ESTUDIO DEL EFECTO DE LAS VARIABLES DE DISEÑO Y EL AMBIENTE DE CARRETERA EN LA PERCEPCIÓN DE RUIDO DE VIENTO EN VEHÍCULOS

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE

MAESTRO EN
MANUFATURA AVANZADA

PRESENTA

ING. JESSICA HERNÁNDEZ RODRÍGUEZ
M. en C. IVÁN JUAREZ SOSA

TOLUCA MÉXICO, SEPTIEMBRE DEL 2019

CARTA DE LIBERACIÓN DEL ASESOR

07 del mes de junio 2019

Mtro. Geovany González Carlos
Coordinador Académico
CIATEQ, A.C.

Los abajo firmantes, miembros del Comité Tutorial del alumno Ing. Jessica Hernandez Rodriguez, una vez revisada la Tesis o tesina titulada: "Estudio del efecto de las variables de diseño y el ambiente de carretera en la percepción de ruido de viento en vehículos", autorizamos que el citado trabajo sea presentado por el alumno para la revisión de este con el fin de alcanzar el grado de Maestría en Manufactura Avanzada durante el Examen de Titulación correspondiente.

Y para que así conste se firma la presente a los 07 días del mes de junio del año 2019.

_____	_____N/A_____
M en C. Ivan Juarez Sosa	Grado y nombre completo
Asesor Académico	Asesor en Planta

CARTA DE LIBERACION DEL REVISOR

Toluca, Estado de México a 19 de agosto del 2019.

Dra. María Guadalupe Navarro Rojero
Directora de Posgrado
CIATEQ, A.C.

Por medio de la presente me dirijo a usted en calidad de Revisor del proyecto terminal de la alumna Jessica Hernández Rodríguez , cuyo título es:

"Estudio del efecto de las variables de diseño y el ambiente de carretera en la percepción de ruido de viento en vehículos"

Después de haberlo leído, corregido e intercambiado información con el (la) alumno(a), y realizado los cambios que le fueron sugeridos, puede ser autorizada su impresión, a fin de que se inicien los trámites correspondientes para su defensa.

Sin otro particular por el momento, y en espera de que mis sugerencias sean tomadas en cuenta en beneficio del estudiante y la Institución, agradezco la atención prestada.

Atentamente,

Firma

M.en C. Alejandro Barrera Torres

RESUMEN

La industria automotriz una de las más importantes en el mundo, es la responsable de ser el motor para el desarrollo de tecnologías en los países, cobrando más valor día a día, el desarrollo y fortalecimiento de estrategias para impulsar este mercado en el país se convierte en uno de los principales objetivos hoy en día. No obstante, la constante demanda del mercado crea la necesidad de producir vehículos con los más altos estándares de calidad a fin de satisfacer las necesidades de los clientes y superar la experiencia de cada cliente al bordo de su unidad.

La competencia en las OEM, busca obtener ventajas del mercado y posicionar su marca dentro de la gran contienda competitiva, buscando competir en ser los mejores para cada uno de sus segmentos, durante las etapas de diseño, la calidad en el interior de los vehículos se convierte en parte fundamental para brindar confort al cliente, hablando de ello la calidad del sonido del interior de los vehículos forma una parte fundamental en el diseño de los automóviles.

Los usuarios desean contar con automóviles que ofrezcan motores de alto rendimiento, que ofrezcan confort a los usuarios, por lo que, una parte fundamental para las automotrices es en el desarrollo, diseño y fabricación de vehículos asegurando la percepción de ruidos en el interior, entre los cuales podemos destacar el ruido de viento.

El ruido de viento se ha considerado de suma importancia y preocupación para las automotrices, ya que a velocidades mayores a 100 km/h, el ruido de viento puede potencializar algunos otros ruidos de las cabinas.

El objetivo de este trabajo es estudiar las variables del diseño y el ambiente de carretera en la percepción del ruido de viento en vehículos y conocer mediante una modelación CFDM, el efecto que este tiene sobre la geometría de un diseño simplificado.

Palabras clave: Ruido de viento; Análisis CAE; ANSYS

ABSTRACT

The automotive industry in one of the most important of the world, is the responsible of being the driver for the development of technologies in the countries, having more value every day, the development and strengthening of strategies to boost this market in the country becomes one of the main objectives today. However, the constant market demand creates the need to produce vehicles with the highest quality standards to meet the needs of customers and enhance the experience of each customer on board their unit.

The competition in the OEMs, looking to obtain market advantages and position its brand within the great competitive contest, looking to compete in being the best for each of its segments, during the design stages, the vehicles´ s quality comfort is It becomes a fundamental part to provide comfort to the customer, the sound quality of the interior of the vehicles forms a fundamental part in the design of the cars.

Users want to have cars that offer high performance engines, which offer comfort to users, so, a fundamental part for automakers is in the development, design and manufacture of vehicles ensuring the perception of noise inside, between which we can highlight the wind noise.

Wind noise has been considered of the utmost importance and concern for automakers, since at speeds greater than 100 km / h, wind noise can potentiate some other cabin noise.

The objective of this work is to study the variables of the design and the road environment in the perception of wind noise in vehicles and to know through a CFDM modeling, the effect that this has on the geometry of a simplified design.

Keywords: Wind noise; CAE Analysis ; ANSYS

DEDICATORIAS

Dedico este trabajo de tesis a el amor de mi vida, **Jonatan Ferat (Hi Gommas)** sin tu amor, apoyo y sobre todo comprensión esto no hubiera sido posible. Gracias por el amor que demuestras día a día a nuestra familia y sobre todo por tu apoyo que me diste durante este tiempo, sin él jamás hubiese sido posible alcanzar esta meta, gracias por ayudarme a esforzarme todos los días y por ser parte de cada uno de mis éxitos, espero que el amor siempre esté presente en nuestras vidas, como lo ha estado desde hacer 11 años.
[1 0 ~ 0 1]

Doy una dedicatoria especial, a mis pequeños **Leonardo e Ian**… gracias por haberme dado la fortuna de ser su mamá, por demostrarme que hay mil maneras de amar, pero sobre todo por ser parte de este camino, este trabajo es dedicado a ustedes como un ejemplo de esfuerzo y espero que en un futuro sea ejemplo para demostrarles que el esfuerzo de su padre y el mío son en pro de un mejor futuro para ustedes. Espero tener vida para ver cada uno de sus éxitos y ser parte de ellos. Con amor, su Mamá.

Mamá, esta dedicatoria es para ti, gracias por ese amor y dedicación con el que nos educaste, pero, sobre todo, por enseñarnos a salir adelante sin importar los obstáculos, no hay palabras para agradecerte ni dedicatorias que otorgarte para agradecerte el haberme formado como una mujer de bien y ahora con ese apoyo y dedicación otórgaselo a mis pequeños… no habrá vida para agradecerte … por eso y más te amo.

Por último, este trabajo no hubiese sido posible sin el apoyo y enseñanza de **Ivan Juarez**, gracias por ser mi asesor y ayudarme en este proceso, por entenderme y tener la dedicación de la enseñanza, deseo que tengas más éxitos acumulados y que cada uno se convierta en una historia de éxito para tu carrera, no hay palabras para agradecer la ayuda proporcionada. Por ello y por más GRACIAS

ÍNDICE DE CONTENIDO

GLOSARIO viii
LISTA DE FIGURAS ix
LISTA DE DIAGRAMAS ix
CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN 1
1.1 ANTECEDENTES 1
1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA 9
1.3 JUSTIFICACIÓN 9
1.4 OBJETIVO GENERAL 10
1.5 OBJETIVO ESPECIFICOS 10
1.6 HIPÓTESIS 10
1.7 MÉTODO 11
1.8 CRONOGRÁMA DE ACTIVIDADES 12
CAPÍTULO 2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS 13
2.1 DEFINICIÓN DEL RUIDO DE VIENTO 13
2.2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS INTENSIDAD DEL SONIDO 14
2.3 ECUACIONES GENERALES 15
2.3.1 ECUACIÓN DE CONSERVACIÓN DE MASA 15
2.3.2 ECUACIÓN DE CONSERVACIÓN DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO 15
2.3.3 ECUACIÓN DE CONSERVACIÓN DE ENERGÍA 17
2.4. INTRODUCCIÓN A LOS MODELOS DE TURBULENCIA 20
2.4.1 Descomposición de reynolds 24
2.5 ECUACIONES PARA FLUJO TURBULENTO 25
2.6. MODELOS DE CIERRE DE TURBULENCIA 26
2.6.1 Simulación numérica directa (DNS) 27
2.6.2 Simulación de remolinos grandes (LES) 27
2.6.3 Simulación de las ecuaciones de navier stokes con promedios de reynolds (RANS) 27
2.6.3.1 Modelo de Esfuerzos de Reynolds (RSM) 28
2.6.3.2 Modelo de Esfuerzos Algebraicos (ASM) 28
2.6.3.3 Modelo de Remolinos de Viscosidad (EVM) 29
2.7 MÉTODOS MATEMÁTICOS Y ANÁLISIS CFD 35
2.8 MODELOS VIBROACUSTICOS 39

CAPÍTULO 3 PROCEDIMIENTO.....41
3.1 VALIDACIÓN DE METODOLOGÍA USANDO AHMED BODY.....41
3.2 DISEÑO SIMPLIFICADO DEL VEHÍCULO.....44
3.3 PRE-PROCESAMIENTO EN ANSYS.....45
3.4 SOLUCIONADOR.....46
3.5 INTRODUCCION AL ANÁLISIS ESTRUCTURAL EN ANSYS.....47
3.6 ANÁLISIS DE RUIDO INTERIOR EN VEHÍCULO: MODELO DE ANÁLISIS DE RESPUESTA DE FRECUENCIA.....49
CAPÍTULO 4 RESULTADOS.....51
CONCLUSIONES.....54
APORTACIÓN DE LA TESIS.....56
RECOMENDACIONES.....57
REFERENCIAS BILIOGRAFICAS.....58

GLOSARIO

Ahmed Body	Geometría simplificada del vehículo del tipo de carrocería de farol, es simple para permitir una simulación de flujo, pero mantiene las carrocerías.
CFD	Por sus siglas en ingles Computational Fluid Dynamics, son simulaciones computacionales para el análisis de sistemas de fluidos, transferencia de calor y otros fenómenos
COMPASS	Encuesta realizada a los 60 días de la venta de un vehículo
Diseño simplificado	Vehículo con geometrías simples, se eliminan superficies que podrían complicar el estudio
OEM	Empresas que manufacturan sus productos y los venden como equipo original
Ruido de Viento	Filtración del sonido generado por el impacto de aire sobre el vehículo

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 1 Evolución de la industria automotriz en México....1
Figura 1 2 Indicadores clave a nivel global, 2015....5
Figura 1 3 Indicadores clave a nivel global, 2015....6
Figura 1 4Estados de Mexico con producción de vehículos....6
Figura 1 5 Estados de Mexico con producción de vehículos....7
Figura 1 6 Estructura del flujo de turbulencia alrededor del vehículo....9
Figura 1 7 Metodología CFD....11
Figura 1 8 Cronograma de actividades....12

Figura 2 1 Velocidad Turbulenta....24
Figura 2 2Caracterización de la fuente (izquierda) y el modelado vibro acústico (derecha)....36
Figura 2 3 Análisis de elemento finito....37
Figura 2 4 Turbulencia zona de espejos....39
Figura 2 5 Vibroacustica....40

Figura 3 1Modelo Ahmed Body....41
Figura 3 2 Comparativo teórico vs obtenido....43
Figura 3 3 Geometría en formato IGS e imagen del vehículo real....44
Figura 3 4Enclosure....45
Figura 3 5Mallado....46

Figura 4 1 Análisis estructural parabrisas....52
Figura 4 2 Contornos de ruido....52
Figura 4 3 Campos de deformación total....53
Figura 4 3 Campos de esfuerzos de Von Mises....53

LISTA DE DIAGRAMAS

Diagrama 2 1Pasos para desarrollar un análisis CFD....38
Diagrama 2 2 Análisis Vibro acústico....40

Diagrama 4 1 K-épsilon vs LES....51

LISTA DE TABLAS

Tabla 3 1Propiedades....50

CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES

La industria automotriz, una de las más importantes y relevantes para la economía mundial y nacional, es la principal promotora del desarrollo de los países y tiene una función muy importante en el desarrollo de otros sectores, ya que muchos de los desarrollos, son usados en otras industrias, es por ello que, se busca fortalecer y desarrollar este sector y Mexico no es la excepción, desde sus comienzos las OEM se han adaptado a ofrecer vehículos que sean capaces de adaptarse a los diferentes mercados, la evolución histórica de la industria automotriz de acuerdo a Miranda (2007) se divide en 6 fases.

Figura 1 1 Evolución de la industria automotriz en México

Fuente: Elaboración Propia

1.1.1 Primera fase

Durante esta fase, se desarrolla la industria automotriz en Mexico, gracias a la llegada de 3 importantes compañías:

- Buick en 1921, es la primera armadora en México
- Ford Motor Company, llega en el año de 1925, con una capacidad instalada para la fabricación de 100 vehículos diarios.
- General Motors, llega en el año de 1935

1.1.2 Segunda Fase

Cabe mencionar que el principal impulsor, fue el primer decreto automotriz en 1962 "la situación prevaleciente en ese entonces se caracterizaba por plantas exclusivamente de ensamble y aproximadamente el 20% de los componentes eran de origen nacional, mientras que las ventas se cubrían principalmente con vehículos importados" (Miranda, 2007 pp,214-215). Este decreto, tenía la función de desarrollar vehículos que lograran la satisfacción del mercado Nacional, y tomaba diferentes puntos los cuales comprendían:

- Restricción de las importaciones de vehículos.
- Restricción de la importación de ensambles principales completos (motores y transmisiones)
- Se establece que al menos el 60% de los componentes sean nacionales
- Restricción en un 40% de capital extranjero en las inversiones de plantas fabricantes de autopartes.
- Establecer el control de precios para contener las utilidades y lograr un incremento de la productividad

1.1.3 Tercera fase

El Gobierno Mexicano, establece nuevas políticas para regular el mercado en 1972, como resultado se emite el segundo decreto automotriz, se reduce el porcentaje de contenido mínimo nacional para vehículos destinados a exportación y las OEM de la industria son obligados a exportar el 30 % del valor de sus importaciones, sin embargo esta medida freno el avance de la industria, ocurriendo lo contario, tal como lo señala Miranda (2007 p. 216) "para 1975 las exportaciones de la industria automotriz estaban por debajo del 16% de lo que el sector importaba, por lo que la balanza comercial del mismo año entró en crisis. El cambio de estrategia gubernamental del modelo de sustitución de importaciones hacia el concepto de promoción a las exportaciones", teniendo dos factores contribuyentes:

- La crisis del petróleo
- La devaluación del peso en 1976

Frente a estos problemas en el país, de crea el tercer decreto automotriz, en 1977, con el objetivo de trasformar a Mexico, como un país altamente competitivo incluyendo:

- Al menos el 50% del intercambio comercial de las OEM, debían de provenir de autopartes producidas localmente.
- Los capitales foráneos debían de tener menor participación en la inversión.

La nueva situación que las OEM enfrentan es la de incrementar la competitividad y entrar en los mercados internacionales, por lo que la compañía norteamericana, comienzan a incrementar las inversiones, principalmente en la zona norte del país, como ejemplos tenemos:

- General Motors en 1981 instaló plantas ensamble y motores en el complejo de Ramos Arizpe, Coahuila
- Chrysler en Ramos Arizpe en 1981,
- Ford en 1983, instaló una planta de motores en Chihuahua y una de ensamble en Hermosillo en el año de 1986.

1.1.4 Cuarta Fase

Durante el gobierno de Carlos Salinas de Gortari, se emite un decreto para la Modernización y Promoción de la Industria Automotriz en 1989, aceptando la importación de vehículos nuevos en los años 1991 y 1992, esto incremento el % de vehículos importados en un 15% en el primer año y a un 20% en el siguiente año.

Se otorgaron concesiones fiscales equivalentes al 30%, fortaleciéndose la industria de autopartes ya que se solicitó que las armadoras de los vehículos fabricados en Mexico tuviera al menos el 36% de componentes locales.

1.1.5 Quinta Fase

En esta Fase Miranda (2007), señala que la entrada del TLC con América del Norte en 1994, se tiene una mayor transformación en la industria en comparación con los años anteriores. Se tuvo un papel muy importante en los acuerdos de la industria automotriz,

mejorando las relaciones entre México, Estados Unidos y Canadá, entre los puntos más destacados del TLC, se tienen:

- Se reducen las tarifas de aranceles a la mitad
- Tarifas en 10% a la importación de automóviles y camiones ligeros
- Se reduce de 1.75 a 0.8 el factor de la balanza comercial, con esto las manufactureras instaladas en Mexico pueden acelerar el ritmo de importaciones.
- La tasa de aranceles de autopartes de reduce de 14 % a 10% en 1993 y de 10% a 3% en 1981

Este periodo se caracteriza por mayor evolución tecnológica en las OEM y se integran escalas de integración productiva.

1.1.6 Sexta Fase

Finalizando los años 2003, el presidente Fox publica el "Decreto para el apoyo de la competitividad de la industria automotriz terminal y el impulso al desarrollo del mercado interno de automóviles"; generando competitividad entre las industrias, contemplando, seguir estimulando la construcción y ampliación de las instalaciones de OEM en Mexico, la reducción de costos de importaciones mediante las reducciones de aranceles, lograron tener como consecuencia la importación de mayor cantidad de vehículos siempre que las empresas se comprometan a incrementar la infraestructura de la producción en México.

Si bien, las nuevas políticas para facilitar la inversión del extranjero a Mexico, la competencia es uno de los principales retos a los cuales se enfrentan las OEMs ya que esta industria es una de las más dinámicas y competitivas en Mexico, llamando la atención al presentar un crecimiento sostenible en las últimas décadas,
Con un perfil orientado a la mejora continua, esto claro, es el resultado de los aciertos en las inversiones del país.

En México se producen vehículos que se venden en todo el mundo, al igual que autopartes, fortaleciendo el mercado. Adicional a ello, Mexico cada año participa en

la actividad de ingeniería, investigación y diseño los cuales se suman a la tarea de resolver los retos que enfrenta esta industria.

La segmentación del mercado incluye 2 segmentos, Vehículos Ligeros y pesados, siendo los Ligeros, aquellos que su motor es usado para el transporte de no más de ocho asientos y para vehículos pesados, son aquellos que transportan peso para mercancía mayo a 7 Toneladas.

De acuerdo con la siguiente figura, podemos ver el valor de la automotriz en México.

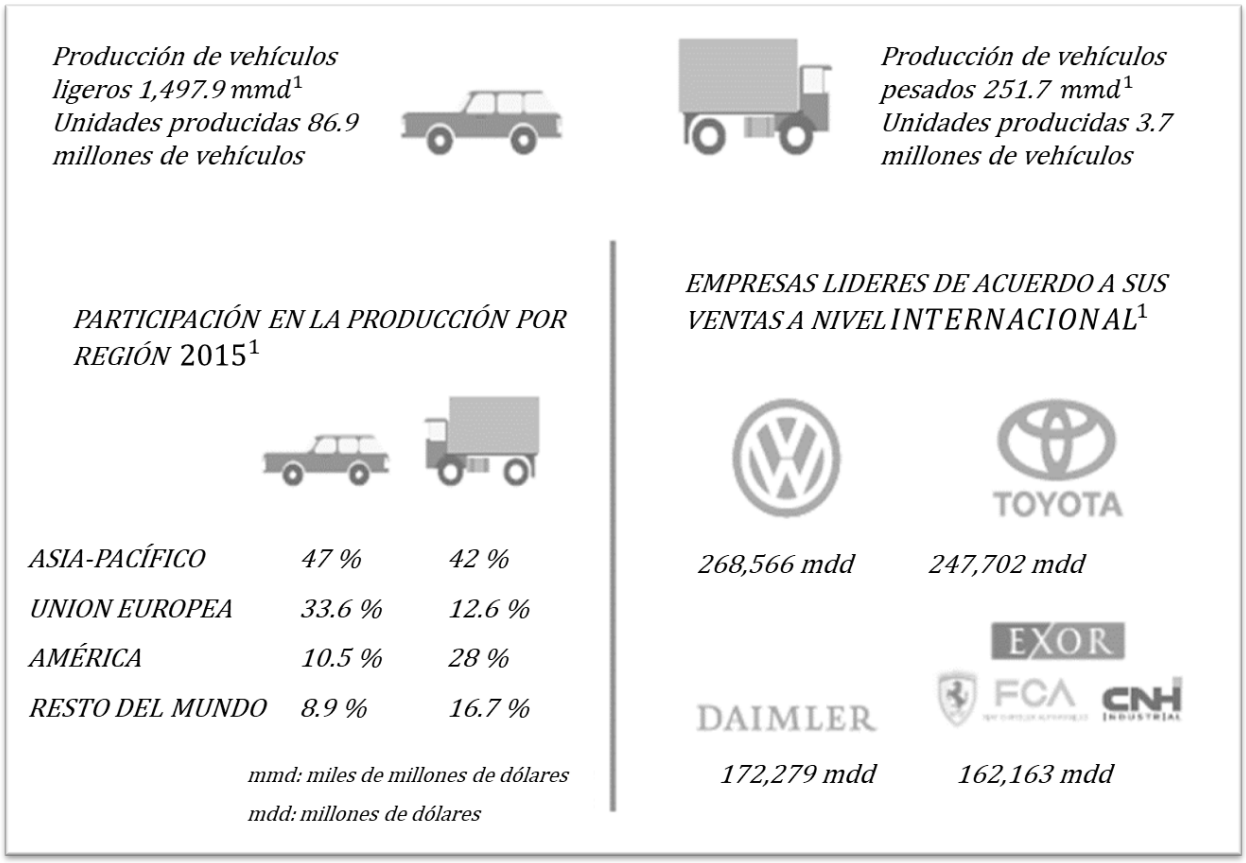


Figura 1 2 Indicadores clave a nivel global, 2015

Fuente: Caren Garnica Flores, Itayesi Chávez López. (2007). La industria automotriz en México. Antecedentes, situación actual y perspectivas. Contaduría y Administración, 221 enero-abril, 1 - 3. diciembre 2018, De FCA-UNAM Base de datos.

Figura 1 3 Indicadores clave a nivel global, 2015

Fuente: Caren Garnica Flores, Itayesi Chávez López. (2007). La industria automotriz en México. Antecedentes, situación actual y perspectivas. Contaduría y Administración, 221 enero-abril, 1 - 3. diciembre 2018, De FCA-UNAM Base de datos.

Figura 1 4 Estados de Mexico con producción de vehículos

Fuente: Caren Garnica Flores, Itayesi Chávez López. (2007). La industria automotriz en México. Antecedentes, situación actual y perspectivas. Contaduría y Administración, 221 enero-abril, 1 - 3. diciembre 2018, De FCA-UNAM Base de datos.

El constante cambio de la industria automotriz ha motivado a la innovación, dando como resultado lanzamiento de vehículos que se adaptan a las necesidades del mercado nacional y de exportación, incentivando al consumo, cifras del 2015, relacionan a la venta de 1.4 millones de vehículos ligeros en México, se estima que el consumo entre los periodos del 2015-2020, incrementara en un 7.3%, pasando a 1.8 millones de unidades.

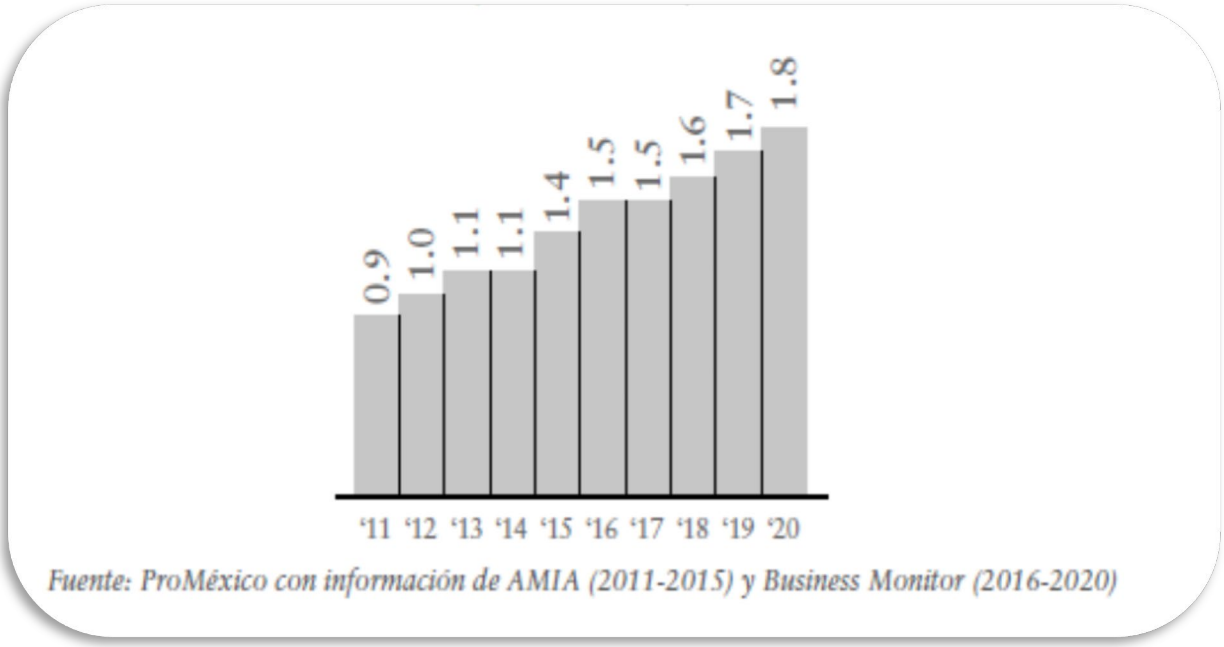


Figura 1 5 Estados de Mexico con producción de vehículos
Fuente: Caren Garnica Flores, Itayesi Chávez López. (2007). La industria automotriz en México. Antecedentes, situación actual y perspectivas. Contaduría y Administración, 221 enero-abril, 1 - 3. diciembre 2018, De FCA-UNAM Base de datos.

En la actualidad, los fabricantes de vehículos automotrices buscan ser los líderes del mercado, a través de la innovación y mejora de sus portafolios, hablando de la mejora, las OEM se esfuerzan en vender vehículos que cumplan las peticiones de calidad externadas por cada uno de sus mercados, ofrecer seguridad, diseño y confort.

El confort en los vehículos es de los factores más importantes en cualquier mercado y segmento, principalmente en ciudades donde el tiempo que un cliente pasa en un

vehículo es prolongado, una de las principales quejas del mercado mexicano son los ruidos, si clasificamos los diferentes ruidos encontraremos:

- Ruidos de viento, aquellos que guardan una relación entre el desplazamiento del vehículo y el flujo del aire
- Estructurales, los causados por la torsión de la carrocería
- Conformidad, provocados por el roce entre componentes

Los ruidos de viento en los últimos años se han convertido en uno de los principales contribuidores a la percepción del ruido al interior de los automóviles, en la actualizad se han desarrollado elementos que ayuden a entender este fenómeno en el vehículo los cuales van desde túneles de viento hasta métodos computarizados como el CFD (Computational Fluid Dynamics) que a través de un modelo de vibro-acústico, puede explicar el fenómeno en el vehículo.

El ruido de viento es el efecto de los cambios rápidos de presión transmitidos como ondas viajando a la velocidad del sonido. Diversos estudios sugieren que, el ruido interior pudiera afectar el confort del ocupante, por lo que se ha convertido en una gran preocupación durante el diseño del vehículo. Ruido interno deriva en parte de fuentes internas, como el sistema de ventilación, y en parte de los efectos del flujo de aire externo, que es el principal interés de este proyecto de tesis. El ruido aerodinámico también se puede clasificar en ruido y borde de la capa límite ruido.

El ruido de la capa límite es generado por la fase turbulenta de alta frecuencia y puede ser fácilmente amortiguado por la aplicación de materiales absorbentes en el interior del vehículo, por lo tanto, no es la fuente principal. Un ruido de borde se debe a la separación de flujo en agudo esquinas o el borde de los detalles de diseño. Por lo general, se distribuye en un lugar bastante estrecho. Las principales fuentes de sonido inducidas por el viento alrededor del automóvil se muestran en la figura a continuación.

Figura 1 6 Estructura del flujo de turbulencia alrededor del vehículo
Fuente: Roche, D (2014). Aero-Vibro Acoustics for Wind Noise Application. Tokio, Japón, ANSYS, INC

1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Durante el año 2017, los resultados de COMPASS efectuadas a clientes finales posicionaron en 4to lugar las quejas por ruido de viento, en la actualidad el departamento de calidad está interesado en desarrollar una, metodología que permita resolver las ecuaciones del flujo transitorio mediante un análisis CFD, a fin de determinar si las percepciones de nuestros clientes tienen origen por problemas durante su manufactura o son resultado de diseño.

1.3 JUSTIFICACIÓN

El objetivo de esta Tesis es comprender las posibilidades y limitaciones del modelado CFD en un vehículo compacto, a través de un modelo simplificado.

Durante este proyecto, el método numérico basado en CFD se utilizará para resolver el flujo transitorio.

Este trabajo estará dirigido a comprender la relación entre la teoría de la dinámica de fluidos y los resultados experimentales de las pruebas aeroacústicas en vehículos de pasajeros.

Al final de este trabajo, el área de calidad tendrá un buen conocimiento de análisis numérico avanzado para CFD y para aeroacústica computacional, buen conocimiento del fenómeno del ruido del viento de los vehículos de pasajeros.

1.4 OBJETIVO GENERAL

Realizar un análisis vibro acústico para definir el efecto aire sobre un vehículo, para ello el estudio se llevará a cabo en un modelo simplificado de un vehículo Camaro, empleando el simulador numérico comercial ANSYS FLUENT, usando este modelo debido a que al ser un vehículo deportivo podríamos validar si la metodología en la correcta para el análisis de ruido de viento.

1.5 OBJETIVO ESPECIFICOS

El objetivo general de este trabajo es el de:

1. Conocer las variables de diseño que afectan el ruido de viento
2. Generar un modelo vibro acústico que pueda representar la percepción de ruido al interior de un vehículo al ir circulando en carretera.

1.6 HIPÓTESIS

Es posible la definición de un método usando CFDI para el análisis de ruido de viento en vehículos simplificados a fin de evaluar los flujos turbulentos en la geometría, usando parámetros y velocidades controladas y con ello evaluar si el diseño tuviera inferencia en la percepción del ruido de viento.

1.7 MÉTODO

Utilizando el método sugerido por Roche D (2014), ver figura 1 7 se procede a evaluar un modelo vibro acústico para predecir el ruido de viento en el un diseño simplificado del vehículo Camaro como representación de los vehículos sedan.

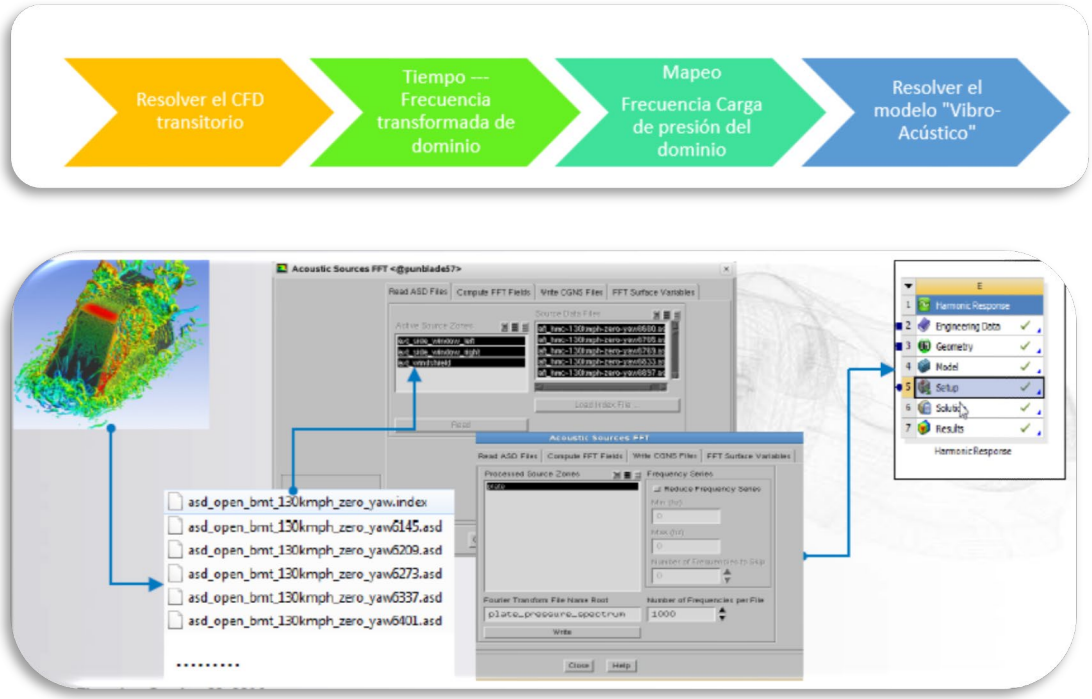
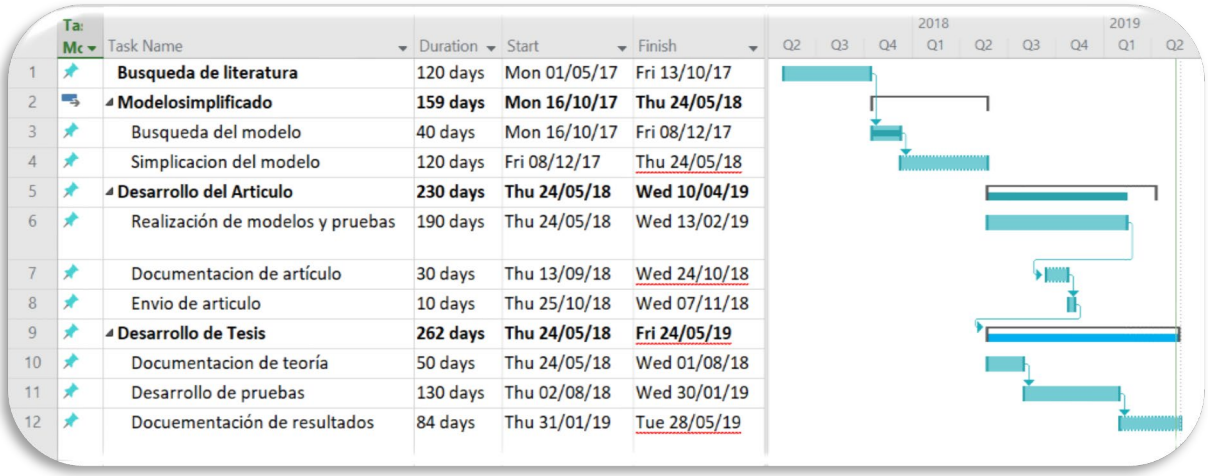


Figura 1 7 Metodología CFD

Fuente: Roche, D (2014). Aero-Vibro Acoustics for Wind Noise Application. Tokyo, Japon, ANSYS, INC

1.8 CRONOGRÁMA DE ACTIVIDADES



	Task Name	Duration	Start	Finish
1	**Busqueda de literatura**	120 days	Mon 01/05/17	Fri 13/10/17
2	**Modelosimplificado**	**159 days**	**Mon 16/10/17**	**Thu 24/05/18**
3	Busqueda del modelo	40 days	Mon 16/10/17	Fri 08/12/17
4	Simplicacion del modelo	120 days	Fri 08/12/17	Thu 24/05/18
5	**Desarrollo del Articulo**	**230 days**	**Thu 24/05/18**	**Wed 10/04/19**
6	Realización de modelos y pruebas	190 days	Thu 24/05/18	Wed 13/02/19
7	Documentacion de artículo	30 days	Thu 13/09/18	Wed 24/10/18
8	Envio de articulo	10 days	Thu 25/10/18	Wed 07/11/18
9	**Desarrollo de Tesis**	**262 days**	**Thu 24/05/18**	**Fri 24/05/19**
10	Documentacion de teoría	50 days	Thu 24/05/18	Wed 01/08/18
11	Desarrollo de pruebas	130 days	Thu 02/08/18	Wed 30/01/19
12	Docuementación de resultados	84 days	Thu 31/01/19	Tue 28/05/19

Figura 1 8 Cronograma de actividades

Fuente: Elaboración Propia

CAPÍTULO 2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 DEFINICIÓN DEL RUIDO DE VIENTO

El análisis del ruido de viento en la industria automotriz involucra la transmisión vibro-acústica a través de las estructuras del vehículo desde el exterior hacia el interior, debido a ingresos de turbulencias hacia el interior de las unidades a través de los sellos del vehículo hacia el interior de la unidad, generando una contribución audible al interior de la unidad y siendo esta perceptible por los ocupantes. Es de importancia considerar que la geometría del vehículo es un factor de estudio en el análisis del ruido de viento ya que este puede llegar a contribuir al ruido de viento, es necesario estudiar y poder interpretar esta contribución en base a su diseño y estructura, delimitando para este estudio rieles, puertas y parabrisas.

Estudios del ruido de viento han documentado que este fenómeno generado dinámicamente es altamente dependiente de la velocidad y en menor medida de la dirección del flujo. George et al.(1995) menciono un ejemplo donde un vehículo a una velocidad de 80 km/h en un ambiente donde la ráfaga de viento a velocidad de 5 km/h, la percepción del ruido de viento para el conductor genera una razón de cambio de ± 1.5 dB, considerando esto y referenciando a los valores generados en los túneles de viento silenciosos, es decir sin la influencia de las ráfagas de viento, se aprecian diferencias en los valores documentados llevando esto a considerar la necesidad de incorporar los ambientes de carretera en los estudios de ruido de viento.

El fenómeno del sonido involucra moléculas de un fluido que se mueven hacia adelante y hacia atrás en la dirección de propagación (sin flujo neto), acompañado de cambios en la presión, densidad y temperatura. Las variaciones de densidad y presión son directamente proporcionales a la presión del sonido [1]

[1] A.D. Pierce: Acoustics: An Introduction to Its Physical Principles and Applications, 2nd ed. (Acoustical Society America, New York, 1989)

2.2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS INTENSIDAD DEL SONIDO

Para el entendimiento de la intensidad del sonido, presentaremos dos ecuaciones para poder generar el fundamento teórico de acuerdo a la teoría de Finn Jacobsen y Hans-Elias de Bree y su estudio del sensor de velocidad de partículas de Microflown, (El Instituto de Física del Plasma 2011-2013 http://www.lfp.uba.ar/es/notas%20de%20cursos/notasestructura1juliogratton/04Dinamica.pdf)

$$I = P * V \qquad [1]$$

Donde:

I= Es la intensidad

P= Es la presión en el punto objetivo

V= es la velocidad de partícula

De acuerdo con la ecuación de Euler (El Instituto de Física del Plasma 2011-2013 http://www.lfp.uba.ar/es/notas%20de%20cursos/notasestructura1juliogratton/04Dinamica.pdf), la velocidad de la partícula puede ser calculada de acuerdo a la ecuación 2

$$V = -\int \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r}\, dt \qquad [2]$$

Donde:

$\frac{\partial p}{\partial r}$ es el gradiente de presión

ρ es la densidad del aire

El gradiente de presión se reemplaza usando la aproximación de diferencia finita (Thompson and Tree, 1981)

$$\frac{\partial p}{\partial r} \approx \frac{P1-P2}{d} \qquad [3]$$

Donde

P1-P2 es la diferencial de presión entre dos micrófonos

d es el ancho del espaciador

La presión es remplazada por el promedio de presiones entre dos canales de acuerdo a la siguiente ecuación

$$P = \frac{P1+P2}{d} \qquad [4]$$

Sustituyendo en la ecuación 1 tenemos

$$I = \frac{P1+P2}{2d\rho} - \int P_1 - P_2 \;\; dt \qquad [5]$$

2.3 ECUACIONES GENERALES

Las ecuaciones básicas para el estudio del flujo de fluidos y transferencia de calor son la ecuación de conservación de masa, las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento (conocidas también como ecuaciones de momentum o de Navier Stokes) y la ecuación de la energía.

2.3.1 ECUACIÓN DE CONSERVACIÓN DE MASA

La ecuación de conservación de masa es consecuencia de aplicar el principio de conservación de masa a un volumen de control (VC). Indica que el flujo másico neto es igual al incremento temporal de la masa interior, este principio se representa con la siguiente expresión (Malalasekera, 1995):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \qquad (2.1)$$

En donde el primer término del lado izquierdo de la ecuación representa la variación de la densidad en el tiempo y el segundo término es el flujo total de masa saliendo del VC a través de la superficie de control (SC).

2.3.2 ECUACIÓN DE CONSERVACIÓN DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO

La ecuación de conservación de cantidad de movimiento es la representación matemática de la segunda ley de Newton aplicada al movimiento de fluidos. Expresa

que un pequeño elemento de volumen que se mueve con el fluido es acelerado por las fuerzas que actúan sobre él.
La forma general de las ecuaciones de conservación de momentum en coordenadas cartesianas es la siguiente (Malalasekera, 1995):

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j}=-\frac{\partial P}{\partial x_i}+\frac{\partial(\tau_{ij})}{\partial x_j}+F_i \tag{2.2}$$

El lado izquierdo de la ecuación anterior representa la rapidez de cambio de la cantidad de movimiento denotando el primer término la variación temporal y el segundo el movimiento por convección forzada. El primer y segundo términos del lado derecho denotan las fuerzas superficiales, el primero de ellos representa las fuerzas de presión y el segundo la ganancia de movimiento por transporte viscoso. El último término representa las fuerzas de cuerpo como lo es la fuerza de gravedad.

Ahora bien, si consideramos que el fluido a considerar en este trabajo de tesis es aire, que es un fluido newtoniano, lo cual quiere decir que las tensiones viscosas son proporcionales a los gradientes de velocidad, la ecuación (2.2) se puede escribir de la siguiente manera:

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho U\cdot U)=-\nabla P+\nabla\cdot(\tau)+F \tag{2.3}$$

Si desarrollamos la expresión anterior nos queda:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j}=-\frac{\partial P}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\mu\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij}\right]+F_i \tag{2.4}$$

La expresión (2.4) es la ecuación de conservación de cantidad de movimiento para fluidos newtonianos.

2.3.3 ECUACIÓN DE CONSERVACIÓN DE ENERGÍA

La ecuación de conservación de la energía es una consecuencia de la primera ley de la termodinámica, la cual indica que la cantidad de cambio de energía de un VC es igual a la cantidad de calor adicionado a este VC más la cantidad de trabajo realizado sobre él.

En la ecuación de conservación de energía tenemos que para un fluido su energía (E) será igual a la suma de su energía interna, la energía cinética y la energía potencial gravitacional (esta última es incluida en la fuerza gravitacional como una fuerza de cuerpo) es decir $(E = e_{\text{interna}} + e_{cin})$. Entonces la ecuación para la energía específica se puede representar de la siguiente manera, (Malalasekera,1995):

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho E u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial(P u_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}[\tau_{jx} u] + \frac{\partial}{\partial x_j}[\tau_{jy} v] + \frac{\partial}{\partial x_j}[\tau_{jz} w] + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j}\right] + \Phi + \sum_{i=1}^{3} F_i u_i \tag{2.8}$$

En notación vectorial:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho E U) = -\nabla \cdot (P U) + \nabla \cdot (\tau \cdot U) + \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \Phi + F U \tag{2.9}$$

Los términos de la izquierda expresan el incremento temporal de las energías internas y cinética al interior del VC (variación temporal de la energía del VC) más el flujo neto de salida de energía interna más cinética (flujo másico multiplicado por la energía por unidad de masa). Del lado derecho, el primer y segundo término representan las fuerzas superficiales (presión y fuerzas viscosas respectivamente), el tercer término es el flujo neto de calor entrante al VC, el cuarto término es la energía neta aportada al VC y el último término representa al conjunto de fuerzas volumétricas Aun cuando la ecuación (2.8) es la ecuación de la conservación de la energía, para ciertas aplicaciones es conveniente expresarla en función de la energía interna o temperatura (T), para eso es necesario

extraer los cambios de energía cinética de la ecuación (2.8). La parte correspondiente a la energía cinética se pueden obtener al multiplicar las ecuaciones (2.5), (2.6) y (2.7) por las componentes de velocidad u, v y w respectivamente y sumar las tres ecuaciones resultantes (ecuación de conservación de energía mecánica) dando como resultado la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial(\rho e_{cin})}{\partial t}+\frac{\partial(\rho e_{cin}u_j)}{\partial x_j}=-u_j\frac{\partial P}{\partial x_j}+u\frac{\partial \tau_{jx}}{\partial x_j}+v\frac{\partial \tau_{jy}}{\partial x_j}+w\frac{\partial \tau_{jz}}{\partial x_j}+\sum_{i=1}^{3}F_i u_i \qquad (2.10)$$

En notación vectorial:

$$\frac{\partial(\rho e_{cin})}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho e_{cin}U)=-U\cdot\nabla P+U\cdot\nabla\cdot(\tau)+FU \qquad (2.11)$$

Entonces, restando la ecuación (2.10) a la ecuación (2.8) se obtiene la ecuación de la energía térmica o interna:

$$\frac{\partial(\rho e_{\text{int}})}{\partial t}+\frac{\partial(\rho e_{\text{int}}u_j)}{\partial x_j}=-P\frac{\partial u_j}{\partial x_j}+\tau_{jx}\frac{\partial u}{\partial x_j}+\tau_{jy}\frac{\partial v}{\partial x_j}+\tau_{jz}\frac{\partial w}{\partial x_j}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial x_j}\right)+\Phi \qquad (2.12)$$

En notación vectorial:

$$\frac{\partial(\rho e_{\text{int}})}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho e_{\text{int}}U)=-P\nabla\cdot(U)+\tau\cdot\nabla U+\nabla\cdot(\lambda\nabla T)+\Phi \qquad (2.13)$$

Para el caso de un flujo incompresible la energía interna se puede escribir:

$$e_{\text{int}}=C_P T \qquad (2.14)$$

donde Cp es el calor especifico del fluido a presión constante. Sustituyendo (2.14) en (2.12) se obtiene la ecuación de la energía interna en función de la temperatura:

$$\frac{\partial(\rho C_P T)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho C_P T u_j)}{\partial x_j}=\tau_{jx}\frac{\partial(u)}{\partial x_j}+\tau_{jy}\frac{\partial(v)}{\partial x_j}+\tau_{jz}\frac{\partial(w)}{\partial x_j}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\lambda\frac{\partial T}{\partial x_j}\right]+\Phi \qquad (2.15)$$

O en forma vectorial:

$$\frac{\partial(\rho C_P T)}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho C_P T U)=\tau\cdot\nabla U+\nabla\cdot(\lambda\nabla T)+\Phi+FU \qquad (2.16)$$

Para el problema en particular que nos ocupa es común considerar las siguientes hipótesis:

- Flujo incompresible. En muchas aplicaciones de acuerdo con Malalasekera1995, la densidad del fluido puede considerarse constante. Para flujos de líquidos, la compresibilidad puede despreciarse y en el caso de flujos de gases, sólo si el número de Match está por debajo de 0.3

- Aproximación de Boussinesq. En fluidos acompañados por transferencia de calor, las propiedades del fluido son funciones normalmente de la temperatura. Las variaciones pueden ser pequeñas y aún ser la causa del movimiento del fluido. Si la variación de la densidad no es grande, uno puede tratar a la densidad como una constante en los términos transitorios y convectivos variable sólo en el término gravitacional. Esta consideración se le conoce como la aproximación de Boussinesq. Usualmente se considera que la densidad varía linealmente con la temperatura

$$(\rho_\infty-\rho)\approx g\beta(T-T_\infty)$$

Donde β es el coeficiente de expansión térmica.

- Disipación viscosa despreciable. Este término se representa por $\tau\cdot\nabla U$ en la ecuación (2.16). La variación de la temperatura o de la energía interna producida por este término, sólo se aprecia en sistemas con flujos a altas velocidades, en los cuales los gradientes de velocidad son grandes. Por lo tanto, para flujos con bajas

velocidades puede despreciarse, como es el caso de este trabajo de investigación.

- Medio no participante. El aire se considera un medio n participante, debido a que los efectos de la radiación no influyen sobre él, esto es válido si se considera aire a bajo contenido de humedad

De esta manera, las ecuaciones generales de conservación de la energía se simplifican de la siguiente manera:

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{2.17}$$

$$\rho\left[\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}\right]=-\frac{\partial P}{\partial x}+\mu\left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right] \tag{2.18}$$

$$\rho\left[\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}\right]=-\frac{\partial P}{\partial y}+\mu\left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right]+\rho g\beta\left(T-T\infty\right) \tag{2.19}$$

$$\rho\left[\frac{\partial w}{\partial t}+u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}\right]=-\frac{\partial P}{\partial z}+\mu\left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right] \tag{2.20}$$

$$\frac{\partial T}{\partial t}+u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}=\alpha\left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right] \tag{2.21}$$

Las ecuaciones anteriores generalmente se aplican para describir el movimiento de un fluido para flujos en régimen laminar. Sin embargo, para en un flujo turbulento las componentes de velocidad varían rápidamente en tiempo y espacio y esto complica bastante el tratamiento matemático del problema. A continuación, se presenta una introducción a los modelos de turbulencia.

2.4. INTRODUCCIÓN A LOS MODELOS DE TURBULENCIA

Definir el término de turbulencia no es sencillo, aunque existen varias definiciones en la literatura, todas coinciden en varios rasgos fundamentales, por ejemplo, Heinze (1975)

define el movimiento turbulento de un fluido como "condición irregular del flujo en la cual las magnitudes muestran una variación aleatoria en el tiempo y en el espacio, de forma que los distintos valores medios estadísticos pueden ser discernidos.

Lesieur (1997) utiliza características más concretas de un flujo turbulento para definirlo, considera que un flujo es turbulento si cumple con lo siguiente:

a) Es impredecible

b) Las magnitudes físicas transportadas por el fluido son mezcladas con mucha más efectividad

c) En el flujo intervienen un amplio rango de escalas.

Otras características de los flujos turbulentos son las siguientes:

Irregularidad. Es la característica más fácilmente apreciable para cualquier observador. La irregularidad se manifiesta en la aparición de fluctuaciones de las variables fluidodinámicas (velocidad, presión, temperatura) con tamaños y tiempos muy dispares (diferentes escalas). A pesar de ser un fenómeno determinista, los flujos turbulentos parecen caóticos e impredecibles, lo que justifica el uso de métodos estadísticos para su estudio.

Tridimensionalidad. Pueden existir flujos turbulentos que, al ser promediados en el tiempo, resulten ser bidimensionales (planos). Incluso pueden existir movimientos turbulentos en los que las escalas más grandes de la turbulencia sean fundamentalmente bidimensionales. Sin embargo, a medida que se desciende en el tamaño de las escalas dentro del amplio espectro que caracteriza a la turbulencia, se encuentra que el movimiento asociado a estas escalas pequeñas es siempre tridimensional.

Difusividad ("mixing"). Los fenómenos de transporte de masa, cantidad de movimiento y energía se ven notablemente amplificados por efecto de la turbulencia. Esto se debe a las fluctuaciones del movimiento turbulento. Si bien estas fluctuaciones tienen lugar a escalas mucho mayores que la escala molecular, producen efectos difusivos semejantes a los de carácter molecular (al menos cualitativamente).

Disipación. Los flujos turbulentos son siempre disipativos. Una vez que se ha desarrollado el flujo turbulento, la turbulencia tiende a mantenerse, aunque para ello se necesite de un aporte continuo de energía. Esta energía se extrae del flujo principal que la invierte en aumentar la energía interna mediante procesos de deformación a las que se ven sometidas las partículas fluidas. La turbulencia necesita de una transferencia continua de energía para reponer esas pérdidas viscosas. Si no existe suministro de energía, la turbulencia decae rápidamente.

Altos números de Reynolds. La turbulencia se origina frecuentemente como una inestabilidad de flujos laminares. Del análisis de la estabilidad de soluciones de flujos laminares, se evidencia que la solución se hace inestable a partir de un cierto valor de número de Reynolds, o valor crítico. Sin embargo, el valor efectivo de dicho número depende del tipo de aplicación. La turbulencia es un fenómeno complejo, gobernado por las ecuaciones de la Mecánica de Fluidos para un medio continuo; incluso las escalas más pequeñas que aparecen en un flujo turbulento están muy lejos de las escalas de longitud molecular, por lo que su solución analítica resulta inviable. La dinámica de la turbulencia es la misma en todos los fluidos, sean líquidos o gases; si el número de Reynolds es suficientemente grande. Debido a que las ecuaciones de movimiento son no lineales, cada tipo de flujo posee ciertas características singulares que van asociadas a sus condiciones iniciales y de contorno.

- **Origen de la turbulencia: inestabilidades**.

Para que un fenómeno físico ocurra de forma continua en el espacio y en el tiempo, no es suficiente con que verifique las leyes de conservación, también debe ser estable ante pequeñas perturbaciones. Un flujo laminar es estable ante pequeñas perturbaciones sólo cuando se satisfacen ciertas condiciones. Por ejemplo, en el experimento de Reynolds, la condición es que el número de Reynolds debe ser menor a un número crítico. Cuando esto no sucede, perturbaciones infinitesimales crecen espontáneamente. En ocasiones, estas perturbaciones pueden crecer hasta una cierta amplitud y alcanzar un nuevo estado; el nuevo estado puede ser inestable a su vez frente a otro tipo de perturbaciones y crecer hasta un nuevo estado, finalmente, el flujo se convierte en una superposición de numerosas perturbaciones aleatorias y alcanza una condición, que se conoce como

flujo turbulento. Esto explica la aparición de escalas en el seno del flujo a altos números de Reynolds.

- **La cascada de energía y las escalas de la turbulencia.**

Cascada de energía

En el desarrollo de la turbulencia, los vórtices de mayor tamaño interaccionan con el flujo principal y extraen energía de él. El tamaño o escala de estos vórtices es comparable a la escala del flujo. Sin embargo, estos vórtices son inestables en sí mismos y, por efecto de la interacción entre ellos, tienden a dividirse en vórtices más pequeños que a su vez tienden a dividirse. Este proceso de rompimiento se produce en cascada, por lo que en un movimiento turbulento coexisten una gran variedad de escalas, correspondientes a distintos tamaños de vórtices, los cuales son arrastrados y estirados por la acción de los gradientes de velocidad del flujo medio dominante y por su interacción con los demás vórtices. Este proceso de división continúa hasta que la escala de los vórtices es tan pequeña que el número de Reynolds de estos no es lo suficientemente grande para que la inestabilidad persista. En estos vórtices pequeños, la energía cinética se transforma en energía térmica por disipación viscosa. Al proceso completo se le denomina **cascada de energía.**

Escalas de la turbulencia

Habitualmente, esta variedad de torbellinos de diferentes escalas que existen en cualquier flujo turbulento se puede agrupar en tres escalas.

i) Macro escala**:** es la escala asociada a los vórtices más grandes. Las características de estos grandes torbellinos dependen de las condiciones de contorno del flujo y presentan un marcado carácter anisótropo (dependientes de la dirección).

ii) Escalas intermedias: son escalas inferiores a la macro escala, en las que todavía no existe disipación de energía.

iii) Microescala: es la escala más pequeña, en la que se produce la disipación de energía; sus valores característicos se van a denominar u0, λ0 y τ0. Al contrario que en la microescala, estos torbellinos presentan un carácter isótropo.

2.4.1 Descomposición de reynolds

La descomposición de Reynolds consiste en separar a cualquier variable en dos componentes, una estacionaria y otra fluctuante. Por ejemplo, si consideramos la medición de la velocidad en el centro de un canal cuyo flujo es turbulento, podemos encontrar una medición como la mostrada en la figura 2.1:

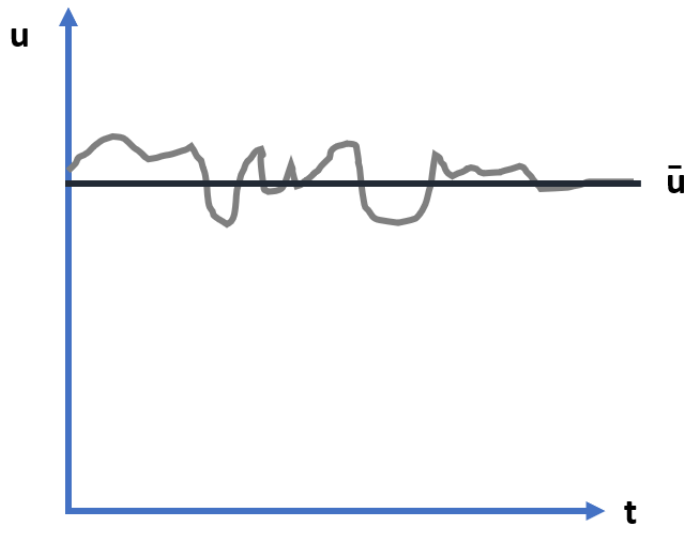


Figura 2 1 Velocidad Turbulenta
Fuente: Elaboración Propia

La velocidad instantánea de la velocidad en este punto se puede describir como:

$$u(t) = \bar{u} + u'(t) \tag{2.22}$$

donde u es el promedio temporal y u' es la componente fluctuante de la velocidad.

Promedio temporal

Si consideramos una variable cualquiera f, su promedio temporal está definido como:

$$\overline{F} = \frac{1}{T}\int_{t_0}^{t_0+T} f(t)dt \tag{2.23}$$

2.5 ECUACIONES PARA FLUJO TURBULENTO

A partir del concepto de la descomposición de Reynolds, se pueden deducir las ecuaciones de Navier Stokes promediadas en el tiempo por sustituir las expresiones promediadas para cada variable y realizar un promedio temporal sobre toda la ecuación. A continuación, se muestran las ecuaciones promediadas en el tiempo en notación tensorial, para un flujo incompresible y propiedades constantes, bajo la aproximación de Boussinesq. (Wilcox,1993)

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} = 0 \tag{2.27}$$

$$\rho\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial t} + \rho\overline{u_j}\frac{\partial \overline{u_i}}{dx_i} = -\frac{\partial \overline{P}}{dx_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - \rho\overline{u_i^{'}u_j^{'}}\right) + \rho g\beta\left(\overline{T} - \overline{T_\infty}\right) \tag{2.28}$$

$$\rho\frac{\partial \overline{T}}{\partial t} + \rho\overline{u_j}\frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i} = \frac{1}{C_P}\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda\frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} - \rho C_P\overline{T^{'}u_j^{'}}\right) \tag{2.29}$$

Entonces, la ecuación de continuidad (2.27) se satisface aun para flujo turbulento. La ecuación de conservación de momentum (2.28) incluye un término adicional en el lado derecho de la ecuación: $\left(\rho\overline{u_i^{'}u_j^{'}}\right)$ el cual es un tensor simétrico que introduce 6 nuevas incógnitas y es conocido como el tensor de esfuerzos de Reynolds. Estos esfuerzos tienen implicaciones físicas muy importantes:

- Los movimientos no estacionarios $u_i^{'}, u_j^{'}$ provocan un flujo adicional de momentum.

- Se pueden interpretar como esfuerzos. A diferencia de los esfuerzos viscosos, los esfuerzos turbulentos dependen de la naturaleza del flujo y no de la naturaleza del fluido.
- En muchos flujos turbulentos, el tamaño de los esfuerzos turbulentos puede ser más grande que los esfuerzos viscosos. A partir del tensor de esfuerzos de Reynolds se define la energía cinética turbulenta como la mitad de la traza del tensor de esfuerzos turbulentos:

A partir del tensor de esfuerzos de Reynolds se define la energía cinética turbulenta como la mitad de la traza del tensor de esfuerzos turbulentos:

$$\kappa = \frac{1}{2}\left(\overline{u'u' + v'v' + w'w'}\right) = \frac{1}{2}\overline{u_i'u_i'} \tag{2.30}$$

En la ecuación de conservación de energía Ec. (2.29) el término $\left(\rho\overline{T'u_j'}\right)$ es llamado flujo de calor aparente de Reynolds, el cual introduce 3 nuevas incógnitas. Para flujo turbulento se tienen por tanto 9 incógnitas adicionales a las 5 que tienen para flujo laminar, en total 14 incógnitas para 5 ecuaciones. Por consiguiente, es necesario incorporar un modelo de turbulencia (o de cierre de las ecuaciones)

2.6. MODELOS DE CIERRE DE TURBULENCIA

La aparición de nuevos términos en las ecuaciones de conservación implica que se deben plantear más ecuaciones o modelos que permitan determinar esos nuevos términos o variables. De hecho, se requiere una ecuación constitutiva para relacionar los esfuerzos turbulentos con otras variables del flujo. La teoría de flujos turbulentos está aún en desarrollo. No existen modelos analíticos precisos que estén ampliamente aceptados. Por esta razón, el modelado de los esfuerzos turbulentos se hace de forma empírica. Las técnicas utilizadas para modelar el fenómeno de la turbulencia son:

- Simulación Numérica Directa (DNS, de sus siglas en ingles).
- Simulación de Remolinos Grandes (LES, de sus siglas en ingles).

- Simulación de las ecuaciones de N-S con Promedios de Reynolds (RANS, de sus
- siglas en ingles).

2.6.1 Simulación numérica directa (DNS)

Esta técnica es la que presenta mejor aproximación para el estudio de la turbulencia y consiste en resolver las ecuaciones de Navier- Stokes (NS) en tres dimensiones, con sus 5 incógnitas (componentes de velocidad, presión y temperatura) en todo el dominio temporal y espacial de la turbulencia. Es útil en el caso de geometrías sencillas y números de Reynolds relativamente bajos.

2.6.2 Simulación de remolinos grandes (LES)

Esta técnica está basada en promediar las ecuaciones de NS volumétricamente, es decir, suponer propiedades medias en una región del espacio y unas fluctuaciones que caracterizan al fluido. Es un cálculo en general en 3D y es permitido usar volúmenes de control relativamente grandes. Para la solución de las escalas temporales el LES demanda de muchos incrementos de tiempo, esto permite resolver las escalas significativas de la turbulencia, pero provoca que el tiempo computacional sea muy grande.

2.6.3 Simulación de las ecuaciones de navier stokes con promedios de reynolds (RANS)

Esta técnica es la más utilizada en los casos de aplicación para altos números de Reynolds y consiste en resolver las ecuaciones de Navier Stokes, promediadas en el tiempo.

Existen tres ramas para abordar el problema de la turbulencia por la técnica del RANS

i) Modelo de Esfuerzos de Reynolds (RSM)

ii) Modelo de Esfuerzos Algebraicos (ASM)

iii) Modelo de Remolinos de Viscosidad (EVM)

a. Cero Ecuación
b. Una Ecuación
c. Dos Ecuaciones

i. k – ε estándar
ii. RNG k – ε
iii. Realizable k – ε
iv. k –ω

2.6.3.1 Modelo de Esfuerzos de Reynolds (RSM)

Fue desarrollado en 1975 por Launder. Establece una ecuación diferencial para cada tensión de Reynolds analizando los términos de producción, difusión, transporte y rotación.

Ventajas:

- Es el modelo más general de todos
- Válido para muchos flujos industriales, incluyendo chorros, conductos no circulares, flujos con mucha curvatura

Inconvenientes:

- Alto costo computacional (se tienen que resolver 7 ecuaciones diferenciales)
- No tan validado como los modelos de remolinos de viscosidad (EVM)
- Problemas en chorros asimétricos y flujos no confinados con recirculación

2.6.3.2 Modelo de Esfuerzos Algebraicos (ASM)

Desarrollado en 1982 por Rodi. Se modelizan los términos de convección y difusión

$\overline{u_i' u_j'}$ que supone un gran esfuerzo de cálculo.

Ventajas:

- Tiene en cuenta la anisotropía de las tensiones de Reynolds
- Combina la generalidad del modelo RSM con el menor coste del k-ε
- Buenos resultados en capas

Inconvenientes:

- Más costoso que el modelo k-ε, aunque menos que el RSM
- No tan validado como los modelos de remolinos de viscosidad (EVM)
- Válido para las hipótesis de la modelización de los términos de convección y difusión

2.6.3.3 Modelo de Remolinos de Viscosidad (EVM)

Consiste en la modelación de los esfuerzos turbulentos considerando una relación de estos con los gradientes de velocidad y la viscosidad turbulenta, esta hipótesis es conocida como la consideración de Boussinesq, esto puede ser expresado como:

$$\rho\overline{u_i'u_j'} = -\mu_t\left(\frac{\partial\overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial\overline{u_j}}{\partial x_i}\right) + \frac{2}{3}\rho\kappa\delta_{ij} \qquad (2.40)$$

En la ecuación anterior, μ_t es la viscosidad turbulenta, la cual, a diferencia de la viscosidad molecular μ, no es una propiedad del fluido, pero depende fuertemente del estado local de la turbulencia y puede variar significativamente desde un punto a otro en el fluido. En los modelos de remolinos de viscosidad, la viscosidad turbulenta es proporcional a una escala de velocidad y a una longitud característica del movimiento turbulento, esto es:

$$\mu_t \propto \rho\hat{u}\ell \qquad (2.41)$$

En analogía al transporte de momentum turbulento, los flujos de calor turbulentos o transporte de masa son considerados que están relacionados a los gradientes de la cantidad transportada, esto es:

$$\rho\overline{u_i'T'} = -\Gamma_t\frac{\partial\overline{T}}{\partial x_i} \qquad (2.42)$$

donde: Γt es la difusividad turbulenta. Al igual que la viscosidad turbulenta, Γt , no es una propiedad del fluido sino depende del estado local de la turbulencia. La analogía de Reynolds sugiere que Γt está relacionada a la viscosidad turbulenta a través de:

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{\sigma_T} \tag{2.43}$$

Donde, σT es el número de Prandtl turbulento. Para el cálculo de la viscosidad turbulenta μ t se aplica la aproximación de modelo de turbulencia en cuestión en la técnica de RANS-EVM. En la técnica de RANS-EVM existen modelos de cero ecuaciones, una ecuación y de dos ecuaciones. Esta forma de agrupar a los modelos viene del número de ecuaciones diferenciales adicionales que se ocupan para cerrar el problema de turbulencia. A continuación, se presenta una breve descripción de cada uno de estos modelos.

- **Modelos de cero ecuaciones**

Este modelo de turbulencia es el más simple ya que no requiere la solución de ninguna ecuación de transporte de cantidades de turbulencia. En la hipótesis de longitud de mezcla, Prandtl considera que la escala de velocidad es:

$$\hat{u} = \ell \left| \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right| \tag{2.44}$$

Entonces sustituyendo la ecuación anterior en la ecuación (2.41) se obtiene una ecuación para la viscosidad turbulenta como:

$$\mu_t = \rho \ell^2 \left| \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right| \tag{2.45}$$

Donde λ es la longitud de mezcla que representa la longitud de escala del flujo turbulento

- **Modelos de una ecuación**

Diferentes modelos de turbulencia han sido desarrollados para poder sobrellevar las limitaciones de los modelos de cero ecuaciones, estos modelos toman en cuenta cantidades de transporte de turbulencia al resolver alguna ecuación diferencial para determinarlas. Un paso importante en el desarrollo de modelos que usan una ecuación diferencial fue relacionar la escala de velocidad con los gradientes de velocidad medios, en la cual se determina esta escala a partir de una ecuación de transporte. La escala de velocidad físicamente más significativa es $k^{1/2}$ donde k es la energía cinética del movimiento turbulento definida por la ecuación (2.39). De acuerdo con la ecuación (2.39) k es una medida directa de la intensidad de las fluctuaciones de la turbulencia en las tres direcciones. Cuando la escala de velocidad, $k^{1/2}$, es usada, la relación para la viscosidad turbulenta queda expresada como:

$$\mu_t = \rho C_\mu \sqrt{k\ell} \tag{2.46}$$

donde $C\mu$ es una constante empírica.

La disipación de energía cinética turbulenta ε es usualmente aproximada por la siguiente expresión:

$$\varepsilon = C_D \frac{k^{3/2}}{\ell} \tag{2.48}$$

donde, CD es una constante empírica. Sustituyendo la ecuación 2.48 en la ecuación 2.46, la viscosidad turbulenta se expresa como sigue:

$$\mu_t = \rho C_\mu C_D \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{2.49}$$

Entonces, la ecuación para la energía cinética turbulenta se puede escribir como:

$$\frac{\partial k}{\partial t}+\overline{u_i}\frac{\partial k}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\frac{1}{\rho}\left(\mu\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right]-\overline{u_i'u_j'}\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}-C_D\frac{k^{3/2}}{\ell} \qquad (2.50)$$

La ecuación (2.50) es la ecuación de transporte de energía cinética turbulenta usada en muchos modelos de una ecuación para altos números de Reynolds. Los valores para las constantes empíricas son:

$$C_\mu, C_D \approx 0.08 \text{ y } \sigma_k \approx 1 .$$

- **Modelos de dos ecuaciones**

En los modelos de dos ecuaciones se usan dos ecuaciones diferenciales, una para la energía cinética turbulenta y otra para la escala de longitud. El principio de estos modelos es parecido al de los modelos de una ecuación, la diferencia es que, adicionalmente a la ecuación de transporte de la energía cinética turbulenta, se usa también la de transporte de la disipación de k a través de variables para la escala de longitud. Esto es debido a que el proceso que influye en la longitud de escala es la disipación, como en el estrechamiento de vórtices y la llamada energía en escala. La expresión típica para viscosidad turbulenta en el modelo de dos ecuaciones es:

$$\mu_t = \rho C_\mu f_\mu k^{1/2}\ell \qquad (2.51)$$

La escala de longitud λ se obtiene a partir de variables como k y ε . Entre las expresiones encontradas en la literatura para la escala de longitud se tienen las siguientes:

$$\ell \propto k^{3/2}/\varepsilon , \quad \ell \propto k^{1/2}/\omega \text{ o } \ell \propto k^{1/2}/\tau$$

en donde ε es la disipación de energía cinética turbulenta, ω es la disipación especifica de energía cinética turbulenta y τ es el tiempo de disipación turbulenta. En el presente trabajo de investigación se utilizará el modelo k – ε estándar para realizar las simulaciones de los modelos de investigación propuestos. Se eligió este modelo porque la mayoría de los artículos del estado del arte relacionados con este trabajo están basados en él.

A continuación, se presenta una pequeña introducción al modelo k – ε estándar.

- **Modelo k – ε estándar**

Este modelo fue desarrollado por diversos autores, principalmente por Jones y Launder (1972), quienes popularizaron la aproximación de Boussinesq y Reynolds en el modelado de la turbulencia. Al modelo k – ε estándar lo que lo caracteriza es la variable ε la cual tiene una interpretación física directa y es la razón de disipación de energía cinética turbulenta (Wilcox, 1993).

La disipación de energía cinética turbulenta, $\varepsilon = \nu \overline{\frac{\partial u_i'}{\partial x_j}\frac{\partial u_i'}{\partial x_j}}$, tiene dimensiones de $\left(\ell^2/\tau^3\right)$ depende de la velocidad del fluido y por lo tanto es una propiedad disipativa que expresa la disipación que se lleva a cabo en las escalas más pequeñas de la turbulencia.

En el modelo k – ε estándar, para ε se tiene la siguiente ecuación:

A=B+C+D

Donde:

$$A = \rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \overline{u_j} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \tag{2.52}$$

$$B = -2\mu \left[\overline{\frac{\partial u_i'}{\partial x_k} \frac{\partial u_j'}{\partial x_k}} + \overline{\frac{\partial u_k'}{\partial x_i} \frac{\partial u_k'}{\partial x_j}} \right] \overline{\frac{\partial u_i'}{\partial x_j}} - 2\mu \overline{u_k' \frac{\partial u_i'}{\partial x_j}} \frac{\partial^2 \overline{u_i}}{\partial x_k \partial x_j}$$

$$C = -2\mu \overline{\frac{\partial u_i'}{\partial x_k} \frac{\partial u_i'}{\partial x_m} \frac{\partial u_k'}{\partial x_m}} - 2\mu^2 \overline{\frac{\partial^2 u_i'}{\partial x_k \partial x_m} \frac{\partial^2 u_i'}{\partial x_k \partial x_m}}$$

$$D = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} - \mu \overline{u_j' \frac{\partial u_i'}{\partial x_m} \frac{\partial u_i'}{\partial x_m}} - 2\mu \overline{\frac{\partial P'}{\partial x_m} \frac{\partial u_j'}{\partial x_m}} \right]$$

donde, "A" es la acumulación y transporte convectivo de ε , "B" es la producción y disipación de ε , "C" es la difusión molecular de ε y "D" es el transporte turbulento de ε . finalmente, las ecuaciones del modelo k – ε estándar son:

- **Ecuación de energía cinética turbulenta (k):**

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \overline{u_i} \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] - \rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \tag{2.53}$$

- **Ecuación de disipación de energía cinética turbulenta (ε)**

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \overline{u_i} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] - C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \tag{2.54}$$

- **Ecuación de viscosidad turbulenta (μ t):**

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{2.55}$$

Los valores para los coeficientes son los siguientes:

$$\begin{aligned} C_\mu &= 0.09 \\ C_{1\varepsilon} &= 1.44 \\ C_{2\varepsilon} &= 1.92 \\ \sigma_k &= 1.0 \\ \sigma_\varepsilon &= 1.3 \end{aligned} \tag{2.56}$$

Para resolver el caso propuesto en este trabajo de investigación se aplicarán los modelos CFD del software ANSYS, a continuación, se da una breve descripción.

2.7 MÉTODOS MATEMÁTICOS Y ANÁLISIS CFD

Los métodos numéricos han sido usados desde hace treinta años atrás, pero en el campo de la industria automotriz, se buscan técnicas y modelos que generen las respuestas al problema en el menor tiempo posible, como datos históricos, el análisis del elemento finito se ha usado desde hace más de 70 años durante el desarrollo de los productos, tornándose en una herramienta imprescindible durante todas etapas del diseño, como son: Diseño, cálculo estructural, dinámica de gases, resistencia de los materiales, etc.

La aplicación de métodos numéricos, a pesar de poder ofrecer técnicas aplicables para la solución a cualquier problema, no han sido difundidas para ser usadas de uso general para predecir y controlar la función del ruido.

Dentro de los modelos para el estudio del ruido del viento, tenemos los métodos empíricos con la limitante del análisis de la geometría de las formas del vehículo. También podemos encontrar los modelos predictivos, los cuales se basan en la capacidad de

acoplar datos del flujo turbulento en el dominio del tiempo a fin de proyectar un modelo vibro-acústico descritos en la figura 2 2.[2]

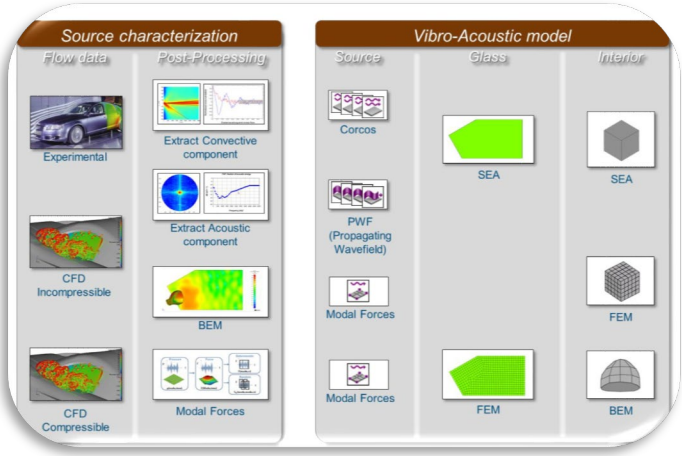


Figura 2 2Caracterización de la fuente (izquierda) y el modelado vibro acústico (derecha)

Fuente: Roche, D (2014). Aero-Vibro Acoustics for Wind Noise Application. Tokio, Japón, ANSYS, INC

El Análisis CFD o Dinámica de fluidos computacional, es un software de ANSYS, usado para predecir el flujo, la turbulencia, transferencias de calor, etc, para aplicaciones de la industria desde el flujo de aire sobre un ala de avión hasta la combustión en un horno, está tecnología de resolución avanzada proporciona acelerar los resultados y precisos de CFD, a través de mallas flexibles de movimiento, deformación, y escalabilidad paralela superior. Además, Fluent es un software que presenta una excepcional escalabilidad de hasta decenas de miles de núcleos, lo que permite resultados de alta fidelidad en el menor tiempo posible.

Dinámica de fluidos computacional es la ciencia de predecir el flujo de un fluido, transferencias de calor y masa, reacciones químicas, etc. Para predecir este fenómeno, CDF resuelve ecuaciones de conservación de la masa, energía, etc.

CFD puede proveer detalladamente información del flujo de fluido:

- Distribución de la presión, velocidades, temperaturas, etc.
- Fuerzas como, levantamiento, arrastre

[2] Validation of a wind noise source characterization method for vehicle interior noise prediction

- Distribución de múltiples fases (gas-liquido, gas-solido, etc)
- Composición de reacciones (combustión, etc)

CFD es usado en todos los pasos del proceso de Ingeniería:

- Estudios conceptuales de nuevos diseños
- Desarrollo detallado del producto
- Optimización
- Solución de problema<s
- Rediseño

Entre las mayores ventajas que ofrece el análisis CFD, podemos decir que complementa las pruebas y la experimentación al reducir esfuerzo total y costo requerido para la experimentación y obtener una mejor adquisición de datos.

El análisis CFD, trabaja basado en el método de análisis de elemento finito, la conservación general de ecuaciones de masa, momentos, energía, especies, son resultas en este conjunto de control de volúmenes, mediante el plantea miento de ecuaciones diferenciales parciales las cuales se discretizan en un sistema de ecuaciones algebraicas, resolviéndose numéricamente para representar el campo de solución.

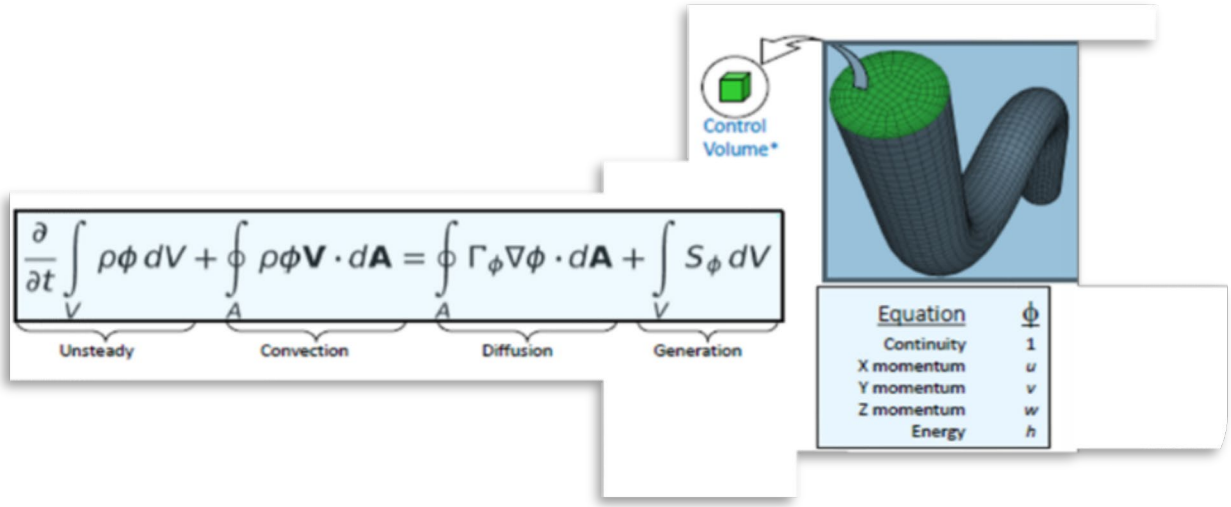


Figura 2 3 Análisis de elemento finito

Fuente: Roche, D (2014). Aero-Vibro Acoustics for Wind Noise Application. Tokio, Japon, ANSYS, INC

El siguiente flujo mostrará los pasos que sigue CFD para la solución de un problema:

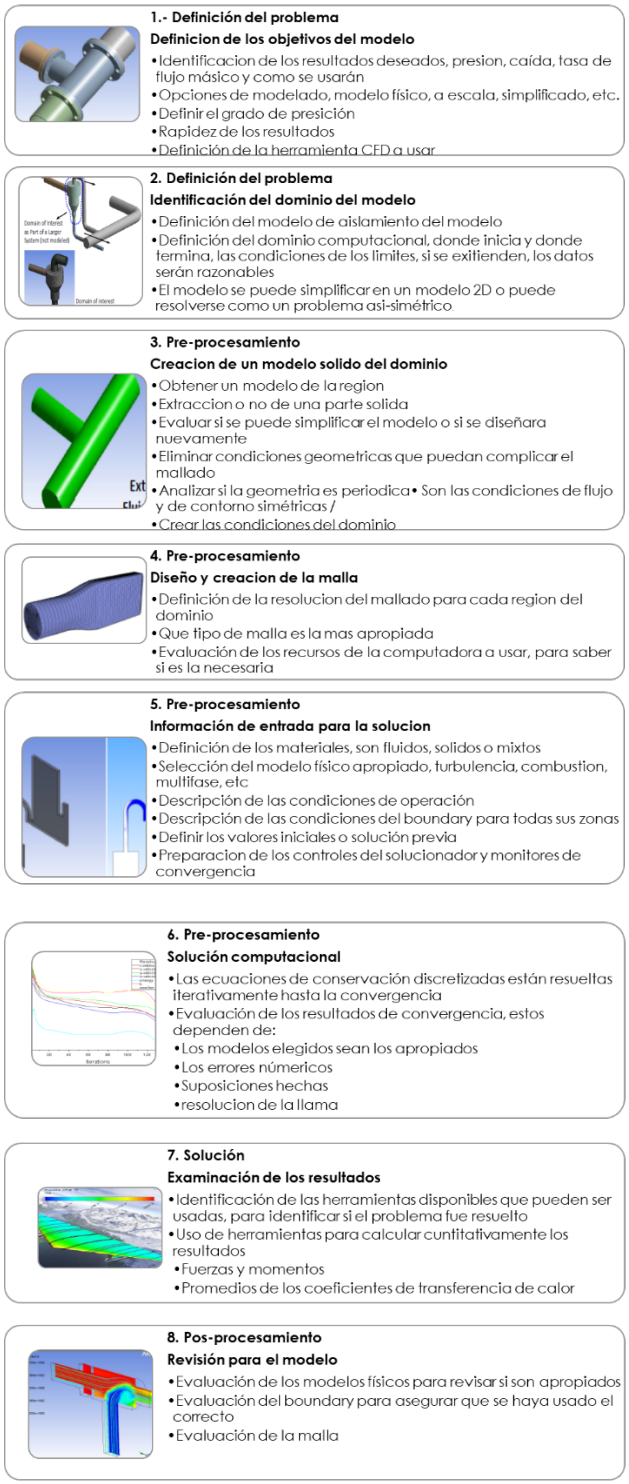


Diagrama 2 1Pasos para desarrollar un análisis CFD

Fuente: Roche, D (2014). Aero-Vibro Acoustics for Wind Noise Application. Tokio, Japón, ANSYS, INC

2.8 MODELOS VIBROACUSTICOS

Las modelaciones del ruido de viento necesitan comprender la fuente de este, además de alojar los cambios que involucran la vibro acústica, la cual transmite de ciertas regiones de la estructura fugas hacia el interior de la estructura, a través de sellos, puertas, cristales y la absorción proporcionada por el paquete de sonido interior y el receptor en un amplio espectro de frecuencias.

EL ruido de viento proporciona una contribución audible al ruido interior al oído del ocupante, es cierto que muchas regiones pueden contribuir al ruido del viento, las presiones superficiales fluctúan en el vidrio de los laterales debido a los vértices generados principalmente por el pilar A y el espejo, resultando ser a menudo uno de los más contribuyentes.

Los flujos turbulentos son creados al exterior del vehículo, conteniendo fluctuaciones de presiones acústicas en los componentes del vehículo, uno de ellos los cristales laterales, esta energía puede ser potencialmente transmitida hacia el interior del vehículo y puede determinar la experiencia de la calidad del sonido perceptible al interior del vehículo, para finalidades teóricos, explicaremos la fuente del ruido de viento en los cristales laterales.

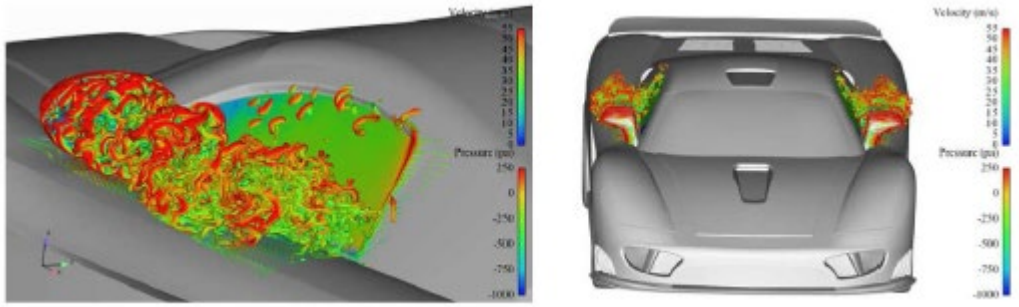


Figura 2 4 Turbulencia zona de espejos

Fuente: Denis Blanchet, Nicolas Zerbib, Lassen Mebarek, Anton Golota. (06/30/2014). Wind Noise source characterization and how it can be used to predict vehicle interior noise. SAE INTERNATIONAL, 2014, 16. 05/26/2019, De SAE Base de datos.

El flujo turbulento fuera de un vehículo genera una superficie de presión que incide en el vidrio lateral ambos incluyen componentes convectivos y acústicos.

El componente colectivo, genera una presión que viaja a la velocidad de la convección y el acústico está relacionado con ondas que se propagan dentro del flujo y se generan en diferentes superficies antes de llegar al cristal lateral, este tiene una amplitud menor que el colectivo, además las ondas acústicas que alcanzan los cristales laterales son altamente direccionales, ambas componentes contribuyen en los niveles de presión de sonido hacia los oídos de los conductores, ver figura 2.4

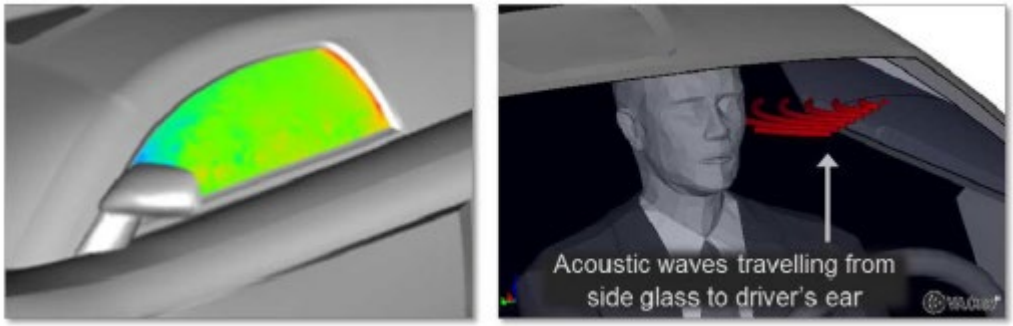


Figura 2 5 Vibro acústica

Fuente: Denis Blanchet, Nicolas Zerbib, Lassen Mebarek, Anton Golota. (06/30/2014). Wind Noise source characterization and how it can be used to predict vehicle interior noise. SAE INTERNATIONAL, 2014, 16. 05/26/2019, De SAE Base de datos.

Para los análisis vibro acústicos, se realizará la siguiente metodología:

Diagrama 2 2 Análisis Vibro acústico

Fuente: Elaboración Propia

CAPÍTULO 3 PROCEDIMIENTO

3.1 VALIDACIÓN DE METODOLOGÍA USANDO AHMED BODY

Como protocolo para esta tesis, se llevó el desarrollo de un análisis para la validación del modelo de turbulencia, contemplando la mejor opción en cuanto a tiempo de procesamiento y resultados, para ello se llevó a cabo una simulación del flujo en un modelo Ahmed Body (ver Figura 3.1) con un ángulo de inclinación de 40°, se toma como base este ángulo debido a que es el más usado en la literatura. A través de una un análisis computacional de fluidos (CFD) se analizaron 4 modelos de turbulencia K-épsilon, K-épsilon realizable, K-Omega SST y Large Eddy Simulation (LES) cuyo objetivo fue determinar el modelo de turbulencia que mejor se adapte a la física del ruido de viento y poder analizar el ruido de viento en un vehículo simplificado.

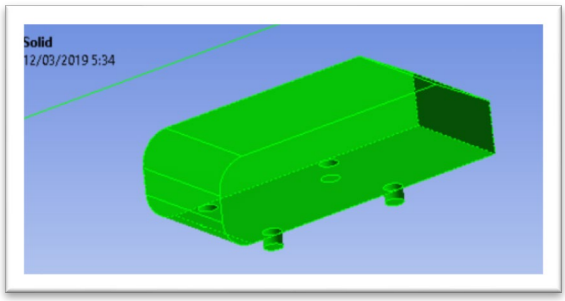


Figura 3 1Modelo Ahmed Body

Fuente: Elaboración Propia

Para la selección del modelo de turbulencia que mejor se adapte a la física del problema del ruido de viento, se llevó a cabo el análisis en 3 etapas:

A- Preprocesamiento:

Se desarrollo un modelo de Ahmed Body con un ángulo de 40°, exportándolo en un formato IGS, y usando el software ANSYS, se generó un modelo a través de la opción Fluid Flow, posteriormente se determinó el enclosure.

Posteriormente el mallado se llevó en dos etapas, el inicial contemplo un mallado con dimensiones de 50 mm para el enclosure y de 12.5 mm, como etapa final se realizó un mallado final para análisis de ruido de viento usando 25 mm para el volumen de control, 12,5 mm para el Ahmed Body y una capa límite de 2 mm de espesor total.

B- El Solucionador

De acuerdo con las características del equipo de cómputo usado, se seleccionó un modelo de Doble precisión, paralelo con 3 núcleos y se realizó la solución computacional de los modelos K-Épsilon estándar, K- Épsilon realizable, K-Omega SST y LES

C- Pos Procesamiento

Para el pos-procesamiento, se analizaron los 4 modelos de turbulencia con un mallado grueso, seleccionando los modelos K- Épsilon realizable y LES se observa que en la zona de recirculación los modelos que representan la aerodinámica del ruido de viento corresponden a lo K-épsilon realizable y LES.

Una vez evaluados ambos modelos de flujos, se realiza un mallado fino y se corre nuevamente el Pos Procesamiento a fin de validar el mejor modelo de turbulencia, efectuando 500 iteraciones con una velocidad Inlet de 40 m/s^2, seleccionando un modelo wave no reflectivo.

La selección de los modelos usados para la simulación CFD, corresponden a los modelos de turbulencia de ANSYS, en base al modelo Ahmed Body, se puede concluyó que en la primera fase del pos procesamiento evaluando la zona de recirculación del aíre los modelos K-Épsilon realizable y LES, responden a la dinámica del fluido del viento, al observarse la zona de turbulencia al final del cuerpo, posteriormente se realizó un mallado fino incluyendo la capa límite para verificar la elegibilidad de ambos modelos, respondiendo el modelo LES como el modelo que describe de forma más precisa la dinámica del flujo de viento.

Sin embargo debido a la complejidad del cómputo y en base a los resultados se demuestra que es necesario que el ruido del viento sea analizado con capa límite para aproximar los modelos que ocurren en las zonas del Ahmed Body, se sugiere el uso de un análisis hibrido planteado de forma inicial un modelo K- épsilon realizable en un estado estable y posteriormente para a un análisis transitorio para acoplar la solución al LES, donde la zona de turbulencia mostrada en las imágenes podrían ser las resultantes a oportunidades de diseño

Para propósitos de este trabajo de tesis, el desarrollo de las pruebas será usando el modelo K-épsilon realizable con capa limite como solución parcial y posteriormente integrar un LES para acoplar la solución matemática.

La selección de estos modelos se llevó a cabo en el artículo publicado "Simulación CFD del flujo de aire en un modelo Ahmed Body para establecer parámetros de ruido de viento en modelo de vehículo convencional ", donde de acuerdo al valor teórico esperado los modelos de turbulencia K-épsilon y LES son los que mejor describen la dinámica del ruido de viento en los vehículos, donde la imagen superior demuestra el valor esperado de acuerdo a la teoría y las imágenes abajo son las que representan el resultado de los modelos k-épsilon realizable y LES en el modelo Ahmed Body, ver figura 3 2.

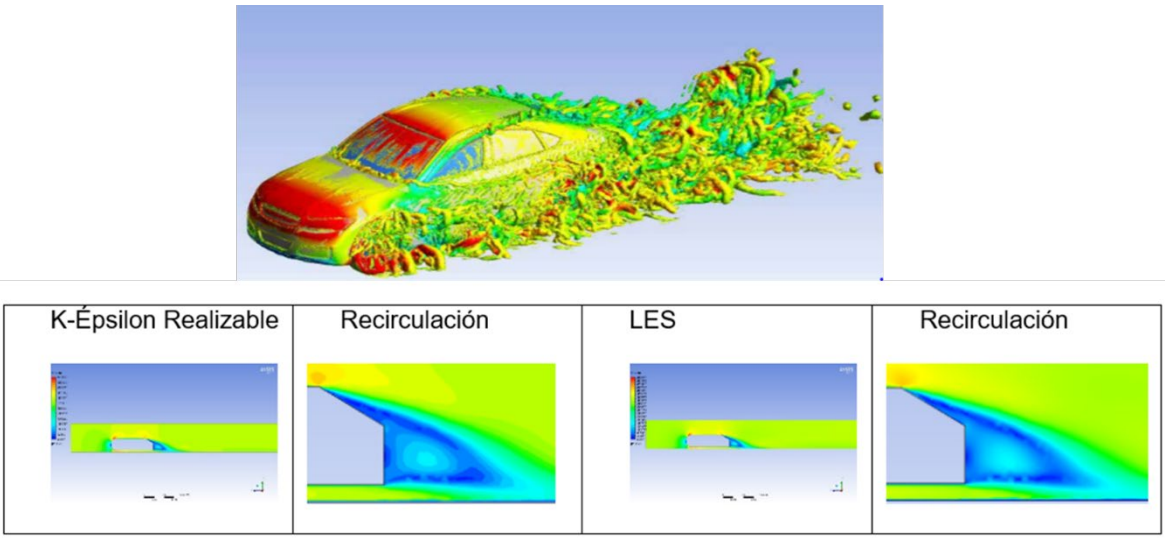


Figura 3 2 Comparativo teórico vs obtenido

Fuente: Elaboración Propia

3.2 DISEÑO SIMPLIFICADO DEL VEHÍCULO

Para la selección del modelo a usar, se consultaron diversos modelos disponibles en la red, para el análisis de este problema se tomó el ubicado en este enlace https://grabcad.com/library, se exporto su modelo disponible en IGS y usando ANSYS, se realizó la simplificación del modelo a fin de eliminar las pequeñas geometrías del contorno actual que pudieran intervenir en el mallado y generar conclusiones erróneas en el procesamiento del modelo Figura 3.3.

Todo análisis CAE, inicia con el preprocesamiento en un modelo CAD, está hecha por un modelo geométrico la cual es un modelo discreteado que será utilizado para resolver las ecuaciones de la física pertinente para el modelo estudiado, el objetivo principal de la simplificación del modelo es realizar una limpieza de la geometría y eliminar posibles superficies que pudieran afectar en el mallado, con el propósito de ahorrar el tiempo calculo en zonas que no aportarán a la física del problema.

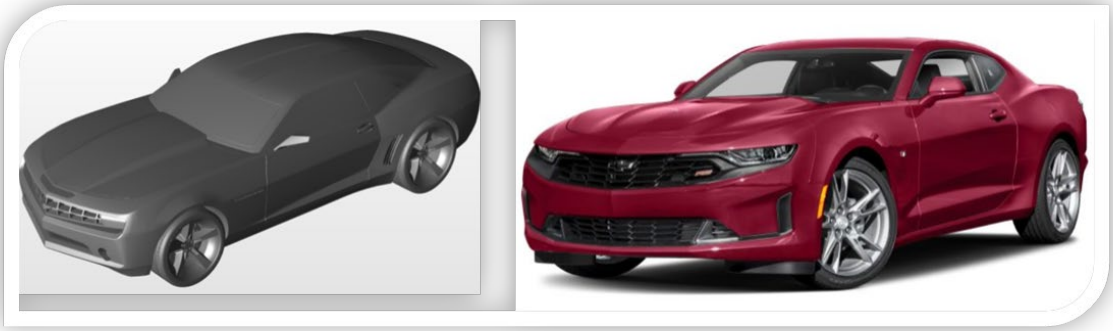


Figura 3 3 Geometría en formato IGS e imagen del vehículo real
Fuente: Izquierda https://grabcad.com/library y derecha extraída de https://www.google.com/search?q=camaro&rlz=1C1GCEB_enUS833US833&tbm=isch&source=iu&ictx=1&fir=9glk_h76kC8dIM%253A%252C3c4IkpqE8Va_jM%252C%252Fg%252F11cmzf4dyt&vet=1&usg=AI4_kTy0kLlyzCLyW6qDouWIvHsn6orDg&sa=X&ved=2ahUKEwjxwrOv58riAhXEp1kKHal0CVEQ_h0wHXoECAUQBw#imgrc=9glk_h76kC8dIM:

3.3 PRE-PROCESAMIENTO EN ANSYS

Para el preprocesamiento, se genera el modelo Fluid Flow en ANSYS, y en la sección de Geometry, se carga el modelo simplificado anteriormente trabajado, posteriormente de genera el volumen de control siguiendo las dimensiones mostradas en la Figura 3.4 para obtener el enclosure como se muestra en la Fig 3.5.

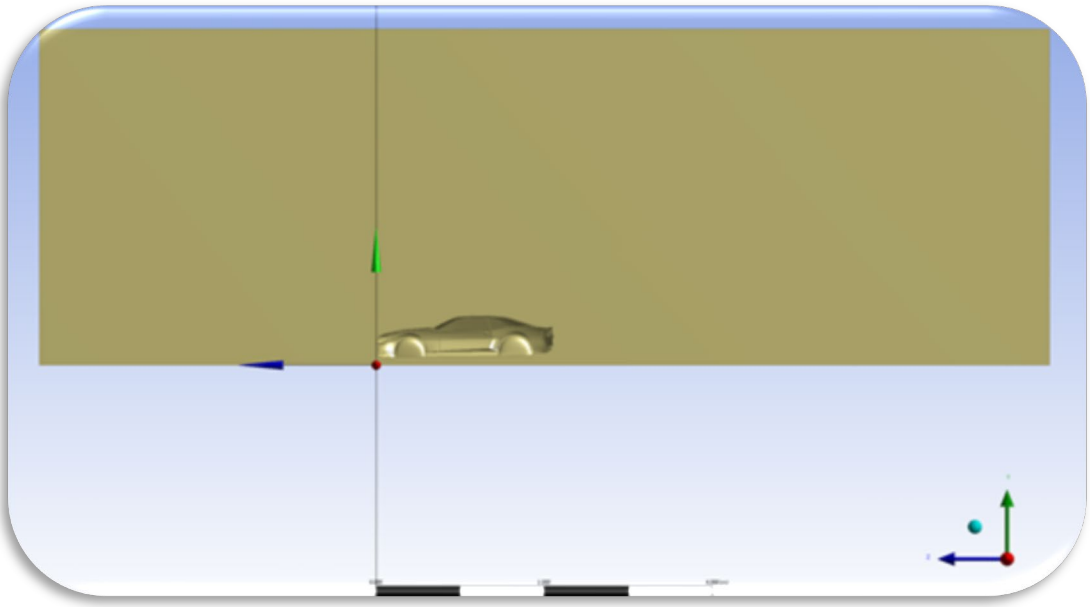


Figura 3 4Enclosure

Fuente: Elaboración Propia

Para analizar el modelo de turbulencia se efectúa un mallado inicial y poder comparar los modelos de turbulencia, se genera un tamaño de malla de dimensiones de 50 mm para el enclosure y de 12.5 mm para el modelo simplificado y se genera la malla, ver Figura 3.6.

De acuerdo con las referencias teóricas, la capa limite es la teoría que establece que, todos los fluidos en movimiento, todas las fuerzas de fricción tienen lugar en una capa delgada, la cual se encuentra adyacente al contorno del solido bajo el cual ejerce la fuerza el fluido, este fluido en la capa exterior puede considerarse como carente de viscosidad.

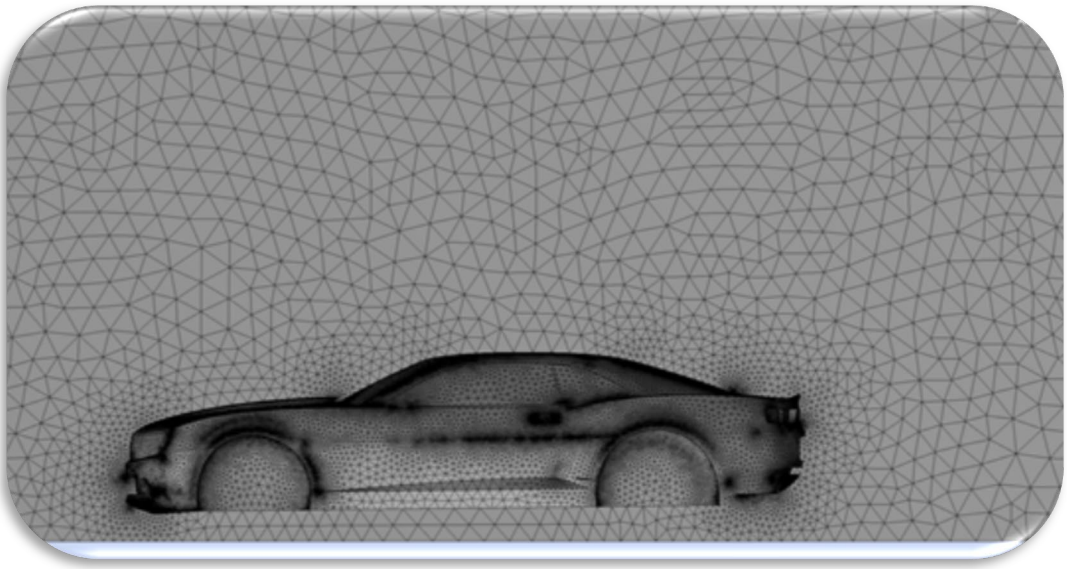


Figura 3 5Mallado

Fuente: Elaboración Propia

3.4 SOLUCIONADOR

Para el solucionador, se usó un equipo de cómputo especializado para dar la solución a los modelos de turbulencia, usaremos un modelo K-épsilon realizable con capa limite como solución parcial y posteriormente integrar un LES para acoplar la solución matemática.

Set Up

i. Se generan los modelos K- épsilon realizable y LES

a. Gravedad y= -9.81

ii. Materiales

a. Aire : 1,225 kg/m3

iii. Cell Zone

a. Aire: Fluid

iv. Boundary conditions

a. **Velocity inlet: 27.77 m/s**

v. Métodos

a. Turbulent kinetic

Paso 1: Se realiza un análisis hibrido planteado de forma inicial un modelo K-Épsilon realizable en un estado estable y posteriormente para a un análisis transitorio para acoplar la solución al LES

Paso 2: Habilitar **exportación** de datos de origen acústico en formato ASD, estableciendo el nombre y la frecuencia, además del paso para el tiempo, por archivo

Paso 3: Para la velocidad inlet, se agrega la velocidad de 100 m/s, seleccionando un modelo no-reflectivo wave

Paso 4: Se agrega la presión de oulet a "0", y se selección de nuevo el modelo acústico no reflectivo wave.

Paso 5: Se agregan las siguientes configuraciones:
-Scheme: SIMPLE
-Gradient: Green-Gauss node based
-Pressure: 2nd Order
-Density: 2nd order upwind
Momentum: Bounded Central Differencing
-Energy: 2nd order upwind

Paso 6: Desde Run calculation, establezca el paso de tiempo en 2e-5 s y el número de pasos para 15000

3.5 INTRODUCCION AL ANÁLISIS ESTRUCTURAL EN ANSYS

Las interacciones presentes entre un fluido y un sólido son de gran importancia en las aplicaciones industriales, cuando una estructura vibra ante la presencia de un fluido, tenemos visibilidad las interacciones entre las ondas naturales de cada medio: el flujo del fluido, este genera una deformación estructural y / o el movimiento de un sólido por lo cual este es desplazado, requiriendo un acoplamiento efectivo.

Los modelos de análisis estructural son de gran importancia en la reducción de grados de libertad, agregándolos a la estructura. Además, el conocimiento de la respuesta de variación de una estructura que involucra materiales inciertos, parámetros geométricos, condiciones de contorno, tolerancias de fabricación y condiciones de carga es esencial en el proceso global de concepción. Para obtener esto, el método de condensación modal se extiende al análisis de confiabilidad para los modelos de elementos finitos de estructura fluida acoplados. Se lleva a cabo un estudio vibratorio numérico sobre una placa en el aire y en inmersión en agua teniendo en cuenta el aspecto acústico.

Para llevar a cabo este análisis estructural realizaremos el Set Up mostrado a continuación:

Set Up

i) En el sistema "Harmonic Response", se selecciona Datos de Ingeniería y se agrega el material
   a. Se selecciona agregar un nuevo material
   b. Y se nombra el material "glass" y se designa la ventana del pasajero como el material de "glass"

ii) Se agregan las propiedades del cristal
   a. Densidad 250 kg/m3
   b. Ajustar elástico lineal a la elasticidad isotrópica
   c. Ajustar el módulo de Young a 7e+10 y el radio de Poisson a 0.2

iii) Se ajustan las condiciones del análisis para el sistema "Harmonic Response" bajo el set up
   a. En el árbol, ir a Proyecto > Model > Geometry > Car-Inside > W1
   b. EN los detalles de la ventana, a signar "glass" como el material

iv) Análisis de rangos de frecuencias y configuración de salida de contorno dB

v) Especifique una condición fija para la ventana del asiento del pasajero
   a. Seleccionar el "Harmonic Response" en el árbol y seleccionar Insert> Displacement

vi) Ajustar 4 lados para las ventanas del pasajero
   a. Seleccionar en Displacement 4 caras de la geometría

b. Para los componentes X,Y y Z agregar 0 mm

vii) Especificar el análisis acústico del área

viii) Especificar el área excluyendo la ventana como espacio acústico

ix) Mapeo de las fuentes del ruido

a. Agregar el Mapeo al estudio CFD

x) Especifique la fuente de sonido en la superficie de la ventana:

xi) Crear la interfase entre el sonido y las áreas estructurales

a. Seleccionar el Harmonic Response, "Acustic FSI Interface"

xii) Coloque la superficie que transmitirá las vibraciones de sonido al coche

xiii) Configurar el desplazamiento estructural de la ventana del pasajero

xiv) Configuración del contorno de la ventana del pasajero

a. Seleccionar el Solution Insert > Fluent Mapped Pressure para la Ventana del pasajero

xv) Ajustes del contorno de presión acústica del espacio acústico (interior del automóvil)

a. Seleccione en Solucion Insert > Acoustic SPL

xvi) Realizar el análisis de respuesta de frecuencia.

a. Hacer clic derecho en Solución y seleccione Resolver

3.6 ANÁLISIS DE RUIDO INTERIOR EN VEHÍCULO: MODELO DE ANÁLISIS DE RESPUESTA DE FRECUENCIA

La metodología que se utilizó para el análisis de ruido en el interior del vehículo fue mediante el modelo de análisis de repuesta de frecuencia de acuerdo a los pasos que se enlistan a continuación:

1. Calculó del espacio simétrico dentro de la carrocería del automóvil (el plano de simetría se convierte en la pared), ver tabla 3 1
   - Se colocaron las dimensiones internas de la carrocería del coche.
   - Se establecieron los valores de las propiedades físicas del aire en la carrocería y el vidrio en la ventana.
   - Se mapeó la fluctuación de presión en el asiento del pasajero del lado izquierdo como fuente de vibración

Propiedades físicas	Aire	Vidrio
Densidad (Kg/m3)	1.2041	2500
Velocidad del aíre (m/s)	343.24	-
Módulo de Young (Pa)	-	7E +10

Tabla 3 1Propiedades

2. Celdas del mallado
   - Se especificó el tamaño básico como 0.02 m (en el análisis de respuesta, la longitud de la onda es dividido en 12) y se dividió la ventana en 3 capas
3. Lectura de la geometría y la malla en el análisis del ruido interior del automóvil:
   - Se realiza la conexión del sistema de geometría al sistema de malla, luego al sistema de respuesta armónica (en ese orden) en la ventana del esquema del proyecto
4. Selección del material en "Engineering Data"
   - Se selecciono el cristal como nuevo material y se designa este material al proyecto
5. Declaración de las propiedades físicas del cristal
   - Se declaro la densidad de 250 km/m³ y el ajuste elástico lineal a la elasticidad isotrópica.
6. Se establecen las condiciones de análisis para el sistema de respuesta de armónica bajo configuración
   - Se seleccionó la ventana y se asigna el material de cristal
7. Ajuste de las condiciones para la ventana del pasajero
   - Se realiza la selección de la respuesta armónica y el desplazamiento
8. Fijación de los cuatro lados de la ventana del asiento del pasajero
   - Para ello, se seleccionan las 4 caras de la geometría, para los componentes X,Y y Z se fijó 0

CAPÍTULO 4 RESULTADOS

Para el análisis CDF del modelo Camaro simplificado, se determinaron las condiciones de fronteras ya descritas en este trabajo, considerando las propiedades del aire y de los materiales, así mismo se presentó el análisis de mallado para evaluar la condición

Como antecedente, se llevó a cabo un estudio en un modelo Ahmed body para determinar el modelo de turbulencia que mejor describiera la dinámica del fluido sobre una superficie, teniendo como resultado el uso de un análisis hibrido planteado de forma inicial un modelo K-épsilon realizable en un estado estable y posteriormente para a un análisis transitorio para acoplar la solución al LES, estos análisis de turbulencia dan como resultado los siguientes modelos mostrados en el siguiente diagrama.

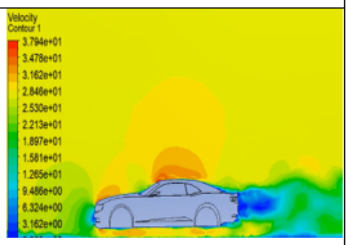
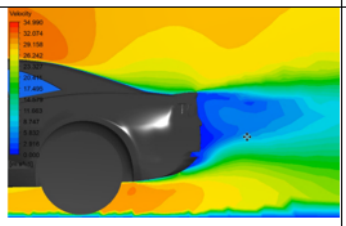
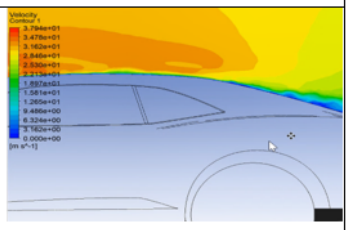
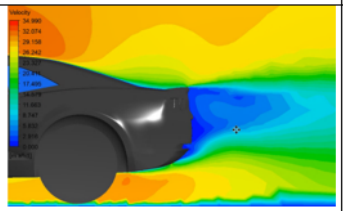
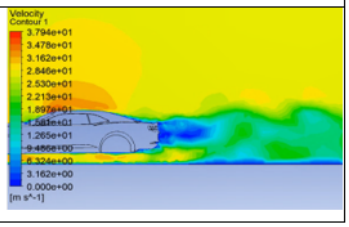
	K-épsilon	LES
Vehículo total		
Capa Límite		
Zona de turbulencia		

Diagrama 4 1 K-épsilon vs LES

Fuente: Elaboración Propia

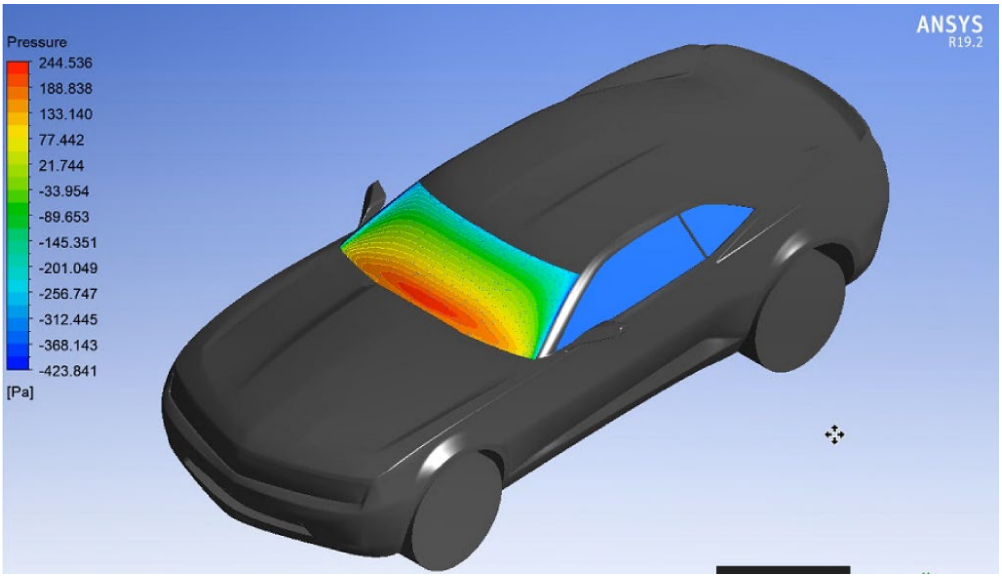


Figura 4 1 Análisis estructural parabrisas

Fuente: Elaboración Propia

El mapeo de contornos de ruido muestra la distribución del ruido a través del parabrisas, donde se observa que el viento choca en el parabrisas del lado conductor con valores de con valores de 7.67 dB y se amplía hasta valores de 17 dB para el copiloto, ver Figura 4 2.

El impacto de viento sobre el material en carretera crea una deformación de 5.1 $x10^{-5}$mm sobre el parabrisas en la zona central y se distribuye hasta ser nula en los bordes del parabrisas.

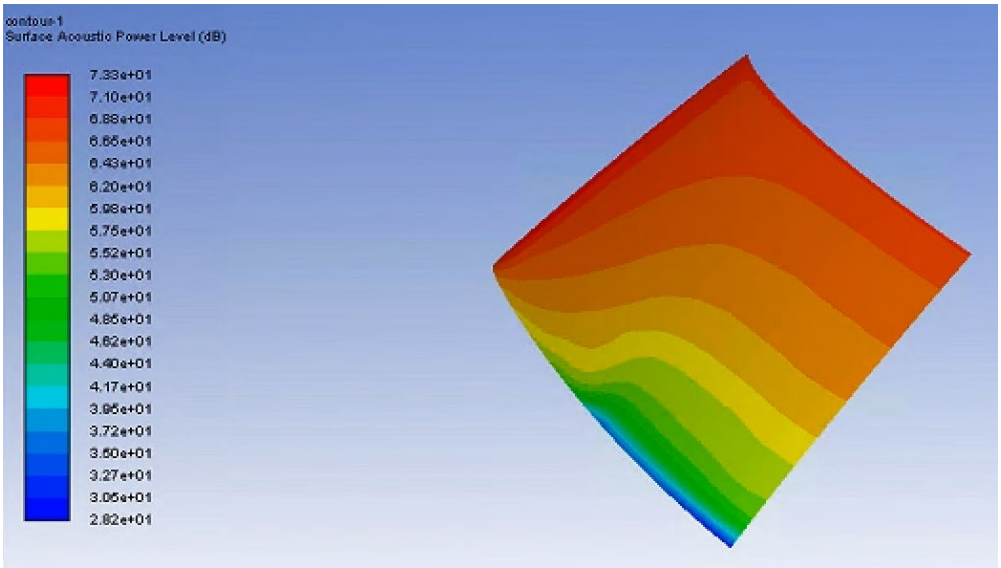


Figura 4 2 Contornos de ruido

Fuente: Elaboración Propia

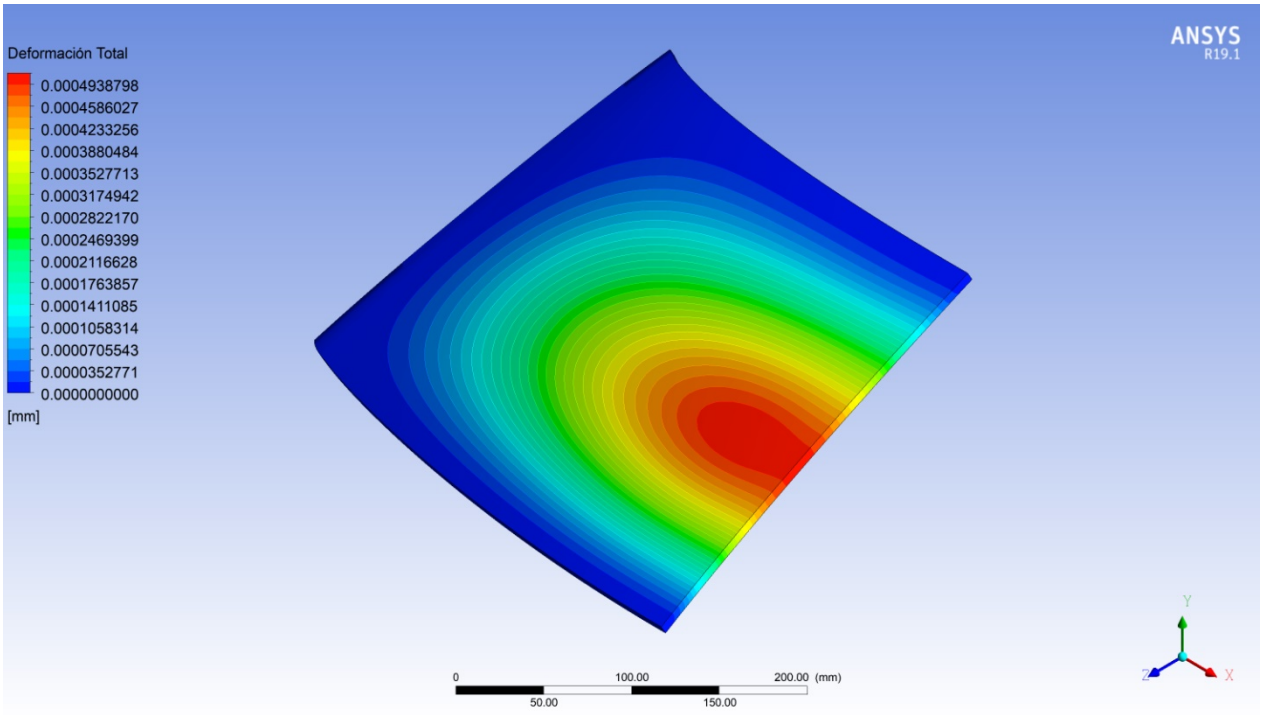


Figura 4 3 Campos de deformación total

Fuente: Elaboración Propia

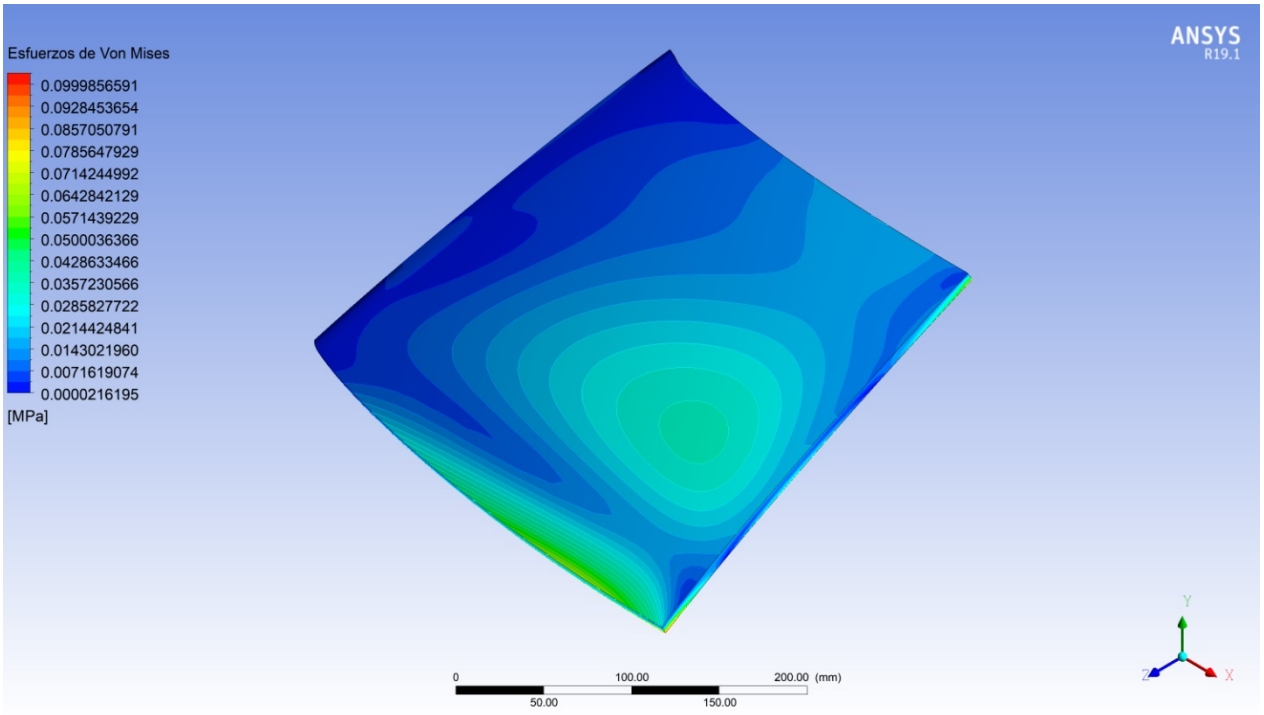


Figura 4 4 Campos de esfuerzos de Von Mises

Fuente: Elaboración Propia

CONCLUSIONES

En este trabajo de tesis, se estudió un estudio de dinámica de fluidos para poder entender y conocer los efectos sobre un vehículo simplificado Camaro, a continuación, se presentan las conclusiones de este trabajo:

Modelo simplificado:

Se llevó a cabo el desarrollo de un modelo simplificado que ayudará a analizar la incidencia del aire, considerando la velocidad inlet de 27.77 m/s y constantes de Aire (1,225 kg/m³) y gravedad para ello se tomó un vehículo disponible en la red y se solucionaron aquellas superficies que no son necesarias para el estudio.

Simulación de CFD

Para la selección del modelo de turbulencia a usar, se tomó como base el apoyo del artículo publicado bajo el nombre de "Simulación CFD del flujo de aire en un modelo Ahmed Body para establecer parámetros de ruido de viento en modelo de vehículo convencional", con el cual se determinó que debido a la complejidad del cómputo y en base a los resultados se demuestra que es necesario que el ruido de viento sea analizado con capa límite para aproximar los modelos que ocurren en las zonas del Ahmned Body, se usó un análisis hibrido planteado de forma inicial un modelo K-Épsilon realizable en un estado estable y posteriormente para a un análisis transitorio para acoplar la solución al LES, donde la zona de turbulencia mostrada en las imágenes podrían ser las resultantes a oportunidades de diseño.

Resultados de la simulación CFD

Como se puede apreciar en el capítulo 4 de resultados el Diagrama 4.2 muestra la simulación usando los 2 modelos de turbulencia, K-épsilon realizable y LES, como podemos concluir el modelo LES, describe mejor la dinámica del viento al impactarse sobre un vehículo, en ambos modelos es apreciable los valores de la capa limite y en la zona de turbulencia podemos decir que cubre el área de diseño, es decir el diseño

actual del vehículo Camaro no tiene interferencia con la zona de turbulencia, por lo que concluimos que a nivel diseño cumple con las zonas marcadas de turbulencia.

El análisis de frecuencias mostro que la zona de mayor percepción de ruido de viento en el modelo del vehículo analizado es en el pasajero debido a la deformación del parabrisas inducida por el impacto del viento el cual mostro un resultado de 5.1 $x10^{-5}$mm.

APORTACIÓN DE LA TESIS

- Muestra de las ecuaciones que explica las ecuaciones que acompañan el análisis del ruido de viento.
- Esta tesis muestra el análisis de ruido de viento paso a paso, así que ofrece una opción para guiar el paso a paso del análisis
- Se integra el análisis a partir de metodologías previamente validadas, lo que ayuda a simplificar y usar la metodología correcta para guiar el análisis

RECOMENDACIONES

Recomendado para ser consideradas en futuras investigaciones

1. Más énfasis en la parte trasera del automóvil para el estudio del ruido aerodinámico, enfocando el análisis a zonas de cajuela y conocer la aportación sonora a todo el vehículo
2. Análisis de la ruta de transferencia para el ruido generado por el viento, hacia el interior del vehículo, a fin de determinar el ruido percibido por los pasajeros
3. Incluir la rotación de las ruedas y correr un estudio con un vehículo en movimiento
4. Prueba con 3D CAM en túnel de viento aeroacústica para establecer un factor de correlación entre pruebas físicas y pruebas en CFD
5. Realizar la prueba de carretera y validación de los estudios teóricos con prácticos.
6. Establecer una correlación entre deformación del parabrisas por el impacto del viento y la percepción del ruido de los pasajeros en el interior de la cabina a fin de establecer un parámetro de diseño, como la rigidez, de los parabrisas para mejorar la percepción acústica por ruido de viento.

REFERENCIAS BILIOGRAFICAS

1. Roche, D (2014). Publication Aero-Vibro Acoustics for Wind Noise Application. Tokio, Japon.
2. Hernandez, J y Juarez, I (2019*). Simulación CFD del flujo de aire en un modelo Ahmed Body para establecer parámetros de windnoise en modelo de vehículo convencional*. Academia Journals de Morelia 2019, ISSN 1946-5351 Vol.11, No2, 2019
3. Blanchet, D y Goleta, A (2019). *Wind Noise source characterization and how it can be used to predict vehicle interior noise*. SAE International, 2052, 16.
4. Jacobsen (1991). *A simple and effective correction for phase mis-match in intensity probes.* Applied Acoustics, Vol. 33, No. 3, 1991, 165-180.
5. Chung y Blaser (1981). *Recent developments in the measurement of acoustic intensity using the cross-spectral method*. SAE Technical Paper. Recuperado de https://saemobilus.sae.org/content/810396.
6. Jacobsen, F (2005): Measurement of sound intensity: *p-u* probes versus *p-p* probes. Proceedings of NOVEM, Vol. No. 2005.
7. Thompson y Tree (1981): *Finite difference approximation errors in acoustic intensity measurements*. Journal of Sound and Vibration, Vol. 75, No. 2, 1981, 229-238.
8. Jacobsen, F y Bree H (1993): Sound intensity measurement at low levels. Journal of sound and vibration, Vol. 166, No. 2, 1993, 195-207.
9. Jacobsen F, Cutanda V (1998): *A numerical and experimental investigation of the performance of sound intensity probes at high frequencies.* The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 103, No. 2, 1998, 953-961.
10. Lawrence, E y Austin, R (1999): *Fundamentals of Acoustics*, 4th Edition, by Lawrence E. Kinsler, Austin R. Frey, Alan B. Coppens.
11. DeJong, R y Bharj T (2001). *Vehicle Wind Noise Analysis Using SEA Model with Measured Source Levels.* SAE Technical Paper. Recuperado de https://www.researchgate.net/publication/285719217_Vehicle_Wind_Noise_Analysis_Using_a_SEA_Model_with_Measured_Source_Levels.
12. DeJong, R y, Bharj, T (2003). *Validation of SEA Wind Noise Model for a Design Change*. Recuperado de https://saemobilus.sae.org/content/2003-01-1552.

13. Peng, G (2007). *SEA Modeling of Vehicle Wind Noise and Load Case Representation.* SAE Technical Paper. Recuperado de https://saemobilus.sae.org/content/2007-01-2304.
14. Kralicek, J y Blanchet, D (2011). Windnoise: *Coupling Wind Tunnel Test Data or CFD Simulation to Full Vehicle Vibro-Acoustic Models.* DAGA, Düsseldorf, Germany. Recuperado de https://www.esi-group.com/it/resources/technical-paper/windnoise-coupling-wind-tunnel-test-data-or-cfd-simulation-full-vehicle-vibro-acoustic-model.