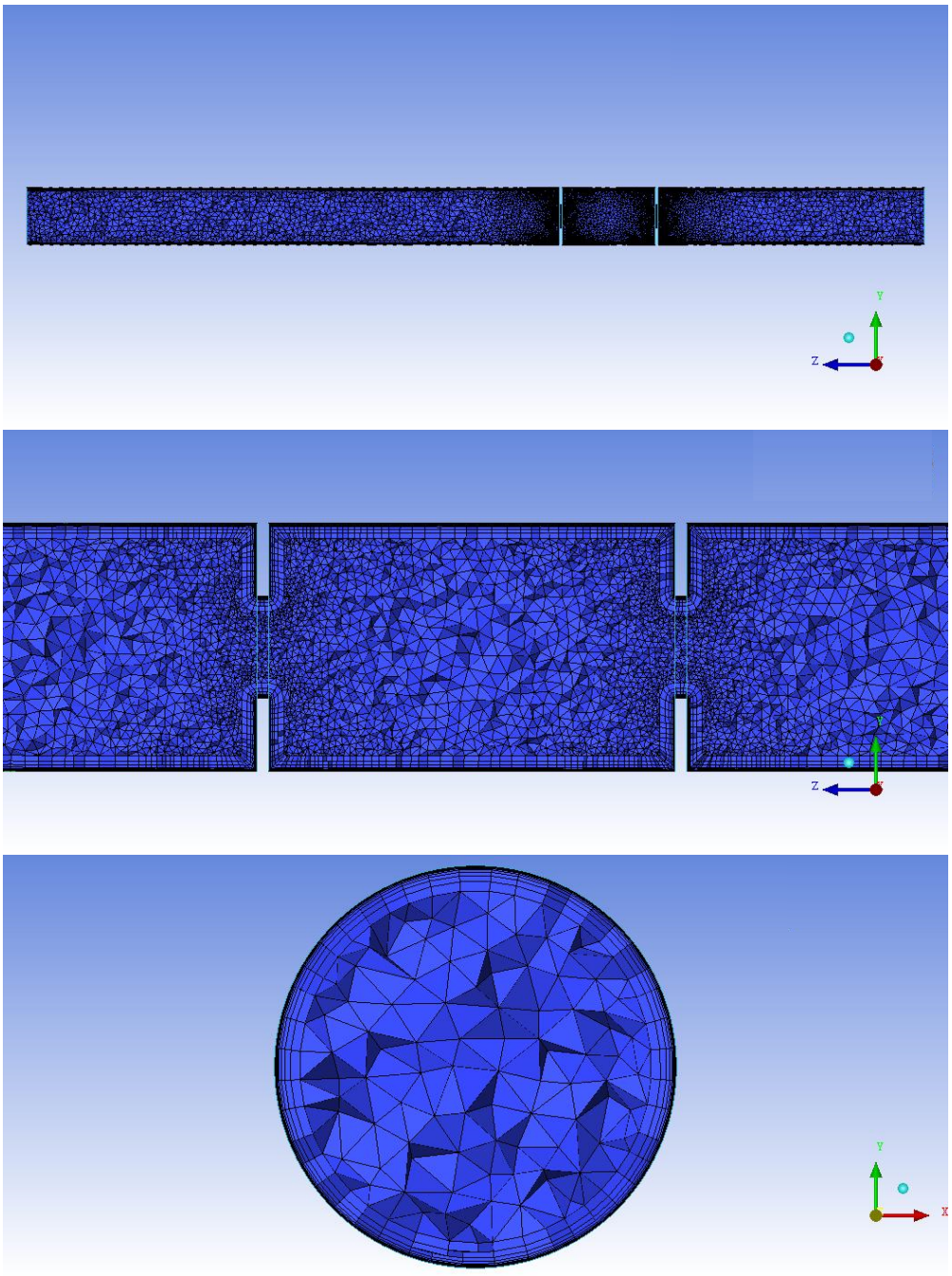


Figura E.3: Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la figura del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 648.551 nodos, para una distancia entre placas de 4d.

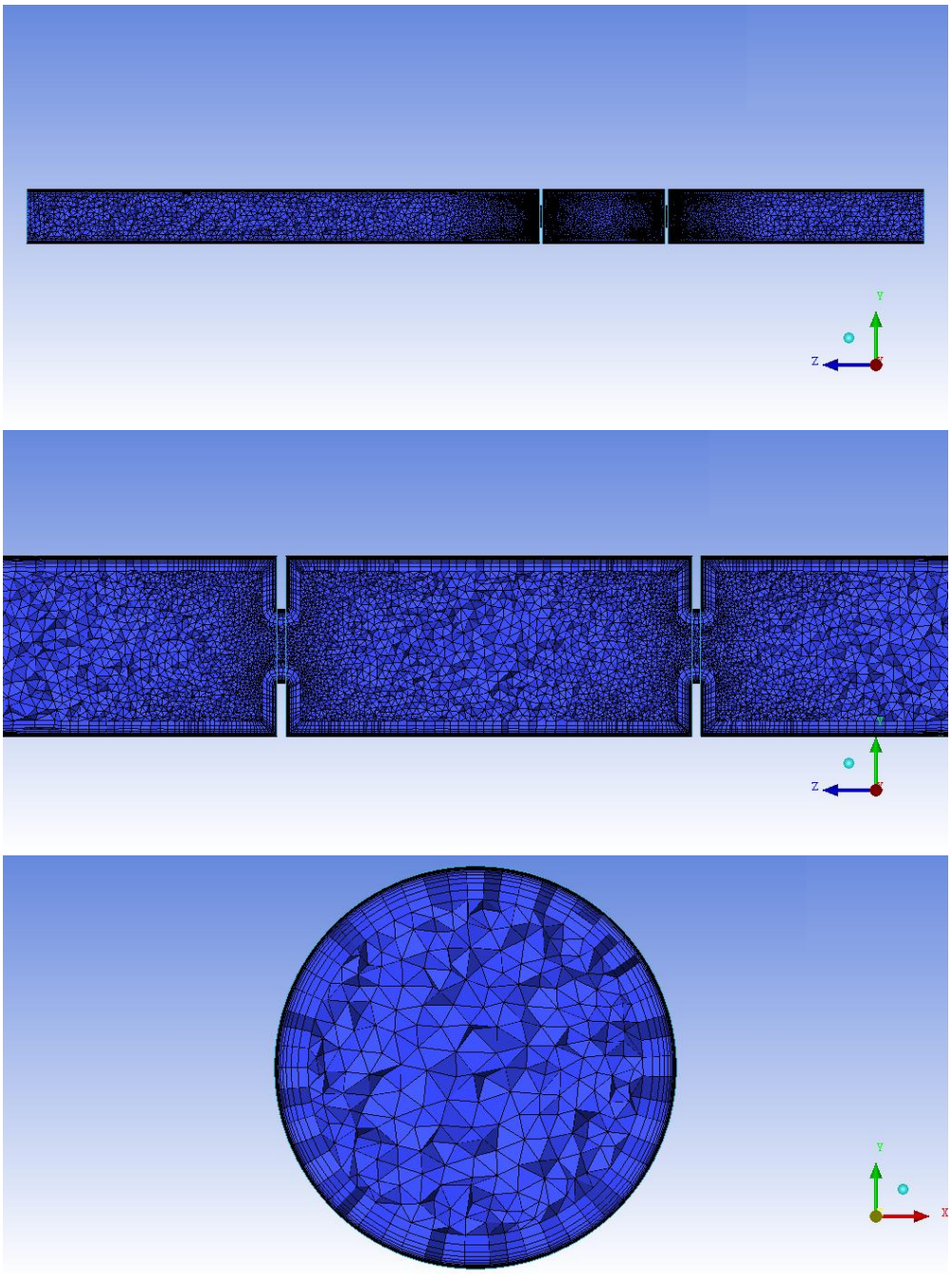


Figura E.4: Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras qye abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 659.467 nodos, para una distancia entre placas de 5.5d.

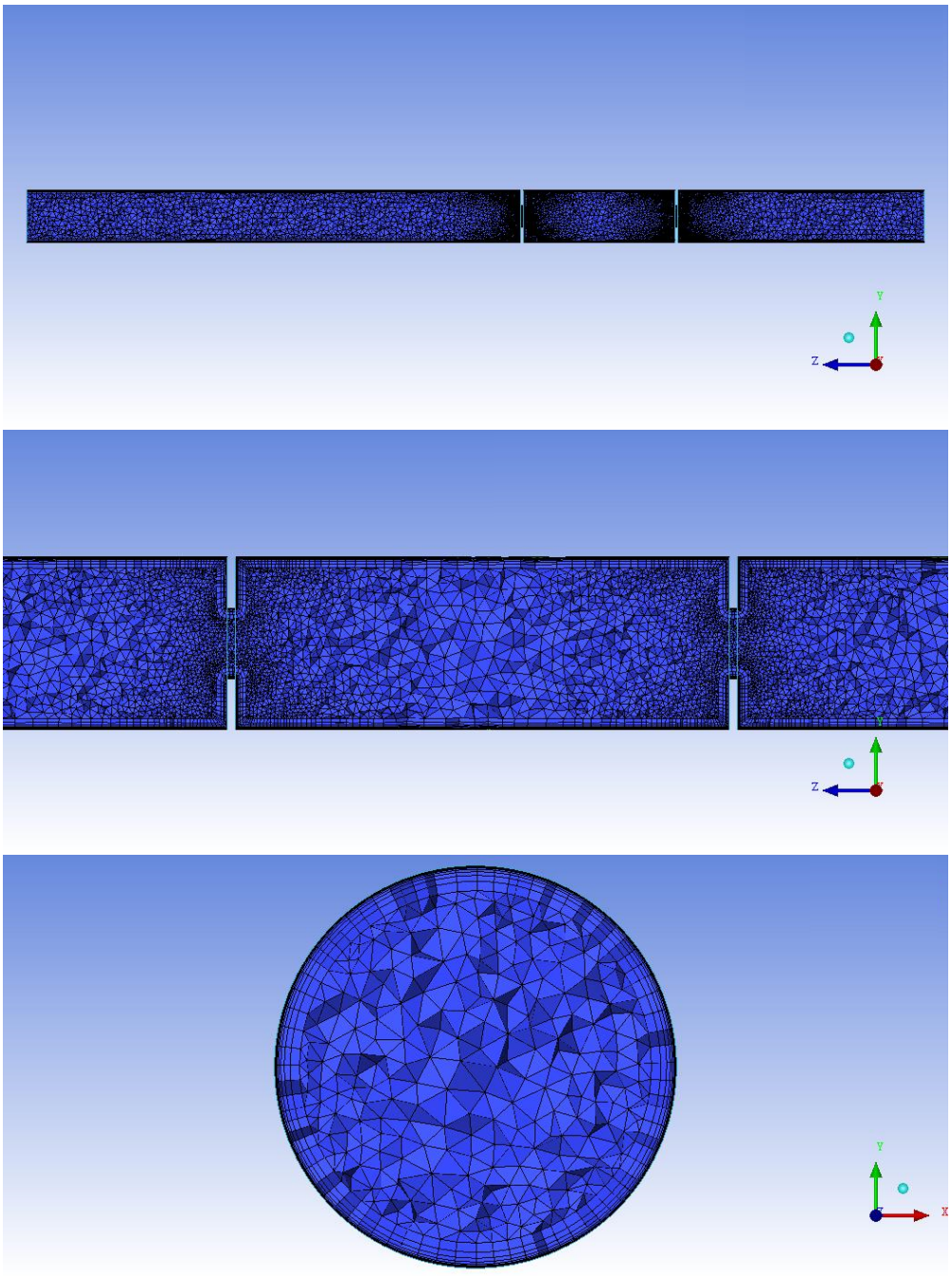


Figura E.5: Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 666.909 nodos, para una distancia entre placas de 7d.

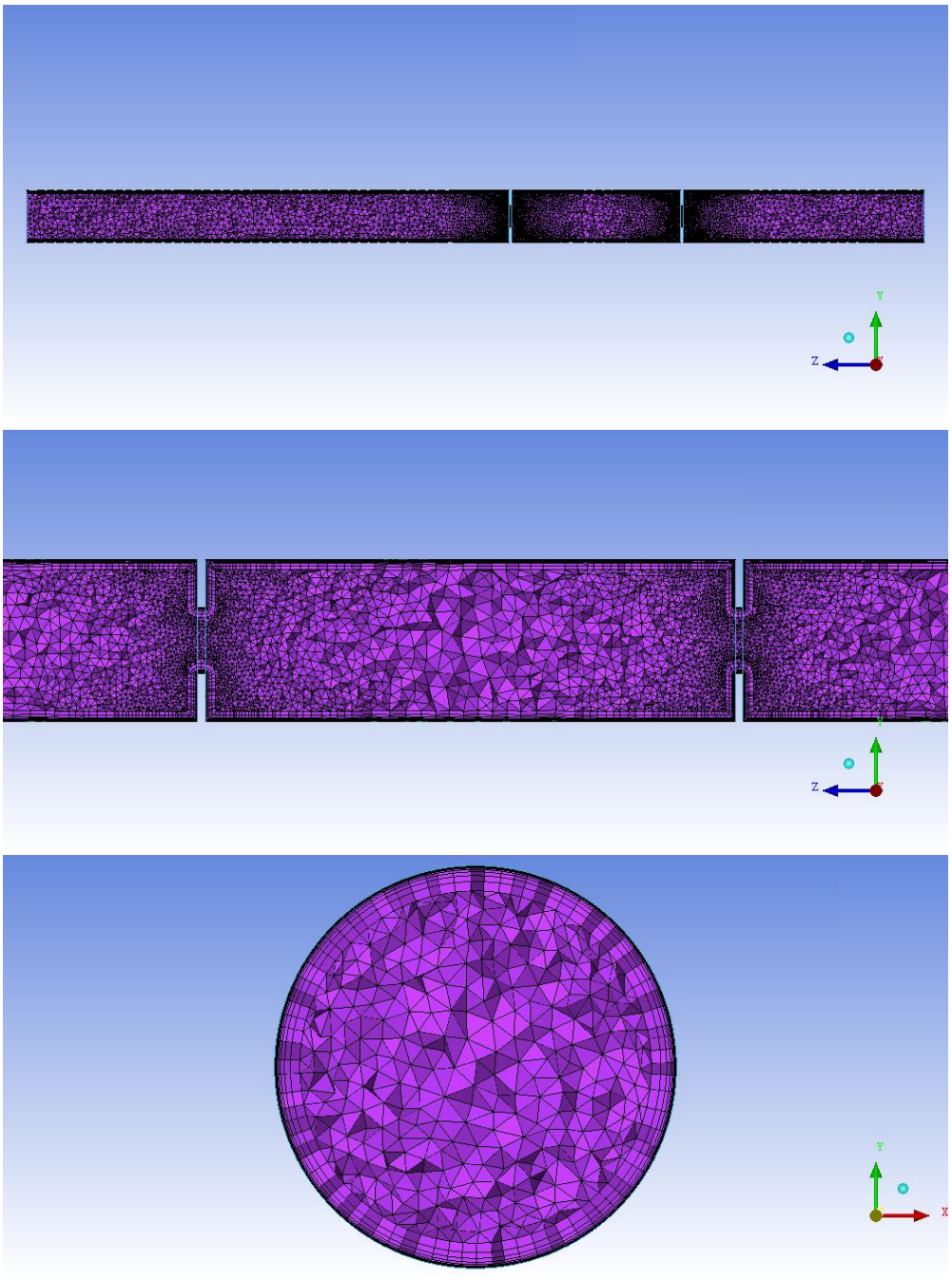


Figura E.6: Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 695.158 nodos, para una distancia entre placas de 8d.

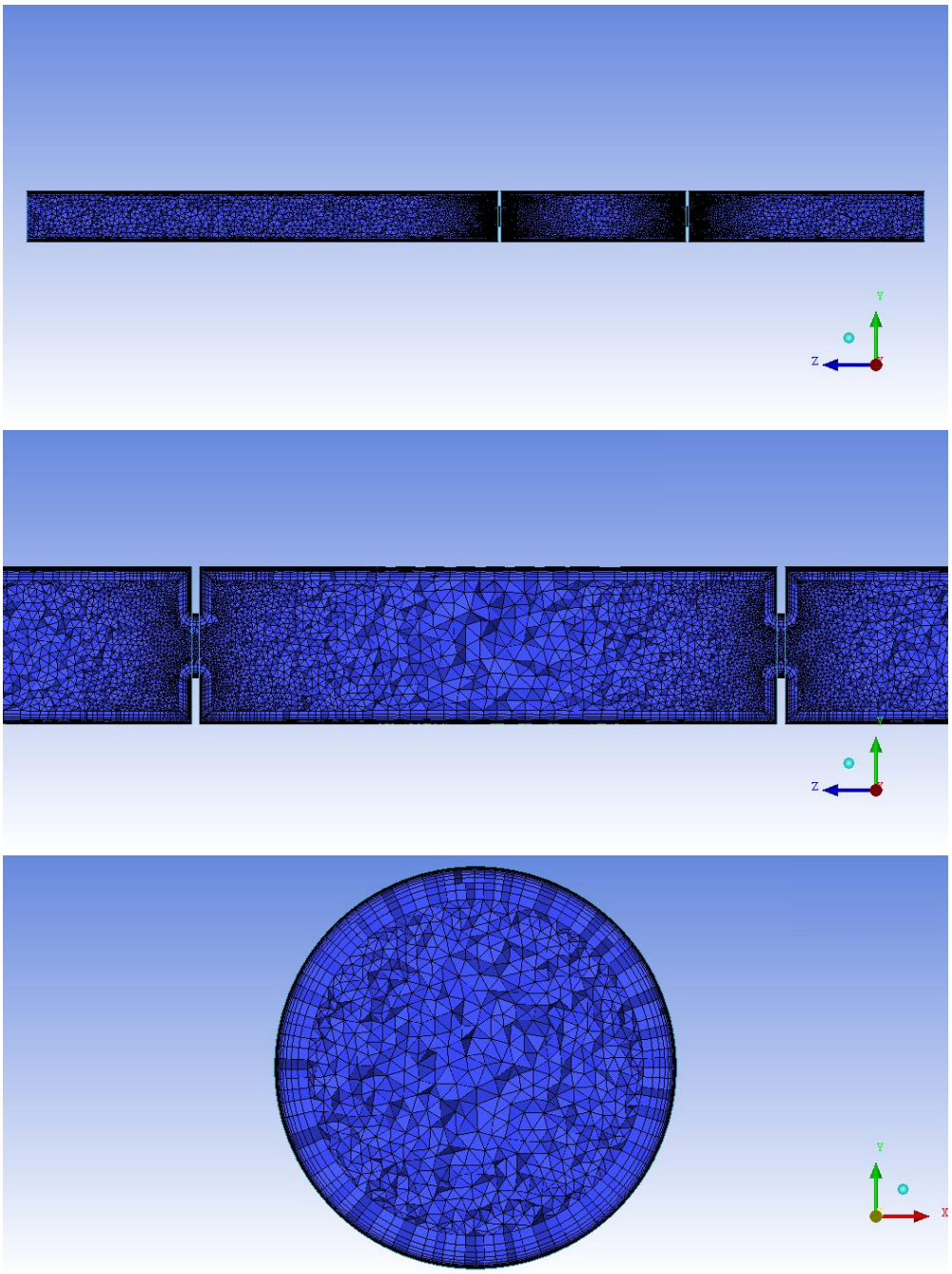


Figura E.7: Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 694.689 nodos, para una distancia entre placas de 9d.

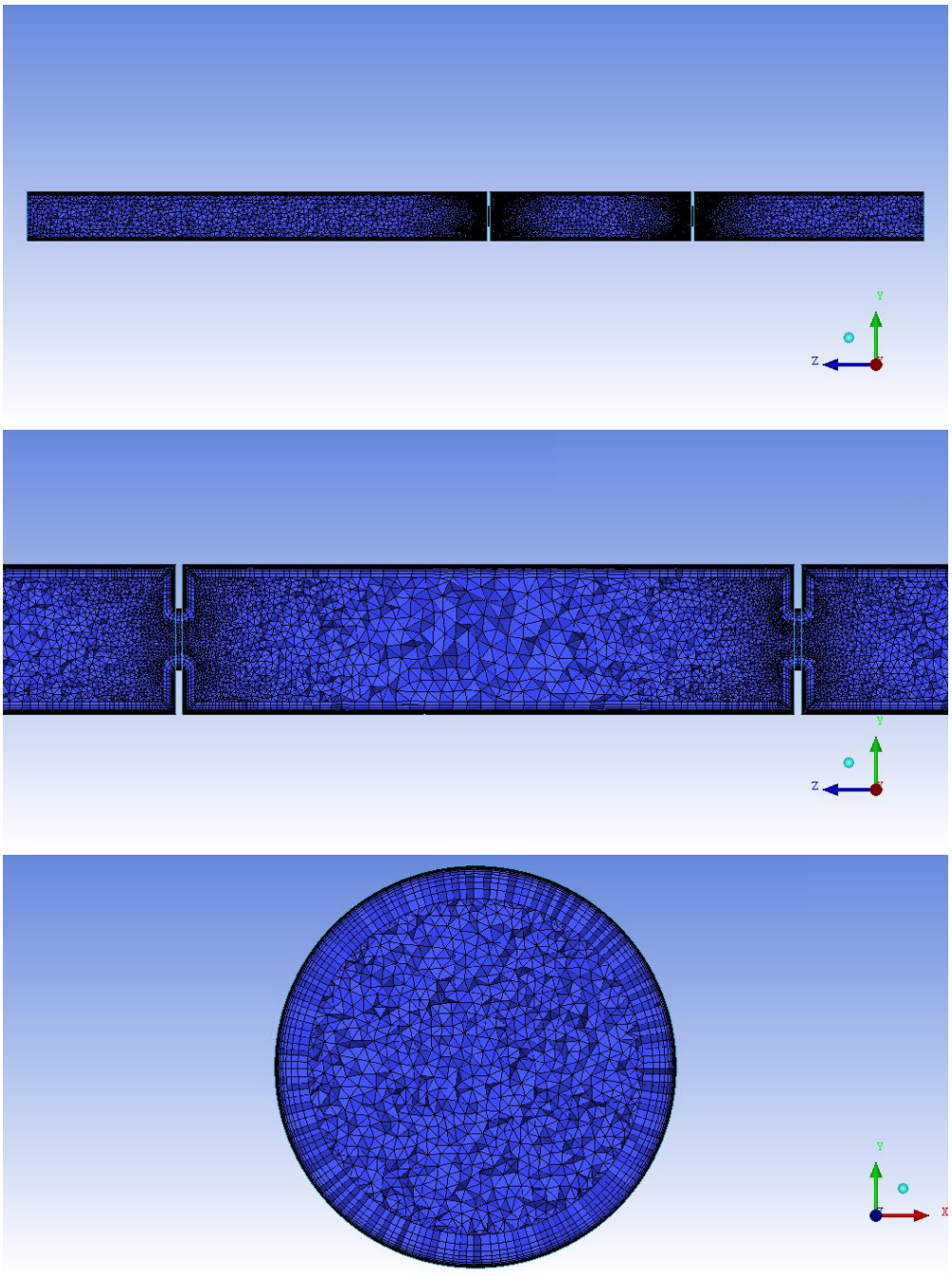


Figura E.8: Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 699.009 nodos, para una distancia entre placas de 10d.

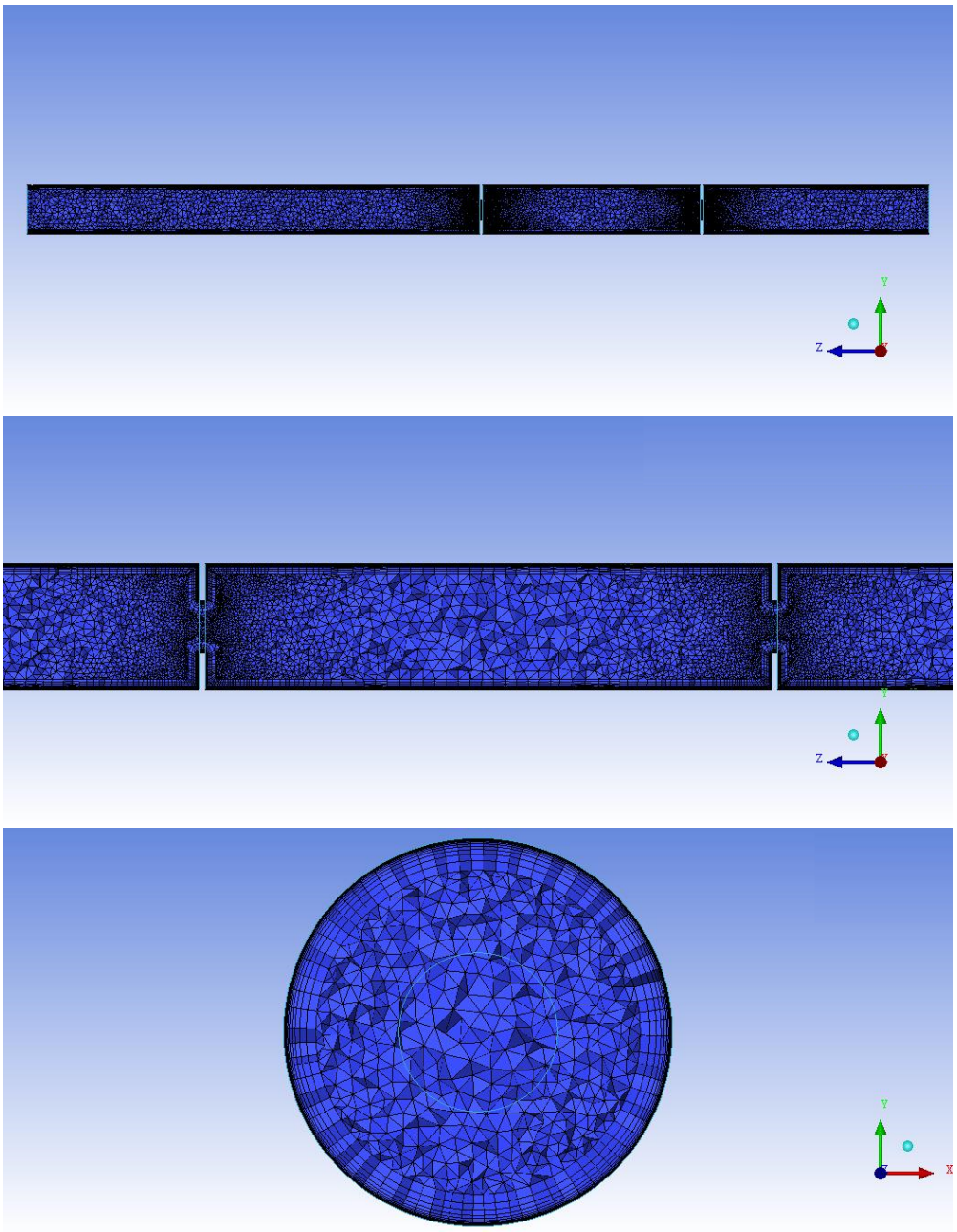


Figura E.9: Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 710.715 nodos, para una distancia entre placas de 11d.

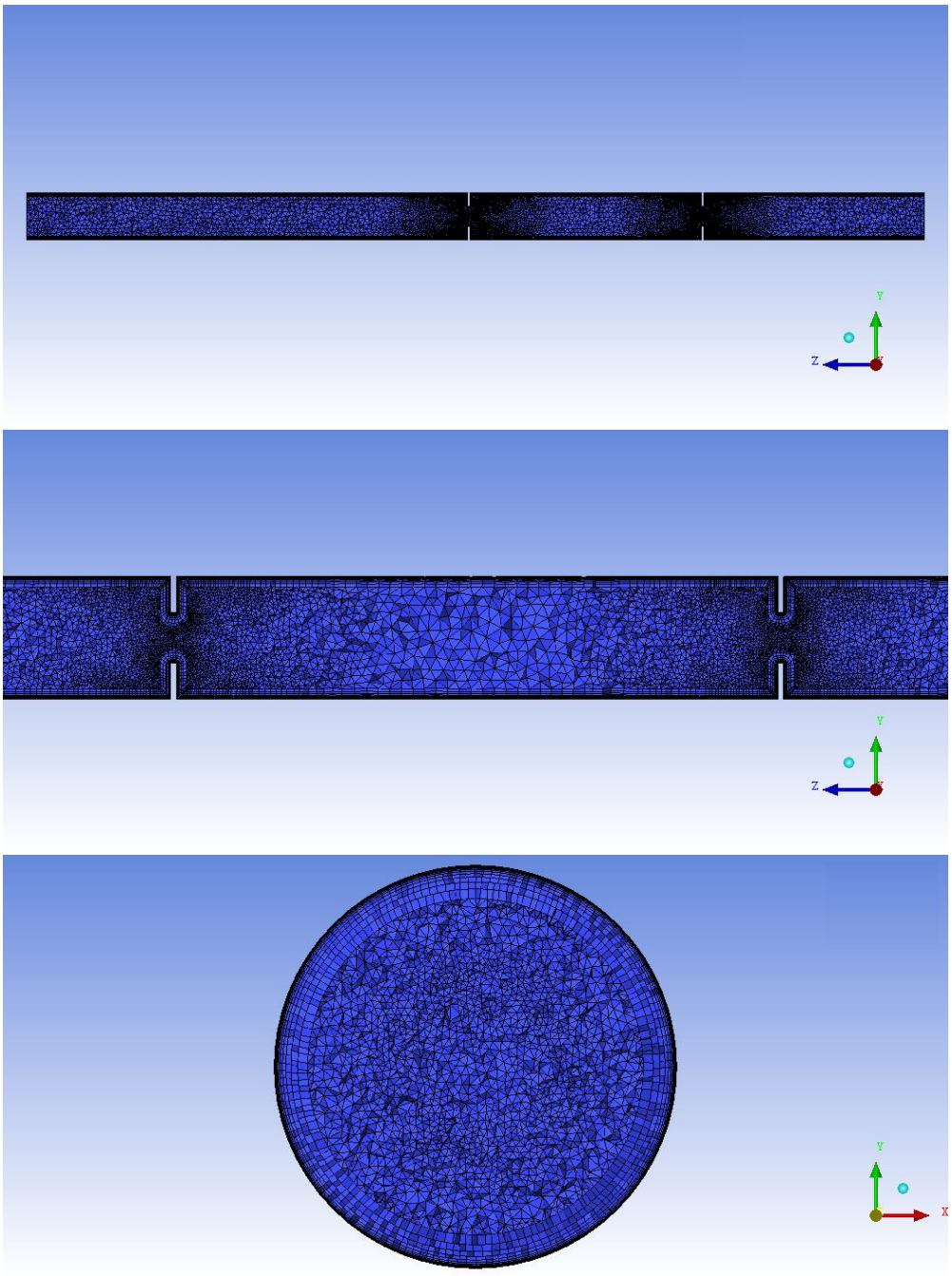


Figura E.10: Vista amplia del la malla con corte en el plano YZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 804.360 nodos, para una distancia entre placas de 12d.

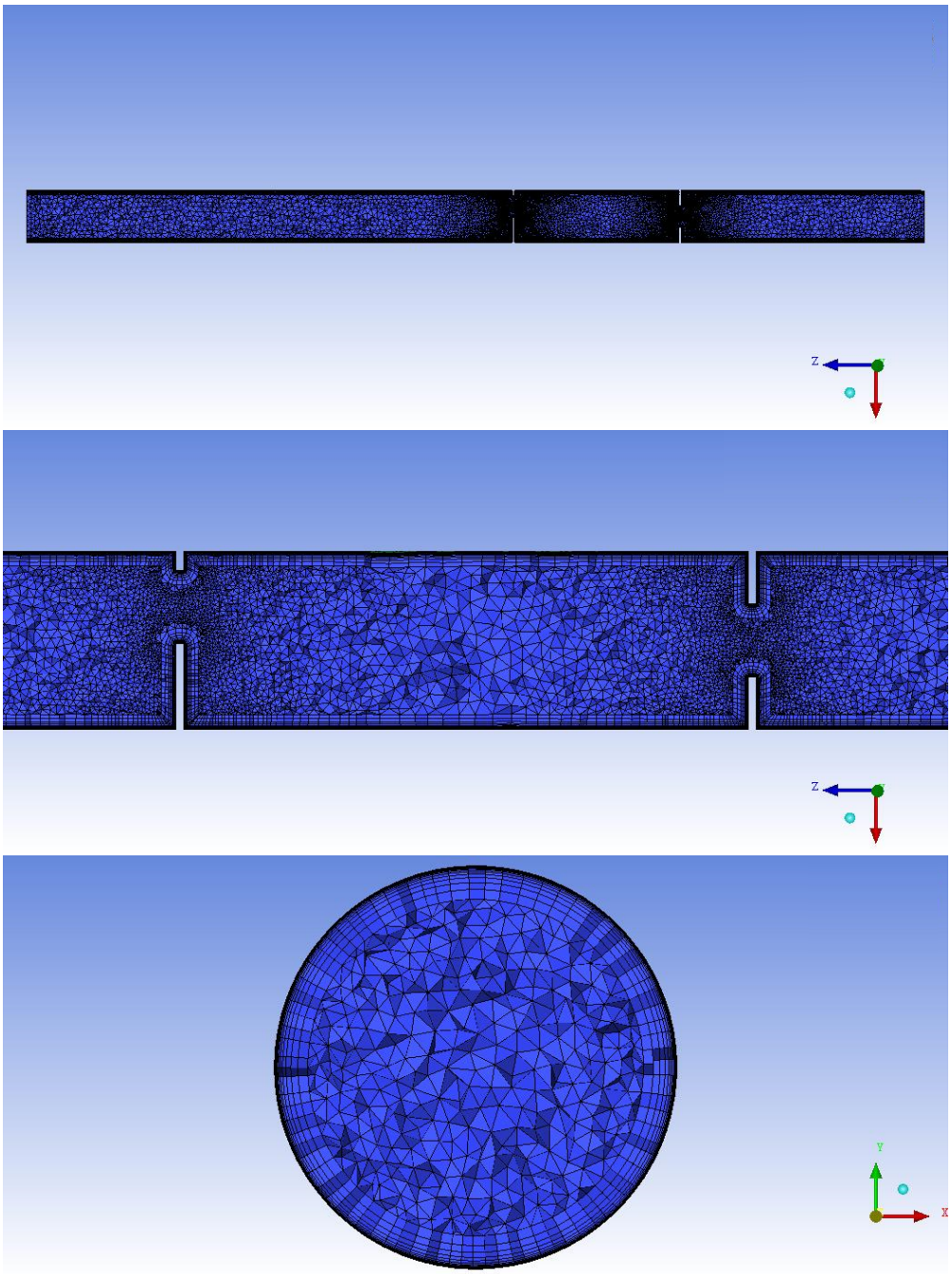


Figura E.11: Vista amplia del la malla con corte en el plano XZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 697.879 nodos, para la configuración N_{conf} = 2.

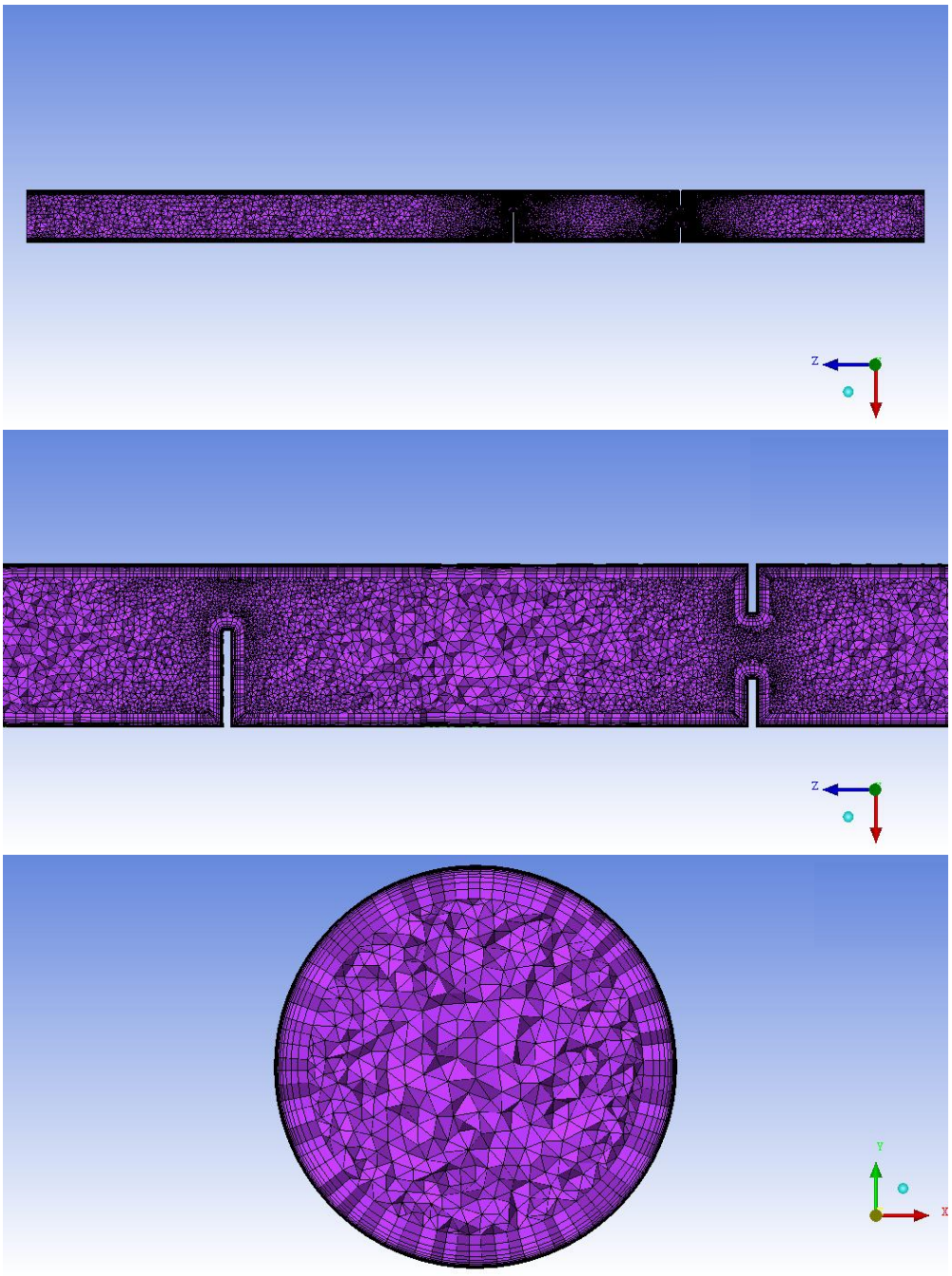


Figura E.12: Vista amplia del la malla con corte en el plano XZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 778.766 nodos, para la configuración N_{conf} = 3.

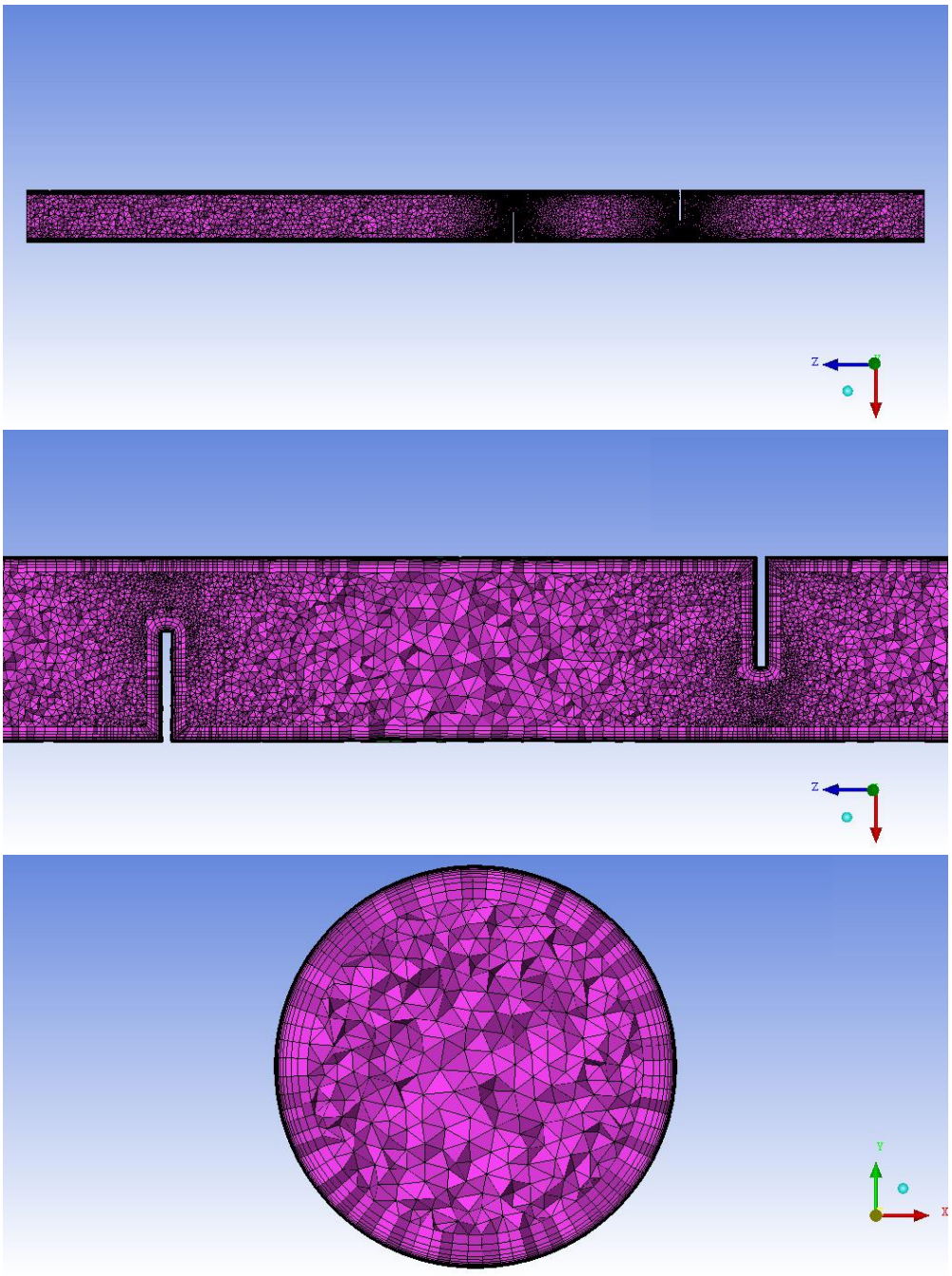


Figura E.13: Vista amplia del la malla con corte en el plano XZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 679.538 nodos, para la configuración N_{conf} = 4.

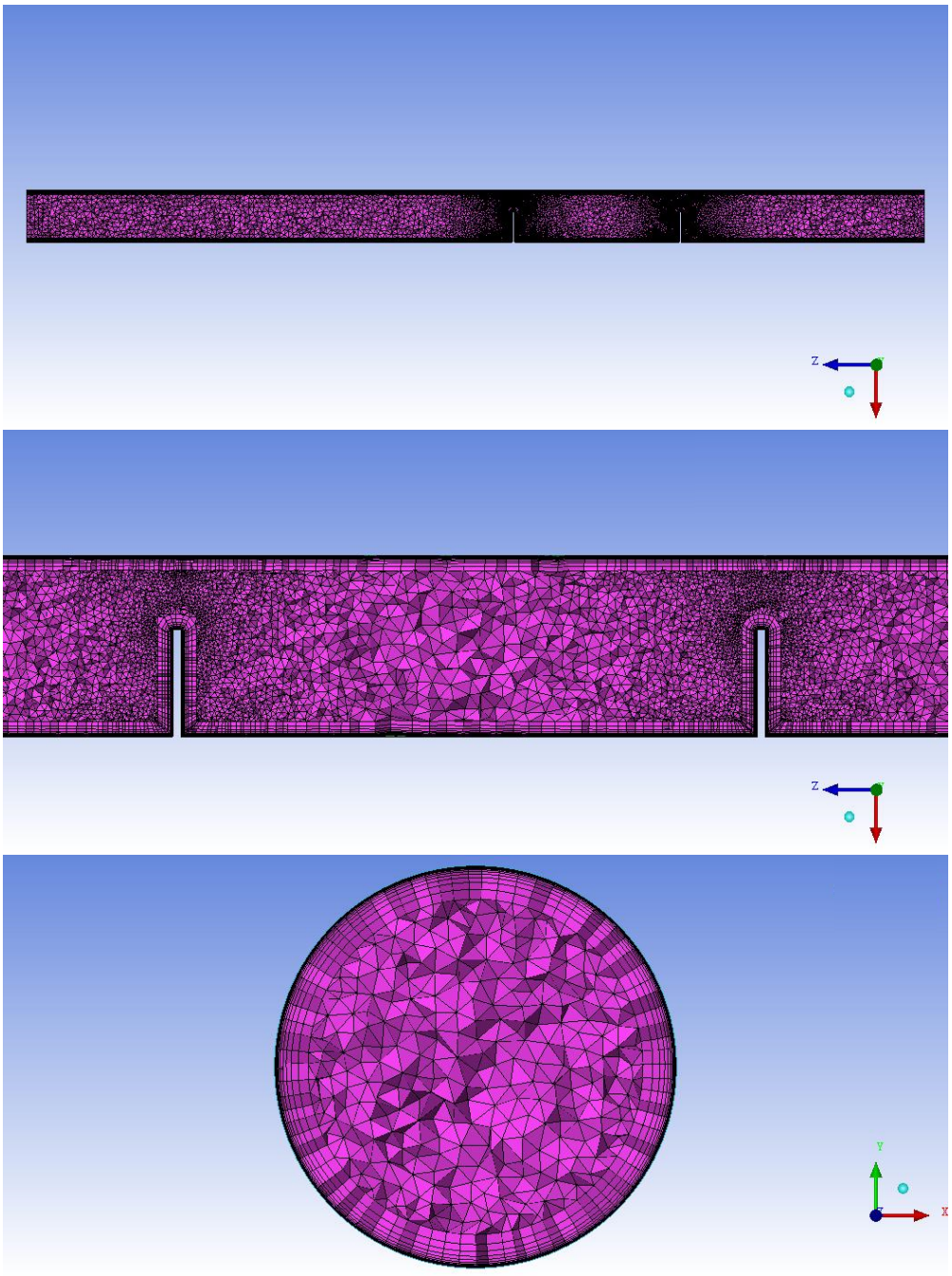


Figura E.14: Vista amplia del la malla con corte en el plano XZ, la imagen del centro es un acercamiento de esta misma vista, mientras que abajo se encuentra una vista de corte en el plano XY, para una malla de 732.996 nodos, para la configuración N_{conf} = 5.

Anexo F

Resultados modelaciones secundarias

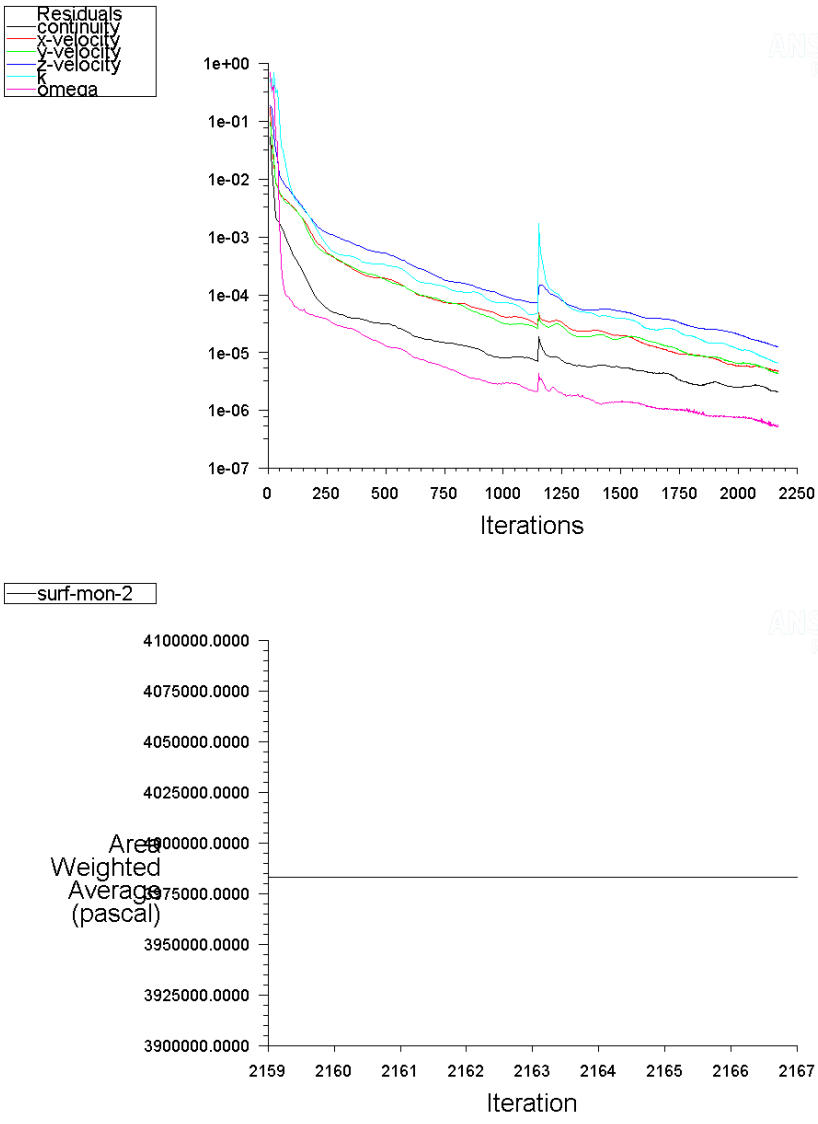


Figura F.1: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 0d.

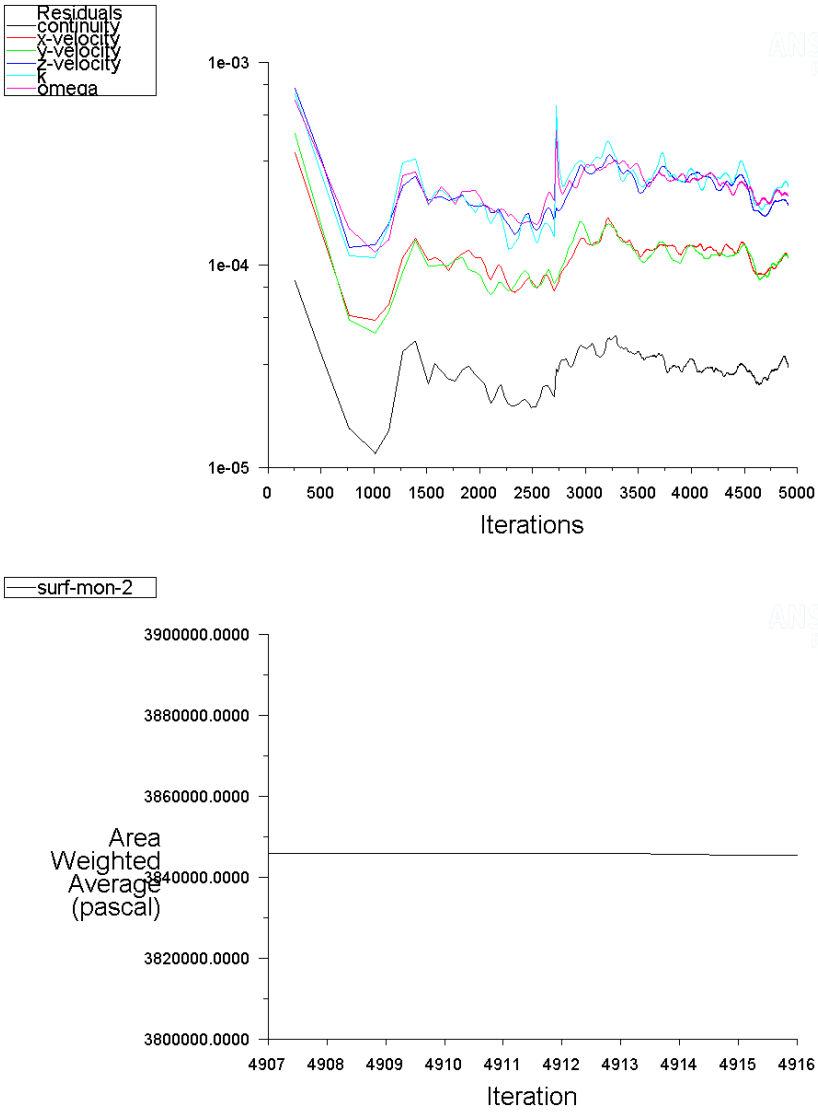


Figura F.2: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 2d.

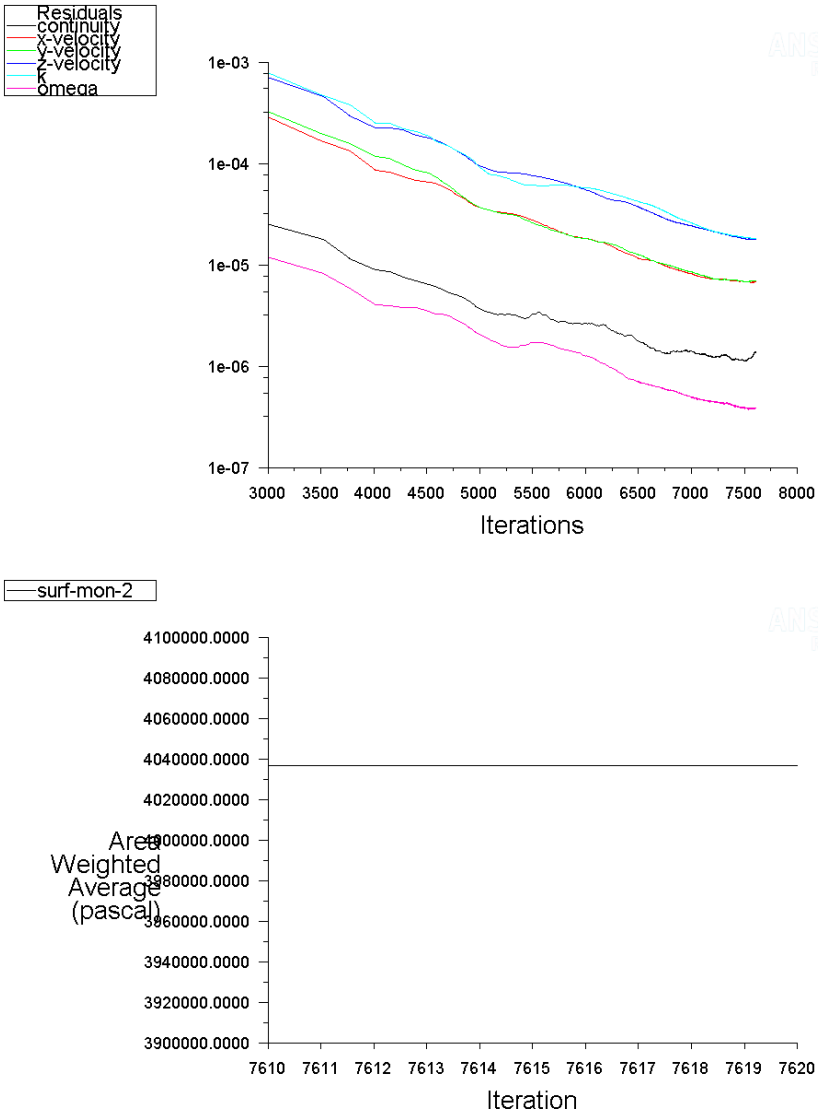


Figura F.3: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 4d.

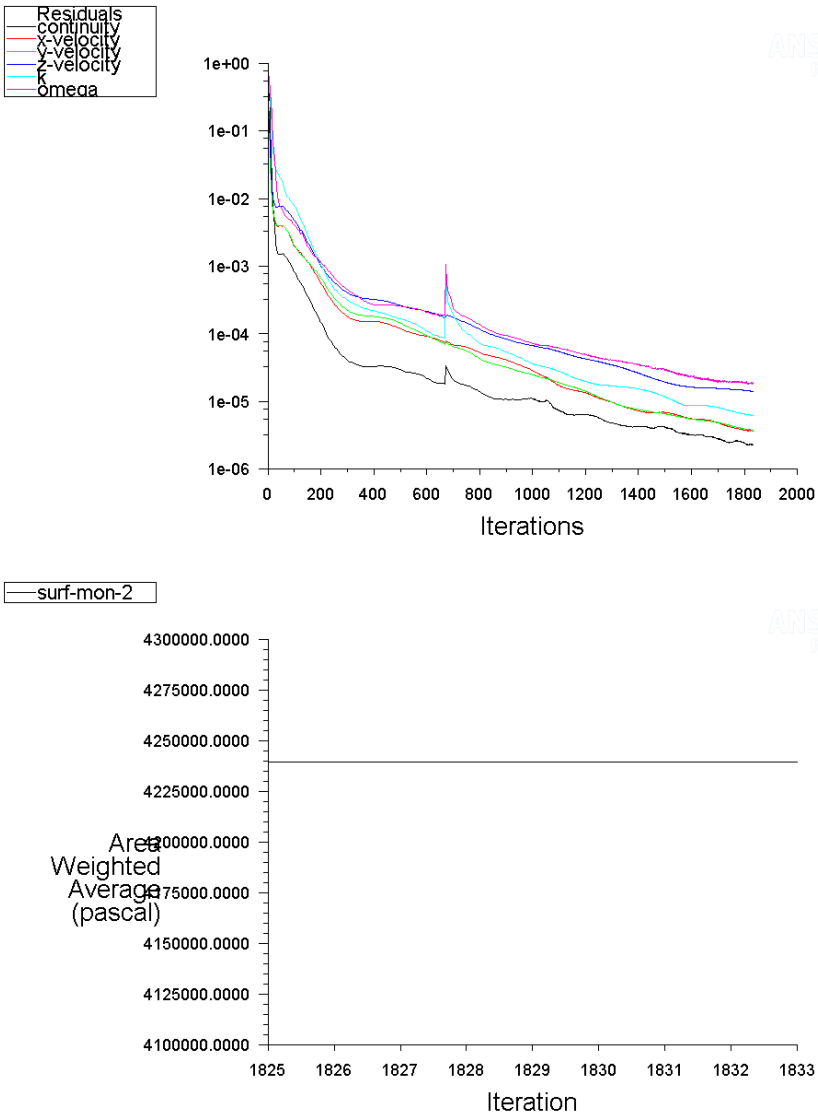


Figura F.4: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 5.5d.

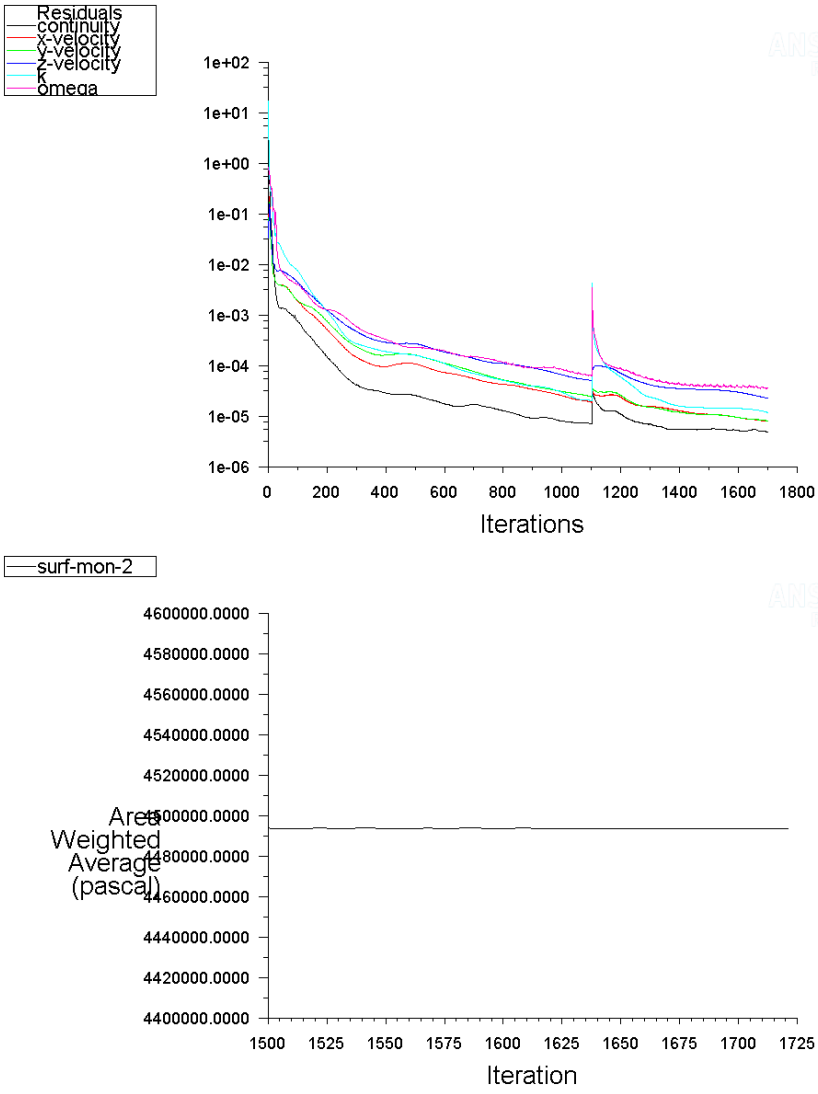


Figura F.5: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 7d.

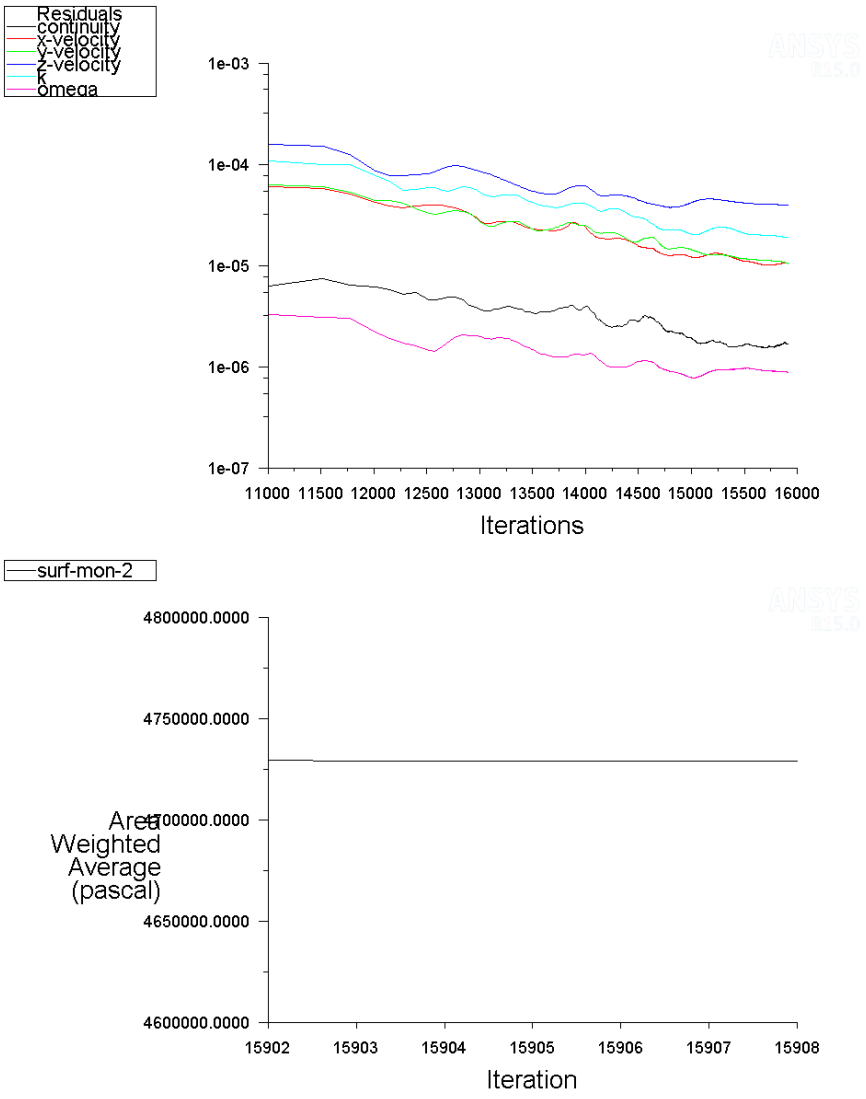


Figura F.6: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 8d.

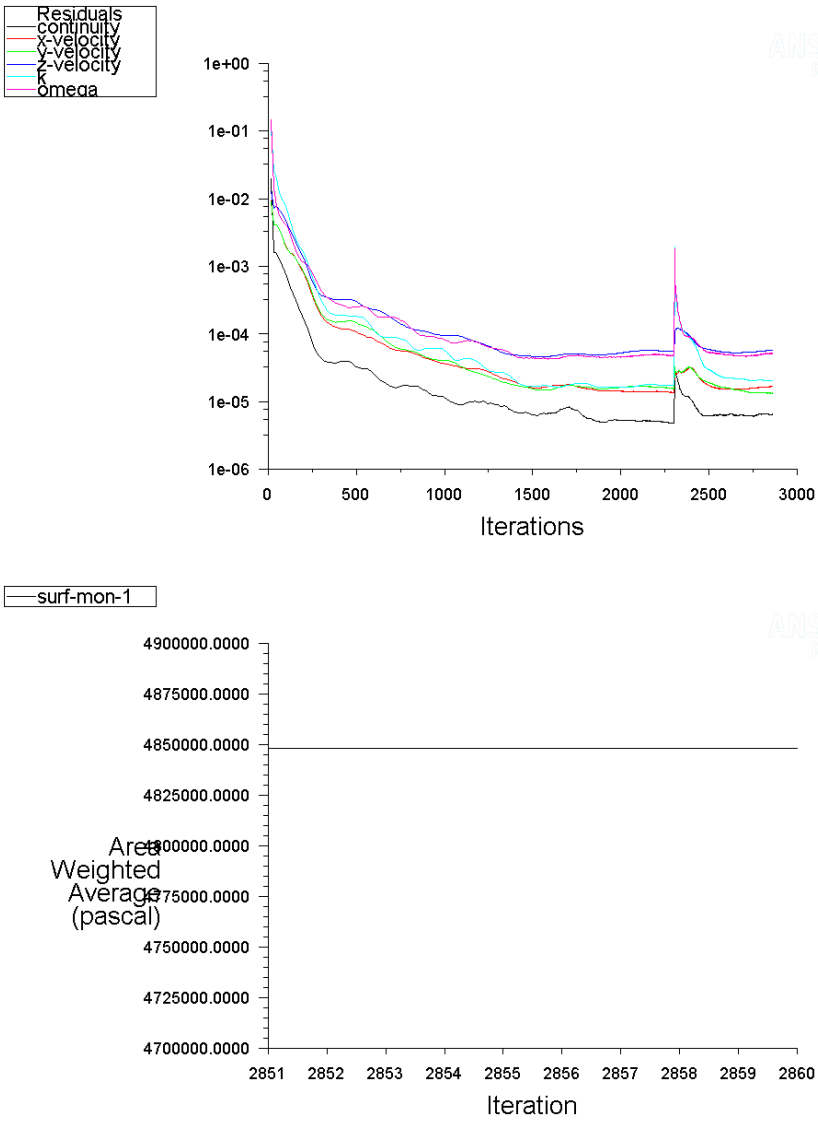


Figura F.7: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 9d.

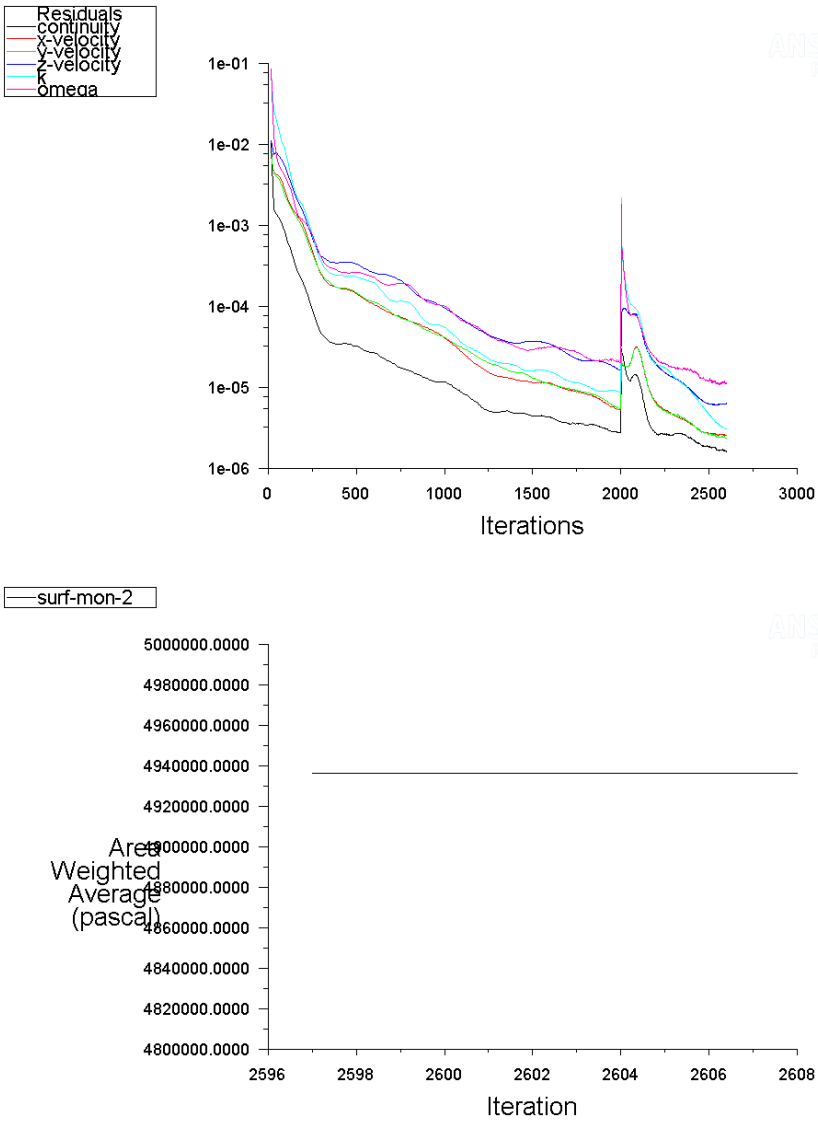


Figura F.8: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 10d.

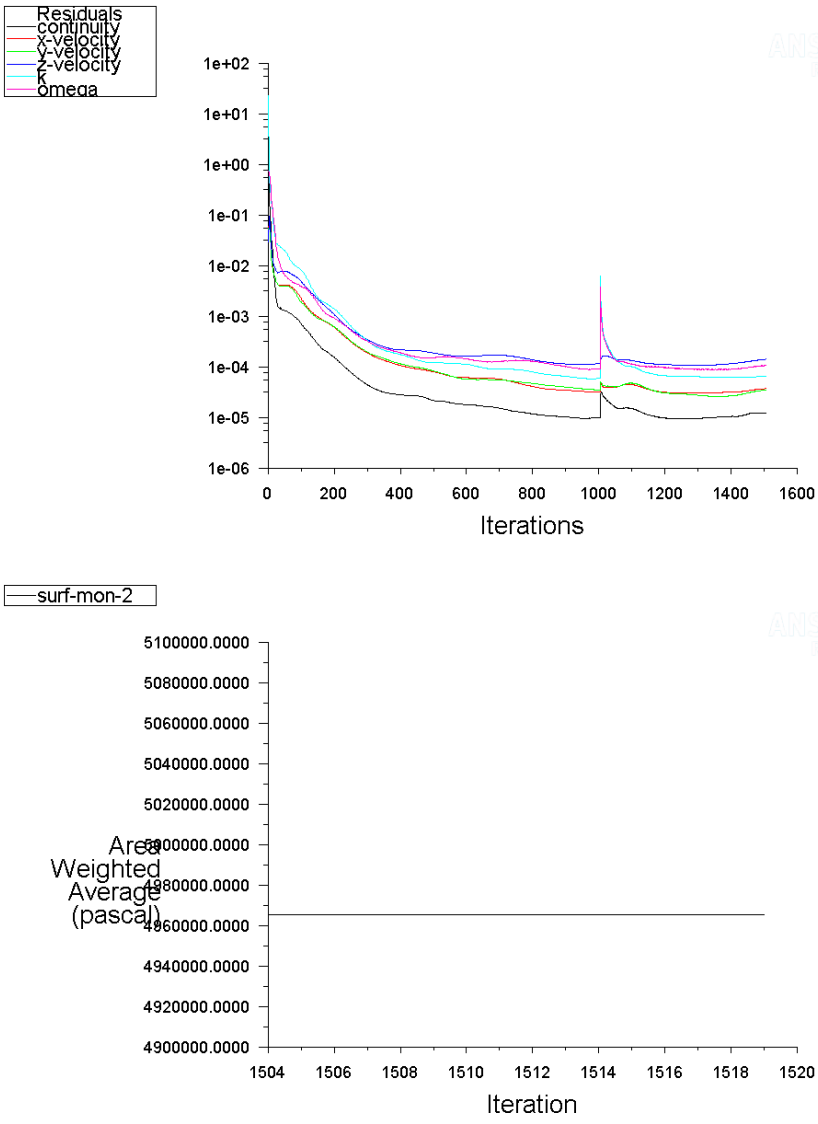


Figura F.9: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 11d.

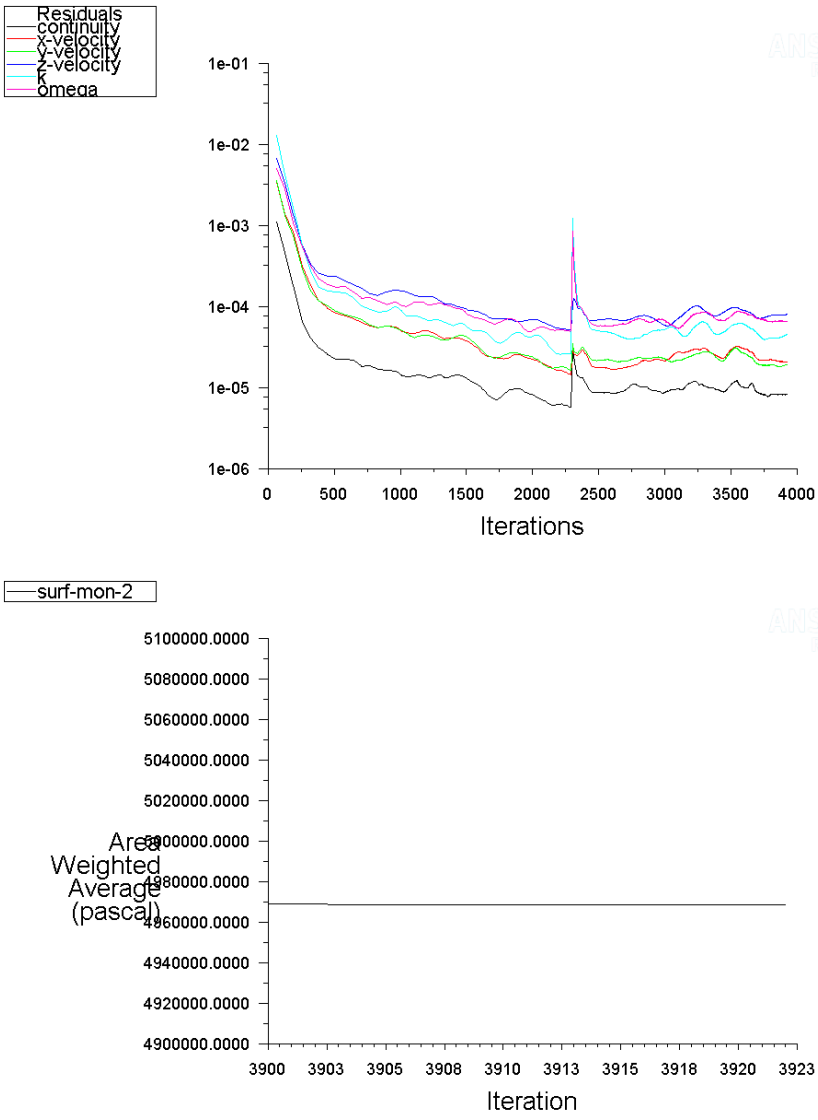


Figura F.10: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración 12d.

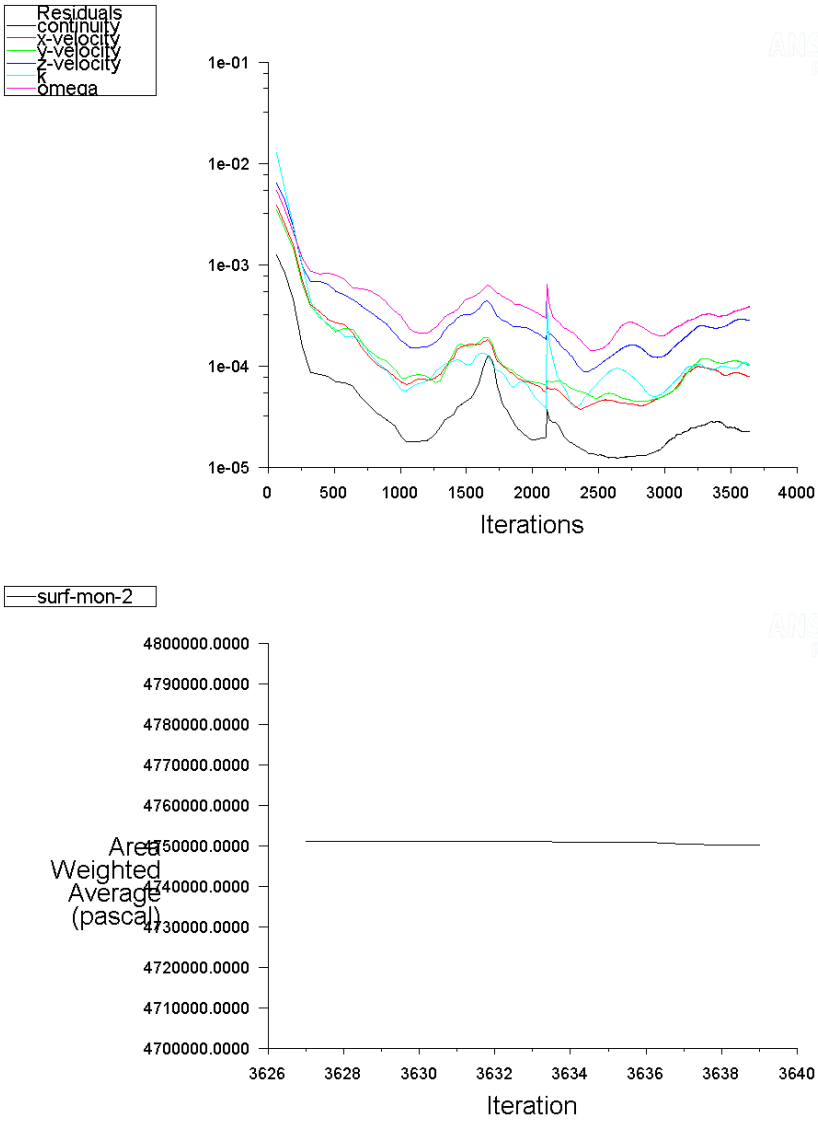


Figura F.11: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración $N_{conf} = 2$.

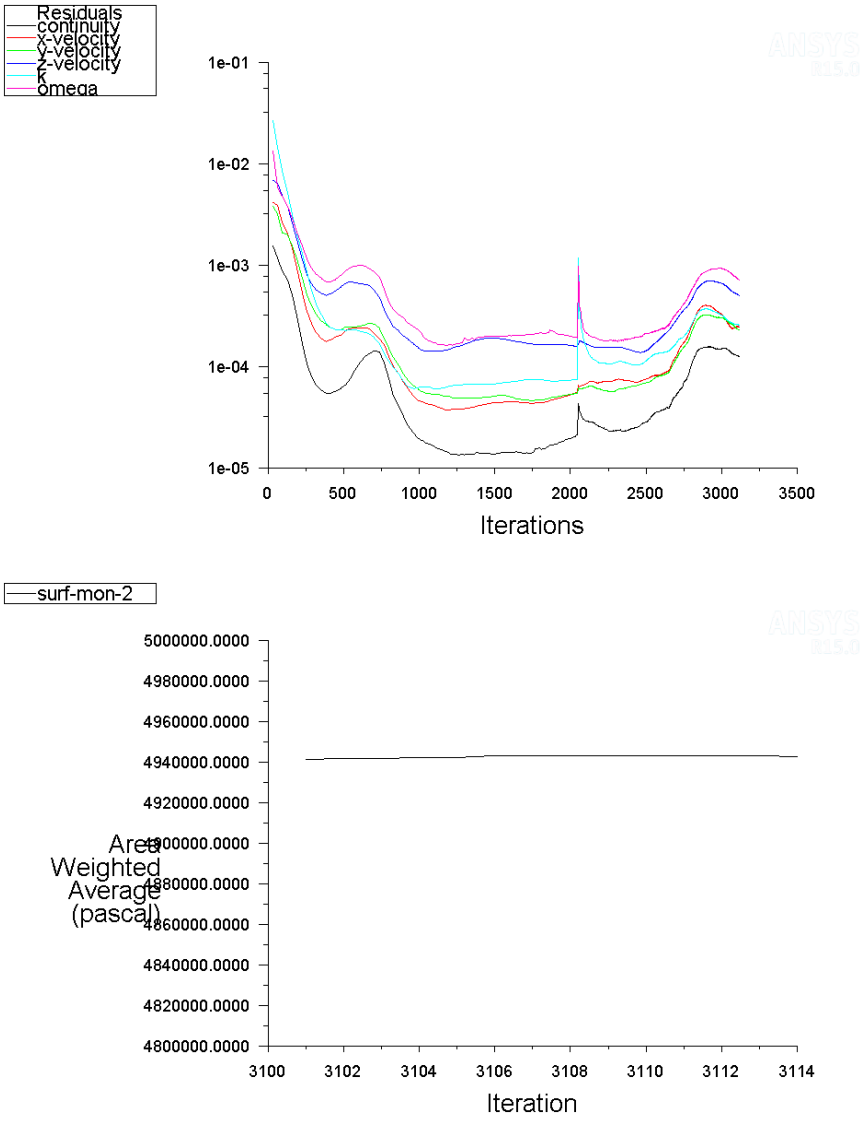


Figura F.12: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración $N_{conf} = 3$.

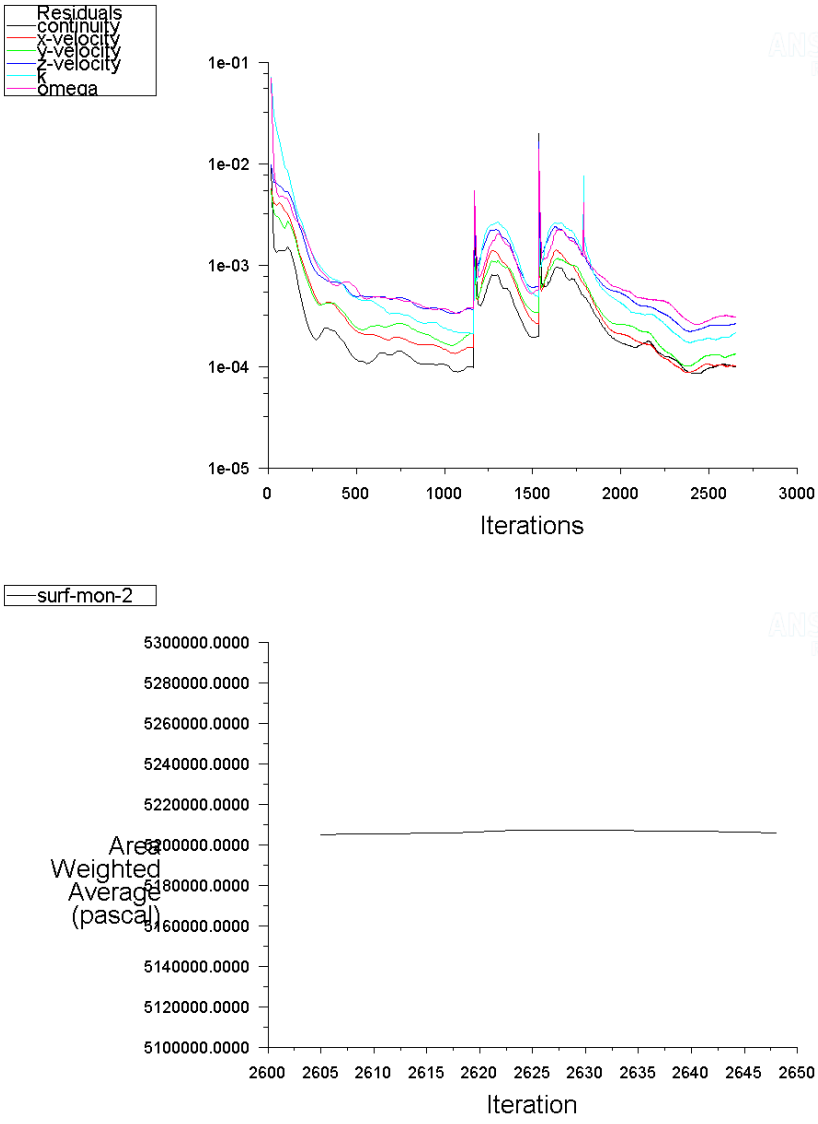


Figura F.13: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración $N_{conf} = 4$.

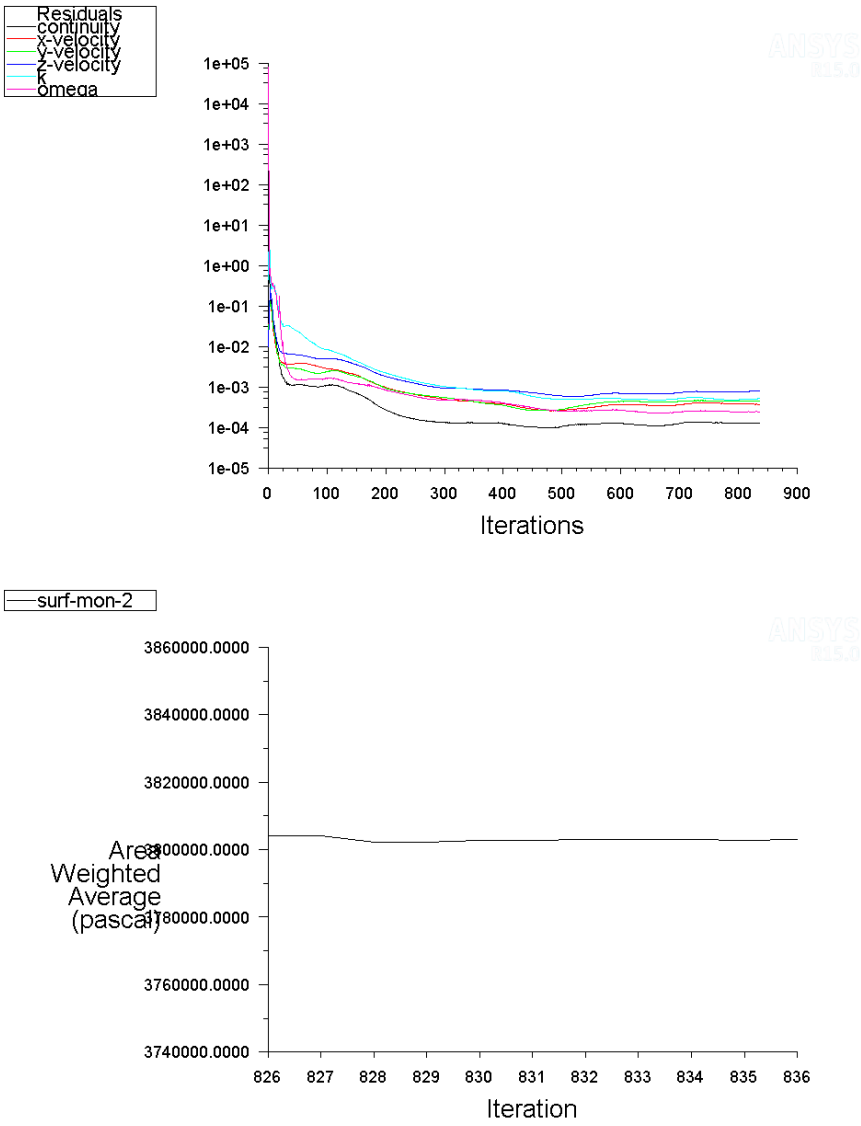


Figura F.14: Valores residuales para cada iteración de los parámetros más importantes para la convergencia de la solución, mientras que abajo se ve el estado de la convergencia de la presión estática en la entrada del dominio para la configuración $N_{conf} = 5$.

Anexo G

Configuración de las modelaciones

G.1. Configuración ICEM CFD

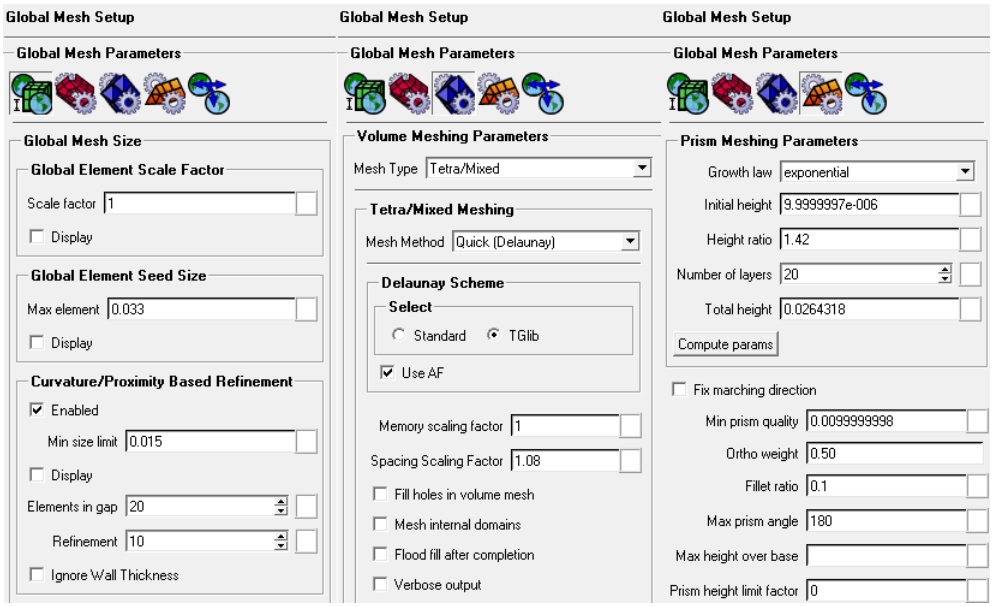


Figura G.1: Principales *Controles globales de malla* de ICEM Fluent, utilizados para realizar el mallado de los dominios.

Part	Prism	Hexa-core	Maximum size	Height	Height ratio	Num layers	Tetra size ratio	Tetra width	Min size limit	Max deviation
CREATED_MATERIAL_7	☐	☐								
INLET	☐		0.033	0	0	0	0	0	0	0
OUTLET	☐		0.033	0	0	0	0	0	0	0
SOLID_1_1	☐		0						0	0
WALL1	☑		0.033	0	0	0	0	0	0	0
WALL2	☑		0.004	0	0	0	0	0	0	0

Figura G.2: Controles de malla de ICEM Fluent, utilizados para definir el tamaño de las celdas en las superficies del dominio, donde se pueden ver las superficies: *inlet*, *outlet*, *wall1* y *wall2*, estas dos últimas representan la pared del dominio y la pared del agujero de la placa respectivamente.

G.2. Configuración Fluent

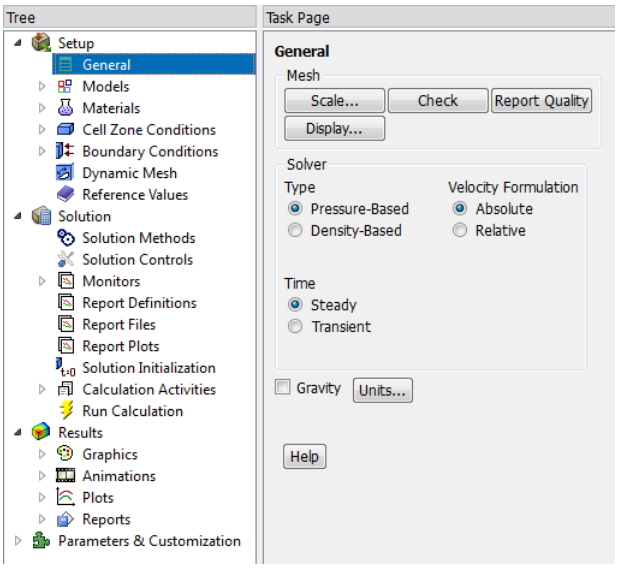


Figura G.3: *Control General* de Fluent, donde principalmente se define el tipo de Solver a utilizar (*Pressure-Based*) y si se trata de una modelación de flujo estacionario o transciente (*Steady*).

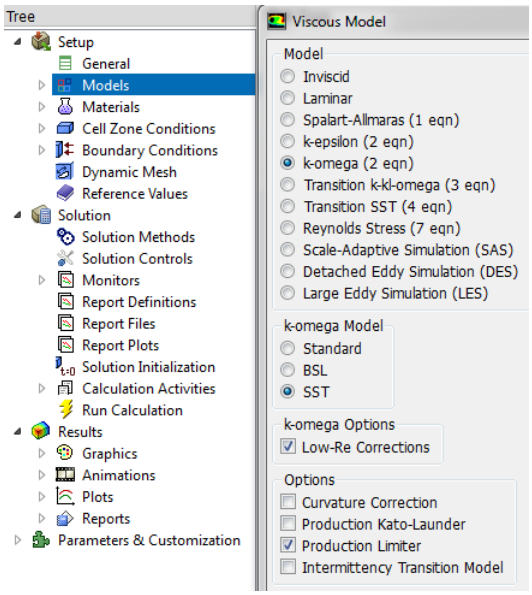


Figura G.4: *Control Model* de Fluent, donde principalmente se define el modelo de turbulencia a utilizar (*SST k-*ω).

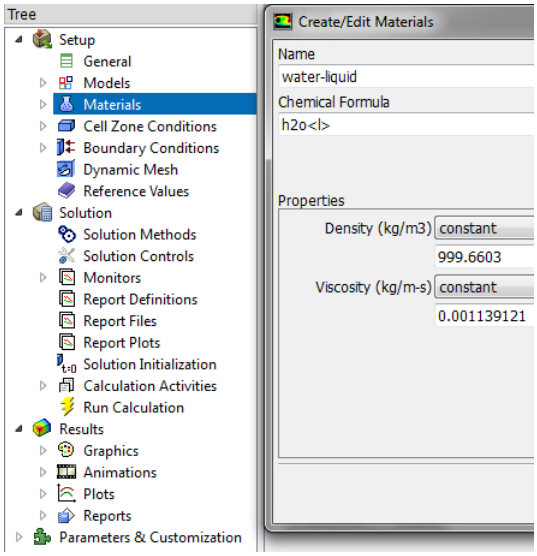


Figura G.5: *Control Materials* de Fluent, donde principalmente se definen las características de los materiales sólidos y fluidos a utilizar (*water-liquid*), con las características de densidad y viscosidad que se muestran (*Density y Viscosity* respectivamente).

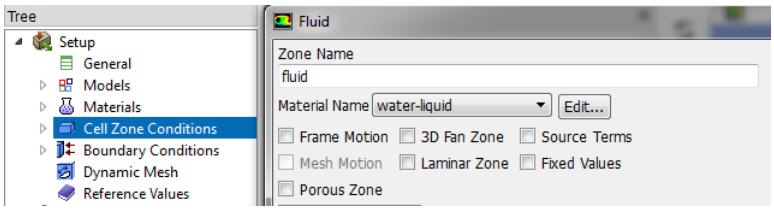


Figura G.6: *Control Cell Zone Conditions* de Fluent, que principalmente es para seleccionar el material dentro de las celdas (*water-liquid).*

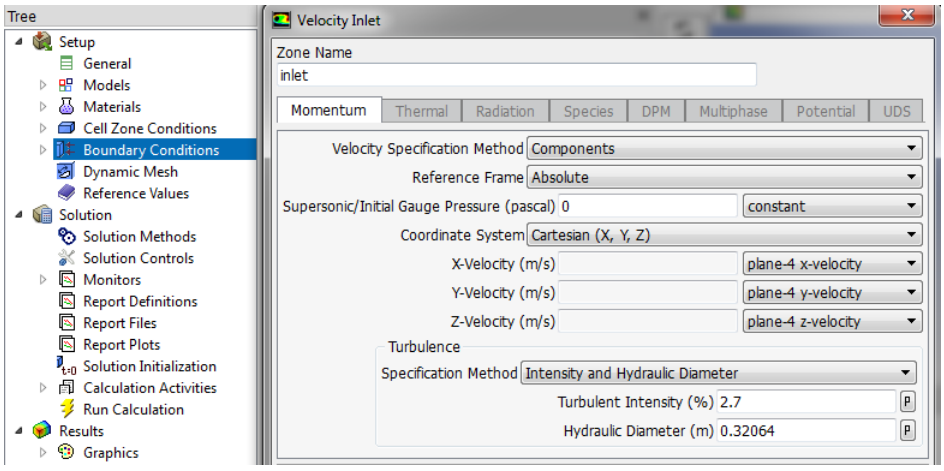


Figura G.7: *Control Boundary Condition* de Fluent, define las condiciones de frontera, en este caso para la velocidad de entrada, la viscosidad turbulenta y el diámetro hidráulico (*X-Y-Z Velocity = plane-4 x-y-z-velocity, Turbulent Intensity = 2,7, Hydraulic Diameter = 0,32064.*, respectivamente).

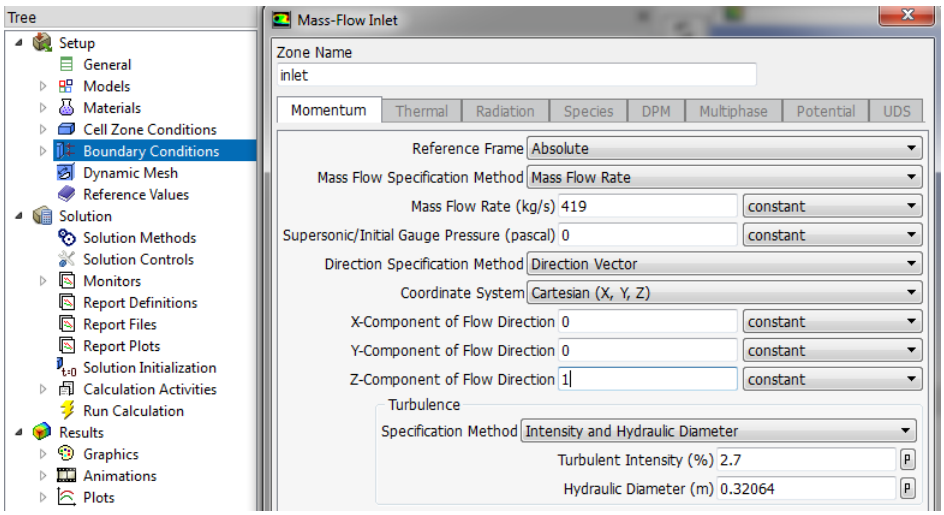


Figura G.8: *Control Boundary Condition* de Fluent, define las condiciones de frontera utilizada en la modelación precursora, en este caso para el flujo másico de entrada, la viscosidad turbulenta y el diámetro hidráulico (*Mass Flow Rate = 419, Turbulent Intensity = 2,7, Hydraulic Diameter = 0,32064.*, respectivamente).

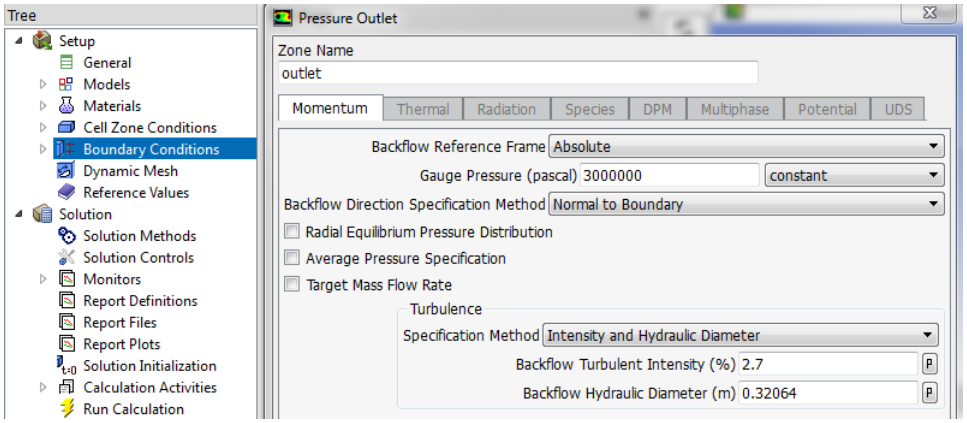


Figura G.9: *Control Boundary Condition* de Fluent, define las condiciones de frontera, en este caso para la presión manométrica de salida, la viscosidad turbulenta y el diámetro hidráulico (*Gauge Pressure = 3000000, Turbulent Intensity = 2,7, Hydraulic Diameter = 0,32064.*, respectivamente).

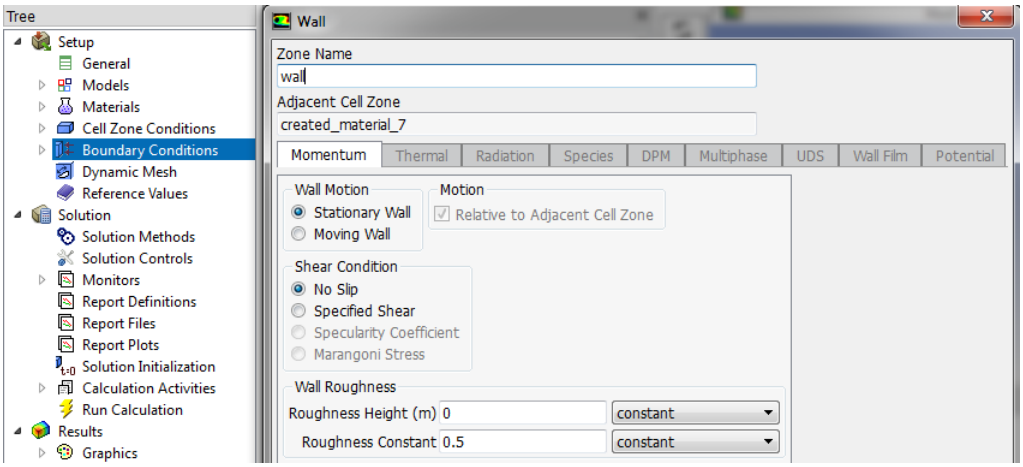


Figura G.10: *Control Boundary Condition* de Fluent, define las condiciones de frontera, en este caso para la pared y sus parámetros de rugosidad (*no-slip, Roughness Height = 0, Roughness Constant = 0,5*, respectivamente).

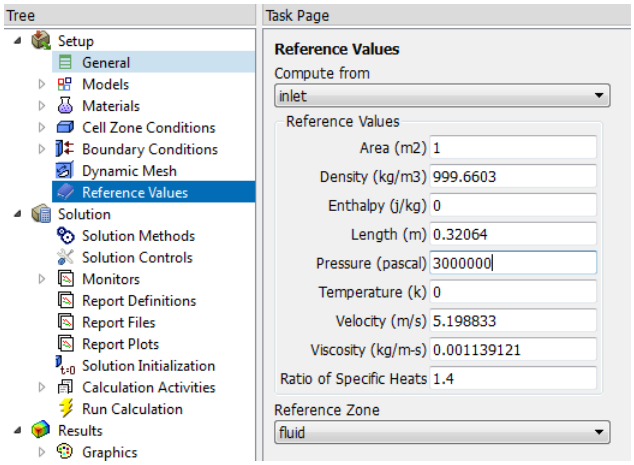


Figura G.11: *Control Reference Values* de Fluent, define los valores de parámetros importantes para el cálculo de la solución.

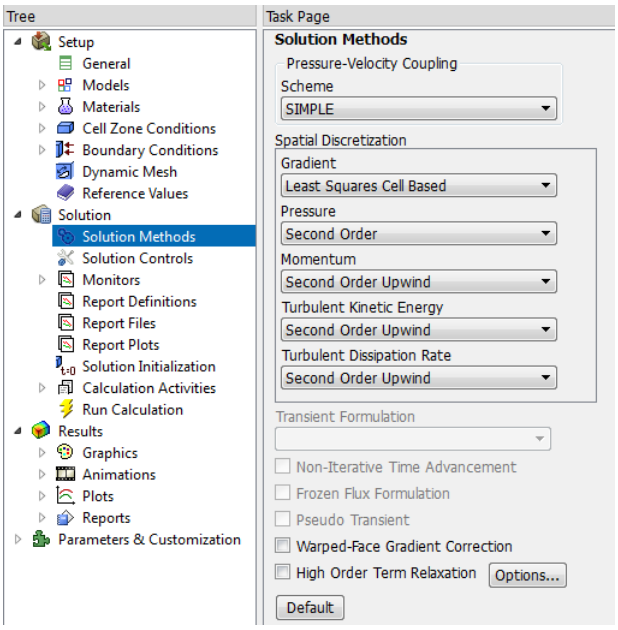


Figura G.12: *Control Solution Methods* de Fluent, define los métodos de solución a utilizar, principalmente se muestra el método de acoplamiento Presión-Velocidad (*SIMPLE*) y los métodos de Discretización Espacial.

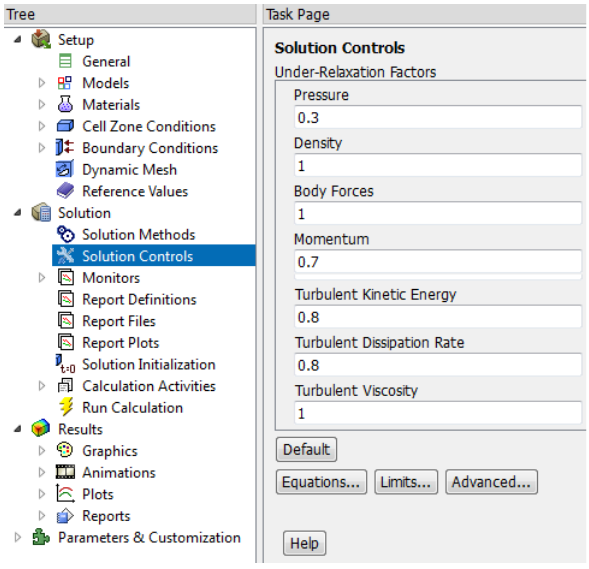


Figura G.13: *Control Solution Controls* de Fluent, define los factores de relajación a utilizar para cada variable.

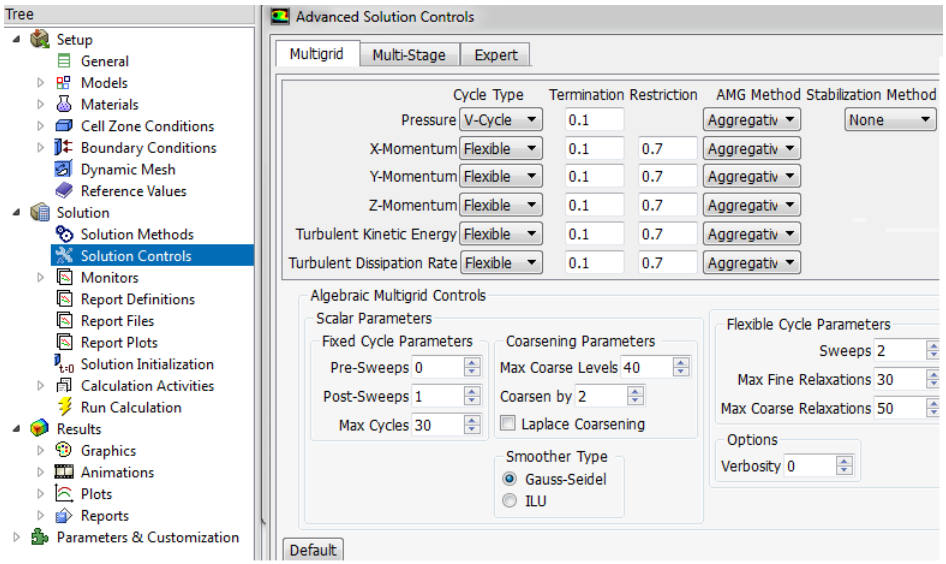


Figura G.14: *Control Solution Controls* de Fluent, en su opción *Advanced*, define principalmente los parámetros de configuración del método *Multigrid*.

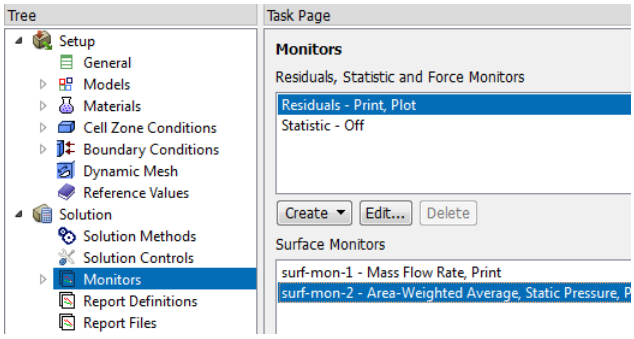


Figura G.15: *Control Monitors* de Fluent, muestra las superficies de monitorio utilizadas para la resolución del problema.

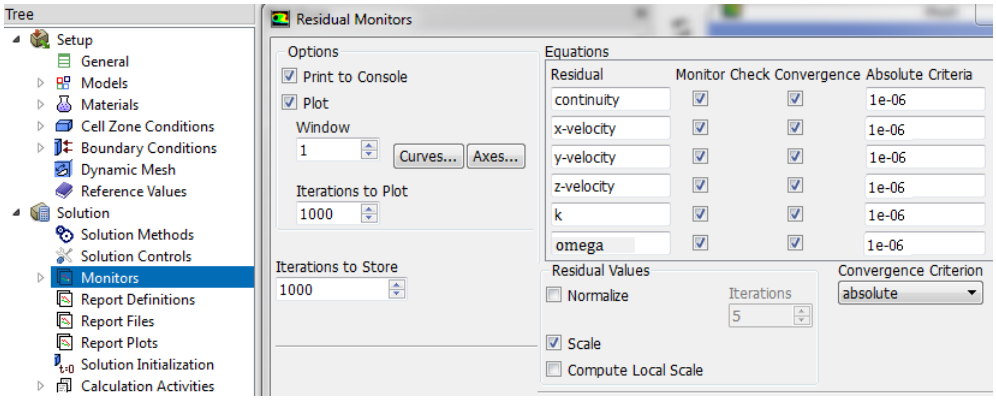


Figura G.16: *Control Monitors* de Fluent, muestra los valores residuales utilizados para definir la convergencia de la solución para cada variable.

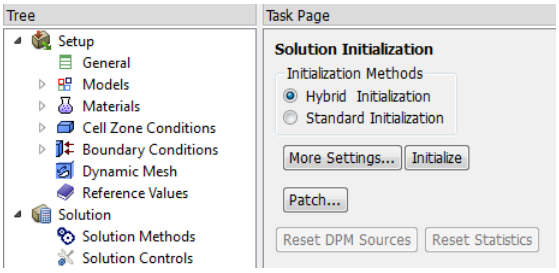


Figura G.17: *Control Solution Initialization* de Fluent, muestra el tipo de inicialización que se le dará al problema (*Hybrid Initialization*), el método resuelve la ecuación de Laplace para determinar los campos de velocidad y presión principalmente, mientras que las demás variables se obtienen de los valores en el dominio .