

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA  
SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN



VALIDACIÓN DE UN MODELO DE  
SIMULACIÓN CFD DE FLUJO INTERNO DE  
UN INYECTOR DIESEL BAJO CONDICIONES  
NO CAVITANTES

POR

JOAQUIN TORRES VÁZQUEZ

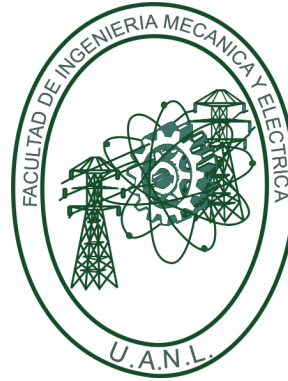
COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE  
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA  
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE

AGOSTO 2023

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN



VALIDACIÓN DE UN MODELO DE  
SIMULACIÓN CFD DE FLUJO INTERNO DE  
UN INYECTOR DIESEL BAJO CONDICIONES  
NO CAVITANTES

POR

JOAQUIN TORRES VÁZQUEZ

COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE  
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA  
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE

AGOSTO 2023

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN**  
**Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica**  
**Posgrado**

Los miembros del Comité de Evaluación de Tesis recomendamos que la Tesis “Validación de un modelo de simulación CFD de flujo interno de un inyector diésel bajo condiciones no cavitantes”, realizada por el estudiante Joaquín Torres Vázquez, con número de matrícula 1791291, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

**El Comité de Evaluación de Tesis**

Dr. Oscar Alejandro de la Garza de León  
Director

M.C. Miguel García Yera  
Co-Director

Dr. Simón Martínez Martínez  
Revisor

Dr. Daniel de la Rosa Urbalejo  
Revisor

Dr. José Manuel Diabb Zavala  
Revisor

Vo.Bo.

  
Dr. Simón Martínez Martínez  
Subdirector de Estudios de Posgrado



Institución 190001

Programa 507507

Acta Núm. 4180

Ciudad Universitaria, a 06 de junio de 2023.

# ÍNDICE GENERAL

---

<b>Agradecimientos</b>	<b>xv</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Motivación . . . . .	2
1.2. Antecedentes . . . . .	5
1.2.1. Obtención de la geometría interna de los orificios de la tobera diésel . . . . .	5
1.2.2. Procesos de inyección . . . . .	7
1.2.3. Métodos numéricos en procesos de inyección . . . . .	11
1.2.4. Mallado polihédrico . . . . .	14
1.3. Planteamiento . . . . .	16
1.4. Hipótesis . . . . .	16
1.5. Objetivos . . . . .	17
1.5.1. Objetivo general . . . . .	17
1.5.2. Objetivos específicos . . . . .	17

---

<b>2. Marco teórico</b>	<b>20</b>
2.1. Mecánica de medios continuos . . . . .	21
2.1.1. Mecánica de fluidos . . . . .	24
2.1.2. Derivada material . . . . .	25
2.1.3. Ecuaciones de Cauchy y Navier-Stokes . . . . .	27
2.1.4. Teorema de la divergencia . . . . .	29
2.1.5. Promedio ponderado por área . . . . .	30
2.1.6. Diagramas de Voronoi . . . . .	30
2.1.7. Triangulación de Deaunay . . . . .	32
2.1.8. Dinámica de fluidos computacional . . . . .	35
2.2. Flujos turbulentos . . . . .	38
2.2.1. Modelos de turbulencia RANS . . . . .	39
2.2.2. Modelos de turbulencia k-epsilon . . . . .	41
2.2.3. Intensidad turbulenta . . . . .	43
2.3. Flujo interno en las toberas diésel . . . . .	43
2.3.1. Principios de la tasa de inyección diésel . . . . .	45
2.3.2. Parámetros de flujo interno . . . . .	47
<b>3. Metodología</b>	<b>49</b>
3.1. Caracterización de la geometría interna de la tobera diésel . . . . .	50
3.1.1. Herramientas . . . . .	51

---

3.1.2.	Parámetros de configuración . . . . .	52
3.1.3.	Plan de trabajo asociado a la tomografía . . . . .	53
3.1.4.	Herramientas de análisis de imagen . . . . .	53
3.1.5.	Metodología de análisis de imagen . . . . .	54
3.2.	Configuración numérica de la simulación . . . . .	54
3.2.1.	Herramientas numéricas y computacionales . . . . .	55
3.2.2.	Metodología de simulación . . . . .	56
3.2.3.	Cálculo de intensidad turbulenta . . . . .	64
3.3.	Prueba de no-cavitación . . . . .	65
3.4.	Configuración experimental . . . . .	66
3.4.1.	Herramientas experimentales . . . . .	66
3.4.2.	Metodología experimental . . . . .	71
3.5.	Metodología de validación . . . . .	71
3.6.	Análisis de resultados . . . . .	72
3.6.1.	Índice de uniformidad . . . . .	72
3.6.2.	Promedio ponderado por área . . . . .	73
3.7.	Matriz de simulación para condiciones hidrodinámicas fuera del alcance experimental . . . . .	73
<b>4.</b>	<b>Resultados</b>	<b>75</b>
4.1.	Caracterización de la geometría interna de la tobera de inyección .	76

---

4.1.1. Medidas obtenidas . . . . .	78
4.1.2. Modelos CAD . . . . .	80
4.1.3. Análisis de sensibilidad de malla . . . . .	81
4.1.4. Valores de intensidad turbulenta . . . . .	85
4.2. Prueba de no cavitación . . . . .	86
4.3. Medición del caudal másico de combustible . . . . .	87
4.4. Validación del modelo de simulación . . . . .	89
4.5. Simulación de flujo interno . . . . .	91
4.5.1. Contornos de la simulación . . . . .	91
4.5.2. Gráficos de promedios ponderados por área e índice de uniformidad de la simulación . . . . .	92
4.5.3. Flujo másico para valores fuera del alcance experimental . .	102
<b>5. Conclusiones</b>	<b>104</b>
5.1. Conclusiones . . . . .	104
5.2. Trabajos futuros . . . . .	106

# ÍNDICE DE FIGURAS

---

1.1. Emisiones totales de CO <sub>2</sub> procedentes de la combustión de energía, los procesos industriales y su variación anual, 1900-2021, IEA [15].	2
1.2. Variación de emisiones de CO <sub>2</sub> procedentes de la combustión de energía y los procesos industriales y su variación anual, 1900-2021, IEA [15]. . . . .	3
1.3. Mega toneladas de CO <sub>2</sub> por sector de consumo a nivel mundial, IEA [15]. . . . .	3
1.4. Diagrama general de la metodología. . . . .	18
2.1. Diagrama de Voronoi en espacio euclideo $\mathbb{R}^k$ con 10 puntos. . . . .	32
2.2. Triangulación de Delaunay en espacio euclideo $\mathbb{R}^k$ con 10 puntos. . . . .	33
2.3. Diagrama de Voronoi (color negro) y triangulación de Delaunay (color rojo ) en espacio euclideo $\mathbb{R}^k$ con 10 puntos. . . . .	34
2.4. Diagrama general del flujo interno dentro del orificio de toberas diésel así como la aparición del fenómeno de la cavitación, obtenido de Martínez R. [45]. . . . .	45

2.5. Diagrama general del flujo interno dentro del orificio de toberas diésel así como la aparición del fenómeno de la cavitación, obtenido de Martínez R. [45]. . . . .	46
3.1. Diagrama general de la metodología. . . . .	50
3.2. Diagrama de la metodología empleada para la caracterización de la geometría de la tobera diésel. . . . .	50
3.3. Tomógrafo Metrotom 1500 utilizado en el presente estudio. . . . .	51
3.4. Inyector diésel tipo solenoide empleado en el presente estudio. . .	51
3.5. Inyector diésel tipo solenoide empleado en el presente estudio. . .	52
3.6. Diagrama del procedimiento empleado para la simulación. . . . .	55
3.7. Opciones seleccionadas en Fluent (Beta) de Ansys. . . . .	59
3.8. Evolución de la densidad versus la presión para la temperatura de 323 K. . . . .	60
3.9. Evolución de la viscosidad la presión para para la temperatura de 323 K. . . . .	60
3.10. Método de solución seleccionado, así como parámetros de discretización considerados. . . . .	62
3.11. Factores de relajación para las variables de solución numérica para el inyector diésel tipo piezoeléctrico. . . . .	63
3.12. Factores de relajación para las variables de solución numérica para el inyector diésel tipo solenoide. . . . .	63
3.13. Puesta a punto de la configuración experimental para el inyector diésel tipo solenoide, tomado de Martínez R. [45]. . . . .	67

---

3.14. Puesta a punto de la configuración experimental para el inyector diésel tipo piezoeléctrico, tomado de Martínez R. [45]. . . . .	67
3.15. Diésel utilizado en la Instalación experimental. . . . .	69
3.16. Tasímetro empleado para la medición experimental del caudal másico. . . . .	70
4.1. Tomografía resultante para el inyector diésel de la firma Denso . . .	76
4.2. Tomografía del inyector diésel de la firma Denso procesada por medio de Geogebra . . . . .	77
4.3. Tomografía del inyector diésel tipo solenoide procesada por medio de Geogebra . . . . .	77
4.4. Tomografía del inyector piezoeléctrico procesada por medio de Geogebra . . . . .	78
4.5. Modelo CAD resultante de la geometrización para el inyector diésel tipo solenoide . . . . .	80
4.6. Modelo CAD resultante de la geometrización para el inyector diésel tipo piezoeléctrico . . . . .	81
4.7. Análisis de sensibilidad para el inyector tipo solenoide . . . . .	81
4.8. Diferentes mallas para el análisis de sensibilidad de malla para el inyector tipo solenoide . . . . .	82
4.9. Análisis de sensibilidad para el inyector tipo piezoeléctrico. . . . .	82
4.10. Diferentes mallas para el análisis de sensibilidad de malla para el inyector tipo piezoeléctrico . . . . .	83

4.11. Mallado del dominio de fluido del inyector diésel tipo solenoide con énfasis en la tobera. . . . .	83
4.12. Mallado del dominio de fluido del inyector diésel tipo solenoide. . . . .	84
4.13. Mallado del dominio de fluido del inyector diésel tipo piezoeléctrico con énfasis en la tobera . . . . .	84
4.14. Mallado del dominio de fluido del inyector diésel tipo piezoeléctrico . . . . .	85
4.15. Correlación entre $\sqrt{\Delta P}$ y $\dot{m}_f$ para el inyector diésel tipo solenoide . . . . .	86
4.16. Correlación entre $\sqrt{\Delta P}$ y $\dot{m}_f$ para el inyector diésel tipo piezoeléctrico . . . . .	87
4.17. Datos experimentales de flujo másico para el inyector diésel tipo solenoide . . . . .	88
4.18. Datos experimentales de flujo másico para el inyector diésel tipo piezoeléctrico . . . . .	88
4.19. Comparación entre los valores de flujo másico experimentales y los datos numéricos, obtenidos con el inyector diésel tipo solenoide . . . . .	90
4.20. Comparación entre los valores de flujo másico experimentales y los datos numéricos, obtenidos con el inyector diésel tipo piezoeléctrico . . . . .	90
4.21. Comparación de contornos de velocidad en vista sagital del inyector diésel tipo solenoide a diferentes niveles de $P_i$ ; a) $P_i = 80MPa$ , c) $P_i = 100MPa$ , c) $P_i = 120MPa$ . . . . .	92
4.22. Comparación de contornos de velocidad en vista transversal de la tobera diésel tipo solenoide a diferentes niveles de $P_i$ ; a) $P_i = 80MPa$ , c) $P_i = 100MPa$ , c) $P_i = 120MPa$ . . . . .	93
4.23. Contornos de velocidad sagital y transversal del inyector solenoide con $P_i = 80MPa$ . . . . .	93

4.24. Comparación de contornos de velocidad en vista sagital de la tobera diésel tipo piezoeléctrico a diferentes niveles de $P_i$ ; a) $P_i = 80MPa$ , c) $P_i = 100MPa$ , c) $P_i = 120MPa$ . . . . .	94
4.25. Comparación de contornos de velocidad en vista transversal de la tobera diésel tipo piezoeléctrico a diferentes niveles de $P_i$ ; a) $P_i = 80MPa$ , c) $P_i = 100MPa$ , c) $P_i = 120MPa$ . . . . .	94
4.26. Contornos de velocidad sagital y seccional del inyector piezoeléctrico con $P_i = 80MPa$ . . . . .	95
4.27. Comparación de contornos de presión del inyector solenoide a diferentes niveles de presión de inyección . . . . .	95
4.28. Comparación de contornos de presión del inyector piezoeléctrico a diferentes niveles de presión de inyección . . . . .	96
4.29. Magnitud de velocidad ponderada para la tobera del inyector diésel tipo solenoide . . . . .	97
4.30. Magnitud de velocidad ponderada para la tobera del inyector diésel tipo piezoeléctrico . . . . .	97
4.31. Magnitud de presión dinámica ponderada para la tobera del inyector diésel tipo solenoide . . . . .	98
4.32. Magnitud de presión dinámica ponderada para la tobera del inyector diésel tipo piezoeléctrico . . . . .	99
4.33. Magnitud de energía cinética turbulenta ponderada para la tobera del inyector solenoide . . . . .	100
4.34. Magnitud de energía cinética turbulenta ponderada para la tobera del inyector piezoeléctrico . . . . .	100

---

4.35. Magnitud de disipación viscosa ponderada para la tobera del inyector diésel tipo solenoide . . . . .	101
4.36. Magnitud de disipación viscosa ponderada para la tobera del inyector diésel tipo piezoeléctrico . . . . .	101
4.37. Comparación de flujo másico promedio entre las toberas modificadas y la tobera original para el inyector diésel tipo solenoide . . . .	102
4.38. Comparación de flujo másico promedio entre las toberas modificadas y la tobera original para el inyector diésel tipo piezoeléctrico .	103

# ÍNDICE DE TABLAS

---

3.1. Reglajes introducidos al Metrotom 150 . . . . .	52
3.2. Valores de densidad y viscosidad dinámica específica para cada nivel de presión de inyección de. . . . .	61
3.3. Condiciones de frontera. . . . .	61
3.4. Propiedades físicas del diésel empleado en el presente estudio. . . . .	69
3.5. Condiciones de frontera fuera del alcance experimental. . . . .	74
4.1. Validación de la técnica tomografía computarizada de rayos-X. . . . .	76
4.2. Dimensiones geométricas del inyector diésel tipo solenoide. . . . .	78
4.3. Dimensiones geométricas del inyector diésel tipo piezoeléctrico. . . . .	79
4.4. Valores de intensidad turbulenta para la entrada del fluido. . . . .	85
4.5. Valores de intensidad turbulenta para la salida del fluido. . . . .	86
4.6. Datos experimentales del flujo másico promedio por orificio. . . . .	89

# AGRADECIMIENTOS

---

A mis padres por confiar en mí, a mi pareja y pequeña, por darme fuerza y voluntad para continuar, a los profesores de GETR por el conocimiento que comparten desinteresadamente, en especial a mi asesor de tesis, el Dr. Óscar Alejandro de la Garza de León, por su paciencia y dedicación, a mis compañeros por los momentos alegres y de conmoción intelectual. Y finalmente, al misterio de la vida, de lo que todo parte y a lo que todo regresa.

Así mismo, agradezco al CONACYT por el apoyo que me otorgaron. Este trabajo se realizó en los Laboratorios de Investigación e Innovación en Tecnología Energética (LIITE) del Grupo de Energías Térmica y Renovable (GETR) de la FIME-UANL y de los que tengo un profundo agradecimiento.

## CAPÍTULO 1

# INTRODUCCIÓN

---

*Este capítulo presenta la motivación que guió al desarrollo de este estudio, así como los antecedentes y el trabajo que precedió a este estudio. Del mismo modo, se revela el planteamiento general de este trabajo, el cual contiene las hipótesis a contrastar, los objetivos generales y los objetivos específicos propuestos en este trabajo.*

## 1.1 MOTIVACIÓN

Es un hecho irrefutable que el aumento en la actividad humana consecuentemente trae un incremento en la demanda de energía. Paralelamente hay un incremento en los gases de efecto invernadero, del cuál el CO<sub>2</sub> es uno de los más representativos. A continuación, se muestran las emisiones totales de CO<sub>2</sub> procedentes de la combustión de energía y los procesos industriales, así como su variación anual, 1900-2021 de acuerdo con el reporte global de energía de la IEA(International Energy Agency por sus siglas en inglés) [15].

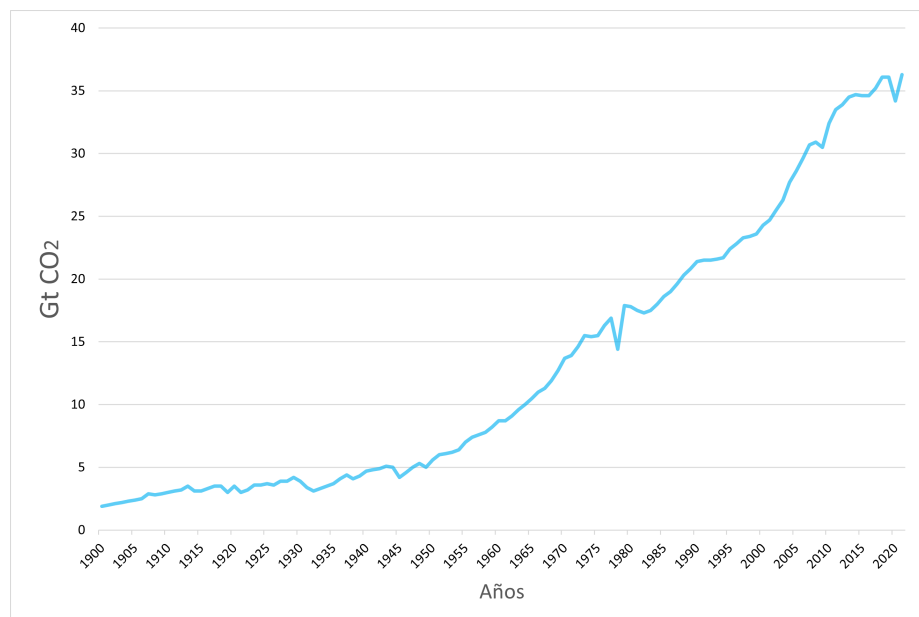


Figura 1.1: Emisiones totales de CO<sub>2</sub> procedentes de la combustión de energía, los procesos industriales y su variación anual, 1900-2021, IEA [15].

Según datos oficiales de IEA, Agencia Internacional de Energía por sus siglas en inglés, del 2021, el sector de transporte mundial, emite aproximadamente 2,037 MT de CO<sub>2</sub> al año, del cual 501 MT/año de CO<sub>2</sub> se desprenden sólo en América del Norte, siendo además este último, el sector que más contamina a nivel global [15].

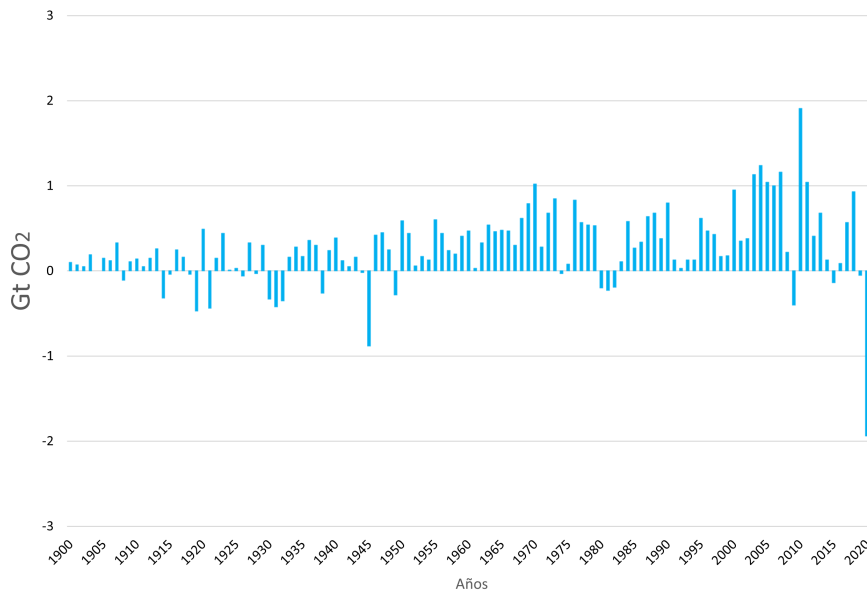


Figura 1.2: Variación de emisiones de CO<sub>2</sub> procedentes de la combustión de energía y los procesos industriales y su variación anual, 1900-2021, IEA [15].

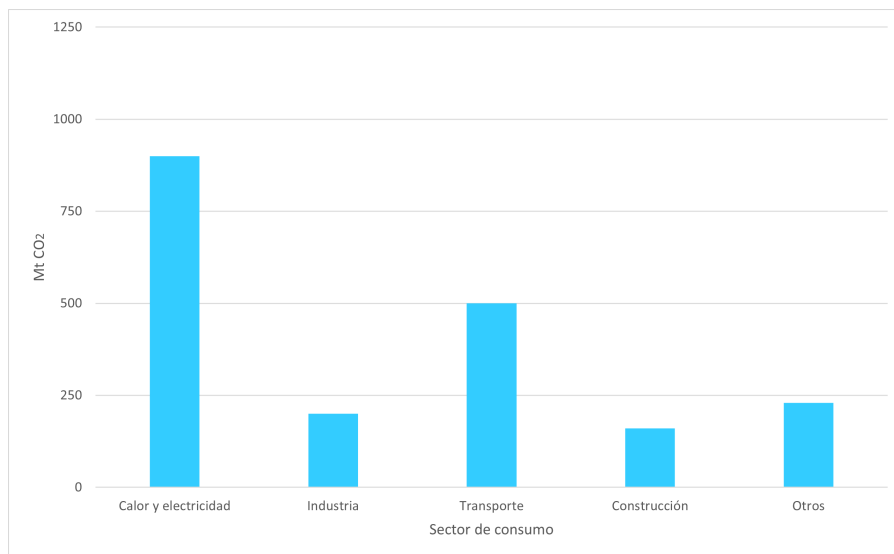


Figura 1.3: Mega toneladas de CO<sub>2</sub> por sector de consumo a nivel mundial, IEA [15].

De acuerdo con datos de la Secretaría de Energía de México en el Balance de Energía del 2017, se reportó que 5362.82 PJ de energía total consumida, sólo el 44 % es destinada al sector de transporte, éste a su vez es el principal consumi-

dor de energéticos a nivel nacional. Además, de esta fracción, el 26.1 % de estos energéticos provienen del diésel, sólo por debajo de las gasolinas, representando el 63 % del consumo nacional [57]. Por otro lado, de acuerdo a la Revisión de la normativa internacional sobre límites de emisiones contaminantes de vehículos de carretera emitida por el Instituto Mexicano de Transporte, el aumento del número de vehículos en circulación también ha provocado un aumento en el impacto medioambiental, principalmente del suelo, el agua y la atmósfera, lo que provoca graves riesgos para la salud y daños al medio ambiente. Este problema se ve agravado por el hecho de que las flotas vehiculares, las operaciones industriales y los servicios humanos requieren grandes cantidades de energía de los combustibles fósiles, lo que genera grandes cantidades de emisiones de gases contaminantes [57] [25].

Sin embargo, se ha demostrado a través de su historia que los motores diésel poseen una eficiencia de conversión energética mayor que otros tipos de máquinas térmicas de combustión interna debido a la forma en la que se desarrolla la combustión en condiciones de exceso de aire, los niveles de emisión de hidrocarburos sin quemar (HC) y monóxido de carbono (CO) son normalmente bajos. No obstante, por el tipo de llama que se genera cuando el combustible es quemado en el interior de la cámara de combustión, se fomenta una mayor producción de material particulado (MP) y óxidos de nitrógeno (NOX) [26].

Por lo anterior, se hace evidente la necesidad de proceder hacia medidas para disminuir las emisiones contaminantes, y en última instancia, el impacto medioambiental que las emisiones conllevan. Es claro que esta urgencia se ve reflejada claramente en las legislaciones a nivel mundial. Un ejemplo es la EURO 6 que ha realizado modificaciones cada vez más exigentes a las empresas y corporaciones dedicadas a la manufactura y diseño de automóviles y, aunque es el caso más representativo, no es el único. Le han seguido el paso legislaciones como CARB, EPA, la Japonesa y Mexicana, siendo esta última de especial relevancia para este trabajo [57].

Se han planteado múltiples frentes para frenar y remediar el degrado medioambiental, siendo algunas de ellas: propuestas legislativas de moderación del parque vehicular, producciones de biocombustibles, creación de automóviles eléctricos y la implementación de tecnologías que mejoran la combustión y mitiguen las emisiones contaminantes de los motores de combustión interna (MCI) [57]. Cabe destacar que dentro de los esfuerzos para mejorar el proceso de combustión en los MCI se encuentra el sistema de inyección, encargado de atomizar adecuadamente el combustible para su correcta mezcla con aire y su posterior ignición. De aquí que el correcto proceso debe llevarse a cabo para la obtención de una eficiente combustión, que se traduce en menor gasto de combustible y menor emisión contaminantes [60][63].

Por ello, es de suma importancia entender la fenomenología física implícita en el proceso de inyección. Pero dada la magnitud de la escala, procesos altamente transitorios y turbulentos, resulta difícil entender por completo la naturaleza precisa del flujo interno en el orificio de la tobera. Aunado a que las herramientas computacionales se vuelven cada vez más indispensables para la correcta interpretación y visualización de los fenómenos físicos, es de relevancia la obtención de modelos de simulación que ofrezcan entendimiento al flujo interno en el orificio de la tobera.

## 1.2 ANTECEDENTES

### 1.2.1 OBTENCIÓN DE LA GEOMETRÍA INTERNA DE LOS ORIFICIOS DE LA TOBERA DIÉSEL

Salvador, Gimeno *et al.* [53] han empleado diferentes técnicas para determinar la geometría interna de los orificios de la tobera diésel. Para ello, tres elementos principales del inyector destacan: los orificios de entrada, orificios de salida y el

volumen de control. La observación directa de las muestras a través de un microscopio óptico sólo es posible para las piezas más simples, tanto por tomografía computada como en visualización de moldes de silicona, en ambas técnicas han demostrado su capacidad para caracterizar los detalles geométricos más complejos. Los resultados indican que las diferencias observadas entre las ambas técnicas para la determinación del diámetro del orificio de entrada del volumen de control y las dimensiones del orificio de la boquilla son menores que las incertidumbres relacionadas con las técnicas experimentales, lo que muestra que ambas técnicas son igualmente precisas. Esto implica que la elección de una técnica dada para determinar la geometría de los inyectores diésel se puede hacer sobre la base de disponibilidad, intrusión y costos. Cabe mencionar que la técnica de moldes de silicona ha sido utilizada por Mojica [47] en la obtención de geometría interna con fines de investigación en el grupo de investigación en Energías Térmicas y Renovable del LIITE.

Por otro lado, existen investigaciones sobre el empleo de la técnica de tomografía computarizada con diversas finalidades, entre ellas se encuentran la de caracterización geométrica e inspección de desgastes y fracturas, así como la investigación del flujo interno en los orificios de la tobera de diversos tipos de inyectores. Para fines de esta investigación se abordarán los referentes a la caracterización geométrica de los inyectores diésel.

Baeuer, 2004 *et al.* [7] emplearon la tomografía computarizada para extraer las características espaciales internas de los orificios de una tobera diésel. Resalta el uso de un tomógrafo de 50 Kv, 20  $\mu\text{m}$  de corriente, un punto focal de 1  $\mu\text{m}$ . Además, se contó con un detector de cesio y cadmio. El empleo de tomografía computarizada demostró una precisión con un error de 0.15  $\mu\text{m}$  con los parámetros antes planteados. Así mismo, el método es de carácter no intrusivo. Más aún, las dimensiones geométricas del inyector diésel como la tobera y el saco se encuentran dentro del rango de visualización del método.

Matusik *et al.* [42], obtuvieron una tomografía computarizada con una resolución reportada de  $1.8 \mu m$  para un inyector diésel. En este estudio resalta un acoplamiento con un microscopio óptico que permitió aumentar la resolución en la puesta experimental. Además, que se emplearon diversas técnicas que permitieron mitigar los diversos problemas típicos que limitan la capacidad de visualización de las características geométricas internas de los inyectores diésel.

Kowaluk *et al.* [34] realizaron un estudio para establecer los parámetros que más influyen en la configuración de tomografía computarizada en aplicaciones industriales. Destaca el voltaje como el parámetro más relevante a emplear. Así mismo, se mencionan la importancia de aumentar el voltaje para materiales con una alta absorción de rayos-X como la cerámica o metales .

## 1.2.2 PROCESOS DE INYECCIÓN

Afzal *et al.* [1] realizaron experimentos con toberas diésel manufacturados con material transparente, con la finalidad de visualizar el flujo interno dentro del orificio de la tobera diésel. Además, realizaron un modelo de DFC que coincidió en distintos parámetros como el perfil de velocidades y la distribución de presión y energía cinética en el interior del saco.

Por otro lado, Schdmit *et al.* [59] realizaron una revisión hasta ese momento de literatura acorde al flujo interno en los orificios de la tobera del inyector diésel, destacando que mediante el uso de una cámara de alta velocidad, una cámara CCD, un sistema de adquisición de señales y gráficos y otros instrumentos experimentales, para investigar el comportamiento del flujo bifásico de líquido-gas en el sistema de inyección de combustible diésel y su efecto en el rendimiento del motor. Se observó la aparición y ruptura de cavitación en la cavidad sobre la válvula de suministro de la bomba, en la tubería de inyección del sistema de inyección de combustible y se discutió el mecanismo de cavitación. Se analizaron

los efectos del flujo bifásico líquido-gas sobre la velocidad de propagación de la onda de presión del sistema. Se observaron dos tipos de cavitación, cavitación de larga duración y cavitación de corta duración, en la cavidad sobre la válvula de suministro de la bomba del sistema de inyección de combustible diesel .

Por otra parte, Salvador *et al.* [54] analizaron el impacto de la inclinación del orificio de la tobera en los parámetros hidráulicos, resaltando que a mayor inclinación se dan menor tasa de caudal másico y flujo de cantidad de movimiento en estado estable, esto debido a las mayores pérdidas de carga en el orificio de la tobera. Así mismo, observaron una relación entre el ángulo de inclinación y el número de Reynolds .

He *et al.* [22] visualizaron la cavitación en inyectores reales a diferentes presiones de inyección y tiempos de energización, además de analizar el efecto del movimiento de la aguja, obteniendo que a mayor presión de inyección mayor cavitación. También, que la formación de burbujas de vapor se observa en la sección de salida del orificio de la tobera, y tiene un impacto sobre la fluctuación de la superficie del chorro, y en la fase inicial de éste. Adicionalmente, observaron que la cavitación de cuerda , mejora el proceso de atomización; este fenómeno físico es afectada por el levantamiento de la aguja, la forma del saco y la presión de inyección. Los autores también encontraron que existen dos tipos de cavitación que ocurren a momentos distintos entre las fases de levantamiento. Adicionalmente, Wang *et al.* [66], también coinciden con He *et al.* en que el levantamiento de la aguja del inyector, impacta significativamente en la generación del fenómeno de la cavitación, en particular en la cavitación de cuerda. Así mismo, Wang *et al.* afirman que la temperatura también es un parámetro que induce a la cavitación, así como a la apertura del ángulo del chorro. Similarmente, Bae *et al.* [4], refuerza con evidencia empírica el impacto de la temperatura en la aparición del fenómeno de la cavitación y de la relación entre el levantamiento de la aguja y la temperatura del combustible. Encontraron, que la velocidad de apertura y cierre de la aguja varia proporcionalmente al aumentar la temperatura del combustible, lo cual lo

atribuyen a la fricción viscosa. También, la velocidad del fluido tiene una relación proporcional a la temperatura del combustible, debido al gradiente de viscosidad y densidad.

Mano *et al.* [39], investigaron, numéricamente, 3 casos en un inyector con ángulo de  $90^\circ$ , diámetro y longitud constante. La variable a estudiar fue la altura de la tobera con respecto a la base del inyector; 1.5, 3 y 4.5 mm fueron los parámetros tomados. Observaron que la altura óptima del inyector fue de 3 mm en términos del coeficiente de flujo.

Las características, como el caudal másico, coeficiente de descarga, velocidad de inyección, energía cinética turbulenta promedio (ATKE por sus siglas en inglés) y concentración de volumen de vapor de combustible en la sección de salida del orificio de la tobera fueron investigados por Sa *et al.* [49]. La presión de saturación del aceite de colza se determina sumando la saturación de los triacilglicéridos del aceite de colza. El caudal másico, coeficiente de descarga, velocidad de inyección e intensidad turbulenta en la sección de salida del orificio de la tobera para aceite de colza son significativamente menores que las de diésel para todas las presiones de inyección, adicionalmente, ellos observaron que la intensidad de cavitación en la sección de salida del orificio de la tobera al emplear aceite de colza era más bajo que al usar diésel mineral debido a las diferencias en los valores de la presión de saturación. Sin embargo, esta diferencia de los parámetros de flujo entre el aceite de colza y el diésel mineral disminuye con incremento del nivel de presión de inyección, el cual está asociado a la intensidad de cavitación en el interior de la sección de salida del orificio de la tobera.

Salvador *et al.* [50] también determinaron los parámetros que influyen en el proceso de inyección, específicamente, en el flujo másico del combustible, el tiempo de energización y el retraso hidráulico del inyector, obteniendo que los parámetros geométricos de la tobera, la presión de inyección, el tiempo de energización, la temperatura del combustible y la permeabilidad de los orificios de

la tobera diésel son los más relevantes. También, la configuración del volumen de control determina el desempeño del inyector diésel. Una variación del 5% en el diámetro geométrico de la tobera, influye significativamente al flujo másico del combustible y al inicio de la inyección. Similarmente, Chen *et al.* [11], que el flujo de fluido se ve afectado significativamente por la estructura de la tobera. En particular por el orificio de la tobera. Cabe mencionar que la contrapresión es un parámetro que tiene un efecto despreciable en el flujo interno y el chorro. Finalmente, los autores concluyeron que para incrementar el caudal másico es necesario incrementar el orificio de salida de la tobera. Balz *et al.* [6], refuerzan la premisa sobre el impacto de las características geométricas sobre el flujo en toberas diésel. En particular resalta el impacto en el ángulo de la tobera sobre el coeficiente de descarga, la cavitación generada y el flujo de momentum. Encontraron que una inclinación de 75° genera la menor cavitación, mayor coeficiente de descarga y mayor flujo de momentum, lo cuál consideraron óptimo en comparación con el resto de toberas estudiadas.

La cavitación en el sistema de inyección de combustible puede provocar hidroerosión en el orificio de la tobera diésel, así como favorecer el proceso de atomización del combustible. El inicio de la cavitación es causado no sólo por la geometría del orificio de la tobera, sino también por la presión de inyección, el levantamiento, y la excentricidad de la aguja. A partir de los resultados de la simulación numérica, se concluye el radio de curvatura entre el orificio de la tobera y el saco es el parámetro más importante para que el flujo interno del orificio de salida sea afectado. Todo el análisis muestra que en la presencia de campos de flujo inverso con baja presión, afectan a las características del flujo en la sección de salida del orificio de la tobera [23].

López *et al.* [38], caracterizaron las pérdidas de carga en un inyector diésel tipo solenoide. Los investigadores encontraron que a mayor es la deformación de la aguja mayor es la pérdida de carga. Además, las pérdidas de carga pueden variar entre 15% y 30% en  $P_{rail}$  dependiendo de la permeabilidad de la tobera. Cabe

destacar que el trabajo consideró parámetros experimentales que no se encuentran en el fenómeno de combustión, como el valor de  $P_{back} = 5MPa$  con la finalidad de evitar el fenómeno de cavitación.

Payir *et al.* [44], investigaron los efectos del regimen de flujo interno en una tobera diésel bajo condiciones no cavitantes. Se midió la tasa de flujo másico, el flujo de momentum en tres toberas cónicas diferentes. Se concluyó que el comportamiento del flujo interno dentro de la tobera se divide en una zona de flujo turbulento desarrollado ubicado en el orificio de salida y otra zona con la característica de flujo transitorio. Se observó que el flujo no turbulento dentro de la tobera implica un decremento en el coeficiente de descarga y por tanto un atomizado del chorro irregular. Finalmente se menciona que hay una relación positiva entre la longitud característica de la tobera y la pérdida por fricción en la pared.

### 1.2.3 MÉTODOS NUMÉRICOS EN PROCESOS DE INYECCIÓN

Milan Marcie y Ziatko Kovacic [9] llevaron el primer estudio conocido de simulación por computadora de un sistema de inyección diésel utilizando la dinámica de fluidos computacional (DFC). Los parámetros calculados de la inyección se compararon con los parámetros medidos obtenidos al examinar el sistema de inyección en un banco de pruebas. La comparación abarcó la elevación de la válvula de suministro, la presión de la bomba, la presión de inyección y la elevación de la aguja, así como la tasa de inyección. Los resultados calculados con la inyección medida muestran una buena congruencia en forma y sincronización.

Por otro lado, Thahmasebi *et al.* [63] simularon el comportamiento del flujo interno en la tobera diésel, teniendo en cuenta los fenómenos físicos más relevantes. Las simulaciones de DFC se llevaron a cabo utilizando un solucionador comprimible, con cambio de modelado de fase disponible en el marco OpenFOAM. En particular, la cavitación se modeló utilizando un modelo homogéneo. Además,

se tomó en cuenta un modelo de equilibrio basado en una ecuación de estado barotrópica, mientras que el modelo RANS k-Z SST se empleó para la turbulencia. Los experimentos realizados en la Universidad de Kobe, Japón, sobre geometrías de toberas simplificadas, que se utilizaron para validar el enfoque propuesto en términos de distribuciones de velocidad y vapor, tuvieron una concordancia significativa significativa entre el modelo calculado y los datos experimentales.

Salvador, De la Morena *et al.* [51] desarrollaron una metodología que combina un modelo de inyector 1D en donde realizaron simulaciones 3D. Primero, las características del flujo interno de la tobera se evaluaron experimentalmente en condiciones transitorias, mediante mediciones del flujo de caudal másico y el flujo de momentum. Posteriormente, validaron el modelado 3D en condiciones de transitorias. Finalmente, se ha utilizado un modelo de inyector 1D desarrollado previamente, para extraer los perfiles de elevación de la aguja, y las condiciones de límite de presión transitoria utilizadas para las simulaciones 3D, empleando estrategias de refinamiento de malla adaptativa (AMR), para poder simular la tasa de inyección completa a partir de la elevación.

Roobahani *et al.* [46] realizaron una investigación sobre el efecto del levantamiento de aguja en la tobera de un inyector diésel sobre el flujo interno, tanto en estado estable como estado transitorio. Destacan el uso del modelo de turbulencia  $k - \epsilon$  acoplado a un modelo de cavitación. El modelo fue validado experimentalmente, además, simularon el movimiento de la aguja en tres sacos de tobera diferentes. Se concluyó que existe una insignificante diferencia en el coeficiente de descarga entre la simulación en estado estable y el estado transitorio. Sin embargo, al momento de la apertura de la aguja en el estado transitorio, la diferencia es del 100 % y en el momento cuando la aguja está a pleno levantamiento, la diferencia es del 0.2 % con respecto al estado estable.

Koukovinis *et al.* [32], estudiaron el efecto de la cavitación en toberas diesel empleando el modelo de turbulencia LES y correlacionaron dicho fenómeno con

el daño por erosión en el orificio de la tobera. Además, del modelo de turbulencia antes mencionado, agregaron ecuaciones de dos fases para investigar el fenómeno de la cavitación, asumiendo que el líquido es compresible y teniendo en cuenta el levantamiento de la aguja. Así mismo, encontraron que en la zonas de erosión significativa, existen presiones que alcanzan los 400 MPa, el cual supera el estrés que resisten los materiales que componen comunmente la tobera diésel. También, observaron una insignificante erosión en la aguja del inyector y, erosión esporádica en regiones específicas del saco de la tobera.

Salvador *et al.* [55], estudiaron el fenómeno de cavitación y la interacción con la turbulencia en la tobera diésel por medio de LES y un modelo de equilibrio homogéneo con una ecuación de estado barotrópica para modelar correctamente la cavitación. También incluyeron el modelo de Van Driest para la simulación adecuada cerca de la pared. Validaron el modelo con datos experimentales con una diferencia del 10 % el cual consideraron válido. Concluyeron que la cavitación está fuertemente influida por la turbulencia y el desarrollo de remolinos, justificando así la separación del vapor en zonas cercanas a la sección de salida del orificio de la tobera. inversamente, se encontró que la cavitación mejora la turbulencia puesto que los valores altos de vorticidad se encuentran en la interface de líquido-vapor en la tobera.

Chouak *et al.* [13], estudiaron el efecto transitorio del flujo interno en toberas diésel. Se implementaron códigos para simular el levantamiento de la aguja, un modelo de turbulencia RANS  $k - \omega$  SST, Transporte de Esfuerzo Cortante por sus siglas en inglés, y un modelo de equilibrio homogéneo para simular el fenómeno de la cavitación. Realizaron un estudio de convergencia de malla para asegurar la calidad de la simulación, y validaron el estudio con resultados derivados de Simulación Numérica Directa o DNS por sus siglas en inglés. Los investigadores hallaron que el número de  $Re$  y el número de cavitación son los únicos dos números adimensionales necesarios para caracterizar el flujo interno de toberas diésel. También, concluyeron que el coeficiente de descarga no necesariamente

disminuye el nivel de presión de inyección. Por otro lado, determinaron que el movimiento de la aguja genera una dinámica del fluido compleja con la aparición de estructuras y vórtices en el saco de la tobera. La turbulencia observada, en la tobera diésel tiene lugar en la capa límite, y en regiones cercanas al saco de la tobera.

#### 1.2.4 MALLADO POLIHÉDRICO

Es bien conocida la importancia de la discretización del volumen de control en dinámica de fluidos computacional, dado que el costo computacional de la simulación depende en gran parte de un mallado adecuado. A continuación, se aborda una técnica relativamente reciente sobre mallado polihédrico en dinámica de fluidos computacional.

Spiegel *et al.* [62] realizaron un estudio sobre simulación de dinámica de fluidos computacional con la finalidad de visualizar la hemodinámica en enfermedades cerebrovasculares, utilizando un mallado polihédrico y tetrahédrico. Reportaron que la mejor precisión, menor costo computacional, mayor velocidad de convergencia fue debida al mallado polihédrico. Adicionalmente, destacaron que la compleja geometría del dominio de fluido característico de los vasos, depende en gran parte del tipo de mallado utilizado, por lo que la optimización del mallado es de suma importancia en el momento de simular dominios de fluido complicados.

Iqbal *et al.* [27] estudiaron el efecto de elementos tetrahédricos, hexagonales y polihédricos en simulaciones de flujo turbulento en edificios. Los investigadores variaron el número de elementos de cada tipo de malla, y compararon los perfiles de velocidad y de energía cinética turbulenta, además del tiempo de convergencia de cada simulación. Validaron las simulaciones con base en experimentos realizados en túneles de viento. Concluyeron que a pesar de que los elementos

hexahédricos se apegan más a los resultados experimentales, dado que la geometría era simétrica y regular, el mejor desempeño lo tuvo la malla con elementos polihédricos, dado que el error absoluto tuvo una diferencia menor en comparación con los elementos hexahédricos, además que el costo computacional fue significativamente menor al resto de mallas analizadas.

Wang *et al.* [67] similarmente a lo estudiado por Iqbal *et al.* [27], realizaron una comparación entre los tres tipos de elementos, tetrahédricos, polihédricos y hexahédricos, en simulaciones con un modelo de turbulencia LES, y con validez experimental mediante túneles de viento. Al igual que la investigación anterior, encontraron que, en orden de precisión con respecto a los datos experimentales, la malla hexahédrica es mejor que la polihédrica y la polihédrica es mejor que la tetrahédrica, sin embargo, la diferencia entre elementos hexahédricos y polihédricos del 3 %. Además, el costo computacional de la simulación con elementos polihédricos es significativamente menor, dado que se requiere la mitad de elementos que los elementos hexahédricos, y un cuarto de los elementos tetrahédricos, además, el tiempo de simulación sigue siendo inferior que los dos tipos de mallado restantes. Finalmente, los investigadores no encontraron diferencia en los resultados numéricos cerca de la capa límite bajo los diferentes casos de mallado.

Sosnowski *et al.* [61], realizaron una investigación para estudiar el desempeño de un mallado polihédrico en una unidad de combustión química en bucle. Se utilizaron seis niveles con un número de elemento cada vez mayor, y usaron como referencia un mallado hexahédrico con un millón de elementos. Además, compararon los resultados con el desempeño de seis simulaciones con elementos tetrahédricos. Encontraron que el mallado polihédrico tiene una precisión del 85 % para un número cercano a los 50,000 elementos, mientras que la misma precisión se alcanzó con 516,000 elementos tetrahédricos, más aún, el tiempo de simulación fue significativamente mejor con 3.4 veces mayor velocidad en comparación a la simulación con elementos tetrahédricos. Si se aumenta el número de elementos del mallado polihédrico a 153,000 elementos, se obtiene que la precisión aumenta a un

100 % de similitud que la malla de referencia. Por lo tanto, la conclusión general de la investigación es que el principal beneficio de malla polihédrica consiste en la solución más precisa obtenida con menos celdas, que en consecuencia reduce significativamente el tiempo computacional. La investigación realizada reveló un gran potencial en la discretización de la computacional del dominio de fluido que utiliza la malla polihédrica, pero es necesario realizar más investigaciones para validar esta técnica innovadora con flujo multifásico transitorio, modelos avanzados de turbulencia. Además, la influencia de los factores de sub-relajación, así como diferentes algoritmos de acoplamiento presión-velocidad en el tiempo de convergencia tienen que ser estudiados cuidadosamente.

### 1.3 PLANTEAMIENTO

Dada la revisión bibliográfica del modelado de flujo interno en toberas diésel, se hace de especial interés desarrollar un modelo de simulación que permita describir el flujo interno dentro de la tobera diésel de una manera efectiva. En la literatura no existe hasta el momento modelos de simulación para toberas diésel que hagan uso de los modelos de no cavitación. Así mismo, en la literatura revisada, no se ha explorado el uso de la técnica de mallado polihédrico en modelos de simulación para toberas diésel, lo que sería una idea importante a explorar dado que la geometría interna de la tobera no es una geometría simple.

### 1.4 HIPÓTESIS

Es posible modelar computacionalmente el flujo interno toberas diésel bajo condiciones no cavitantes usando mallado polihédrico y en condiciones estables y turbulentas con un error menor al 10 % en comparación con datos experimentales de flujo másico.

## 1.5 OBJETIVOS

### 1.5.1 OBJETIVO GENERAL

Validar un modelo de simulación capaz de predecir, en un amplio rango de parámetros de operación, el flujo interno en toberas diésel en condiciones no cavitantes

### 1.5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para lograr los objetivos de este trabajo, se establecieron los siguientes objetivos específicos:

- **Describir la geometría interna de inyector diésel tipo piezoeléctrico y solenoide mediante la tomografía computarizada.**
- **Definir una geometría, condiciones de frontera, modelo de turbulencia, y propiedades del fluido de trabajo.**
- **Definir el rango de presiones de inyección, tiempo de energización y número de experimentos de la puesta experimental.**
- **Evaluar la validez de la solución por medio de los datos experimentales.**

Descripción general de la metodología: A continuación, se muestra un diagrama general de la metodología que se implementará en este trabajo de investigación.

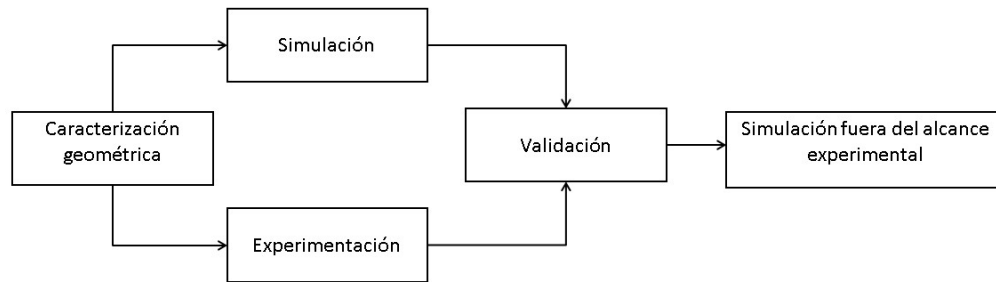


Figura 1.4: Diagrama general de la metodología.

Esta conlleva:

- Se realizará una caracterización de la geometría interna de la tobera diésel en términos de diámetro de salida y entrada del orificio de la tobera, ángulo del orificio y longitud del orificio. Se empleará la técnica de tomografía computarizada y se medirá con el software ImageJ y Geogebra.
- Se realizará un modelo CAD con el software SpaceClaim de ANSYS. A continuación, se particionará el dominio de fluido en elementos polihédricos usando el WorkbenchPolymesh de ANSYS. Posteriormente se usará un modelo de turbulencia  $k - \epsilon$  con un tratamiento de pared estándar y en estado estable.
- Se tomarán los datos de Martínez R. [45], en el cuál se colaboró, y se tomarán los datos de flujo másico promedio para un inyector tipo diésel y solenoide. Esto, con la finalidad de validar el modelo propuesto.
- Se compararán los flujos másicos promedios del modelo y de los resultados

experimentales y se medirán los errores entre ambos datos. Así mismo, se corroborará que los inyectores no caviten.

- Se variará el diámetro del orificio en  $\pm 20\mu m$  con la finalidad de observar comportamientos de flujo másico fuera del alcance experimental.

## CAPÍTULO 2

# MARCO TEÓRICO

---

*A continuación se presenta el marco teórico que sustenta el presente trabajo, y del cual se parte para construir el particular modelo de simulación con las herramientas que se presentarán en la sección de metodología.*

## 2.1 MECÁNICA DE MEDIOS CONTINUOS

Las teorías del medio continuo explican que la variación de propiedades físicas implica transiciones cuantitativas graduales, es decir, sin discontinuidades bruscas. Un cuerpo continuo puede subdividirse infinitamente en elementos con propiedades que son las del material como un todo. El modelo de espacio y el tiempo describe el espacio y el tiempo como parte del mismo continuo en lugar de entidades discretas. Esta teoría es un ejemplo de la mecánica de medios continuos.

Esta disciplina también estudia las características de los sólidos y líquidos que son independientes del sistema de coordenadas específicas en el que se observan. Estas características físicas están representadas por tensores, herramientas matemáticas que tienen las propiedades necesarias para ser un sistema de representación para la física continua [19].

Modelar y estudiar un cuerpo con la suposición del medio continuo, implica que el objeto cubre totalmente el espacio que cubre, haciendo a un lado que la materia está compuesta de átomos, es decir, que no respeta la suposición del medio continuo. Aún así, a proporciones más grandes que las dimensiones interatómicas, los modelos son significativamente más exactos. Por lo tanto, la conservación de la energía, el impulso y la masa, se pueden aplicar a dichos modelos para obtener ecuaciones diferenciales que determinan la mecánica de ciertos cuerpos. Así mismo, ocasionalmente, se añaden características relevantes sobre el material en estudio a través de relaciones o ecuaciones constitutivas con la finalidad de aumentar la calidad del modelo [21]; la cuál es una asociación entre parámetros termodinámicos o mecánicos de un sistema físico.

La validez de la suposición continua puede afirmarse por medio una inspección teórica, en el que se asocia cierta ergodicidad, homogeneidad estadística y periodicidad de la microestructura física. En especial, la hipótesis del medio continuo deriva de la noción de un volumen elemental que representa la unidad

de análisis del modelo, y la condición de Hill-Mandel [69] es decir, la separación de escalas. Esto permite asociar el punto de vista experimental, y teórico sobre ecuaciones constitutivas, y como una manera de promediar estadísticamente y espacialmente la microestructura [65].

El número adimensional de Knudsen ( $Kn$ ) es un valor numérico definido como la relación entre una escala de longitud característica y la longitud de trayectoria libre media molecular. El número es llamado así en honor al físico danés Martin Knudsen (1871-1949). Este número ayuda a determinar si la mecánica estadística o la mecánica de medio continuo debe emplearse para modelar un fenómeno físico. Si el número de Knudsen es cercano o mayor que uno, la trayectoria libre media de una molécula es comparable a una escala de longitud del problema, y la suposición continua de la mecánica de fluidos ya no es aplicable. En tales casos, deben utilizarse la mecánica estadística. El número de Knudsen se puede utilizar con la finalidad de determinar a qué grado la hipótesis medios continuos es válida [31], como se puede observar en la Ecuación 2.1.

$$Kn = \frac{\lambda}{L} \quad (2.1)$$

donde  $L$  es la longitud característica particular del fenómeno ,y  $\lambda$  es la longitud de trayectoria libre media molecular. Además, este último parámetro está dado como se describe en la Ecuación 2.2:

$$\lambda = \frac{\mu}{\rho} \sqrt{\frac{\pi m}{2k_B T}} \quad (2.2)$$

donde:

- $\mu$  es la viscosidad dinámica
- $\rho$  es densidad
- $m$  es la masa molar
- $k_B$  es la constante de Boltzman
- $T$  es la temperatura termodinámica

de forma explícita, el número de Knudsen esta dado por la Ecuación 2.3:

$$Kn = \frac{k_B T}{\sqrt{2}\pi (d^2 L) p} \quad (2.3)$$

donde:

- $p$  es presión absoluta
- $d$  es el diámetro de moléculas

Se caracteriza el número de Knudsen de acuerdo a su magnitud, como se muestra a continuación:

$$Kn < 10^{-2} \text{ flujo continuo}$$

$$10^{-2} < Kn < 10^{-1} \text{ flujo dividido}$$

$$10^{-1} < Kn < 10 \text{ flujo transicional}$$

$$Kn < 10 \text{ flujo molecular}$$

Sin embargo, para fines ingenieriles, Karniadakis *et. al* [31] han determinado que la escala mínima de medida para que un fenómeno físico sea considerado parte de la mecánica de medios continuos es que la medida del volumen de control sea mayor a 65 nm.

### 2.1.1 MECÁNICA DE FLUIDOS

Un caso particular de la física de medios continuos es la mecánica de fluidos que se ocupa del estudio de líquidos, gases, plasmas, y las fuerzas que actúan sobre ellos, a diferencia de la mecánica de sólidos que trabaja con el movimiento y equilibrio de cuerpos rígidos que son invariantes bajo transformaciones isométricas, es decir, ignorando la deformación que recibe dicho objeto. Se modela la materia desde un punto de vista macroscópico. También se toma en cuenta la ergodicidad, homogeneidad estática, y el antes mencionado número de Knudsen de la mecánica de medios continuos, para asegurar que el fenómeno se trata de un flujo continuo. Esta disciplina se puede dividir en estática de fluidos y dinámica de fluidos [41].

#### 2.1.1.1 HIDROESTÁTICA

Por un lado, la hidrostática, estudia los fluidos sin movimiento. Incluye el análisis de las circunstancias en las que los fluidos mantienen un equilibrio estable. Esta rama de la mecánica de fluidos incluye los principios de Arquímedes y Pascal, que se utilizan ampliamente en aplicaciones ingenieriles y en mediciones atmosféricas. [41].

#### 2.1.1.2 DINÁMICA DE FLUIDOS

La dinámica de fluidos es la ciencia de los líquidos y gases en desplazamiento. Ésta, es un campo práctico que estudia las leyes empíricas y semiempíricas que surgen de la medición y experimentación física de varios tipos de flujos. Estimar las propiedades del fluido como la presión, la velocidad, la temperatura y la densidad como funciones del espacio y el tiempo generalmente es necesario para resolver un problema de dinámica de fluidos. La dinámica de fluidos se enfoca principalmente

en la aerodinámica y la hidrodinámica, dos de sus subdisciplinas. El cálculo de fuerzas y movimientos en transportes aéreos, la determinación del flujo másico de fluidos dentro de tuberías, la predicción del clima terrestre, complemento para el estudio de la magnetohidrodinámica y el modelado de implosiones o explosiones son solo algunas de las muchas aplicaciones de la dinámica de fluidos. [64] [12] [10].

### 2.1.2 DERIVADA MATERIAL

Antes de introducir el lenguaje matemático que subyace en la descripción física de la mecánica de fluidos, es necesario introducir la derivada material, la cual describe la tasa temporal de cambio de una cantidad física de un elemento material sujeto a un campo de velocidad macroscópica dependiente del vector espacio-tiempo. La derivada material sirve como conexión entre el punto de vista euleriano y lagrangiano de las deformaciones continuas del fluido  $y$ , está descrita como se muestra a continuación en la Ecuación 2.4. Considerando  $\mathbf{y} = \mathbf{y}(\mathbf{x}, t)$  un elemento de un campo tensorial, en el que por lo general se considera un campo de velocidades o un campo escalar, dependiendo de la cantidad física que se desee estudiar.

$$\frac{D\mathbf{y}}{Dt} \equiv \frac{\partial \mathbf{y}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{y} \quad (2.4)$$

En dicha equivalencia  $\nabla \mathbf{y}$  es la derivada covariante del tensor  $\mathbf{y}$ ,  $\mathbf{u}(\mathbf{x}, t)$  un campo vectorial que en mecánica de fluidos típicamente representa el campo de velocidades del fluido, también llamada campo de flujo. De igual manera  $\mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{y}$  es llamado generalmente, la derivada convectiva del campo. Este término espacial describe el transporte del campo en el flujo y la velocidad del flujo [14].

### 2.1.2.1 FLUIDOS NEWTONIANOS

Isaac Newton llamó así a un fluido cuyo gradiente de velocidad en la dirección perpendicular al plano de corte es proporcional al esfuerzo cortante. En condiciones típicas, el agua y gran parte de los gases se comportan aproximadamente como fluidos newtonianos.

### 2.1.2.2 ECUACIONES PARA FLUIDOS NEWTONIANOS

El comportamiento de un fluido newtoniano incompresible se puede describir mediante la ecuación (2.5), que relaciona el tensor de tensión viscoso y el gradiente de velocidad por medio de la viscosidad:

$$\tau = -\mu \frac{dv}{dy} \quad (2.5)$$

Donde

- $\tau$  es la tensión cortante ejercida por el fluido.
- $\mu$  es la viscosidad del fluido, también denotada como una constante de proporcionalidad.
- $\frac{dv}{dy}$  es el gradiente de velocidad perpendicular a la dirección de corte.

La Ecuación de tensión viscosa ?? para un fluido sobre el que no actúa ninguna fuerza externa y solo depende de la temperatura y la presión, es aplicable a los fluidos newtonianos. En un sistema de coordenadas cartesianas, esta ecuación gobierna la tensión viscosa para fluidos incompresibles:

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) = \mu \partial_{(i} v_{j)} \quad (2.6)$$

Donde:

- $\tau_{ij}$  es la tensión cortante en la cara  $i$  – *esimo* de un elemento fluido en la  $j$  – *esima* dirección.
- $v_i$  es la velocidad en la dirección  $i$  – *esimo*.
- $x_j$  es la coordenada de dirección  $j$  – *esima*.

### 2.1.3 ECUACIONES DE CAUCHY Y NAVIER-STOKES

La ecuación de momentum de Cauchy se describe por medio de una ecuación diferencial parcial vectorial que describe el transporte de momentum no relativista, es decir, independiente de cualquier marco de referencia, en cualquier continuo y del que deriva la ecuación de momentum de Navier-Stokes como es el caso particular de ésta, cuya forma convectiva general está dada por la Ecuación 2.7:

$$\frac{D\mathbf{u}}{Dt} = \frac{1}{\rho} \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{g} \quad (2.7)$$

Donde:

- $\mathbf{u}$  es el campo de velocidades de la velocidad del flujo dependiente del tiempo ( $m/s$ )
- $D/Dt$  es la derivada material definida anteriormente ( $m/s^2$ )
- $\rho$  es la densidad en un punto del continuo ( $kg/m^3$ )

- $\sigma$  es el tensor de estrés ( $N/m^2$ )
- $t$  es tiempo (s)
- $\mathbf{g}$  es el vector de aceleración causadas por las fuerzas de cuerpo ( $m/s^2$ )
- $\nabla \cdot \sigma$  es la divergencia del tensor de estrés ( $Pa/m$ )

Al establecer el tensor de tensión de Cauchy  $\sigma$  como la adición de un término de viscosidad  $\tau$  también llamada tensión desviótrica de orden 2, y un término de presión  $-p\mathbf{I}$ , llamada también tensión volumétrica, de esta forma se llega a la Ecuación 2.8:

$$\rho \frac{D\mathbf{u}}{Dt} = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + \rho \mathbf{g} \quad (2.8)$$

La existencia de aceleración convectiva es una característica crucial de la ecuación de Cauchy y otras ecuaciones continuas como las de Euler y Navier-Stokes. Esta aceleración es causada por el movimiento del fluido y su efecto sobre el espacio que ocupa. Aunque las partículas de fluido pueden experimentar una aceleración con el tiempo, la aceleración convectiva del flujo tiene un impacto espacial. Una ilustración clásica de esto es el flujo de fluido a través de una tobera.

### 2.1.3.1 ECUACIONES DE NAVIER-STOKES

Como se mencionó anteriormente, las ecuaciones de Navier-Stokes son un caso particular de la ecuación de Cauchy, llamadas así por Claude-Louis Navier y George Gabriel Stokes, las cuales son ecuaciones diferenciales parciales no lineales que, en un punto dado dentro de un fluido, formulan el equilibrio de fuerza asumiendo la incompresibilidad de éste, con campo de velocidad vectorial  $\mathbf{u}$ . De la suposición de que el fluido es incompresible, es decir, que  $\nabla \cdot \mathbf{u} = 0$ , se tiene

que  $\tau = \mu \nabla^2 \mathbf{u}$  donde  $\mu$  es la viscosidad dinámica, sustituyendo en la Ecuación 2.8 obtenemos las ecuaciones de Navier–Stokes 2.9:

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \mu \nabla^2 \mathbf{u} \quad (2.9)$$

La aplicación de la segunda ley de Newton al movimiento del fluido junto con la suposición de que la tensión en el fluido es la suma de un término de difusión proporcional al gradiente de velocidad y un término para la presión conducen a las ecuaciones de Navier-Stokes. Las ecuaciones muestran cómo se relacionan el momento y la masa, que suelen ir acompañados de una ecuación de estado. Para casos más complejos, que involucran flujo turbulento, actualmente sólo pueden ser solucionados con la ayuda de la dinámica de fluidos computacional. Cabe señalar que las ecuaciones de Navier-Stokes tienen buenas propiedades analíticas pero menor estructura matemática, ya que son del tipo parabólicas [12].

#### 2.1.4 TEOREMA DE LA DIVERGENCIA

En cálculo vectorial, el teorema de Gauss o de la divergencia, relaciona la divergencia del campo en el volumen encerrado con el flujo de un campo vectorial a través de una superficie cerrada. También establece que el flujo a través de la superficie, es igual a la integral de volumen de la divergencia sobre la región dentro de la superficie. Informalmente, se puede decir que este teorema afirma que la suma de todas las fuentes del campo en cierta región es igual al flujo neto fuera de la misma región. Éste resultado es importante para las matemáticas de la física, particularmente en dinámica de fluidos. Para el caso aplicable a dinámica de fluidos se considera el subconjunto  $V \in \mathbb{R}^n$  compacto y acotado. Si  $\mathbf{F}$  es un campo vectorial diferenciable definido en una vecindad de  $V$  entonces se tiene 2.10 [40].

$$\iiint_V (\nabla \cdot \mathbf{F}) dV = \oiint_S (\mathbf{F} \cdot \hat{\mathbf{n}}) dS \quad (2.10)$$

donde:

- $\hat{\mathbf{n}}$  es el vector normal unitario para todo punto de la frontera de  $S$ .
- $\iiint_V dV$  representa la integral de volúmen sobre el volumen  $V$ .
- $\oiint_S dS$  es la integral de superficie sobre el contorno del volúmen  $V$ .

### 2.1.5 PROMEDIO PONDERADO POR ÁREA

Medida de tendencia central que generaliza el promedio típico. Éste es importante cuando en un conjunto de datos existen valores con importancia relativa con respecto a otros datos del mismo conjunto.

$$\frac{1}{A} \int \phi dA = \frac{1}{A} \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i |A_i| \quad (2.11)$$

En la Ecuación 2.11 se observa que  $n$  tiende a infinito teóricamente, sin embargo para fines computacionales la sumatoria se trunca en un valor fijo dependiente del número de celdas en el volumen de control.

### 2.1.6 DIAGRAMAS DE VORONOI

El diagrama de Voronoi o teselaciones de Voronoi fue nombrado en memoria de Georgy Voronoy. El diagrama es una partición de una región en regiones cercanas a cada uno de un conjunto dado de puntos. En una versión simple, estos objetos son una cantidad finita numerable de puntos en el plano nombrados

generadores. En cada generador hay una región correspondiente, nombrada célula de Voronoi, que consiste en todos los puntos de la región más cerca al generador que a cualquier otro. Cabe destacar que el diagrama de Voronoi es el dual de una triangulación de Delaunay [16].

La formulación matemática de estos objetos se muestra a continuación. Sea  $K$  un conjunto de índices,  $(P_k)_{k \in K}$  una tupla de subconjuntos no triviales, que representan los sitios en el espacio  $X$  y sea  $X$  un espacio métrico con función de distancia  $d$ . La célula de Voronoi  $R_k$  asociado con el sitio  $P_k$  es el conjunto de todos los puntos en  $X$  cuya distancia a  $P_k$ , no es mayor que su distancia a los otros sitios  $P_j$ , donde  $j$  es cualquier índice diferente de  $k$ . Es decir, si  $d(x, A) = \inf\{d(x, a) \mid a \in A\}$  denota la distancia entre el subconjunto  $A$  y el punto  $x$  entonces:  $R_k = \{x \in X \mid d(x, P_k) \leq d(x, P_j) \text{ para todo } j \neq k\}$  [16].

En el caso especial en el que el espacio métrico es un espacio euclidiano finito, cada punto es un sitio y todos son diferentes, por lo tanto las celdas de Voronoi resultan ser polítopos convexos, y pueden representarse de forma combinatoria usando sus lados, vértices y caras. Un ejemplo ilustrativo se expone a continuación. Si el espacio euclideo es  $X = \mathbb{R}^2$ , el conjunto de índices es  $K = 1, 2$ , los sitios en el espacio son  $(P_k)_{k \in K} = \{(x_{1,1}, x_{1,1}), (x_{2,1}, x_{2,2})\}$ , y la distancia sería dada por el teorema de pitágoras,  $d(x_1, x_2) = \sqrt{(x_{1,1} - x_{2,1})^2 + (x_{1,2} - x_{2,2})^2}$ . De esta forma para todo  $a \in \mathbb{R}^2$  la celda de Voronoi es  $\{x \in X \mid d(x, P_k) \leq d(x, P_j) \text{ para todo } j \neq k\}$ . En la Figura 2.1 se muestra una ilustración de un diagrama de Voronoi en el espacio euclideo en  $\mathbb{R}^2$ , para una cantidad fija de puntos.

De esta forma el diagrama de Voronoi es la tupla de celdas  $(R_k)_{k \in K}$ . En principio, algunos de los sitios pueden coincidir, pero generalmente se supone que los sitios son inconexos. Aunado a esto, se permiten infinitamente muchos sitios en la definición, pero en la mayoría de las situaciones sólo se consideran finitamente un alto número de puntos.

Una propiedad importante a resaltar es que el gráfico dual para un diagrama

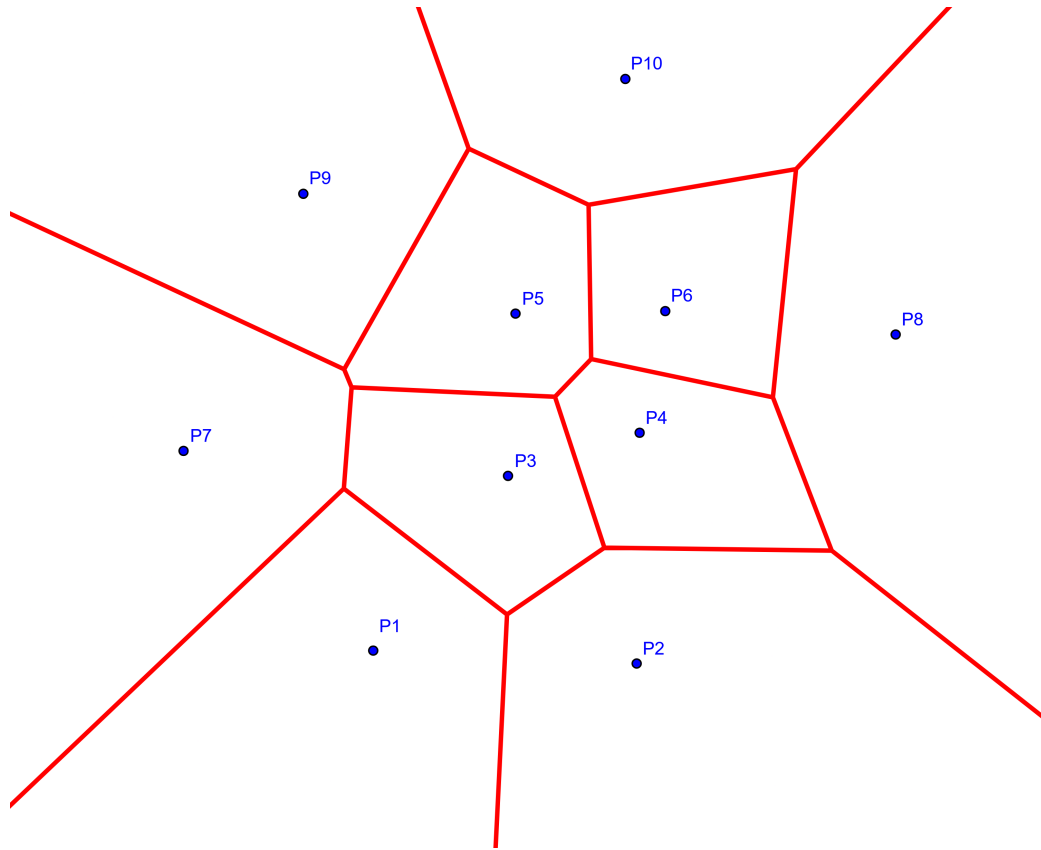


Figura 2.1: Diagrama de Voronoi en espacio euclideo  $\mathbb{R}^2$  con 10 puntos.

de Voronoi (en un espacio euclídeo con puntos específicos) se relaciona con la triangulación de Delaunay, para el mismo conjunto de puntos.

Una de las aplicaciones de este formalismo matemático es en dinámica de fluidos computacional, ya que para un conjunto de puntos se puede utilizar la teselación de Voronoi, con la finalidad de definir los dominios computacionales utilizados en el métodos de volumen finito [5].

### 2.1.7 TRIANGULACIÓN DE DELAUNAY

En geometría algorítmica, la triangulación de Delaunay de un conjunto dado  $\mathbf{P}$  de puntos en el plano de triangulación  $DT(\mathbf{P})$ , es tal que ningún punto de  $\mathbf{P}$  está dentro de la circunferencia circunscrita de uno de los triángulos de  $DT(\mathbf{P})$ . A

continuación, un ejemplo en  $\mathbb{R}^2$  se muestra en la Figura 2.2:

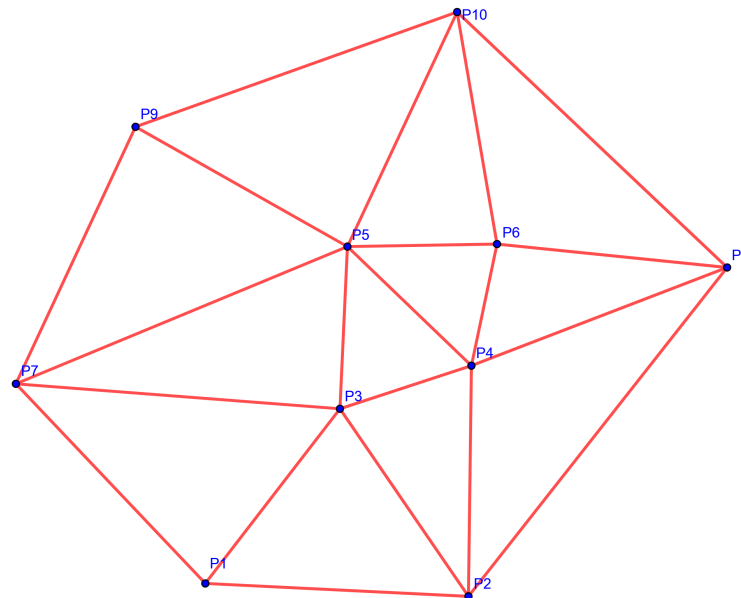


Figura 2.2: Triangulación de Delaunay en espacio euclideo  $\mathbb{R}^2$  con 10 puntos.

Dichas triangulaciones optimizan el ángulo más pequeño de todos los ángulos triangulares, evitando así los triángulos altamente desproporcionados. Fue publicado en 1924 por el matemático Boris Delaunay. De acuerdo a la definición, si el círculo circunscrito de un triángulo formado por tres puntos del conjunto inicial no contiene vértices distintos del suyo, entonces está vacío. Por lo tanto, se permiten otros puntos en el perímetro en sí, pero no dentro del círculo estricto circunscrito [16].

La triangulación de Delaunay de un conjunto discreto  $P$  de puntos es el grafo dual del diagrama de Voronoi asociado a  $P$ . Recordando que en teoría de grafos, el grafo dual de un grafo inmerso en una superficie se define utilizando los componentes de su complemento, que están conectados entre sí por los bordes del grafo inicial [29].

Una propiedad particularmente relevante para este trabajo es la relación entre el diagrama de Voronoi, y el diagrama o triangulación de Deaunay. En el

diagrama de Voronoi los vértices de los puntos centrales de las circunferencias circunscritas de los triángulos resultan ser la triangulación de Delaunay. Y paralelamente, en el diagrama de Voronoi las aristas están en la mediatriz de las aristas de la triangulación de Delaunay (sin embargo, las aristas de Voronoi son mediatrices que no tienen una intersección en el punto central de dichas mediatrices, como se puede observar en la Figura 2.3).

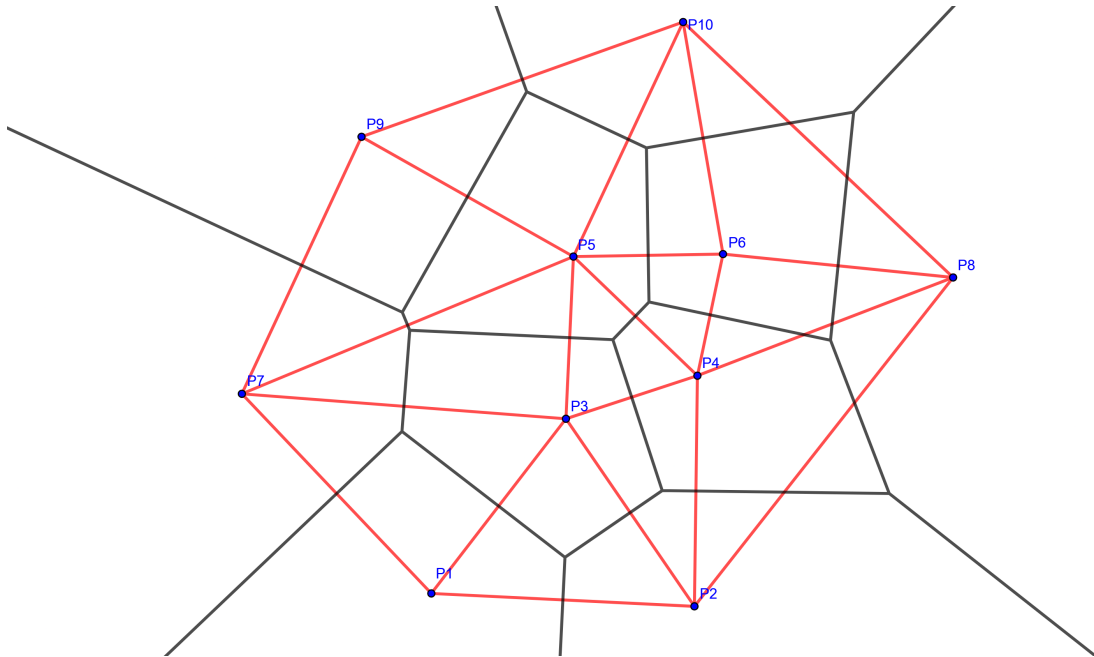


Figura 2.3: Diagrama de Voronoi (color negro) y triangulación de Delaunay (color rojo) en espacio euclideo  $\mathbb{R}^2$  con 10 puntos.

A menudo, las triangulaciones de Delaunay se emplean para construir mallas como volúmenes discretizados en el espacio, como el caso en el método de elementos finitos y el método de volúmenes finitos, debido a la facultad de un ángulo que permite generar malla no-estructurada y porque los algoritmos de triangulación son significativamente más rápidos [16].

### 2.1.8 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

La Dinámica de fluidos computacional (DFC) es deviene de la computación y de la mecánica de fluidos. Ésta aplica las ecuaciones de Navier-Stokes en su forma discreta, la estructura de datos y el análisis numérico para dar solución a los flujos de fluidos. Los equipos computacionales se emplean para calcular las interacciones y el flujo del fluido en condiciones de contorno establecidas. La validación de dicha simulación se realiza utilizando datos experimentales, y también por medio de simulaciones numéricas directas (DNS). Además, el análisis, previamente realizado de un fenómeno particular, puede servir como punto de comparación para el modelo de simulación.

El principio fundamental de los problemas de la DFC son las ecuaciones de Navier-Stokes, que determinan muchos flujos de fluidos de una sola fase, la cual ya se definió teóricamente en secciones anteriores.

El artículo de John Hess y A.M.O. Smith de Douglas Aircraft en 1967, fue el primero en modelar tridimensionalmente a un fluido [24].

Dicho artículo sentó las bases de un procedimiento de simulación como se enuncia a continuación.

- La geometría y los límites físicos del problema se pueden definir mediante diseño asistido por computadora (CAD). A partir de ahí, los datos se pueden procesar adecuadamente (limpiar), y extraer el volumen de fluido.
- El volumen ocupado por el fluido se divide en celdas discretas llamada malla. Ésta puede ser uniforme o no uniforme, estructurada o no estructurada, constituida por una combinación de elementos hexaédricos, tetraédricos, prismáticos, piramidales o poliédricos.
- Se define el modelado físico, es decir, las ecuaciones de movimiento de fluidos, energía, y conservación. Además, de los modelos de turbulencia,

cambio de fase o cavitación si es pertinente.

- Se definen las condiciones de contorno. Esto implica especificar el comportamiento y las propiedades del fluido en todas las superficies delimitadoras por el dominio de fluido. Para problemas transitorios, también se definen las condiciones iniciales.
- Se inicia la simulación y las ecuaciones se resuelven iterativamente como estado estacionario o transitorio.
- Finalmente, se utiliza un postprocesador para el análisis y visualización de la solución resultante.

#### 2.1.8.1 MÉTODO DE DISCRETIZACIÓN: VOLÚMENES FINITOS

La estabilidad del modelo depende del método de discretización. Por lo tanto, es importante tener especial cautela para garantizar que la discretización maneje correctamente las discontinuidades de la solución.

El método de volúmenes finitos, es un enfoque comúnmente usado en los códigos de DFC, dada su ventaja en el uso de velocidad y memoria, en particular para problemas complejos, como los flujos turbulentos con un número de Reynolds alto, así como para flujos dominados enteramente por el término fuente, como es el caso en procesos de combustión.

En el método de volumen finito, las ecuaciones de Navier-Stokes, ecuaciones de conservación de masa, energía y de turbulencia se reformulan a su forma conservativa, para después ser resueltas sobre volúmenes de control discretizados. Al discretizarse, se asegura la conservación de los flujos en un volumen de control arbitrario.

Considerar la ley de conservación, representado por la Ecuación 2.12.

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{f}(\mathbf{u}) = \mathbf{0} \quad (2.12)$$

donde

- $\mathbf{u}$  representa un vector de estado
- $\mathbf{f}$  corresponde el vector de flujo

Se puede subdividir el dominio espacial en volúmenes finitos o celdas. Para una celda en particular  $i$ , se toma la integral de volumen sobre el volumen total de la celda  $v_i$ , que da la Ecuación 2.13

$$\int_{v_i} \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} dv + \int_{v_i} \nabla \cdot \mathbf{f}(\mathbf{u}) dv = \mathbf{0} \quad (2.13)$$

Al integrar el primer término para obtener el promedio del volumen de control, y aplicar el teorema de la divergencia mostrada en la Ecuación 2.10 al segundo miembro, produciendo la Ecuación 2.14

$$v_i \frac{d\bar{\mathbf{u}}_i}{dt} + \oint_{S_i} \mathbf{f}(\mathbf{u}) \cdot \mathbf{n} dS = \mathbf{0} \quad (2.14)$$

donde  $S_i$  representa el área de superficie total de la celda, y  $\mathbf{n}$  es un vector unitario normal a la superficie, y apuntando fuera del volumen de control. Entonces, se puede presentar el resultado general equivalente a la Ecuación 2.15.

$$\frac{d\bar{\mathbf{u}}_i}{dt} + \frac{1}{v_i} \oint_{S_i} \mathbf{f}(\mathbf{u}) \cdot \mathbf{n} dS = \mathbf{0} \quad (2.15)$$

Una vez más, los valores de los flujos de borde se pueden reconstruir mediante interpolación o extrapolación de los promedios de celda [35].

Los algoritmos SIMPLE y Uzawa suelen ser lo más utilizados en DFC, dado que han mostrado tasas de convergencia fuertemente dependientes del tipo de mallado.

## 2.2 FLUJOS TURBULENTOS

La turbulencia o flujo turbulento es un tipo de flujo determinado por cambios impredecibles en la presión y velocidad del flujo. Así mismo, es provocada por energía cinética en exceso en partes del flujo del fluido que contrarresta el efecto de amortiguación proporcionado por la viscosidad del fluido. Por esta razón, la turbulencia es más fácil de producir dentro de fluidos de baja viscosidad, y viceversa [9].

El inicio de la turbulencia en un flujo se puede predecir mediante el número de Reynolds adimensional, descrito en la Ecuación 2.16, ésta muestra la relación entre la energía cinética de las partículas, y la amortiguación viscosa existente en un flujo de fluido dado. Debido a su complejidad, la turbulencia ha resistido durante mucho tiempo un análisis físico detallado. Las interacciones dentro de la turbulencia crean un fenómeno muy complejo [18].

$$\text{Re} = \frac{uL}{\nu} = \frac{\rho uL}{\mu} \quad (2.16)$$

El comportamiento complejo de los flujos turbulentos se aborda con mayor frecuencia estadísticamente. Por lo tanto, el estudio de la turbulencia puede considerarse parte de la física estadística. Para reflejar el hecho de que las fuerzas de inercia superan las fuerzas de viscosidad, un número de Reynolds elegido adecuadamente debe ser mayor que un cierto umbral, sin embargo, este umbral varía según la aplicación.

Una propiedad clásicamente avanzada del flujo turbulento radica en un

proceso llamado cascada turbulenta: la división de vórtices grandes en vórtices más pequeños permite una transferencia de energía de grandes escalas, a pequeñas escalas dada por la dimensión de Kolmogorov. Después de esta transferencia, los remolinos más pequeños disipan la energía que recibieron de los remolinos más grandes. Para estos vórtices pequeños, de hecho, la disipación molecular ralentiza las variaciones demasiado grandes en velocidad, debido a la viscosidad del fluido [18].

El modelado computacional de flujos turbulentos requiere un modelo que pueda predecir cantidades de interés técnico para su posterior uso en diseños de ingeniería. El rango de escalas de longitud y la complejidad de los fenómenos inherentes a la turbulencia, hacen que la mayoría de los procedimientos de modelado sean costosos y la solución requerida para resolver todas las escalas involucradas en la turbulencia está más allá de lo posible. Para aproximar el comportamiento del fenómeno, el enfoque principal es crear modelos numéricos.

Según el rango de escalas que se modelan frente a las que se resuelven, los modelos de turbulencia se pueden clasificar según su gasto computacional. Cuantas más escalas turbulentas se resuelvan, mejor será la simulación. El costo computacional es bajo si la mayoría o todas las escalas no están modeladas.

### 2.2.1 MODELOS DE TURBULENCIA RANS

Las ecuaciones de Reynolds-promediadas de Navier-Stokes (ecuaciones RANS por sus siglas en inglés) expresan, para el flujo de fluidos, el movimiento promediado en el tiempo. La descomposición de Reynolds es una forma de descomponer cantidades instantáneas en sus cantidades fluctuantes y promediadas en el tiempo. Éstas ecuaciones se pueden usar para describir flujos del tipo turbulentos y se pueden utilizar con aproximaciones basadas en el conocimiento de las características de turbulencia del flujo, con la finalidad de dar soluciones aproximadas

a las ecuaciones de Navier-Stokes.

La herramienta básica requerida para la derivación de las ecuaciones RANS son la descomposición de Reynolds mostrada en la Ecuación 2.17. Ésta se refiere a la separación de la variable de flujo como la velocidad  $\mathbf{u}$  en el término promediado temporalmente y el término fluctuante  $\bar{u}$  y  $u'$ , respectivamente. Debido a que el operador medio es un operador de Reynolds, tiene un conjunto de propiedades. Una de estas propiedades es que la media de la cantidad fluctuante, la cual es  $\bar{u}' = 0$ .

$$u(\mathbf{x}, t) = \bar{u}(\mathbf{x}) + u'(\mathbf{x}, t) \quad (2.17)$$

donde

- $\mathbf{x} = (x, y, z)$  representa el vector posición
- $u$  representa la velocidad instantanea
- $\bar{u}$  representa la velocidad promedio
- $u'$  representa la fluctuación de la velocidad

Las propiedades de los operadores de Reynolds son útiles en la derivación de las ecuaciones de RANS. empleando estas características, las ecuaciones de movimiento de Navier-Stokes para un fluido newtoniano incompresible, expresadas en notación tensorial se muestran en las siguientes Ecuaciones 2.18 y 2.19.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (2.19)$$

considerando  $\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$  como la tasa media del tensor de deformación, se puede llegar a la Ecuación 2.20.

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ -\bar{p} \delta_{ij} + 2\mu \bar{S}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right]. \quad (2.20)$$

Caben mencionar dos términos importantes en las ecuaciones RANS, la energía cinética turbulenta (ECT), y la disipación viscosa. El primero está dado por el término  $\overline{u'_i u'_j}$ . Físicamente, la ECT se caracteriza por fluctuaciones de velocidad de la raíz cuadrática media. Por otro lado, la tasa de disipación viscosa está representada por el término  $\nu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k}$ , que expresa la destrucción de la ECT, y que posteriormente está convertida en calor.

## 2.2.2 MODELOS DE TURBULENCIA K-EPSILON

El modelo de turbulencia ( $k - \epsilon$ ) es el modelo típicamente más empleado en DFC, para simular flujo promedio en condiciones de flujo turbulento. Dos ecuaciones de transporte describen el flujo turbulencia. La energía cinética turbulenta ( $k$ ) es la primera variable. La tasa de disipación ( $\epsilon$ ) es la segunda variable de ellas. El modelo se hace hincapié en los eventos que afectan de forma importante a la energía cinética turbulenta. La suposición subyacente es que la viscosidad turbulenta es isotrópica, es decir, que el vínculo entre la tasa media de deformaciones y la tensión de Reynolds, es la misma independientemente de la dirección.

Existen varios términos desconocidos e inconmensurables en las ecuaciones  $k - \epsilon$ . Usualmente se emplea el modelo estándar de turbulencia  $k - \epsilon$  (Launder y Spalding, 1974), que se apoya en el entendimiento de los procesos que se consideran más relevantes, disminuyendo las variables desconocidas, y empleando un conjunto de ecuaciones que se pueden utilizar en una amplia gama de aplicaciones turbulentas [3].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (2.21)$$

Para la disipación  $\varepsilon$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.22)$$

donde

- $u_i$  representa el componente de velocidad en la dirección correspondiente
- $E_{ij}$  representa el componente de la tasa de deformación
- $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$  representa la viscosidad de remolino

Las ecuaciones también consisten en las siguientes constantes:  $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{1\varepsilon}$  y  $C_{2\varepsilon}$ . Los valores de estas constantes se han alcanzado mediante numerosas iteraciones de ajuste de datos, para una amplia gama de flujos turbulentos dados a continuación [64].

$$C_\mu = 0.09 \sigma_k = 1.00 \sigma_\varepsilon = 1.30 C_{1\varepsilon} = 1.44 C_{2\varepsilon} = 1.92 \quad (2.23)$$

El concepto de viscosidad de remolino fue introducido por Joseph Valentin Boussinesq en 1877. El físico planteó relacionar el caudal medio con las tensiones turbulentas con la finalidad de completar el sistema de ecuaciones. El término de estrés de Reynolds se modela utilizando la hipótesis de boussinesq.[64].

### 2.2.3 INTENSIDAD TURBULENTA

En las condiciones de frontera en el orificio de salida es importantes añadir un valor estimado de la intensidad turbulenta. Éste, se puede obtener por medio de una correlación [2] que depende del número de Reynolds basado en el diámetro hidráulico del conducto, que se muestran en la ecuación 2.24.

$$I \equiv \frac{u'}{\bar{u}} = 0.16(Re_{d_h})^{(-\frac{1}{8})} \quad (2.24)$$

donde  $u'$  es la velocidad fluctuante,  $\bar{u}$  es la velocidad promedio y  $Re_{d_h}$  es el número de Reynolds para conductos mostrada en la ecuación 2.25.

$$d_h = \frac{A}{P} \quad (2.25)$$

donde  $A$  es el área del de salida y  $P$  el perímetro del mismo. El número de Reynolds se muestra a continuación en la ecuación 2.26

$$Re_{d_h} = \frac{D_H \rho_{P_i} \bar{u}_{P_i}}{\mu_{P_i}} \quad (2.26)$$

donde  $\rho_{P_i}$  es la densidad específica para el diésel con cierta presión de inyección,  $\bar{u}_{P_i}$  es la velocidad promedio para cierta presión de inyección determinada, y finalmente  $\mu_{P_i}$  es la visocidad dinámica para el diésel para cierta presión de inyección.

## 2.3 FLUJO INTERNO EN LAS TOBERAS DIÉSEL

El combustible que fluye por los orificios de descarga de la tobera diésel, rige la tasa de inyección y las características en el orificio de salida de la tobera diésel. Así mismo, la geometría de los orificios impacta en las propiedades del flujo. Estas características juegan un papel preponderante en la atomización del chorro diésel y en la mezcla de aire-combustible. Los factores más importantes que afectan el

flujo de combustible dentro de las toberas diésel son: el diámetro del orden de centenas de micrómetros en los orificios de la tobera diésel, la velocidad del orden de centenas de metros sobre segundos del fluido de combustible en el interior de la tobera, la velocidad de apertura y cierre de la aguja del inyector el cual es del orden de milisegundos, y finalmente, el flujo en fase líquida o líquida y gaseosa, en caso de existir el fenómeno de la cavitación.

La Figura 2.5, muestran las líneas de flujo en el orificio de la tobera diésel, las cuales experimentan una desviación en las líneas de flujo, debido al cambio en la dirección del fluido por la geometría característica. Esto da lugar al despegue de la capa límite, y como resultado, aparece una zona de recirculación, que al mismo tiempo incrementa la velocidad del fluido al mismo tiempo que hay un descenso en la presión estática. Esto ha sido reportado por Karathanssis *et. al.* [30], quienes de manera experimental han observado que las toberas asimétricas inducen vórtices radiales locales dentro de la tobera. En el caso en el que la presión del fluido descienda localmente hasta el nivel de saturación, se crea el fenómeno de la cavitación. Las altas presiones de inyección, incrementan la cavitación, análogamente con las bajas presiones de descarga. También, las toberas con orificios cilíndricos tienen predisposición a inducir cavitación, al contrario con las toberas de orificios cónicos, las cuales inhiben o disminuyen significativamente el fenómeno mencionado.

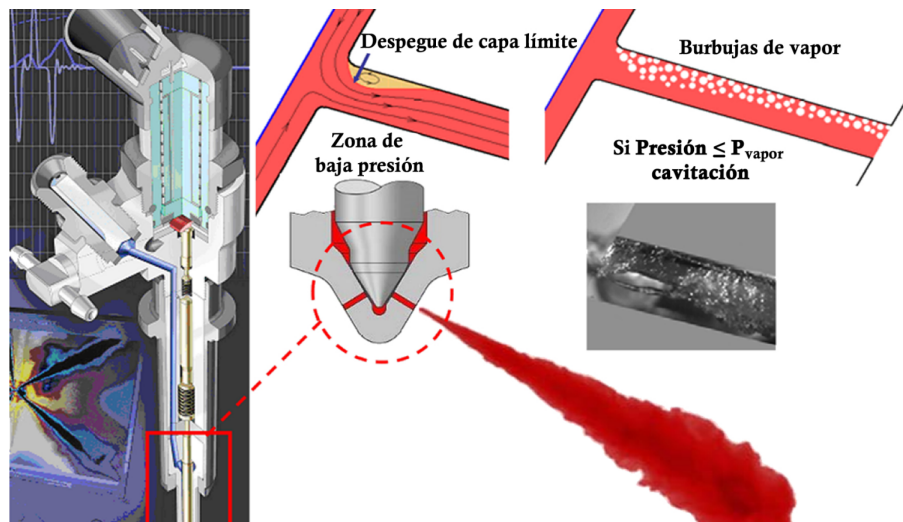


Figura 2.4: Diagrama general del flujo interno dentro del orificio de toberas diésel así como la aparición del fenómeno de la cavitación, obtenido de Martínez R. [45].

Un efecto derivado del fenómeno de la cavitación es que el proceso de mezcla es mejorado, ya que aumenta el ángulo del chorro [37]. Sin embargo, el fenómeno de la cavitación presenta algunos inconvenientes, ya que el flujo másico de combustible colapsa, disminuyendo el combustible expulsado y el coeficiente de descarga [28].

### 2.3.1 PRINCIPIOS DE LA TASA DE INYECCIÓN DIÉSEL

La tasa de inyección se define como la suma del gasto másico instantáneo en los orificios de salida de la tobera de un inyector diésel. Este indicador se obtiene con un dispositivo especializado, llamado tasímetro, cuyo funcionamiento se basa en el sistema Bosch de tubo anecóico, es decir, una cámara que no refleja o refleja una proporción insignificante de ondas sonoras en el interior [8] y el cual se muestra en la Figura 3.16.

El inyector se fija en el sistema Bosch, dentro de en una cámara cerrada con sección tubular llena de combustible. Con la finalidad de emular las condiciones

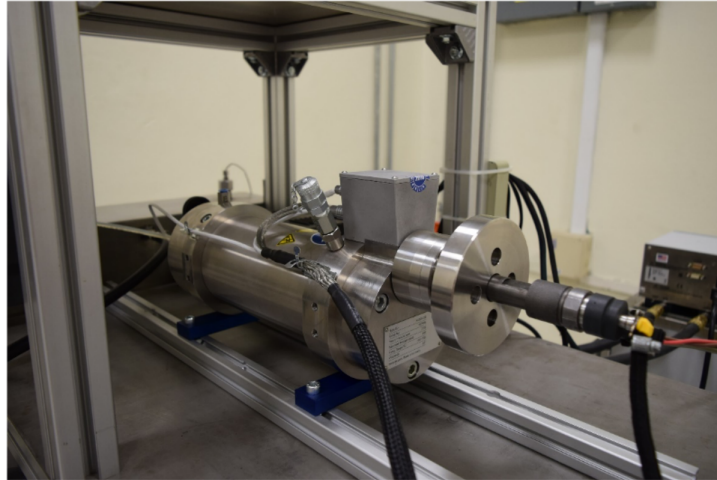


Figura 2.5: Diagrama general del flujo interno dentro del orificio de toberas diésel así como la aparición del fenómeno de la cavitación, obtenido de Martínez R. [45].

de contrapresión ( $P_b$ ) que existe en un motor diésel, el combustible en el interior del tasímetro se mantendrá a los de  $P_b$  solicitado mediante una válvula reguladora.

Al comenzar el evento de inyección, una onda de presión es generada en el interior del sistema donde se introduce el combustible, y ésta a su vez es captado por un sensor del tipo piezoeléctrico, el cual está ubicado en las proximidades de la tobera del inyector. Paralelamente, a onda de presión se transmite a lo largo del tubo en forma transversal hasta que la onda es atenuada lado opuesto del tubo. Al mismo tiempo, la onda se refleja por las características geométricas del sistema, y por las restricciones de inyección. Estos efectos de reflexión son limitadas por una válvula de control. Al ser registrada la señal de presión en los orificios de salida de la tobera, se relaciona el flujo másico del combustible inyectado con la propagación de la onda en el interior del tubo de sección transversal constante, este último denominado:  $A_t$ , el cual viaja a la velocidad del sonido,  $a$ . Esto provoca una variación en la velocidad del fluido que está en el interior del tubo,  $\Delta u$ . Al considerarse una sección del tubo, con suficiente longitud y  $A_t$  como volumen de control, además, de despreciar los efectos gravitatorios, se obtiene que únicamente la presión está actuando sobre el volumen de control. Si además, se implementan la ecuación de conservación de cantidad de movimiento el resultado da la Ecuación

2.27 [17].

$$(p_0 + \Delta p)A_t - p_0A_t = \rho A_t a \Delta u \quad (2.27)$$

Lo cual fácilmente se convierte en la Ecuación 2.28.

$$\Delta p = \rho a \Delta u \quad (2.28)$$

Paralelamente, es posible relacionar el caudal másico  $\dot{m}$  con la onda de presión, como se muestra en la Ecuación 2.29.

$$\dot{m} = \rho A_t \Delta u \quad (2.29)$$

Al relacionar las Ecuaciones 2.28 y 2.29 se puede obtener el gasto másico instantáneo con respecto a la diferencia de presión estática y la presión instantánea, denotada en la Ecuación 2.30.

$$\dot{m} = \frac{A_t}{a} \Delta p \quad (2.30)$$

De esta ecuación se deduce la tasa de inyección, dependiente del área transversal del tubo del tasímetro.

### 2.3.2 PARÁMETROS DE FLUJO INTERNO

El flujo másico teórico es un parámetro de flujo interno de especial interés en este estudio. Éste se determina con la velocidad más alta para una diferencia de presiones. Se emplea la ecuación de Bernoulli en dos puntos dados, uno en el orificio de entrada de la tobera y el segundo al exterior del orificio. Al considerar

que aguas arriba la velocidad es insignificante y que las pérdidas de carga son nulas, se obtiene la Ecuación 2.31.

$$\frac{P_i}{\rho_f} = \frac{P_2}{\rho_f} + \frac{1}{2} \cdot u_t^2 \quad (2.31)$$

Donde  $P_1$  es la presión contra el flujo,  $P_2$  es la presión a favor del flujo,  $u_t$  es la velocidad máxima teórica, conocida comunmente como velocidad de Bernoulli, y  $\rho_f$  es la densidad del fluido, que en este caso es combustible. Así mismo, tomando a  $\Delta P_1 - P_2$  como la diferencia de presiones, entonces la velocidad máxima estará dada por la Ecuación 2.32:

$$u_t = \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1/P_2)}{\rho_f}} \quad (2.32)$$

Relacionando las Ecuaciones 2.29 y 2.32, dado que el fluido se mueve a través de la región transversal  $A_t$ , tenemos la Ecuación 2.33, donde  $\dot{m}_t$  es el flujo másico teórico [36].

$$\dot{m}_t = A_t \rho_f (u_t) \quad (2.33)$$

Por lo tanto, el coeficiente de descarga ( $C_d$ ), en función de  $\Delta P$ , está dada por la Ecuación 2.34 [56].

$$C_d = \frac{\dot{m}_t}{\sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1/P_2)}} \quad (2.34)$$

Cabe destacar que el parámetro  $C_d$ , tiene lugar en el desarrollo del chorro diésel, y su caracterización implica la medición de la fuerza con la que el chorro de combustible impacta contra un determinado sensor medidor.

## CAPÍTULO 3

# METODOLOGÍA

---

*En la presente sección se detalla de la metodología aplicada. Se comienza describiendo las herramientas utilizadas así como el procedimiento, y configuración de la caracterización geométrica. Posteriormente, se aborda la metodología de configuración en la instalación experimental utilizada, así como sus elementos que lo componen, la configuración numérica de la simulación, el plan de implementación a seguir, en el que se destacan los parámetros de operación hidráulica para las inyecciones simples en cada uno de los inyectores diésel. Finalmente, el procesamiento y análisis de los datos obtenidos para lograr los objetivos establecidos en este estudio. En la Figura 3.1, se describe el diagrama general de la metodología*

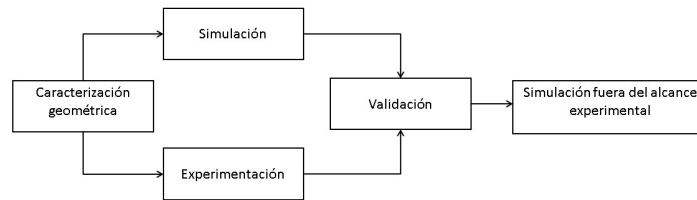


Figura 3.1: Diagrama general de la metodología.

### 3.1 CARACTERIZACIÓN DE LA GEOMETRÍA INTERNA DE LA TOBERA DIÉSEL

En la Figura 3.2 muestra un esquema general sobre el proceso para determinar la geometría de la tobera.

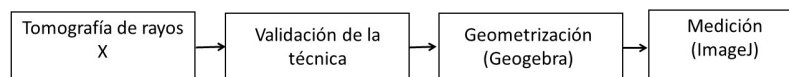


Figura 3.2: Diagrama de la metodología empleada para la caracterización de la geometría de la tobera diésel.

### 3.1.1 HERRAMIENTAS

La tomografía computarizada de rayos-X, ha demostrado ser un método eficaz para determinar la geometría interna de las toberas diésel [53][7][42]. Es por ello, que su implementación será parte de este trabajo de investigación.

El tomógrafo utilizado para la caracterización fue un Metrotom 1500 de 1 KHz de potencia de la marca Zeiss. La instalación se encuentra ubicada en el CIIIA (Centro de Investigación e Innovación en Ingeniería Aeronáutica) perteneciente a la UANL. En la Figura 3.3, se muestra una imagen del tomógrafo empleado en el presente estudio.

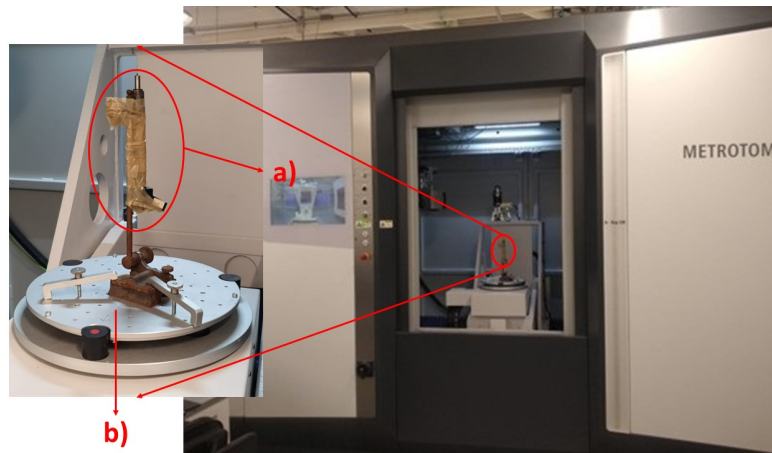


Figura 3.3: Tomógrafo Metrotom 1500 utilizado en el presente estudio.

Por otro lado, los inyectores diésel que fueron caracterizados son: Denso, Solenoide, y Piezoeléctrico: Los cuales se muestran en las Figuras 3.4 y 3.5.

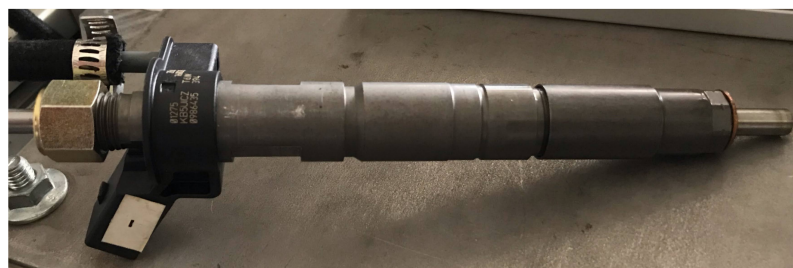


Figura 3.4: Inyector diésel tipo solenoide empleado en el presente estudio.



Figura 3.5: Inyector diésel tipo solenoide empleado en el presente estudio.

### 3.1.2 PARÁMETROS DE CONFIGURACIÓN

Para poder realizar la tomografía, es necesario introducir los reglajes necesarios para realizar la tomografía. En la literatura especializada [34] [68], se ha señalado que para aleaciones de metales, es necesario aumentar el voltaje, y la corriente en la configuración de inicialización. En la Tabla 3.1, se muestran los reglajes que fueron introducidos al Metrotom 1500.

Tabla 3.1: Reglajes introducidos al Metrotom 150

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Voltage (kV)	105
Corriente ( $\mu\text{A}$ )	322
Integrator time (ms)	2000
Gain	16x
Bining	1x1
Rotation velocity ( $^{\circ}/\text{s}$ )	3
Voxel ( $\mu\text{m}$ )	29.24
X (mm)	185
Y (mm)	5.6853
Z (mm)	320

### 3.1.3 PLAN DE TRABAJO ASOCIADO A LA TOMOGRAFÍA

Una vez inicializado los valores introducidos en la interfaz de ZEISS se procede a instalar el inyector de manera vertical, cuidando que sea lo más vertical posible mediante unas base adaptable que posteriormente se apoya en un disco giratorio propio del Metrotom. Se enciende el equipo y se realiza la tomografía, la cual tiene una duración aproximada de 1 hora y media. En seguida a la finalización de la tomografía, se abren los archivos en la interfaz ZEISS y se toman capturas de pantalla con extensión ".PNG". En la siguiente subsección se detalla el post-procesamiento de las imágenes antes obtenidas.

### 3.1.4 HERRAMIENTAS DE ANÁLISIS DE IMAGEN

Las herramientas para el postprocesamiento de las imágenes son: Geogebra e ImageJ. El primero es un software de graficación y geometría con diversas herramientas geométricas que permiten insertar puntos, líneas, segmentos, circunferencias y objetos matemáticos propios de los espacios Euclidianos en  $\mathbb{R}^2$  y  $\mathbb{R}^3$ , esto permite la definición de conjuntos de puntos en el plano con el cual se caracterizará la geometría interna de los inyectores de trabajo. El segundo software, ImageJ, es un software de procesamiento de imágenes científicas con el que se puede calcular el valor de área, y píxel de secciones predefinidas. Es posible medir ángulos y distancias, dada una escala adecuada. También es factible crear gráficos de perfil de línea e histogramas de densidad. Además, tiene predeterminado funciones de procesamiento de imágenes canónicas, como manipulación de nitidez, contraste, filtrado de medianas, suavizado y detección de bordes.

### 3.1.5 METODOLOGÍA DE ANÁLISIS DE IMAGEN

A continuación, se muestra el plan de trabajo para la medición de las características geométricas más importantes. Antes de geometrizar las imágenes del tomógrafo, se definió el punto de medida como aquel que está entre el punto más oscuro y el más claro, ya que la incertidumbre del tomógrafo es del orden de  $12 \mu\text{m}$ . Este procedimiento se hace para definir los puntos de anclaje utilizando la herramienta propia de Geogebra. Una vez definidos los puntos se comienza a insertar segmentos, puntos medios y secciones circulares que definan el plano de la geometría, las características geométricas más importantes del inyector. Se exporta a ImageJ y se utiliza la herramienta de “*set scale*” para poder configurar la escala de medida de acuerdo a la métrica que dan las propias imágenes de ZEISS. Específicamente, las medidas características son el diámetro de entrada, diámetro medio, diámetro de salida, la longitud del orificio, el ángulo del orificio  $D_e, D_m, D_s, L, \alpha$ , respectivamente. Se calcula el  $k$  - *factor*, el cual es una medida de la conicidad del orificio de la tobera que es determinante para saber si existe el fenómeno de la cavitación. Cabe mencionar que para validar la técnica de la tomografía, se utilizaron medidas ya obtenidas por Mujica L. [47], quien implementó exitosamente la metodología de moldes de silicona para determinar la geometría interna de la tobera montada en un inyector diésel de la firma Denso.

## 3.2 CONFIGURACIÓN NUMÉRICA DE LA SIMULACIÓN

En la Figura 3.6 se muestra un diagrama sobre la metodología general que se ha empleado en la simulación.

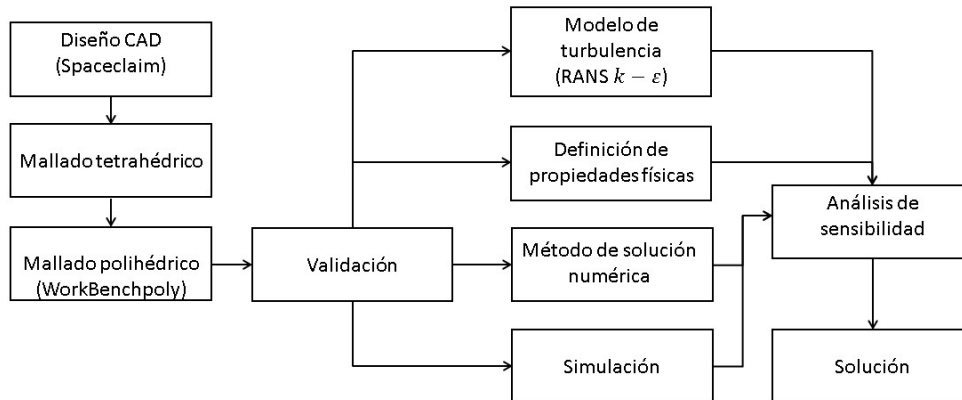


Figura 3.6: Diagrama del procedimiento empleado para la simulación.

### 3.2.1 HERRAMIENTAS NUMÉRICAS Y COMPUTACIONALES

Las herramientas utilizadas en este procedimiento son:

1. Workstation Dell Precision 5820 con 28 núcleos Intel Xeon W-2175, 2,5 GHz
2. Ansys Fluent 18.1, un software de simulación con tres módulos de procesamiento e interfaz gráfica que permiten un trabajo modular, y extensible.
3. Spaceclaim
4. Extensión de Ansys WorkBenchPolymesh 1.8
5. Excel

### 3.2.2 METODOLOGÍA DE SIMULACIÓN

A continuación se expone el procedimiento a llevar a cabo para completar la simulación numérica, representado sintéticamente en el siguiente diagrama:

#### 3.2.2.1 DIAGRAMA CAD

El dominio de fluido se obtuvo de la siguiente manera:

1. De las medidas obtenidas por ImageJ, se dibujan en un plano los puntos más representativos. Sólo se incluyen la mitad de los puntos ya que para reducir el tiempo de simulación, y el número de elementos del dominio de fluido, se limitará a definir una porción de la geometría interna perteneciente a una sección angular del inyector diésel.
2. Definiendo dichos puntos, se procede a hacer un Sketch 2-Dimensional con el software Spaceclaim de Ansys.
3. Se revoluciona el plano del sketch  $\frac{360^\circ}{n}$ , donde  $n$  es el número de orificios del inyector diésel.
4. Se extruye el orificio de salida del inyector de acuerdo a las medidas  $D_e, D_m, D_s$ , obtenidas siguiendo la metodología de la sección de procesamiento de las imágenes de la tomografía.
5. Finalmente, se reparan los bordes cortos y las caras inexactas para poder tener una geometría limpia, con la finalidad de eliminar el error que puedan afectar el mallado.

### 3.2.2.2 CONFIGURACIÓN DE LA MALLA

Ya se han resaltado los beneficios y ventajas que tiene la técnica de mallado polihédrico para la dinámica de fluidos computacional, en comparación a los mallados hexahédricos y tetrahédricos. Ansys tiene una extensión que permite convertir un mallado tetrahédrico en una malla polihédrica, utilizando las propiedades de dualidad mencionadas en el marco teórico. A continuación se enlista el procedimiento para obtener una malla polihédrica:

1. Se procede a definir una malla completamente tetrahédrica sobre el dominio de fluido.
2. Se determina el tamaño de los elementos tetrahédricos. Observar que para determinar el número óptimo de elementos en la simulación, se requiere de un análisis de sensibilidad que se detallará posteriormente.
3. Se define el dominio de trabajo como fluido.
4. Se genera la malla.
5. Se añade el módulo de polymesh, en el cual se define la salida y la entrada del fluido, y el número de capas para determinar el refinamiento en las paredes, el cual se seleccionó como 5.
6. Se determina el "Quality Method" como "Orthogonal quality" Finalmente, se actualiza la malla y se corre la extensión WorkbenchPloyflow 1.8, el cual se encarga de transformar la malla tetrahédrica en polihédrica.

Antes de hacer el análisis de sensibilidad es necesario definir el modelo de turbulencia, las características físicas del fluido de trabajo, las condiciones de frontera, los residuales, el método de solución y los factores de relajación. Cabe destacar que en las condiciones de frontera en el orificio de entrada y salida del orificio, se requiere un estimado de la intensidad turbulenta con el que la simulación inicializará

### 3.2.2.3 CONSIDERACIONES DEL MODELO

En cuanto al modelo físico, se considerarán las ecuaciones de Navier-Stokes de flujo incompresible sin generación de calor, por la justificación descrita en el marco teórico, las cuales se muestran a continuación en las Figuras 3.1 y 3.2

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (3.2)$$

Así mismo, la condición de frontera se define: la pared del orificio de tipo pared estacionaria sin deslizamiento, con temperatura constante 323K. Igualmente, las condiciones de frontera son del tipo Dirichlet, presión constante en la entrada y salida de la tobera. Los residuales fueron inferiores a  $1 \times 10^{-7}$  para todas las variables del modelo. La temperatura del fluido se consideró constante en todo el evento, y así mismo las paredes del dominio de fluido. Igualmente, las propiedades de densidad y viscosidad se mantendrán constantes en todo el evento. Igualmente, el modelo ignorará el transitorio de apertura y cierre de la aguja del inyector, por lo que el modelo se considerará en estado estable.

### 3.2.2.4 MODELO DE TURBULENCIA

El modelo de turbulencia seleccionado es  $k-\epsilon$  RNG con tratamiento de pared estándar como se muestra en la Figura 3.7.

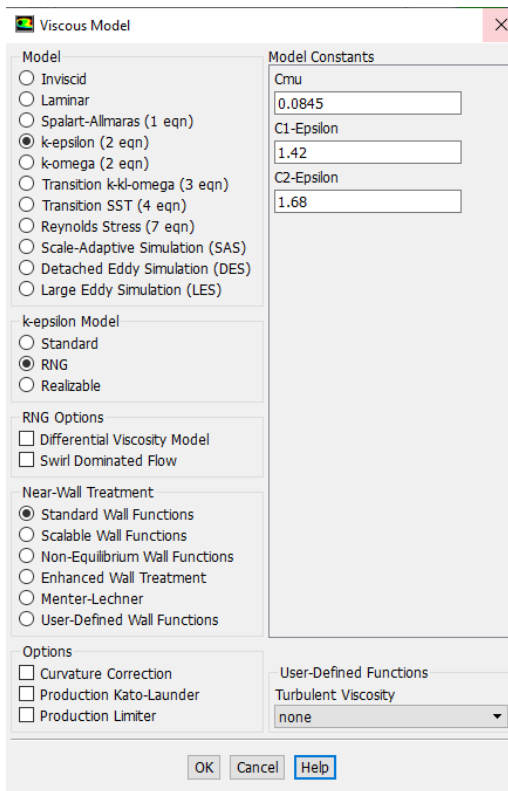


Figura 3.7: Opciones seleccionadas en Fluent (Beta) de Ansys.

Cabe destacar que las constantes se han dejado como las sugeridas por el software, dado que éstas han sido tomadas de correlaciones empíricas funcionales en una amplia gama de problemas, en especial de hidrodinámica de conductos como se menciona en [64]. Así mismo, es resaltable que el modelo RANS ha sido implementado exitosamente por Sa *et. al.* [48] y por Balz *et. al.* [6], por encima del modelo LES, ya que tanto cantidad de elementos, como el paso de tiempo es computacionalmente más costos que RANS.

### 3.2.2.5 PROPIEDADES DEL FLUIDO DIÉSEL

En cuanto a las propiedades del fluido de densidad y viscosidad, se tomarán constantes utilizando las correlaciones empíricas para diésel comercial de Schaschke *et. al.* [58], quienes correlacionan la densidad y viscosidad en función

de la presión. A continuación, las Figuras 3.8 y 3.9 que muestran la densidad y viscosidad en función de la presión y temperatura respectivamente. Tomando la temperatura fija de 323K

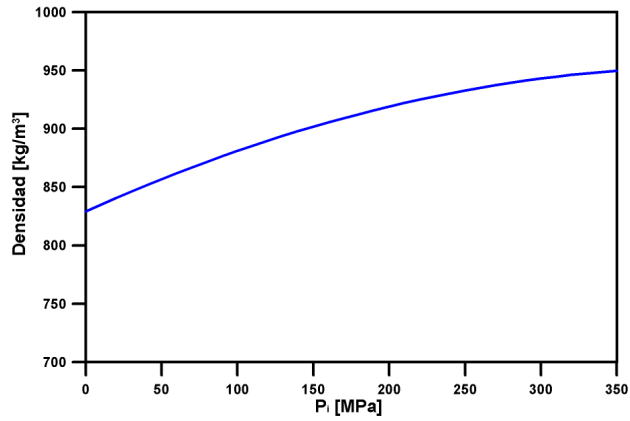


Figura 3.8: Evolución de la densidad versus la presión para la temperatura de 323 K.

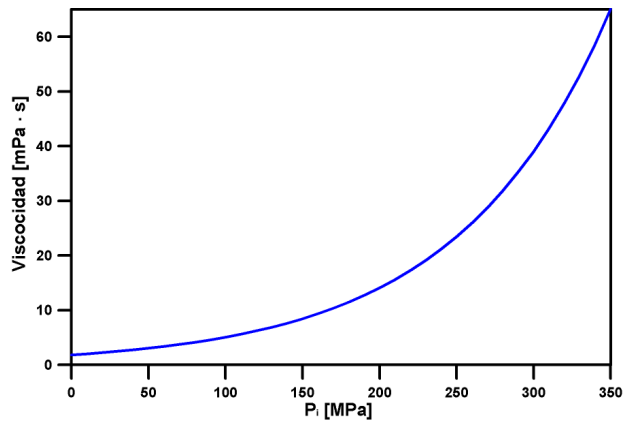


Figura 3.9: Evolución de la viscosidad la presión para para la temperatura de 323 K.

Las ecuaciones de densidad 3.4 y viscosidad 3.3 que definen las gráficas antes mostradas se muestran a continuación.

$$\mu_{T=323K} \approx 1.83e^{0.0102P} \quad (3.3)$$

$$\rho_{T=323K} \approx 829 + 0.59P - 0.0007P^2 \quad (3.4)$$

Para cada una de las presiones de inyección se muestran la tabla de los valores de densidad y viscosidad que se tomarán para validar el modelo de simulación que se muestra en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2: Valores de densidad y viscosidad dinámica específica para cada nivel de presión de inyección de.

$P_i$ (MPa)	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Viscosidad dinámica (kg/m·s)
80	874.0925	0.004354962
100	873.2325	0.005340482
120	891.8125	0.006549024

### 3.2.2.6 CONDICIONES DE FRONTERA

Las condiciones de frontera serán de presión constante, como ya se mencionó anteriormente, las cuales se muestran en la Tabla 3.3 donde  $P_i$  es presión de inyección y  $P_b$  es la contrapresión en la cámara de combustión.

Tabla 3.3: Condiciones de frontera.

Condiciones de frontera			
Inyector	Pi (MPa)	Pb (MPa)	Altura de la aguja (μm)
Solenoide	80		
	100	5	
	120		350
Piezoeléctrico	80		
	100	5	
	120		

Cabe mencionar que se requiere un valor de intensidad turbulenta para inicializar la simulación. Éste se supondrá del 5 %, como lo sugiere [43]. Posteriormente al análisis de sensibilidad de malla, se estimará propiamente la intensidad turbulenta para el caso particular de cada inyector y cada nivel de presión de inyección.

### 3.2.2.7 MÉTODO DE SOLUCIÓN Y FACTORES DE RELAJACIÓN

El método de solución para la simulación se escogió Coupled, y para la discretización espacial se eligieron: las que se muestran en la Figura 3.10. Cabe destacar que estas opciones se eligieron por la experiencia obtenida al simular eventos similares.

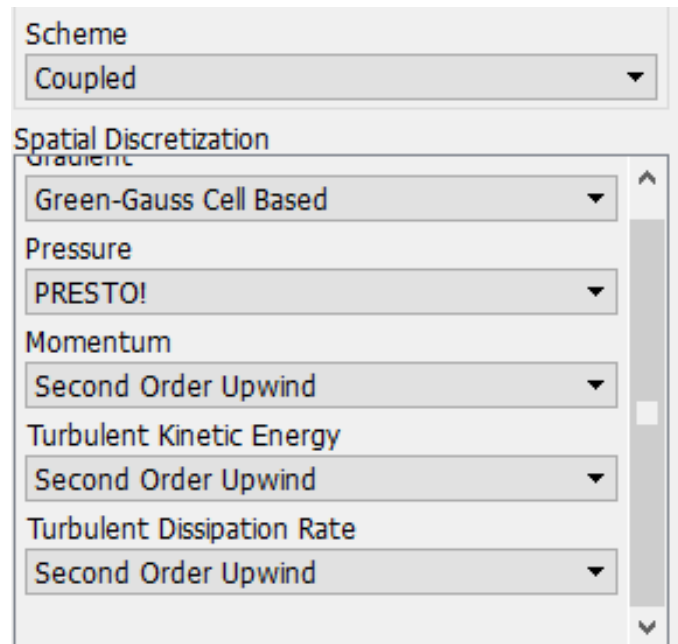


Figura 3.10: Método de solución seleccionado, así como parámetros de discretización considerados.

Por otro lado, los factores de relajación se tomarón como se muestran en la Figura 3.11 para el inyector diésel tipo piezoeléctrico y para el inyector tipo

solenoides como se muestra en la Figura 3.12.

The screenshot shows the 'Solution Controls' panel with the following settings:

Category	Variable	Value
Explicit Relaxation Factors	Flow Courant Number	200
	Momentum	0.5
	Pressure	0.5
Under-Relaxation Factors	Density	1
	Body Forces	1
	Turbulent Kinetic Energy	0.8
	Turbulent Dissipation Rate	0.8
	Turbulent Viscosity	1

Figura 3.11: Factores de relajación para las variables de solución numérica para el inyector diésel tipo piezoeléctrico.

The screenshot shows the 'Solution Controls' panel with the following settings:

Category	Variable	Value
Explicit Relaxation Factors	Flow Courant Number	200
	Momentum	0.6
	Pressure	0.6
Under-Relaxation Factors	Density	1
	Body Forces	1
	Turbulent Kinetic Energy	0.9
	Turbulent Dissipation Rate	0.9
	Turbulent Viscosity	1

Figura 3.12: Factores de relajación para las variables de solución numérica para el inyector diésel tipo solenoide.

### 3.2.2.8 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

Se hicieron dos análisis de sensibilidad, uno para cada inyector diésel. El algoritmo a seguir para determinar la malla con el número de elementos óptimo será el siguiente:

1. Se comienza definiendo una malla polihédrica con un tamaño de elementos de  $0.01mm$  para la base tetrahédrica.
2. Se hace el mallado polihédrico con la extensión de Ansys WorkBenchPolymesh 1.8.
3. Se corre la simulación con la configuración planteada en las subsecciones anteriores.
4. Se obtienen los valores de flujo másico ( $g/s$ ), tiempo de solución ( $s$ ) y número de celdas.
5. Si es la primera iteración, se disminuye en  $0.001mm$  el tamaño de elementos tetrahédricos del paso 1, y se sigue al paso 7.
6. Se disminuye en  $0.001mm$  el tamaño de elementos tetrahédricos del paso 1.
7. Si el flujo másico varía en el orden del  $0.01\%$  con respecto al anterior, entonces se decide que la iteración anterior es suficientemente precisa y económica para correr la simulación. De lo contrario se disminuye en  $0.001mm$  el tamaño de elementos tetrahédricos del paso 1.

### 3.2.3 CÁLCULO DE INTENSIDAD TURBULENTA

Para calcular la intensidad turbulenta, se emplearán las ecuaciones 2.24, 2.25 y 2.26 presentadas en la sección del marco teórico. Se emplearán los valores de densidad y viscosidad dependiente del nivel de presión, de Schaschke *et al.* [58]

presentada en una sección anterior. A continuación, se muestran los pasos a seguir para obtener la intensidad turbulenta para cada inyector y sus correspondientes niveles de presión.

1. Se calcula el diámetro hidráulico del orificio de entrada y salida del fluido en la tobera de ambos inyectores con la ecuación 2.25.
2. Utilizando la simulación con una intensidad turbulenta inicial del 5 % tanto en la entrada como en la salida, se obtiene la velocidad promedio en la salida y la entrada del orificio.
3. Usando las velocidades promedios en el paso anterior, se vuelve a calcular la intensidad turbulenta, con la ecuación 2.26 y posteriormente la ecuación 2.24.
4. Con la nueva intensidad turbulenta obtenida, se corre la simulación y se obtiene una nueva velocidad promedio.
5. Si la velocidad en el paso 3 es igual a la del paso 4, se utiliza la velocidad obtenida en el paso 3. De lo contrario se vuelve a ejecutar el paso 3.

### 3.3 PRUEBA DE NO-CAVITACIÓN

Con la finalidad de corroborar la no cavitación en los inyectores empleados en el presente estudio se utilizan dos pruebas principalmente descritas a continuación:

- El factor de conicidad o  $k - factor = \frac{D_e - D_s}{10\mu m}$  ha sido relacionado con inyectores no cavitantes [44], [37]. Si el  $k - factor > 0$ , entonces el inyector va reduciendo la cavitación a medida que el  $k - factor$  va en aumento.

- Si la relación entre  $\Delta P$  y el flujo másico  $\dot{m}$  es lineal, entonces el inyector se considera no cavitante [44] de lo contrario, aumentan las probabilidades de que el inyector cavite.

## 3.4 CONFIGURACIÓN EXPERIMENTAL

### 3.4.1 HERRAMIENTAS EXPERIMENTALES

#### 3.4.1.1 INSTALACIÓN EXPERIMENTAL DEL TASÍMETRO

En cuanto a la instalación experimental, se utilizaron los dispositivos pertenecientes al Laboratorio de Fenómenos de Transporte ubicado en el LIITE, de la FIME-UANL. Dicha instalación contiene las herramientas, y dispositivos necesarios para efectuar simulaciones de control, y funcionamiento en cuanto a fenómenos de inyección.

En las Figuras 3.13y 3.14, se muestran los diagramas del banco de pruebas utilizado para la medición de flujo másico para el inyector diésel tipo solenoide y piezoeléctrico, respectivamente. Cabe destacar que se colaboró con Martínez-Martínez con la finalidad de recabar los datos para la validación experimental del modelo de simulación presente en ese trabajo [45].

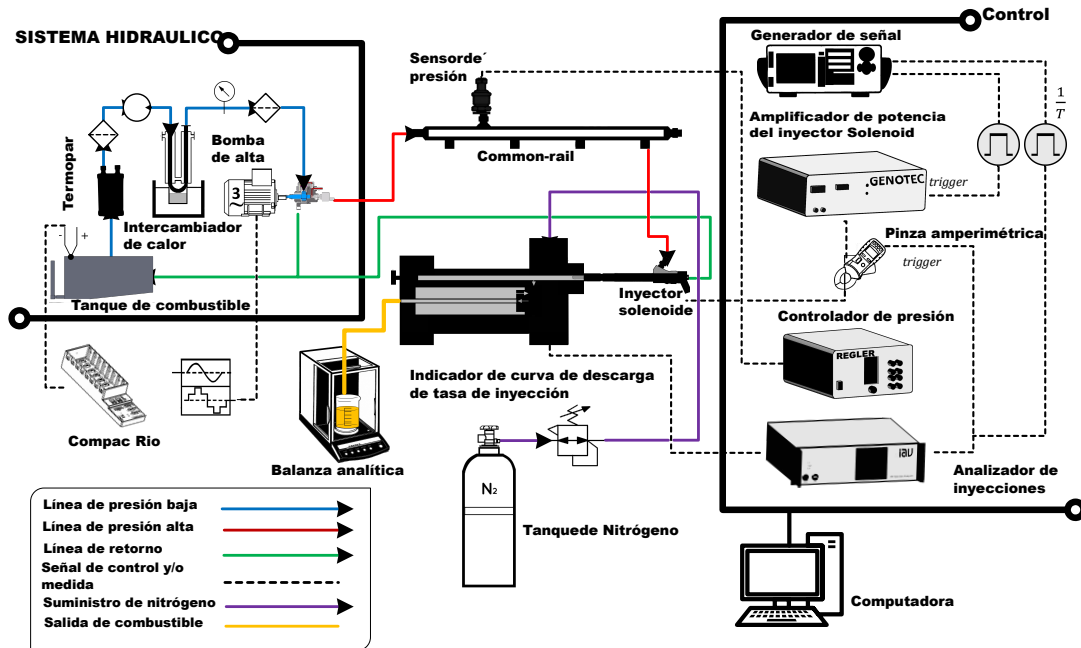


Figura 3.13: Puesta a punto de la configuración experimental para el inyector diésel tipo solenoide, tomado de Martínez R. [45].

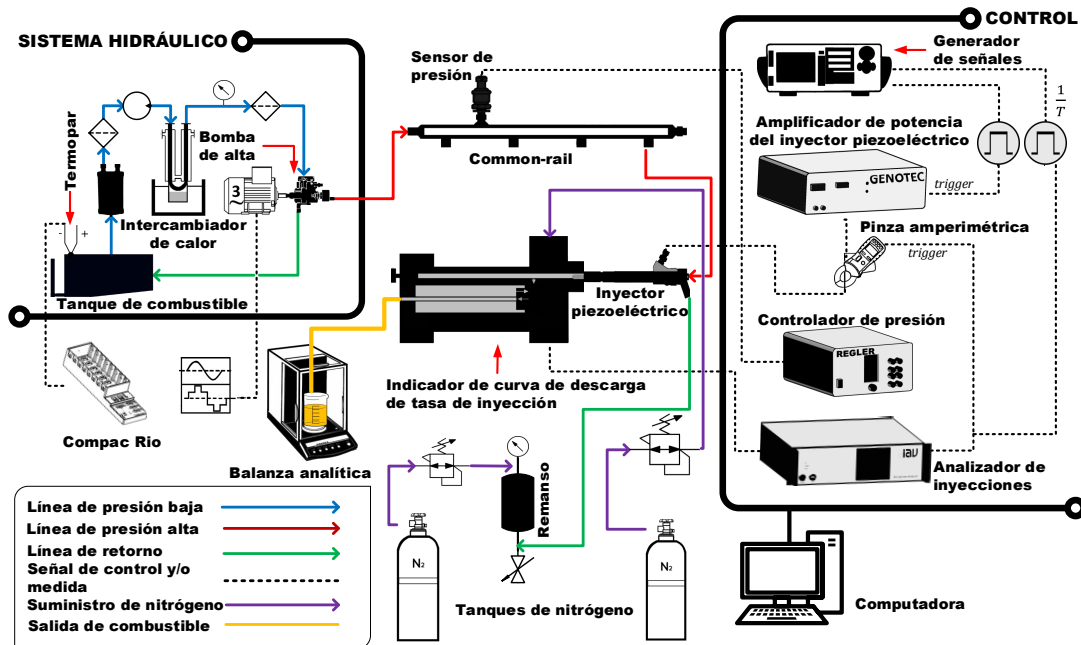


Figura 3.14: Puesta a punto de la configuración experimental para el inyector diésel tipo piezoeléctrico, tomado de Martínez R. [45].

En cuanto a la instalación experimental, ésta cuenta con: un sistema hidráulico de baja presión, que a su vez presuriza y alimenta el common-rail. Éste envía el inyector diésel tipo solenoide o piezoelectrico, los cuales son controlados por el GENOTEC; posteriormente el combustible es suministrado al tasímetro, cuyo funcionamiento depende de los parámetros tales como la tasa de señal, la temperatura, la presión estática, y el “*Key*” que representa la codificación del sistema, que finalmente suministra nitrógeno presurizado. Éste último simula la contra-presión que se encuentra en la cámara de combustión del motor Diésel.

El analizador de inyección IAV compila datos de presión y temperatura en cada inyección, todo esto lo hace mediante una serie de sensores que se encuentran en el interior del tasímetro. Esta información es enviada a la computadora. Por consiguiente, el combustible inyectado sale directamente a la balanza analítica encargada de medir la masa del combustible. Por último, esta masa restante es comparada con la que se registra en la computadora mediante el software especializado de IAV.

Los componentes principales se describen a continuación:

#### 3.4.1.2 COMBUSTIBLE

El combustible empleado fue diésel de tipo comercial, y se muestra en la Figura 3.15. Las características físicoquímicas del combustible fueron obtenidas del estudio de Guevara [20].

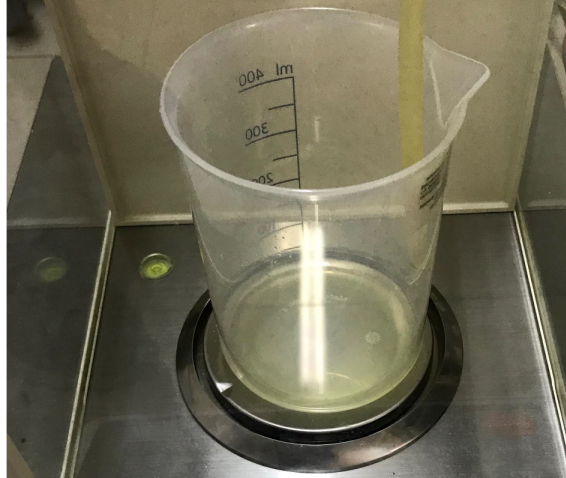


Figura 3.15: Diésel utilizado en la Instalación experimental.

Tabla 3.4: Propiedades físicas del diésel empleado en el presente estudio.

Densidad [ $\text{kg/m}^3$ ]	Viscosidad [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]	Tensión superficial [ $\text{mN/m}$ ]
823.42	1.42	26.38

#### 3.4.1.3 INYECTORES DIÉSEL

Los modelos de inyectores empleados son del tipo piezoeléctrico y solenoide, mostrados en las Figuras 3.5 y 3.4, respectivamente.

#### 3.4.1.4 TASÍMETRO

El tasímetro empleado es de la marca IAV, modelo N 050-050 y se muestra una imagen del mismo en la Figura 3.16.

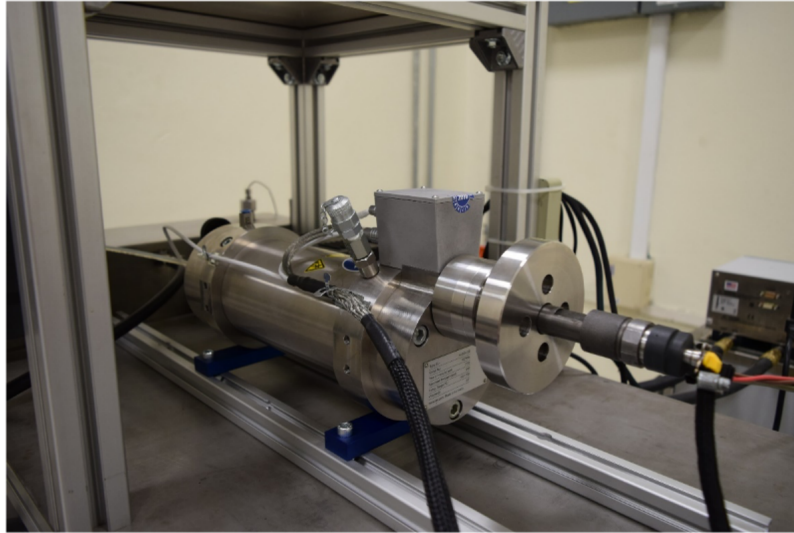


Figura 3.16: Tasímetro empleado para la medición experimental del caudal másico.

Este dispositivo cuenta con cuatro sensores que tienen la función de enviar la señal recibida durante los eventos de inyección, y son descritas a continuación.

1. Rate signal: refiere a la presión dinámica en el interior del sistema.
2. Temperature: refiere a la temperatura cerca de la tobera del inyector diésel.
3. Static pressure: refiere a la presión estática en el interior del sistema.
4. Key: refiere la codificación del sistema.

La unidad de control electrónico, ubicada en el tasímetro, se emplea para suministrar energía y, las señales correspondientes a los sensores. Cabe destacar que para el adecuado funcionamiento de la unidad de control electrónico, las señales de tipo  $1/T$  o también llamadas señales básicas, sirven para transmitir señales de frecuencia de inyección, y el *trigger*, el cual representa el control de pulso eléctrico en cada evento de inyección.

La contrapresión del combustible, la temperatura de la tobera, y la señal de presión dinámica son medidas por el analizador de inyección, éstas se analizan y almacenan por medio del software desarrollado por la compañía IAV.

#### 3.4.1.5 SISTEMA DE PRESURIZACIÓN DE NITRÓGENO

Para simular la contrapresión de un motor diésel, el tasímetro utiliza una conexión de ingreso de nitrógeno. Éste es suministrado por medio de un cilindro que contiene nitrógeno, que a su vez está conectado a un regulador de presión de ingreso de 0 a 20.68 MPa, y una presión a la salida de 0 a 17.23 MPa. Finalmente, para evitar que el sistema de presurizado de nitrógeno pueda resultar dañado, se hace uso de un sistema presurizado de nitrógeno, con la finalidad drenar el nitrógeno que se ha ingresado inicialmente en el sistema.

#### 3.4.2 METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

Con la finalidad de validar el modelo de simulación, se requiere de datos de flujo másico promedio, con el cual comparar el modelo de simulación. Para lograr dicho objetivo, se decidió utilizar inyecciones simples empleando niveles de presión de inyección de 80, 100 y 120 MPa, y tiempos de energización (TE) de 500  $\mu$ s. Se colaboró en esta puesta experimental con [45] y datos obtenidos en su estudio también se usan este trabajo. La estabilización del sistema de inyección es de gran importancia por lo que se realizaron 300 eventos de inyección, de las cuales se tomaron los últimos 100 eventos. Es importante resaltar que por motivos de seguridad se tomaron en cuenta los límites de operación de los inyectores diésel, así como del resto de dispositivos experimentales.

### 3.5 METODOLOGÍA DE VALIDACIÓN

De acuerdo a los datos experimentales obtenidos, se hará una comparación con los datos de flujo másico procedentes de las simulación, descritos en la sección de metodología de simulación. Es decir que se comparará el flujo másico

promedio experimental con el numérico, para el nivel de presión de inyección correspondiente. Se procederá a obtener el error entre estos valores y de acuerdo a la literatura si el porcentaje de error no sobrepasa el 10 % de error, entonces la simulación se considerará significativamente válida [55] [13] [33].

## 3.6 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Posterior a la obtención de los resultados, se abordará el análisis de los resultados mediante la graficación de 3 variables, Índice de Uniformidad (IU) Promedio Ponderado por Área (PPA) y sección de corte de la tobera. Primero se hacen cortes cada 1/8 en la tobera de los inyectores, y para cada sección se extraerá la magnitud del PPA, así como el IU de la misma propiedad física. Ambos valores se representarán en la misma gráfica para los diferentes niveles de  $P_i$ , con la finalidad de abarcar la mayor cantidad de información y comparar ésta para una mejor interpretación física.

### 3.6.1 ÍNDICE DE UNIFORMIDAD

El índice de uniformidad  $\gamma_a$  que representa como una variable de campo varía sobre una superficie. El número 1 representa que PPA en una sección determinada es uniforme y 0 que no lo es. Esto se representa en la Ecuación 3.5.

$$\gamma_a = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n [|\phi_i - \overline{\phi_a}| A_i]}{2[|\overline{\phi_a}| \sum_{i=1}^n A_i]} \quad (3.5)$$

Donde  $\phi$  es la variable calculada,  $i$  es el índice,  $n$  el número de caras,  $A_i$  representa el área sobre la  $i$ -ésima celda, y  $\overline{\phi_a}$  es el valor promedio total de la variable sobre la superficie representada por la Ecuación 3.6.

$$\bar{\phi}_a = \frac{\sum_{i=1}^n [\phi_i A_i]}{\sum_{i=1}^n A_i} \quad (3.6)$$

### 3.6.2 PROMEDIO PONDERADO POR ÁREA

Ésta es una generalización del promedio que permite dar valores o pesos definidos dependiendo del área, de esta forma se le dan más importancia las celdas con propiedades que tienen mayor área [2]. A continuación, se muestra la ecuación correspondiente al promedio ponderado por área 3.7.

$$\frac{1}{A} \int \phi dA = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^n \phi \bar{A}_i \quad (3.7)$$

## 3.7 MATRÍZ DE SIMULACIÓN PARA CONDICIONES HIDRODINÁMICAS FUERA DEL ALCANCE EXPERIMENTAL

La matriz de simulación para valores hidrodinámicos fuera del alcance experimental se muestran en la Tabla 3.5, posterior a la validación del modelo de simulación mostrado en metodología de validación.

Tabla 3.5: Condiciones de frontera fuera del alcance experimental.

Inyector	$P_i$ (MPa)	$P_b$ (MPa)	Diámetro de orificios	Altura de la aguja ( $\mu\text{m}$ )
Solenoides	80	5	$\pm 10\%$	350
	100			
	120			
Piezoeléctrico	80	5	$\pm 10\%$	350
	100			
	120			

Los resultados se centrarán en el flujo másico inyectado con estas modificaciones. Es decir que se graficará el flujo másico contra la  $P_i$  para las 2 toberas modificadas y la original, y esto se hará para cada tipo de inyector.

## CAPÍTULO 4

# RESULTADOS

---

*A continuación, se presentan los resultados obtenidos a lo largo del estudio, siguiendo los pasos de la metodología presentada.*

## 4.1 CARACTERIZACIÓN DE LA GEOMETRÍA INTERNA DE LA TOBERA DE INYECCIÓN

Como se mencionó en la sección de metodología, primero fue requerido confirmar el método de tomografía computarizada con el método empleado por Mojica [47], en un inyector diésel de la firma Denso. A continuación, se muestra la tomografía del inyector Denso y la geometrización en las Figuras 4.1 y 4.2 respectivamente.

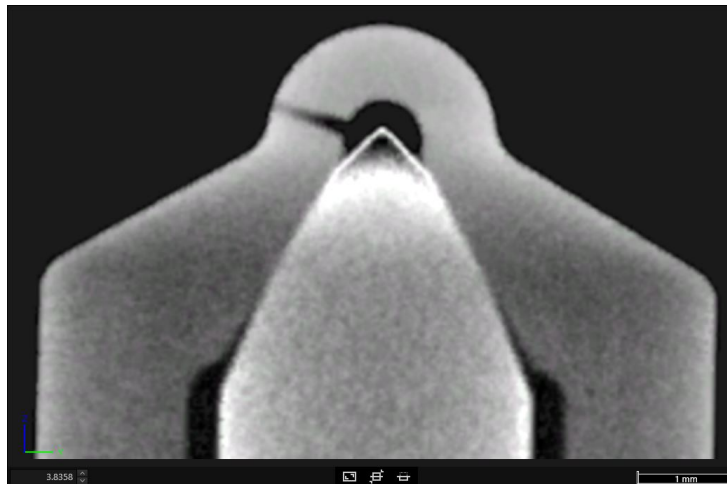


Figura 4.1: Tomografía resultante para el inyector diésel de la firma Denso

A continuación, se toman las medidas de las características planteadas en la sección de metodología, comparada con la medidas obtenidas por Mojica [47], y mostrada en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1: Validación de la técnica tomografía computarizada de rayos-X.

Lugar geométrico	Medida ( $\mu\text{m}$ )	Medidas de Rua-Mojica, 2017 [47]	Error (%)
Diámetro interno	150 $\mu\text{m}$	145 $\mu\text{m}$	3.448275862 %
Diámetro medio	151 $\mu\text{m}$	146 $\mu\text{m}$	3.424657534 %
Diámetro externo	163 $\mu\text{m}$	159 $\mu\text{m}$	2.51572327 %
Largo	739 $\mu\text{m}$	753 $\mu\text{m}$	3.452855246 %
Ángulo	73.84 °	73 °	1.15068493 %

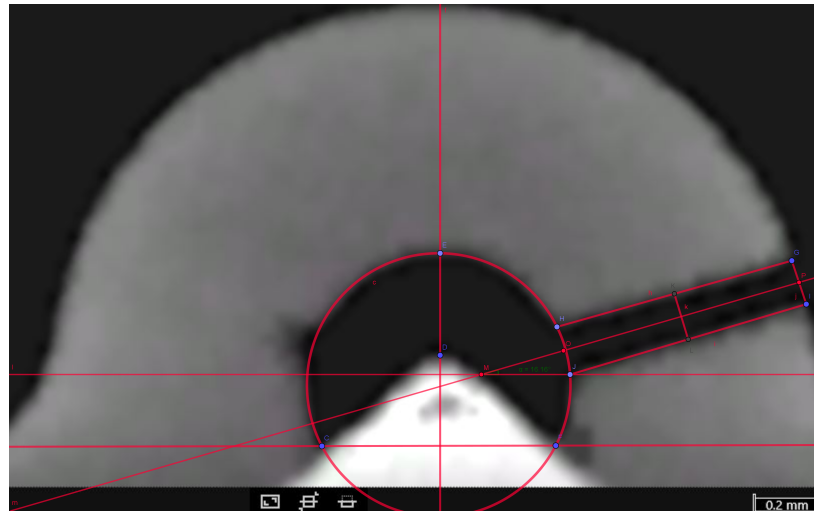


Figura 4.2: Tomografía del inyector diésel de la firma Denso procesada por medio de Geogebra

Con el error menor al 5% se continua con la aplicación de la metodología para los inyectores diésel objeto de estudio, mostrados en las Figuras 4.3 y 4.4 con su respectiva geometrización.

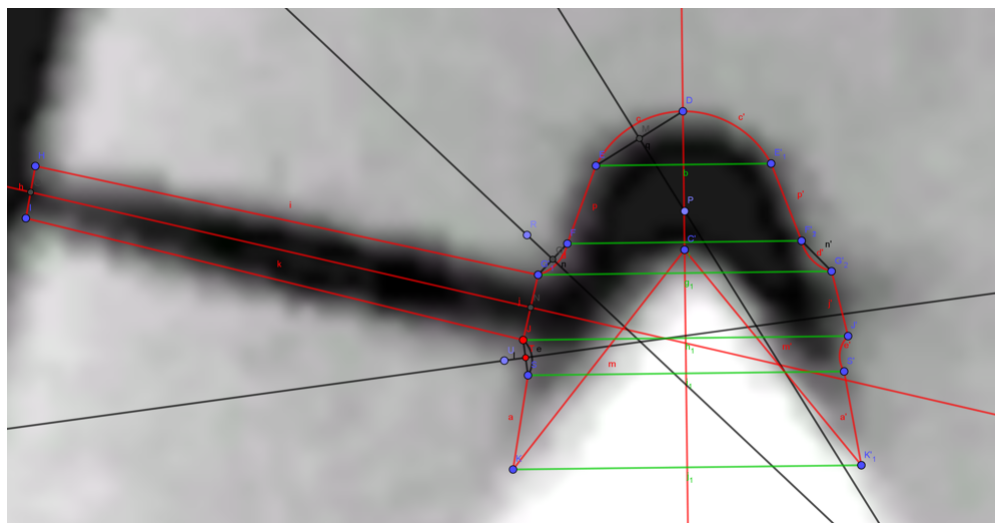


Figura 4.3: Tomografía del inyector diésel tipo solenoide procesada por medio de Geogebra

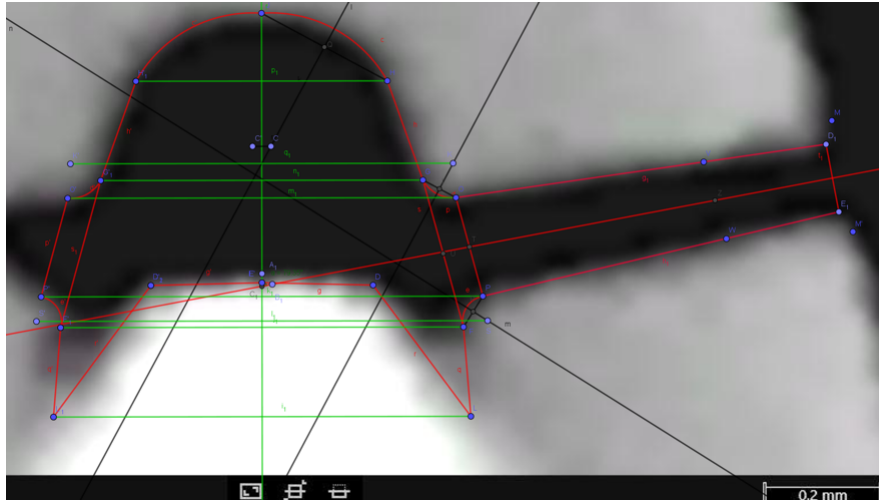


Figura 4.4: Tomografía del inyector piezoeléctrico procesada por medio de Geogebra

#### 4.1.1 MEDIDAS OBTENIDAS

Se muestran las medidas obtenidas después de procesar las imágenes geometrizadas con ImageJ, y se obtuvieron los datos mostrados en las Tablas 4.2 y 4.3 para los inyectores tipo solenoide y piezoeléctrico, respectivamente

Tabla 4.2: Dimensiones geométricas del inyector diésel tipo solenoide.

Medidas de parámetros geométricos de interés		
Diaméto interno	$D_j$	143 $\mu\text{m}$
Diaméto medio	$D_m$	137 $\mu\text{m}$
Diaméto Externo	$D_e$	128 $\mu\text{m}$
Longitud	$L$	1085 $\mu\text{m}$
Ángulo	$\alpha$	74.6 °
K-factor	$k$ -factor	1.4

Tabla 4.3: Dimensiones geométricas del inyector diésel tipo piezoeléctrico.

<b>Medidas de parámetros geométricos de interés</b>		
<b>Diaméto interno</b>	$D_j$	158 $\mu\text{m}$
<b>Diaméto medio</b>	$D_m$	142 $\mu\text{m}$
<b>Diaméto Externo</b>	$D_e$	130 $\mu\text{m}$
<b>Longitud</b>	$L$	650 $\mu\text{m}$
<b>Ángulo</b>	$\alpha$	79.35°
<b>K-factor</b>	$k\text{-factor}$	2.8

Se observa de las Tablas 4.3 y 4.2 la diferencia entre las medidas obtenidas. Resalta la conicidad pues hay una diferencia considerable, y esto implicará una reducción en la precisión de la simulación, puesto que el modelo considerado no está considerando la cavitación, y este fenómeno depende de la geometría de la tobera diésel.

### 4.1.2 MODELOS CAD

Posterior a la dimensionalización, se procede a realizar el modelo CAD con las características geométricas propias de los datos obtenidos y las imágenes geometrizadas por medio de Geogebra. Éstas, se muestran en las Figuras 4.5 y 4.6 para los inyectores tipo solenoide y piezoeléctrico, respectivamente.

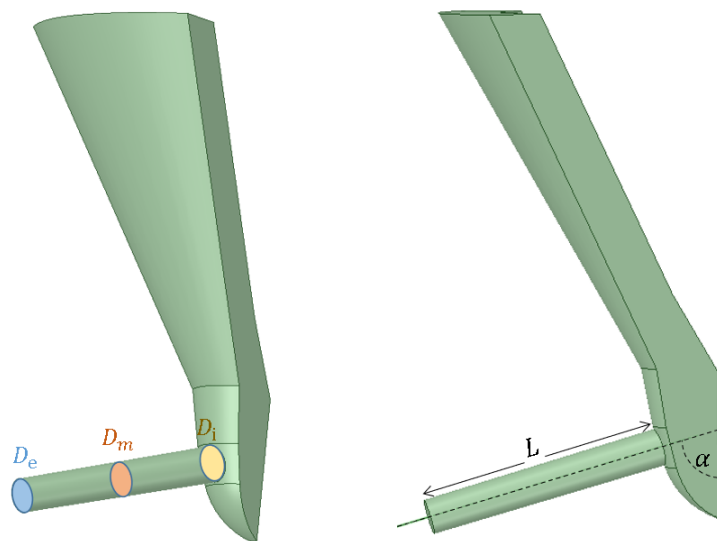


Figura 4.5: Modelo CAD resultante de la geometrización para el inyector diésel tipo solenoide

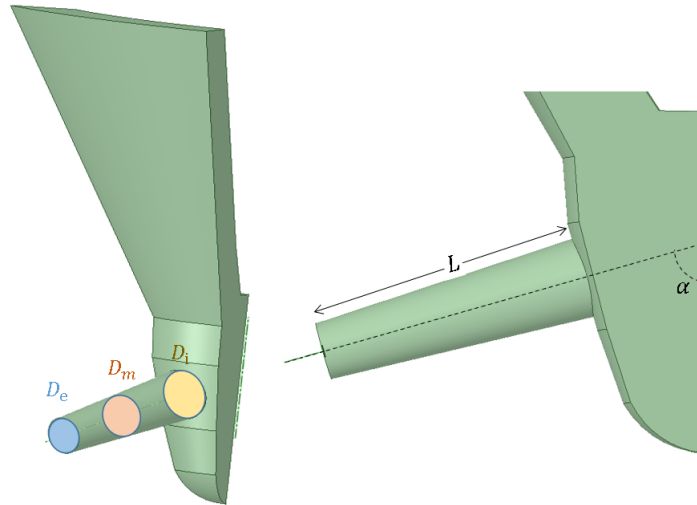


Figura 4.6: Modelo CAD resultante de la geometrización para el inyector diésel tipo piezoeléctrico

### 4.1.3 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DE MALLA

A continuación, se muestran los resultados para el análisis de sensibilidad para la simulación, con la geometría del inyector tipo solenoide y piezoeléctrico mostradas en las Figuras 4.7 y 4.8, respectivamente.

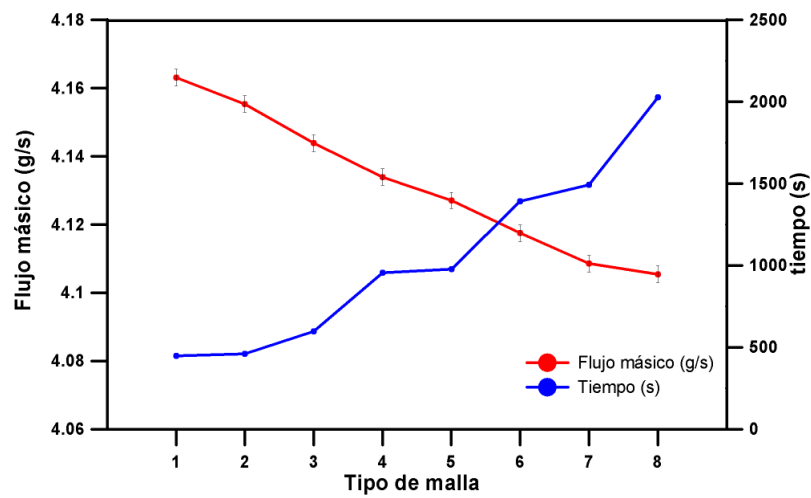


Figura 4.7: Análisis de sensibilidad para el inyector tipo solenoide

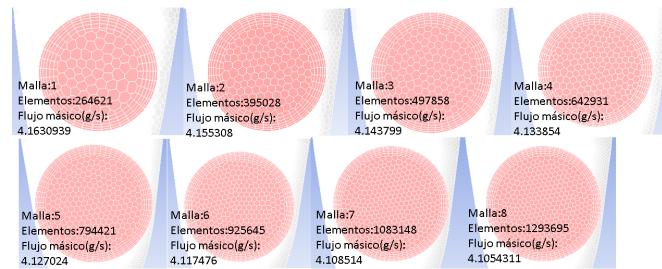


Figura 4.8: Diferentes mallas para el análisis de sensibilidad de malla para el inyector tipo solenoide

Similarmente, se muestran en la Figura 4.9 el análisis de sensibilidad para el inyector diésel tipo piezoeléctrico, y la característica del orificio de salida para las diferentes mallas en la Figura 4.10.

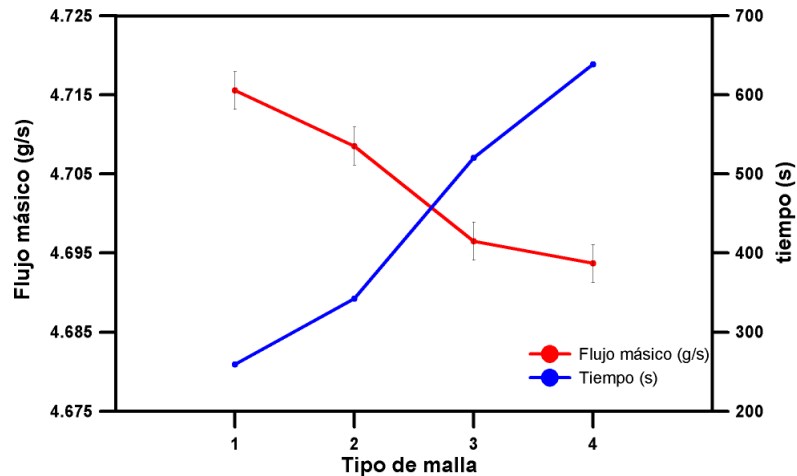


Figura 4.9: Análisis de sensibilidad para el inyector tipo piezoeléctrico.

Se destaca que para el primer caso fueron necesarias 8 mallas, y en el segundo caso solo fueron necesarias 4 mallas para poder obtener un error significativamente pequeño, que implicará que el mallado es lo suficientemente fino para poder reducir el error de cálculo. Además, en las figuras se muestran características de las diferentes mallas, así como las mallas óptimas con más detalle para el inyector

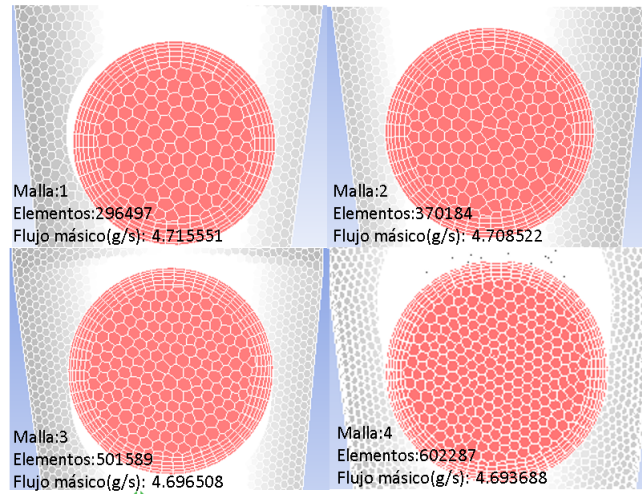


Figura 4.10: Diferentes mallas para el análisis de sensibilidad de malla para el inyector tipo piezoeléctrico

diésel tipo solenoide mostradas en las Figuras 4.12 y 4.11.

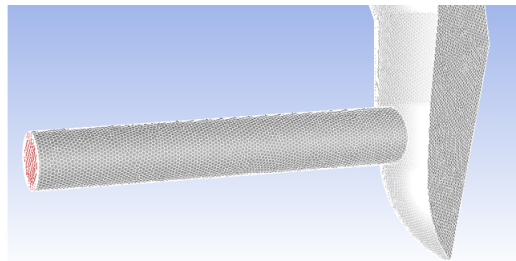


Figura 4.11: Mallado del dominio de fluido del inyector diésel tipo solenoide con énfasis en la tobera.

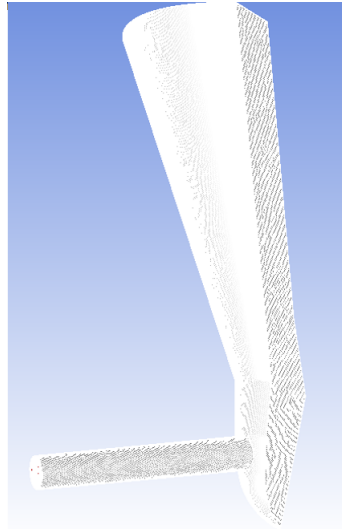


Figura 4.12: Mallado del dominio de fluido del inyector diésel tipo solenoide.

Similarmente, para el inyector diésel tipo piezoeléctrico se muestran en las Figuras 4.14 y 4.13 en la que se aprecian detalles del refinamiento en el dominio de fluido.

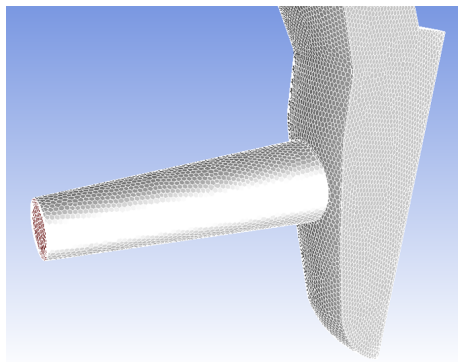


Figura 4.13: Mallado del dominio de fluido del inyector diésel tipo piezoeléctrico con énfasis en la tobera

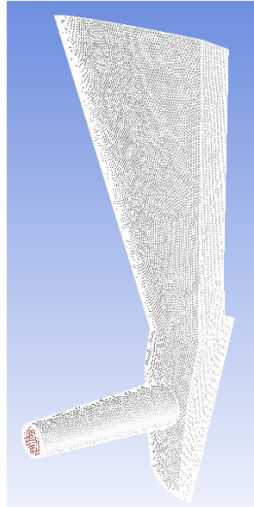


Figura 4.14: Mallado del dominio de fluido del inyector diésel tipo piezoeléctrico

#### 4.1.4 VALORES DE INTENSIDAD TURBULENTA

A continuación se muestran los valores de intensidad turbulenta para cada inyector y su correspondiente nivel de presión en la Tabla 4.4 y Valores de intensidad turbulenta s se muestran los valores resultantes para el orificio de entrada y de salida respectivamente.

Tabla 4.4: Valores de intensidad turbulenta para la entrada del fluido.

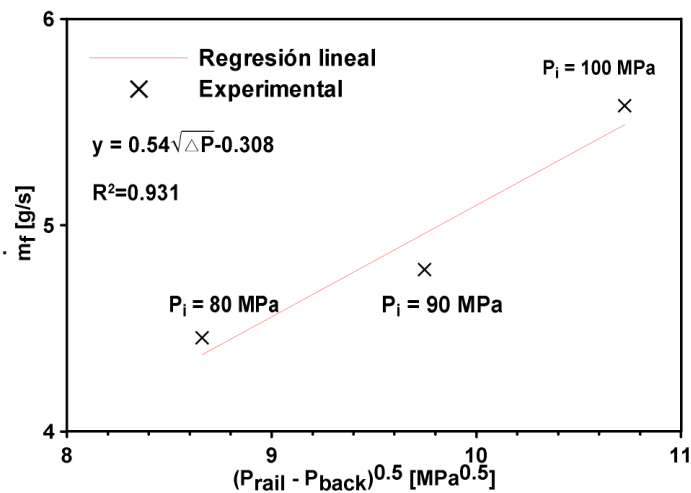
<b>Inyector</b>	$P_i$ (MPa)	<b>Intensidad turbulenta (%)</b>
Solenoides	80	8.437
	100	8.328
	120	8.247
Piezoeléctrico	80	7.992
	100	7.869
	120	7.763

Tabla 4.5: Valores de intensidad turbulenta para la salida del fluido.

Inyector	$P_i$ (MPa)	Intensidad turbulenta (%)
Solenoides	80	5.960
	100	5.885
	120	5.830
Piezoeléctrico	80	5.769
	100	5.677
	120	5.600

## 4.2 PRUEBA DE NO CAVITACIÓN

En las Figuras 4.15 y 4.16 muestran el comportamiento de flujo másico ( $\dot{m}_f$ ) con  $\sqrt{\Delta P}$  para cada uno de los niveles de  $P_i$  propuestos, en los inyectores tipo solenoide y piezoeléctrico, respectivamente. Se destaca una relación lineal entre  $\dot{m}_f$  y  $\sqrt{\Delta P}$  con un error cuadrático medio mayor a 0.93.

Figura 4.15: Correlación entre  $\sqrt{\Delta P}$  y  $\dot{m}_f$  para el inyector diésel tipo solenoide

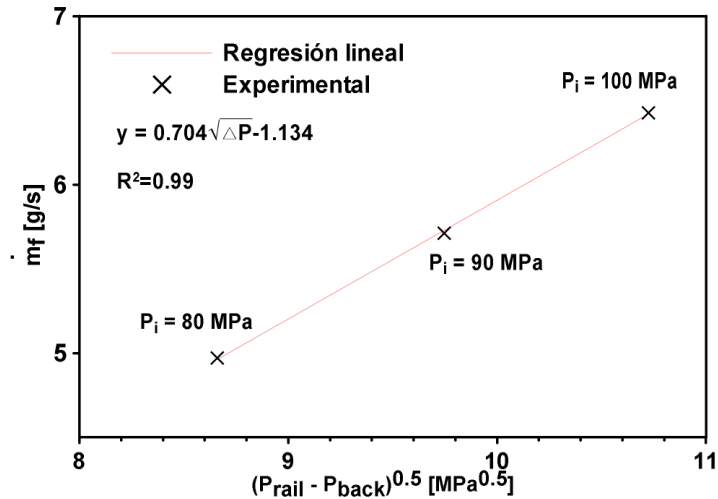


Figura 4.16: orrelación entre  $\sqrt{\Delta P}$  y  $\dot{m}_f$  para el inyector diésel tipo piezoeléctrico

Nótese, que la conicidad del inyector diésel tipo piezoeléctrico, y la correlación lineal del flujo másico con  $\sqrt{\Delta P}$  y el flujo másico promedio, esto asegura que este inyector no cavita bajo los niveles de presión de inyección estudiados. Sin embargo, para el inyector diésel tipo solenoide, existen indicios de la aparición incipiente del fenómeno de cavitación, debida a la menor conicidad y el mayor error de residual en la correlación lineal mostrada.

### 4.3 MEDICIÓN DEL CAUDAL MÁSCO DE COMBUSTIBLE

A continuación, se muestran los resultados de flujo másico obtenidos mediante la metodología propuesta en las Figuras 4.17 y 4.18, y las cuales fueron obtenidas en colaboración con Martínez R. [45], para el inyector diésel tipo solenoide y piezoeléctrico, respectivamente.

Al promediar el flujo másico y dividirlo entre el número de orificios, se obtuvieron para el inyector diésel tipo solenoide, los valores de flujo másico promedio por orificios, los cuales son mostrados en la Tabla 4.6.

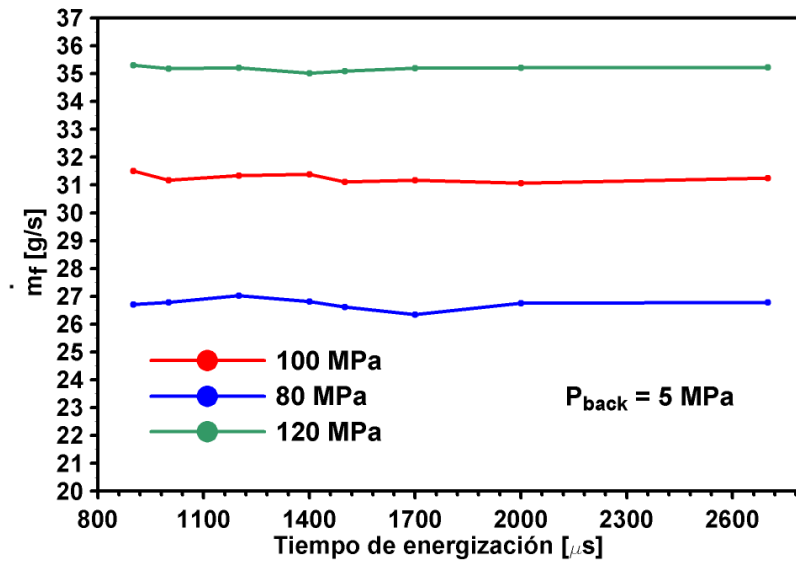


Figura 4.17: Datos experimentales de flujo másico para el inyector diésel tipo solenoide

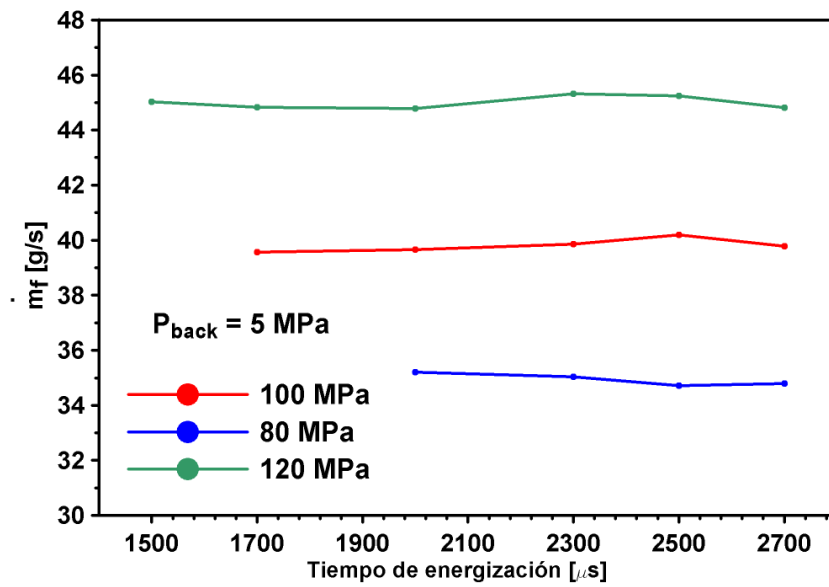


Figura 4.18: Datos experimentales de flujo másico para el inyector diésel tipo piezoeléctrico

Tabla 4.6: Datos experimentales del flujo másico promedio por orificio.

Inyector diésel	$P_i$ (MPa)	Flujo másico promedio por orificio (g/s)
	80	4.97160889
Solenoide	100	5.71214191
	120	6.42563447
	80	4.45464909
Piezoeléctrico	100	4.784910043
	120	5.579047613

#### 4.4 VALIDACIÓN DEL MODELO DE SIMULACIÓN

En las Figuras 4.19 y 4.20 se puede observar una diferencia entre el flujo másico experimental y el numérico para los inyectores diésel tipo solenoide y piezoeléctrico. Así mismo, se puede observar que el error entre lo experimental y numérico va aumentando a medida que la presión de inyección incrementa, donde el error del 10% se denota por medio de un segmento vertical asociado al valor experimental. Este comportamiento también fue observado por Salvador *et al.* [52] al evaluar el desempeño de inyectores diésel tipo solenoide bajo cambios de temperatura.

Bajo los criterios abordados en la sección de métodos numéricos en inyección, se considera que el modelo funciona. Sin embargo, las presiones de inyección más altas que las aquí tratadas, deben tomar especial cuidado, ya que se infiere de la gráficas antes mencionadas, que el error superará el 10%, y por lo tanto este criterio debe considerarse para mejorar el modelo de simulación.

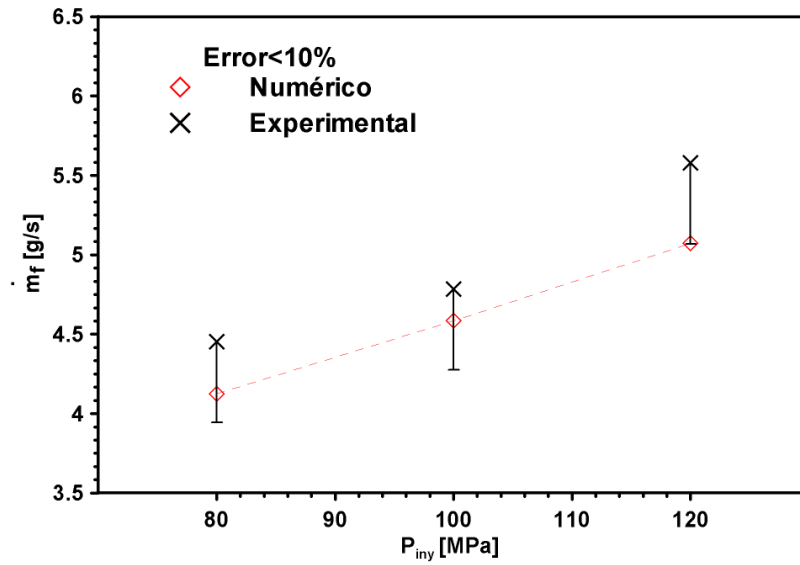


Figura 4.19: Comparación entre los valores de flujo másico experimentales y los datos numéricos, obtenidos con el inyector diésel tipo solenoide

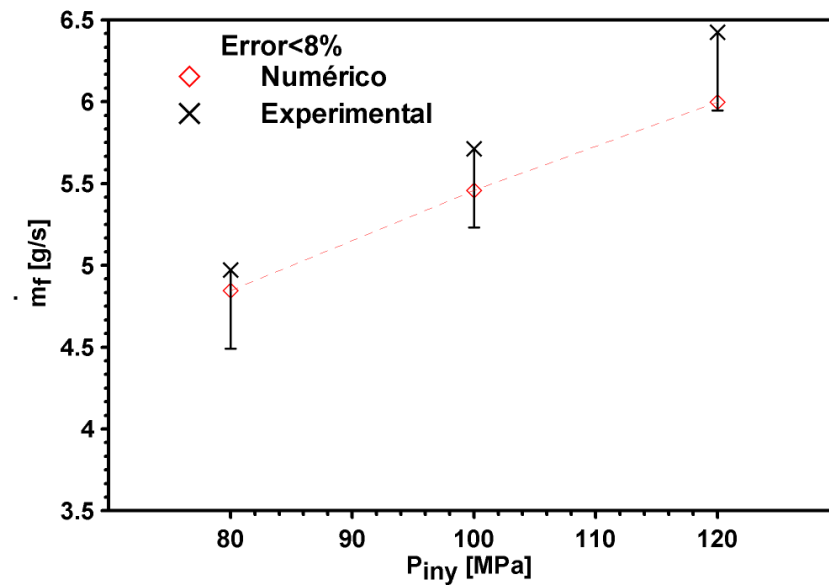


Figura 4.20: Comparación entre los valores de flujo másico experimentales y los datos numéricos, obtenidos con el inyector diésel tipo piezoeléctrico

## 4.5 SIMULACIÓN DE FLUJO INTERNO

### 4.5.1 CONTORNOS DE LA SIMULACIÓN

Además, de los valores de flujo másico, el posprocesador de ANSYS Fluent permite visualizarlos contornos de velocidad, presión y energía cinética turbulenta (ECT). Se agregan las imágenes de contornos de velocidad, mostradas en las Figuras 4.22-4.26.

De acuerdo con la metodología planteada, se elaboraron contornos de magnitud de velocidad y magnitud de presión dinámica a través de la geometría de interés, esto para las diferentes presiones de inyección propuestas en la metodología. En las Figuras 4.27 y 4.28, se exponen los contornos de presión estática, dinámica y total para  $P_i$  de 80 MPa, 90 MPa y 100 MPa para los inyectores diésel tipo solenoide y piezoeléctrico, respectivamente

En el interior de la tobera, el fluido es acelerado cerca de la pared inferior, simultáneamente, el fluido cerca de la pared superior se desacelera de acuerdo con el gradiente de presión inicial. Lo que lleva a un flujo secundario en la dirección de la pared interna sobre toda la sección transversal, como se observa en las diferentes secciones transversales del orificio de la tobera diésel en las Figuras 4.22 - 4.26, haciendo un patrón de recirculación o vórtice. Independientemente, de la geometría de la tobera diésel, se observa que dicho patrón guarda semejanza topológica, cuya diferencia se encuentra en la intensidad de los contornos de velocidad.

En las Figuras 4.27 y 4.28, se muestran la presión total, estática y dinámica de izquierda a derecha, respectivamente. La sección sagital de la tobera se muestra la izquierda de las Figuras de la tobera diésel y a la derecha para las secciones transversales de la misma. En la siguiente sección se abordarán estos datos de

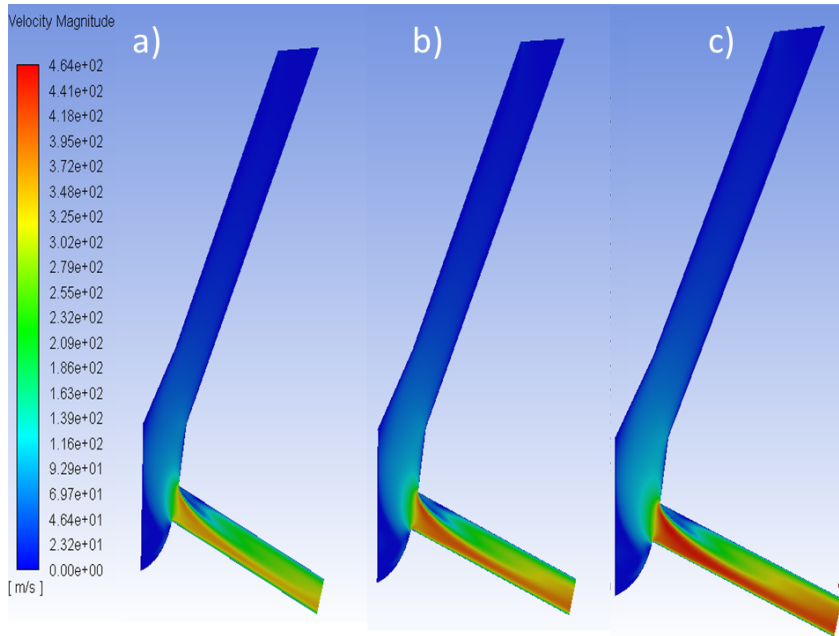


Figura 4.21: Comparación de contornos de velocidad en vista sagital del inyector diésel tipo solenoide a diferentes niveles de  $P_i$ ; a)  $P_i = 80MPa$ , b)  $P_i = 100MPa$ , c)  $P_i = 120MPa$

manera más explícita, utilizando las herramientas de promedios ponderados e índice de uniformidad.

Similarmente, en las Figuras los contornos de presión dentro de la tobera del inyector para las diferentes  $P_i$  se aprecian en las Figuras.

#### 4.5.2 GRÁFICOS DE PROMEDIOS PONDERADOS POR ÁREA E ÍNDICE DE UNIFORMIDAD DE LA SIMULACIÓN

Con la finalidad de extraer características cuantitativas de las características cualitativas de los contornos mostrados en la sección anterior, se decidió emplear los métricas; promedios ponderados por área, mostrada en la Ecuación 3.7, así como el índice de uniformidad mostrado en la Ecuación 3.5, los cuales se explicaron en la sección de metodología.

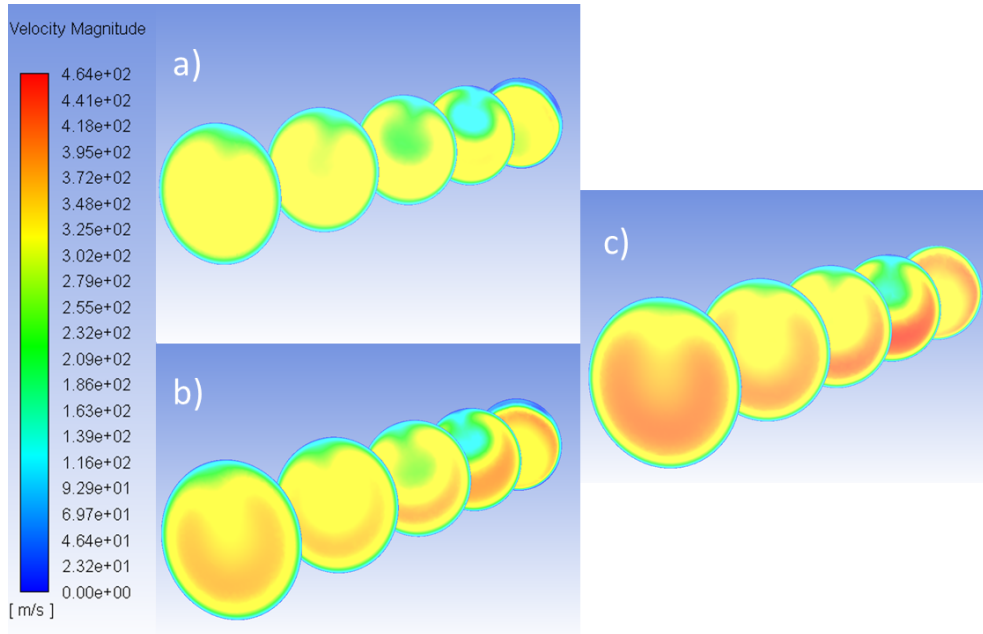


Figura 4.22: Comparación de contornos de velocidad en vista transversal de la tobera diésel tipo solenoide a diferentes niveles de  $P_i$ ; a)  $P_i = 80MPa$ , c)  $P_i = 100MPa$ , c)  $P_i = 120MPa$

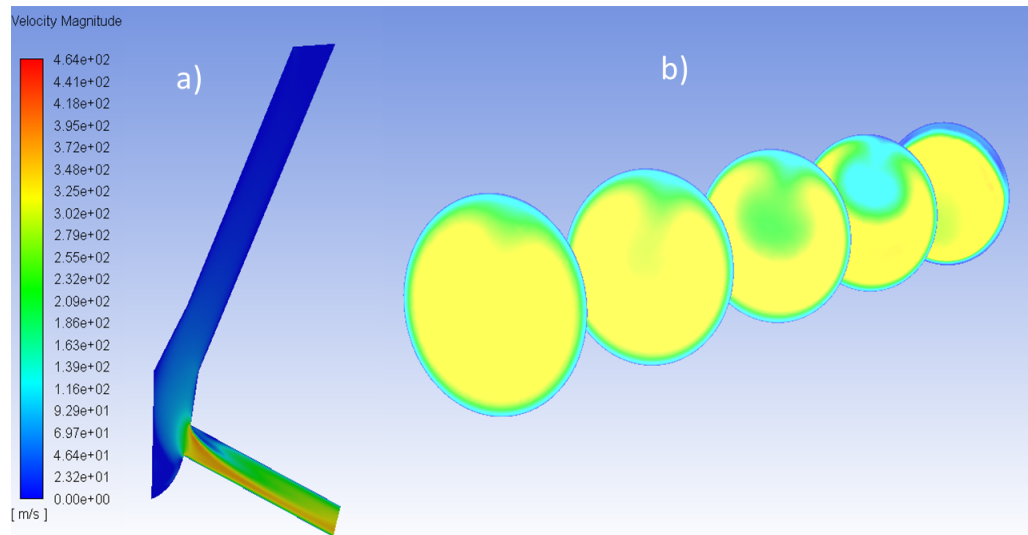


Figura 4.23: Contornos de velocidad sagital y transversal del inyector solenoide con  $P_i = 80MPa$

A continuación, se mostrarán las gráficas de los promedios ponderados por área (a la izquierda) e índice de uniformidad (a la derecha) y la sección de corte

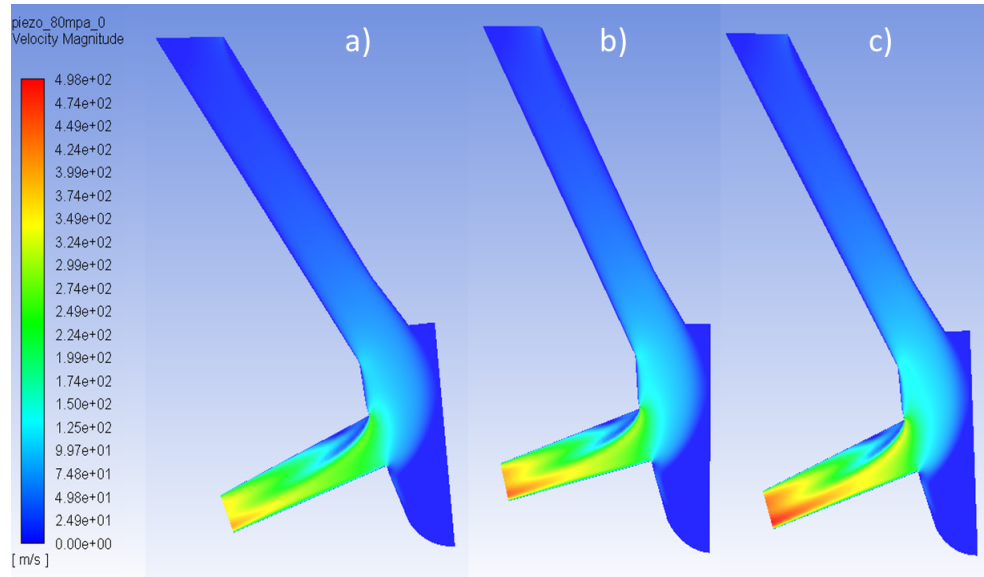


Figura 4.24: Comparación de contornos de velocidad en vista sagital de la tobera diésel tipo piezoeléctrico a diferentes niveles de  $P_i$ ; a)  $P_i = 80MPa$ , c)  $P_i = 100MPa$ , c)  $P_i = 120MPa$

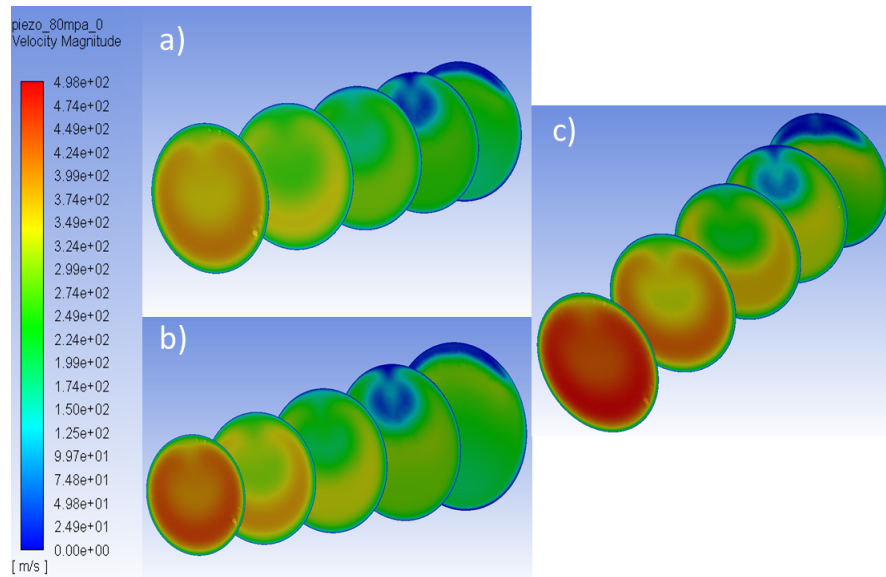


Figura 4.25: Comparación de contornos de velocidad en vista transversal de la tobera diésel tipo piezoeléctrico a diferentes niveles de  $P_i$ ; a)  $P_i = 80MPa$ , c)  $P_i = 100MPa$ , c)  $P_i = 120MPa$

transversal de la tobera diésel enumeradas del 0 a 8, donde 0 es la sección más cercana al saco, y 8 es la sección correspondiente a la sección de salida del orificio

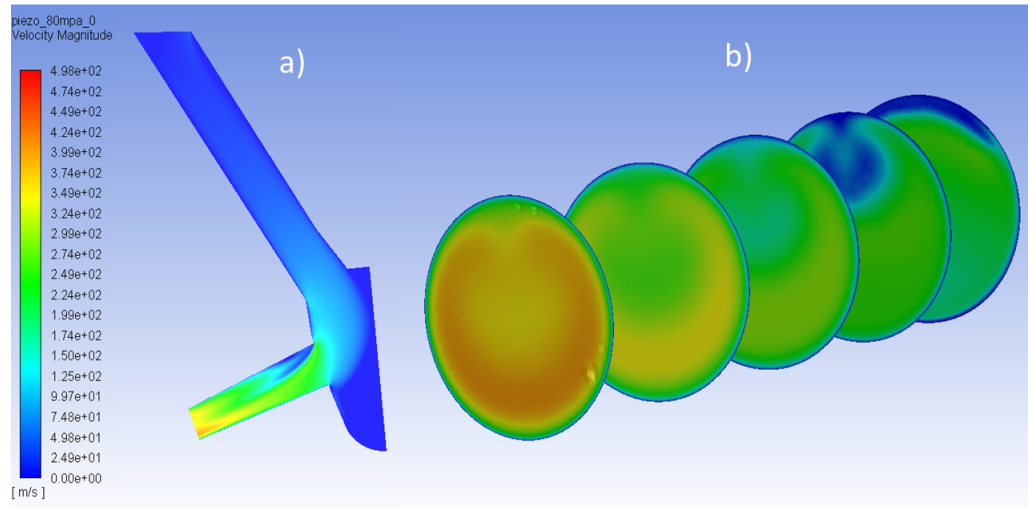


Figura 4.26: Contornos de velocidad sagital y seccional del inyector piezoeléctrico con  $P_i = 80MPa$

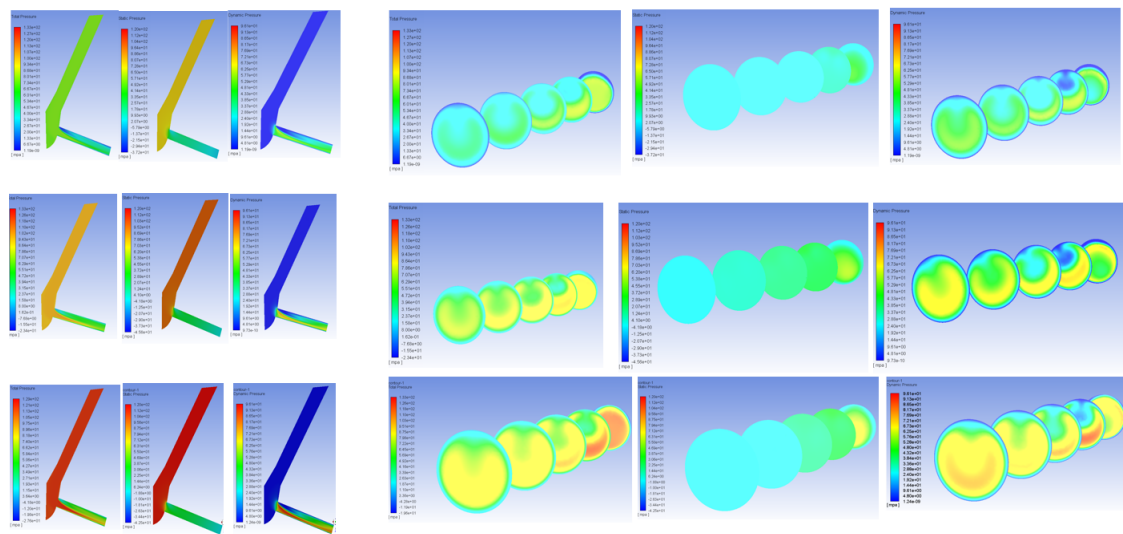


Figura 4.27: Comparación de contornos de presión del inyector solenoide a diferentes niveles de presión de inyección

de la tobera diésel.

En la Figura 4.29, se observa como la velocidad va incrementándose con un valle en la sección 1. Así mismo, se observa cómo este valle corresponde a un valle para el índice de uniformidad, el cual es un indicio de máxima turbulencia,

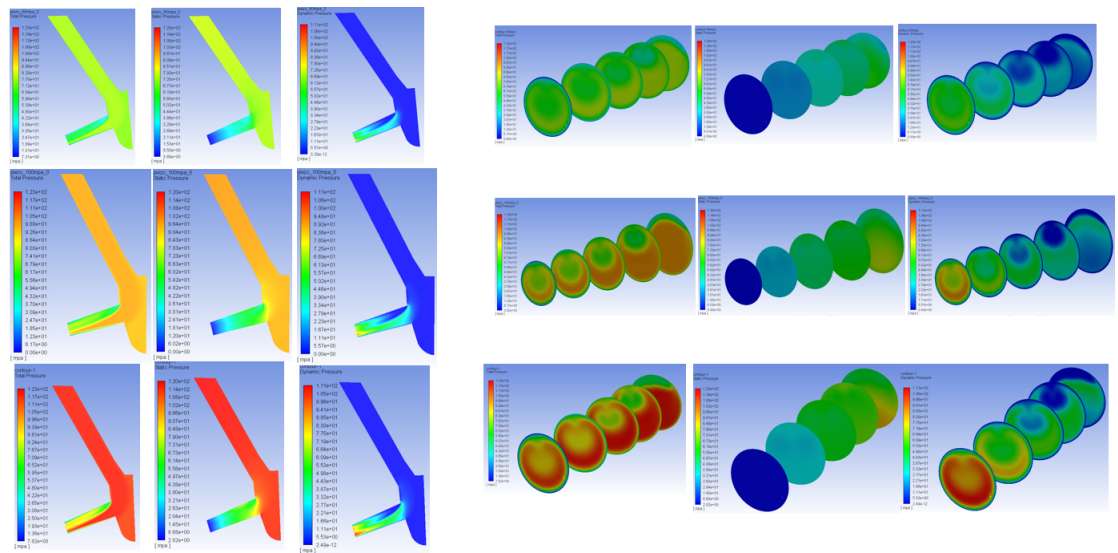


Figura 4.28: Comparación de contornos de presión del inyector piezoeléctrico a diferentes niveles de presión de inyección

correspondiente al patrón de recirculación descrito en la sección anterior. Posteriormente, la uniformidad va aumentando gradualmente hasta llegar a su máximo valor alrededor de la sección 5, y de ahí hay un ligero decremento. Al final de la sección de salida del orificio de la tobera hay un valor cercano a la homogeneidad de la magnitud, esto indica que la velocidad en la sección de salida del orificio de la tobera es uniforme.

Similarmente, en la Figura 4.30, se puede observar que la magnitud de velocidad aumenta, sin embargo, a diferencia de la geometría anterior, se tiene un mayor aumento en la velocidad. También, destaca que el índice de uniformidad sigue aumentando posterior a la sección 6, a diferencia de la geometría anterior. Esto se puede explicar por la conicidad mayor de la tobera del inyector piezoeléctrico, dado que, como se describe en el efecto Venturi. El fluido al pasar por una región de menor área, el fluido se comprime y aumenta su velocidad por el efecto Bernoulli. Lo cual explica tanto el aumento de velocidad y la homogeneidad del mismo. Finalmente, como es de esperar, los niveles de presión aumentan proporcionalmente a la magnitud de la velocidad.

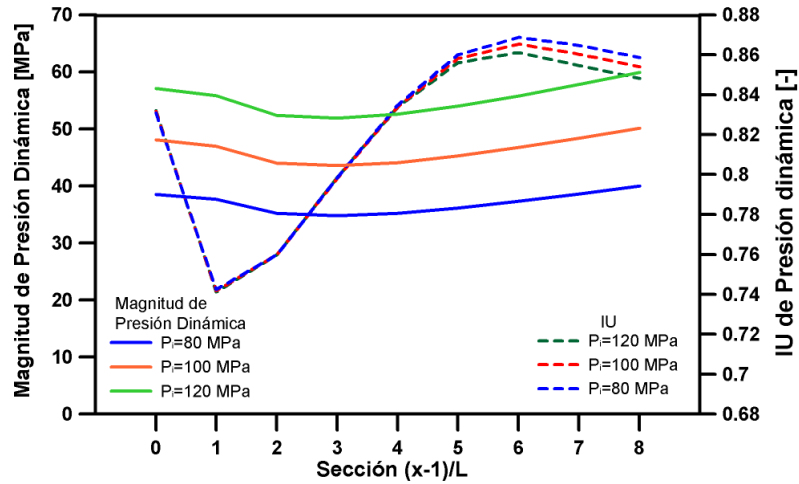


Figura 4.29: Magnitud de velocidad ponderada para la tobera del inyector diésel tipo solenoide

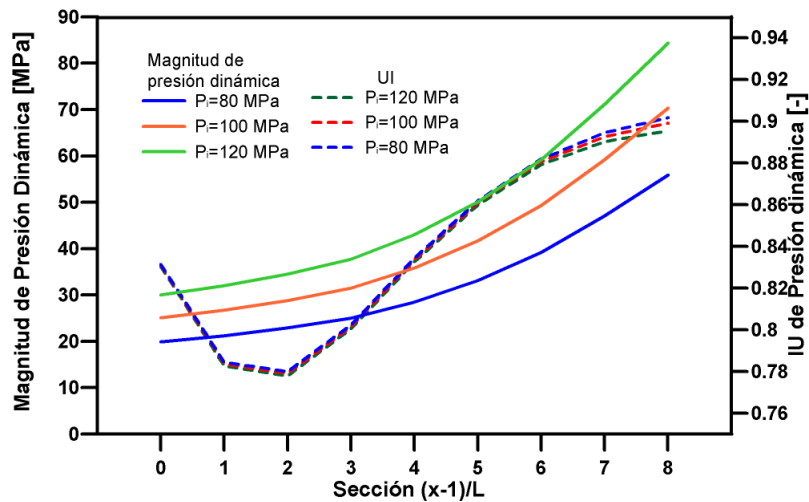


Figura 4.30: Magnitud de velocidad ponderada para la tobera del inyector diésel tipo piezoeléctrico

A continuación, se mostrarán las métricas antes mencionadas para la presión dinámica, dado que la presión estática no da mucha información adicional, más que la que se deduce del gradiente de presión dependiente de las condiciones de

frontera, así mismo, se prescindirá de presión total, pues es la suma de la presión dinámica y estática. En la Figura 4.31, se observa un patrón similar al de magnitud de velocidad, un aumento en la presión dinámica conforme el fluido se acerca a la sección de salida del orificio de la tobera y el índice de uniformidad con la misma tendencia que la magnitud de velocidad. Esto también se puede explicar por la conicidad de la tobera del inyector, el cual es menor, y por lo tanto empieza a haber indicios de la aparición del fenómeno de la cavitación y variaciones en la magnitud a lo largo del orificio de la tobera. Cabe destacar, que en la sección 1 del índice de uniformidad se sigue observando esta caída drástica con respecto al resto del índice, correspondiéndose con el flujo secundario antes descrito.

De forma análoga en la Figura 4.32, se observa una tendencia similar al de la magnitud de velocidad para el mismo inyector diésel. Con la misma explicación sobre las variaciones pero aplicadas a la presión dinámica.

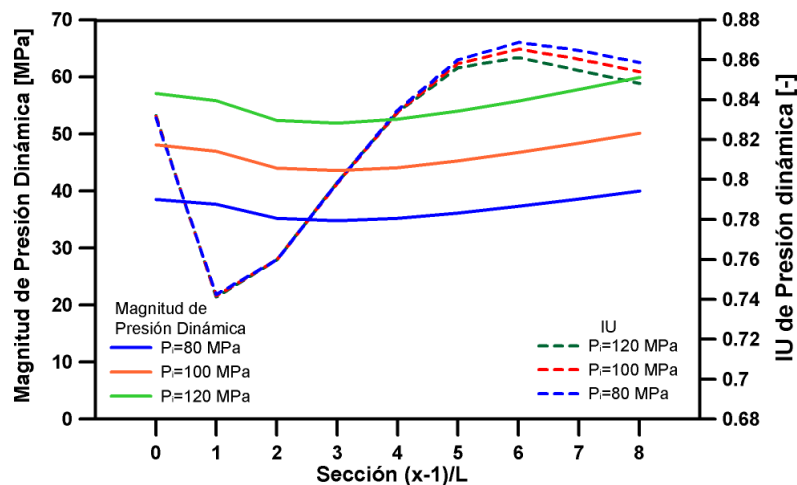


Figura 4.31: Magnitud de presión dinámica ponderada para la tobera del inyector diésel tipo solenoide

En la Figura 4.33, se aprecia el análisis para la ECT en el inyector solenoide, observamos cómo la curva de la magnitud es cóncava hacia abajo, teniendo su máximo en la sección 2, esto indica que la mayor intensidad de la turbulencia se

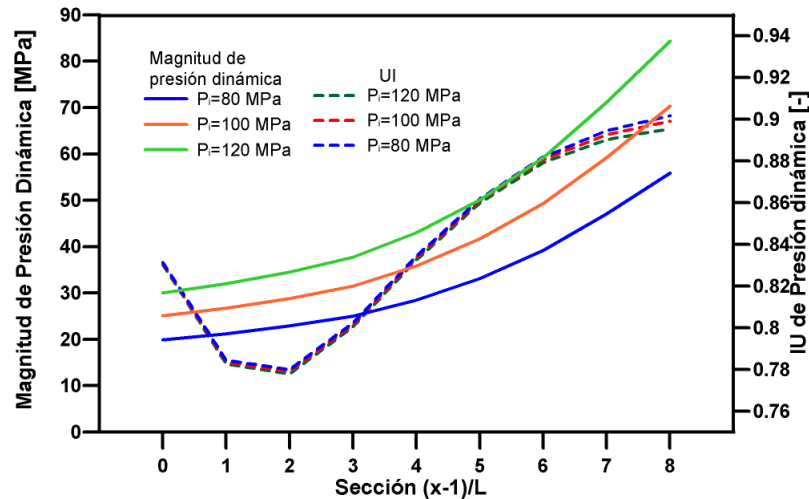


Figura 4.32: Magnitud de presión dinámica ponderada para la tobera del inyector diésel tipo piezoeléctrico

da en la sección antes mencionada, y que posteriormente se regulariza. Esto da una idea del comportamiento de las fluctuaciones importantes en los vectores de velocidad. También se observa que el IU es cóncava hacia abajo, con un punto crítico correspondiente al máximo en las secciones 4 y 5.

Similarmente, la Figura 4.34, se puede observar, cómo en este caso, la curva de la magnitud es creciente turbulenta (ECT) en el inyector diésel tipo piezoeléctrico es creciente, decir que la intensidad de la turbulencia tiene su máximo a la salida del orificio de la tobera, causado por el mayor nivel de conicidad de la tobera. La variación del índice de uniformidad es más irregular que su antecesor, lo que muestra una fluctuación importante en esta magnitud.

Finalmente, en las Figuras 4.35 y 4.36, se muestra el comportamiento de la magnitud de disipación viscosa ponderada para los inyectores diésel tipo solenoide y piezoeléctrico, respectivamente. Para el caso del inyector diésel tipo solenoide, se observa que la magnitud es máxima en la entrada del orificio de la tobera y drásticamente cae para mantenerse a un valor casi constante hacia la

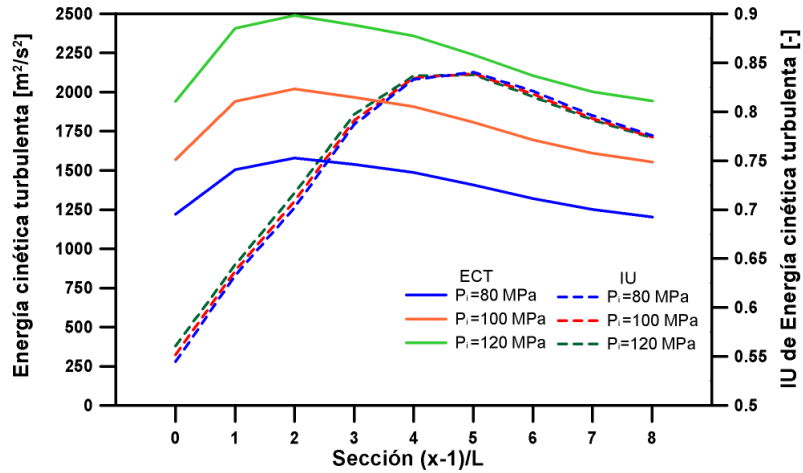


Figura 4.33: Magnitud de energía cinética turbulenta ponderada para la tobera del inyector solenoide

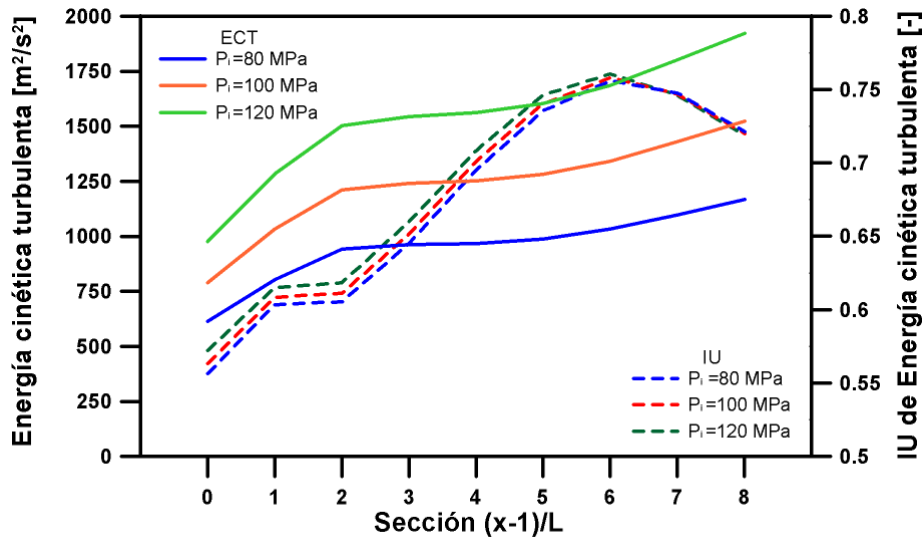


Figura 4.34: Magnitud de energía cinética turbulenta ponderada para la tobera del inyector piezoeléctrico

salida del orificio de la tobera. Se nota como entre la sección 0 y 2 el gradiente es mayor, correspondiendo inversamente proporcional al gradiente de la ECT, lo

cual indica que la disipación viscosa tiene un efecto importante en las mismas zonas en donde la ECT es máxima. Mientras que para el caso del inyector diésel tipo piezoeléctrico se puede observar una tendencia creciente de la disipación viscosa ponderada, lo que representa que, aunque se esté creando más intensidad turbulenta hacia la sección de salida del orificio de la tobera, la disipación de la ECT sigue aumentando. La tendencia del índice de uniformidad es similar para el caso del inyector tipo solenoide.

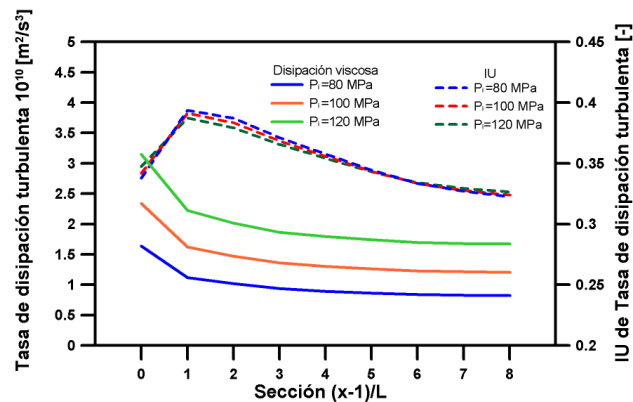


Figura 4.35: Magnitud de disipación viscosa ponderada para la tobera del inyector diésel tipo solenoide

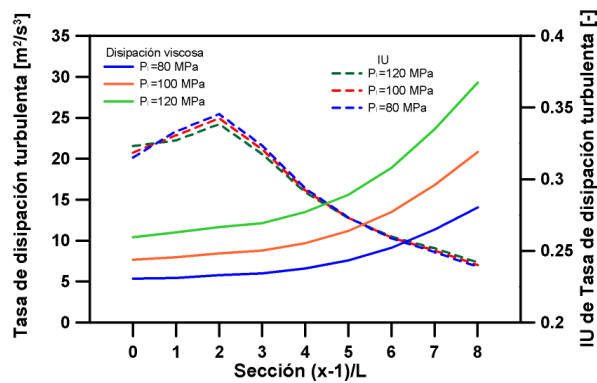


Figura 4.36: Magnitud de disipación viscosa ponderada para la tobera del inyector diésel tipo piezoeléctrico

### 4.5.3 FLUJO MÁSIICO PARA VALORES FUERA DEL ALCANCE EXPERIMENTAL

En seguida se muestran las Figuras 4.37 y 4.38. Como se mencionó en la sección de metodología, se compararán los flujos másicos que entregaría una tobera cuyo diámetro variara en un  $\pm 10\%$  del diámetro original.

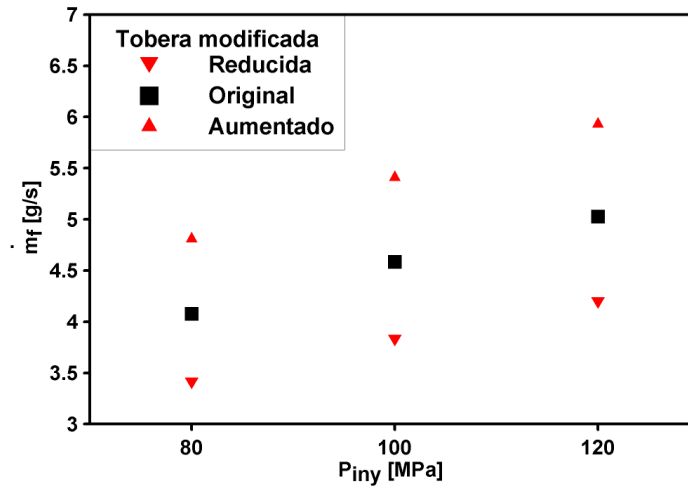


Figura 4.37: Comparación de flujo másico promedio entre las toberas modificadas y la tobera original para el inyector diésel tipo solenoide

Los datos de flujo másico varían en  $\pm 19\%$  al hacer la modificación del diámetro como se menciona anteriormente para el caso del inyector tipo solenoide. Para el caso del inyector tipo piezoeléctrico, la variación de flujo másico promedio fue de un  $\pm 17\%$ . Esto es debido a que el flujo másico depende proporcionalmente, de entre otros parámetros, del área transversal del conducto, por lo que el aumento y disminución del diámetro de la tobera coincide con un aumento y reducción del flujo másico respectivamente.

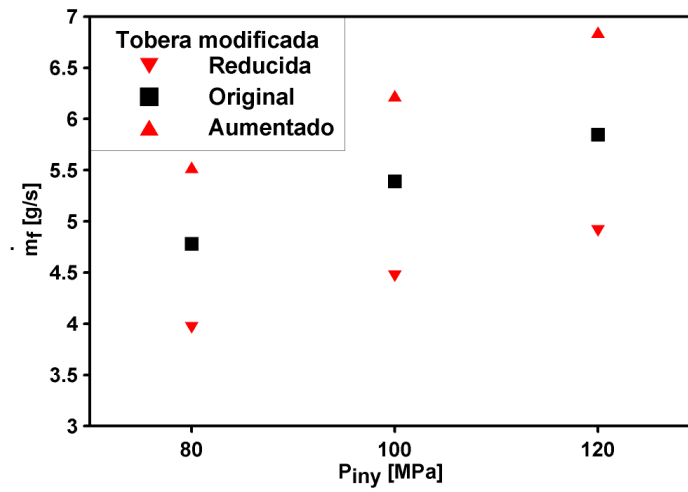


Figura 4.38: Comparación de flujo másico promedio entre las toberas modificadas y la tobera original para el inyector diésel tipo piezoeléctrico

## CONCLUSIONES

---

### 5.1 CONCLUSIONES

La técnica de tomografía computarizada resultó ser igualmente precisa, en comparación de la técnica de silicona, para obtener dimensiones representativas de las características de la geometría onterna de las toberas diésel. Sin embargo, es posible reducir la incertidumbre al implementar estrategias como aumentar el voltaje de la tomografía, así como emplear filtros de cadmio y cobre que se presentaron en la introducción con la finalidad de aumentar la resolución de las imágenes.

La correlación entre  $\sqrt{\Delta P}$  y el flujo másico para cada uno de los niveles de presión de inyección estudiados, indica un fenómeno de la cavitación insignificante en la tobera del inyector diésel tipo piezoeléctrico, lo que está de acuerdo con la literatura sobre la relación entre el  $k - factor$ , y las correlaciones lineales entre el  $\sqrt{\Delta P}$  y el flujo másico. En el caso de la tobera del inyector tipo solenoide, se encontraron mínimos indicios de la aparición del fenómeno de la cavitación, provocando un error residual ligeramente mayores, aunque aceptables para analizar tendencias. Por lo que es importante asegurarse de no hacer inferencias inapropiadas utilizando este modelo cuando la  $P_i$  aumenta. También, se concluye

que el fenómeno de la cavitación ocurre a mayores presiones de inyección y es consistente con la literatura [22].

Como se muestra en las Figuras 4.19 y 4.20, el error de incertidumbre, el cuál es menor al 10 %, es posible explicarlo por una infravaloración de los valores de la viscosidad y la densidad que es sabido que varían con la presión de inyección, y en menor grado por la temperatura del combustible; concluyendo que al asumir las propiedades físicas del diésel como constantes, se provoca un error. Así mismo, ya que se simuló el proceso de inyección a levantamiento máximo de la aguja, esto desestima el transitorio de cierre y apertura del inyector diésel, y por lo tanto es razonable que el flujo másico se sobreestime en contraste con el valor real. Por otro lado, la incertidumbre de medición de la geometría interna de la tobera diésel, así como la suposición de que las paredes del orificio no contienen rugosidades importantes, que pueden frenar el flujo del fluido de trabajo por el conducto, pueden ser factores que expliquen la variación entre los valores experimentales y numéricos. Otro factor a considerar son las pérdidas de carga en el inyector diésel, como las han reportado López *et. al.* [38], que pueden variar de 15 % a 30 % al aumentar los niveles de presión, por lo tanto, la  $P_i$  considerada en la simulación está sobreestimada, por lo que eso tendría un impacto en la precisión del modelo. El nivel de incertidumbre crece al aumentar el nivel de presión de inyección, lo cual es consistente con la literatura. [51]

Por otro lado, con respecto a las estructuras de distribución de presión, velocidad y energía cinemática turbulenta se ha encontrado:

- Los contornos de presión y velocidad son consistentes con los encontrados. Además, que el comportamiento de los perfiles de ECT siguen la tendencia de este tipo de fenómeno [49]
- Se destaca en los contornos de presión, como la presión dinámica es más más intensa en el centro de la tobera diésel, y en menor grado cerca de las paredes, en especial en la primera mitad de la tobera diésel.

- Similarmente, a los contornos de presión dinámica, se observa una velocidad a lo largo de la tobera, siendo la mayor velocidad a la mitad del diámetro de la tobera, y con una velocidad menor en las paredes, esto debido a la condición de no deslizamiento que impiden que haya velocidad en las paredes de la tobera. También, se observa una apertura en los vectores de velocidad en la sección de salida del orificio de la tobera, dando lugar al desarrollo del chorro. Por otro lado, se observa una menor velocidad a la entrada del orificio de la tobera debida al efecto Venturi, que posteriormente al reducir el área por donde pasa el fluido, aumenta la velocidad del mismo.
- El modelo de turbulencia RANS es una herramienta útil para modelos que cuyo fenómeno de cavitación es limitado o nulo, como reportó Koukovinis *et.al.*[33]

Finalmente, de las Figuras 4.37 y 4.38 podemos decir que una variación del  $\pm 10\%$  del diámetro de la tobera para cada tipo de inyector, corresponden en una variación del  $\pm 19\%$  y  $\pm 17\%$  del flujo másico promedio para el inyector diésel tipo solenoide y piezoeléctrico, respectivamente. Esto puede ser explicado, por la dependencia proporcional que el área tiene sobre el flujo másico, mostrada en la ecuación 2.30.

## 5.2 TRABAJOS FUTUROS

Dadas las observaciones, y conclusiones se proponen extensiones de trabajos que se pueden abordar utilizando este trabajo como base.

- Dado que el modelo se limita a las condiciones de turbulencia y modelo mono-fásico, se sugiere agregar al modelo un cambio de fase, y el modelo de turbulencia LES, que ha probado buenos resultados en inyectores de combustible. Además, es conveniente plantear modelos de cavitación para inyectores con una conicidad menor a las propuestas en este trabajo.

- Mejorar la técnica de tomografía computarizada con la finalidad de aumentar la precisión, y nitidez de las tomografías. Se sugiere, emplear filtros de materiales como cadmio para mejorar las imágenes obtenidas, como lo ha reportado la literatura [34]. Así como optimizar los reglajes del tomógrafo para encontrar la combinación de parámetros que maximicen la resolución, y minimizen el tiempo de procesamiento de imagen del mismo.
- También, se sugiere caracterizar las pérdidas de carga en el inyector diésel, con la finalidad de obtener valores de presión de inyección más realistas y, por consiguiente, disminuir el error de simulación.
- Realizar una comparación en la simulación entre las diferentes técnicas de mallado, en particular entre mallas hexahédricas y polihedricas, con el propósito de obtener información de precisión y costo computacional que permitan decidir la mejor estrategia de mallado de acuerdo al fenómeno de inyección.
- Introducir un código para simular el movimiento de la aguja, y poder hacer simulaciones del transitorio, con la finalidad poder obtener una mejor descripción del flujo interno. Esto a su vez, permitiría simular diferentes estrategias de inyección múltiple.
- Considerar el flujo como compresible, y observar si el cambio de temperatura modifica significativamente el modelo planteado

# BIBLIOGRAFÍA

---

- [1] AFZAL, H., C. ARCOUMANIS, M. GAVAISES y N. KAMPANIS, «Internal flow in diesel injector nozzles: modelling and experiments», *IMechE Paper S492/S2/99*, **492**(May), 1999.
- [2] ANSYS, «23.3.1.18 uniformity index ANSYS Help viewer», *Informe técnico*, ANSYS, USA, 2018.
- [3] B, L. y D. SPALDING, «THE NUMERICAL COMPUTATION OF TURBULENT FLOWS», *COMPUTER METHODS IN APPLIED MECHANICS AND ENGINEERING* **3**, **3**(10), págs. 269–289, 1974.
- [4] BAE, G., S. CHOI, S. LEE, S. MOON, J. WANG, K. KIM, J. LEE y J. KANG, «Experimental investigation of fuel temperature effects on transient needle motion and injection velocity of solenoid type diesel injector», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **181**, pág. 121838, 2021, URL <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121838>.
- [5] BALAFAS, G., *Polyhedral Mesh Generation for CFD-Analysis of Complex Structures*, Tesis Doctoral, Technische Universität München, 2014.
- [6] BALZ, R., I. G. NAGY, G. WEISSER y D. SEDARSKY, «Experimental and numerical investigation of cavitation in marine Diesel injectors», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **169**, pág. 120933, 2021, URL <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.120933>.

- [7] BAUER, W., F. T. BESSLER, E. ZABLER y R. B. BERGMANN, «Computer tomography for nondestructive testing in the automotive industry», *Developments in X-Ray Tomography IV*, **5535**, pág. 464, 2004.
- [8] BOSCH, W., «The fuel rate indicator: A new measuring instrument for display of the characteristics of individual injection», *SAE Technical Papers*, 1966.
- [9] BRADSHAW, P., «Turbulent Secondary Flows.», *Annual Review of Fluid Mechanics*, **19**, págs. 53–74, 1987.
- [10] CENGEL, Y. y J. CIMBALA, *Essentials of Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*, 2008.
- [11] CHEN, G., C. CHEN, Y. YUAN, L. ZHU y X. LOU, «The Effect of the Structure and Parameters of Diesel Injector on Atomization Characteristics», *Integrated Ferroelectrics*, **219**(1), págs. 145–159, 2021, URL <https://doi.org/10.1080/10584587.2021.1911363>.
- [12] CHORIN, A. J. y J. E. MARSDEN, *A mathematical introduction to fluid mechanics.*, cuarta edición, Springer-Verlag, New York, 1979.
- [13] CHOUAK, M., A. MOUSSEAU, D. REVEILLON, L. DUFRESNE y P. SEERS, «Study of Transient Effects in the Internal Flow of a Diesel Fuel Injector», *SAE Technical Papers*, **2015-April**(April), 2015.
- [14] EMMANUEL, G., *Analytical fluid Dynamic*, segunda edición, 2, CRC Press, Arlington, 2001.
- [15] ENERGY AGENCY, I., «Global Energy Review: CO2 Emissions in 2021 Global emissions rebound sharply to highest ever level», *Informe técnico*, 2021, URL [www.iea.org/t&c/](http://www.iea.org/t&c/).
- [16] GALLIER, J. y J. QUAINANCE, «Aspects of Convex Geometry Polyhedra, Linear Programming, Shellings, Voronoi Diagrams, Delaunay Triangulations», *Informe técnico*, 2017.

- [17] GARCIA, B., *Caracterización hidraulica de un inyector diesel solenoide para motores dual fuel*, Tesis Doctoral, Universidad Politecnica de Valencia, 2014.
- [18] GEORGE, W. K., «Lectures in Turbulence for the 21st Century, Imperial College of London and Chalmers University of Technology», *Website*, (January), pág. 351, 2013, URL [http://www.turbulence-online.com/Publications/Lecture\\_Notes/Turbulence\\_Lille/TB\\_Lille\\_24Oct2010.pdf](http://www.turbulence-online.com/Publications/Lecture_Notes/Turbulence_Lille/TB_Lille_24Oct2010.pdf).
- [19] GONZALEZ, O. y A. M. STUART, *A First Course in Continuum Mechanics*, cambridge edición, Cambridge University Press, New York, 2008.
- [20] GUEVARA ROMERO, F., *Estudio de los efectos de las propiedades físicas de las mezclas binarias diésel-biodiesel sobre las características del chorro de combustible líquido*, Tesis Doctoral, Universidad Autónoma de Nuevo León, 2019.
- [21] GURTIN, M. E. y W. J. DRUGAN, *An Introduction to Continuum Mechanics*, tomo 51, 1984.
- [22] HE, Z., Z. ZHANG, G. GUO, Q. WANG, X. LENG y S. SUN, «Visual experiment of transient cavitating flow characteristics in the real-size diesel injector nozzle», *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **78**, págs. 13–20, 2016, URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.08.004>.
- [23] HE, Z., W. ZHONG, Q. WANG, Z. JIANG y Z. SHAO, «Effect of nozzle geometrical and dynamic factors on cavitating and turbulent flow in a diesel multi-hole injector nozzle», *International Journal of Thermal Sciences*, **70**, págs. 132–143, 2013, URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2013.03.008>.
- [24] HESS, J. L. y A. M. SMITH, «Calculation of potential flow about arbitrary bodies», *Progress in Aerospace Sciences*, **8(C)**, págs. 1–138, 1967.
- [25] ILABOYA, I. R. y E. A. OTUARO, «Emission dispersion modeling and geospatial analysis of vehicular emissions in some parts of Benin City, Nigeria», *Journal of Advances in Science and Engineering*, **4(1)**, págs. 24–35, 2021.

- [26] INTERNATIONAL RENEWABLE ENERGY AGENCY, «Renewable energy statistics 2017», *Informe técnico*, 2017, URL <https://www.irena.org/publications/2017/Jul/Renewable-Energy-Statistics-2017>.
- [27] IQBAL, M. y A. CHAN, «a Study of the Effect of Element Types on Flow and Turbulence Characteristics Around an Isolated High-Rise Building», *11th International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries*, (December), págs. 1–7, 2015.
- [28] JAVIER LÓPEZ, J., F. J. SALVADOR, O. A. DE LA GARZA y J. ARRÈGLE, «A comprehensive study on the effect of cavitation on injection velocity in diesel nozzles», *Energy Conversion and Management*, **64**, págs. 415–423, 2012.
- [29] JOE, B. y C. A. WANG, «Duality of Constrained Voronoi Diagrams and Delaunay Triangulations 1», *Algorithmica* **9**, págs. 142–155, 1993.
- [30] KARATHANASSIS, I. K., J. HWANG, P. KOUKOUVINIS, L. PICKETT y M. GAVAISES, «Combined visualisation of cavitation and vortical structures in a real-size optical diesel injector», *Experiments in Fluids*, **62**(1), págs. 1–18, 2021, URL <https://doi.org/10.1007/s00348-020-03096-1>.
- [31] KARNIADAKIS, G., A. BESKOK y N. ALURU, *Microflows anf Nanoflows*, tomo 29, primera edición, Springer New York, NY, New York, 2005, URL <https://www-springer-com.libproxy1.nus.edu.sg/gp/book/9780387221977>.
- [32] KOUKOUVINIS, P., M. GAVAISES, J. LI y L. WANG, «Large Eddy Simulation of Diesel injector including cavitation effects and correlation to erosion damage», *Fuel*, **175**, págs. 26–39, 2016, URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2016.02.037>.
- [33] KOUKOUVINIS, P., H. NASERI y M. GAVAISES, «Performance of turbulence and cavitation models in prediction of incipient and developed cavitation», *International Journal of Engine Research*, **18**(4), págs. 333–350, 2017.

- [34] KOWALUK, T. y A. WOZNIAK, «Influence of measurement parameters settings on the results of the CT measurement», *Springer International Publishing*, 644(Advances in Intelligent Systems and Computing), pág. v, 2018.
- [35] LEVEQUE, R. J., *Finite Volume Methods for Hyperbolic Problems*, primera edición, Cambridge University Press, 2002.
- [36] LINARES HURTADO, J. I., *Motores alternativos de combustión interna*, primera edición, POLITEXT, Barcelona, 2019, URL <https://books.google.co.cr/books?id=RLDuW6HWXA0C>.
- [37] LÓPEZ, J. J., O. A. DE LA GARZA, J. DE LA MORENA y S. MARTÍNEZ MARTÍNEZ, «Effects of cavitation in common-rail diesel nozzles on the mixing process», *SAGE*, (...), pág. 23, 2020.
- [38] LÓPEZ, J. J., F. J. SALVADOR, O. A. DE LA GARZA y J. ARRÈGLE, «Characterization of the pressure losses in a common rail diesel injector», *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 226(12), págs. 1697–1706, 2012.
- [39] MANO ALEXANDER, P., S. NANDHAKUMAR, S. SEENIVASAN, N. A. ASHFAQ AHAMED y P. RAJ KUMAR, «Optimal orientation of injectors for efficient spray pattern of fuel flow in a diesel engine», *Materials Today: Proceedings*, 37(Part 2), págs. 2890–2896, 2020, URL <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.08.666>.
- [40] MARSDEN, J. E., A. J. TROMBA, M. LOPEZ MATEOS y S. ADARVE D., *Calculo vectorial*, 1991.
- [41] MATOS, D. y C. VALERIO, *FLUID MECHANICS AND PIPE FLOW: TURBULENCE, SIMULATION AND DYNAMICS*, Nova Science Publishers, New York, 2009.
- [42] MATUSIK, K. E., D. J. DUKE, A. L. KASTENGREN, N. SOVIS, A. B. SWANTEK y C. F. POWELL, «High-resolution X-ray tomography of Engine Combustion

- Network diesel injectors», *International Journal of Engine Research*, **19**(9), págs. 963–976, 2018.
- [43] ONLINE, C., «Turbulence intensity», , 2022, URL [https://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence\\_intensity](https://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence_intensity).
- [44] PAYRI, R., F. J. SALVADOR, J. GIMENO y A. GARCÍA, «Flow regime effects over non-cavitating diesel injection nozzles», *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, **226**(1), págs. 133–144, 2012.
- [45] RICARDO MARTÍNEZ CARRILLO, «ESTUDIO SOBRE EL COMPORTAMIENTO DEL PROCESO DE INYECCIÓN EMPLEANDO UN INYECTOR DIESEL SOLENOIDE Y PIEZOELECTRICO BAJO DIFERENTES ESTRATEGIAS DE INYECCIÓN MÚLTIPLE», *Tesis de Maestría*, pág. 146, 2021.
- [46] ROOZBAHANI, M. y M. MAHDI, «Numerical Investigation of the Effect of Needle Lift and Seat Design on Steady and Transient Flow in Diesel Injector Nozzle», *Iranian Journal of Science and Technology - Transactions of Mechanical Engineering*, **44**(3), págs. 599–617, 2020, URL <https://doi.org/10.1007/s40997-019-00286-z>.
- [47] RUA MOJICA, L. F., «Estudio numérico de los efectos de las propiedades termodinámicas y de transporte en el proceso de inyección de combustibles alternativos para motores de encendido por compresión.», *Tesis de Maestría*, pág. 173, 2017, URL <http://eprints.uanl.mx/id/eprint/17748>.
- [48] SA, B., O. KLYUS, V. MARKOV y V. KAMALTDINOV, «A numerical study of the effect of spiral counter grooves on a needle on flow turbulence in a diesel injector», *Fuel*, **290**(December 2020), pág. 120 013, 2021, URL <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.120013>.
- [49] SA, B., V. A. MARKOV, V. G. KAMALTDINOV y V. A. NEVEROV, «Flow simulation of petroleum diesel fuel and rapeseed oil in the nozzle of a diesel injector»,

- IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, **1035**(1), pág. 012 034, 2021.
- [50] SALVADOR, F. J., M. CARRERES, M. CRIALESI-ESPOSITO y A. H. PLAZAS, «Determination of critical operating and geometrical parameters in diesel injectors through one dimensional modelling, design of experiments and an analysis of variance», *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, **232**(13), págs. 1762–1781, 2018.
- [51] SALVADOR, F. J., J. DE LA MORENA, G. BRACHO y D. JARAMILLO, «Computational investigation of diesel nozzle internal flow during the complete injection event», *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, **40**(3), 2018, URL <https://doi.org/10.1007/s40430-018-1074-z>.
- [52] SALVADOR, F. J., J. GIMENO, M. CARRERES y M. CRIALESI-ESPOSITO, «Fuel temperature influence on the performance of a last generation common-rail diesel ballistic injector. Part I: Experimental mass flow rate measurements and discussion», *Energy Conversion and Management*, **114**, págs. 364–375, 2016.
- [53] SALVADOR, F. J., J. GIMENO, J. DE LA MORENA y M. CARRERES, «Comparison of Different Techniques for Characterizing the Diesel Injector Internal Dimensions», *Experimental Techniques*, **42**(5), págs. 467–472, 2018.
- [54] SALVADOR, F. J., J. J. LOPEZ, J. DE LA MORENA y M. CRIALESI-ESPOSITO, «Experimental investigation of the effect of orifices inclination angle in multi-hole diesel injector nozzles. Part 1 – Hydraulic performance», *Fuel*, **213**, págs. 207–214, 2018, URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2017.04.019>.
- [55] SALVADOR, F. J., J. MARTÍNEZ-LÓPEZ, J. V. ROMERO y M. D. ROSELLÓ, «Computational study of the cavitation phenomenon and its interaction with the turbulence developed in diesel injector nozzles by Large Eddy Simulation (LES)», *Mathematical and Computer Modelling*, **57**(7-8), págs. 1656–1662, 2013, URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.mcm.2011.10.050>.

- [56] SALVADOR, F. J., A. H. PLAZAS, J. GIMENO y M. CARRERES, «Complete modeling of a piezo actuator last-generation injector for diesel injection systems», *International Journal of Engine Research*, **15**(1), págs. 3–19, 2014.
- [57] SÁNCHEZ VELA, L. G., M. D. J. FABELA GALLEGOS, O. FLORES CENTENO, J. R. HERNÁNDEZ JIMÉNEZ, D. VÁZQUEZ VEGA y M. E. C. ACEVEDO, «REVISIÓN DE LA NORMATIVA INTERNACIONAL SOBRE LÍMITES DE EMISIONES CONTAMINANTES DE VEHÍCULOS DE CARRETERA», *Informe técnico*, Secretaría de comunicaciones y transportes, Querétario, 2019, URL <https://imt.mx/archivos/Publicaciones/PublicacionTecnica/pt562.pdf>.
- [58] SCHASCHKE, C., I. FLETCHER y N. GLEN, «Density and viscosity measurement of diesel fuels at combined high pressure and elevated temperature», *Processes*, **1**(2), págs. 30–48, 2013.
- [59] SCHMIDT, D. P., «The internal flow of diesel fuel injector nozzles: A review», *International Journal of Engine Research*, **2**(1), págs. 1–22, 2001.
- [60] SOM, S., A. I. RAMIREZ, D. E. LONGMAN y S. K. AGGARWAL, «Effect of nozzle orifice geometry on spray, combustion, and emission characteristics under diesel engine conditions», *Fuel*, **90**(3), págs. 1267–1276, 2011, URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2010.10.048>.
- [61] SOSNOWSKI, M., J. KRZYWANSKI y R. GNATOWSKA, «Polyhedral meshing as an innovative approach to computational domain discretization of a cyclone in a fluidized bed CLC unit», *E3S Web of Conferences*, **14**, 2017.
- [62] SPIEGEL, M., T. REDEL, Y. J. ZHANG, T. STRUFFERT, J. HORNEGGER, R. G. GROSSMAN, A. DOERFLER y C. KARMONIK, «Tetrahedral and polyhedral mesh evaluation for cerebral hemodynamic simulation - A comparison», *Proceedings of the 31st Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society: Engineering the Future of Biomedicine, EMBC 2009*, págs. 2787–2790, 2009.

- [63] THAHMASEBI, E., T. LUCCHINI, G. D'ERRICO y A. ONORATI, «Numerical Simulation of Diesel Injector Internal Flow Field», *Energy Procedia*, **82**, págs. 51–58, 2015.
- [64] VERSTEEG, H. y W. MALALASEKERA, *An introduction to computational fluid dynamics*, tomo 7, segunda edición, PEARSON Education, Essex, 2007.
- [65] VIANA, M. y K. OLIVEIRA, *Foundations of Ergodic Theory*, cambridge edición, Cambridge, 2016.
- [66] WANG, J., Z. HE, L. DUAN, H. ZHOU, W. ZHONG y G. GUO, «Effect of diesel/gasoline/HCB blends and temperature on string cavitating flow in common-rail injector nozzle», *Fuel*, **304**(February), pág. 121 402, 2021, URL <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121402>.
- [67] WANG, W., Y. CAO y T. OKAZE, «Comparison of hexahedral, tetrahedral and polyhedral cells for reproducing the wind field around an isolated building by LES», *Building and Environment*, **195**(October 2020), pág. 107 717, 2021.
- [68] WEISS, D., W. KIMMIG, R. LONARDONI, M. ILZHÖFER, M. KRENKEL y C. KUHN, «Poster: Verifying the measurement accuracy for X-ray cone-beam CT scans of objects smaller than 5 mm diameter», *iCT 2019*, (iCT), págs. 7–9, 2019, URL <http://www.ndt.net/?id=23701>.
- [69] YU, W., «An Introduction to Micromechanics», *Applied Mechanics and Materials*, **828**, págs. 3–24, 2016.

# RESUMEN AUTOBIOGRÁFICO

---

Joaquin Torres Vázquez

Candidato para obtener el grado de  
Maestría en Ciencias de la Ingeniería  
con Orientación en Energías Térmica y Renovable

Universidad Autónoma de Nuevo León  
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Tesis:

VALIDACIÓN DE UN MODELO DE SIMULACIÓN CFD DE  
FLUJO INTERNO DE UN INYECTOR DIESEL BAJO  
CONDICIONES NO CAVITANTES