

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
CONSEJO DE ESTUDIOS DE POSTGRADO
NÚCLEO ANZOÁTEGUI
POSTGRADO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**OBTENCIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDAD
Y TEMPERATURA
EN UN ESPACIO DE PINTADO Y SECADO DE UNA
ENSAMBLADORA DE VEHÍCULOS**

Ing. Franklin Ramírez.

Trabajo Especial de Grado como requisito para optar al Título de Magíster
Scientiarum en Ingeniería Mecánica, Mención Ciencias.

PUERTO LA CRUZ, JUNIO 2009.

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
CONSEJO DE ESTUDIOS DE POSTGRADO
NUCLEO ANZOATEGUI
POSTGRADO DE INGENIERIA MECÁNICA



**OBTENCIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDAD
Y TEMPERATURA
EN UN ESPACIO DE PINTADO Y SECADO DE UNA
ENSAMBLADORA DE VEHÍCULOS**

ASESOR:

Dr. Henry Espinoza B.

C.I. 4.363.950

PUERTO LA CRUZ, JUNIO 2009.

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
CONSEJO DE ESTUDIOS DE POSTGRADO
NÚCLEO ANZOÁTEGUI
POSTGRADO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**OBTENCIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDAD
Y TEMPERATURA
EN UN ESPACIO DE PINTADO Y SECADO DE UNA
ENSAMBLADORA DE VEHÍCULOS**

JURADO

El jurado hace constar que asignó a esta Tesis la calificación de:

APROBADO

Prof. Henry Espinoza B. (DIng.)
Asesor Académico

Prof. Orlando Ayala (PhD)
Jurado Principal

Prof. Johnny Martínez (DSc)
Jurado Principal

PUERTO LA CRUZ, JUNIO 2009

RESOLUCIÓN DEL ARTÍCULO 44

Los trabajos de grado son exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados para los fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo quién lo participará al Consejo Universitario.

DEDICATORIA

A Dios y a la Virgen Santísima por guiarme siempre y estar presente en cada paso que doy.

A mi madre Alba, quien me trajo a este mundo y en su recorrer por esta vida, me ha enseñado el valor de la misma, quien ha sido ejemplo en su lucha por la superación y el crecimiento en todos los ámbitos.

A mi padre, Luís quien ha sido el ejemplo a seguir, gracias por todo lo que has hecho por mi.

A mi esposa, Norma, tu que has sido mi pilar. Tu perseverancia, arrojo y paciencia, Tu amor y dedicación, me ha dado aliento en esos momentos difíciles. Gracias, Te amo.

A mi bebe, Andrés. Que a pesar de tu corta edad has llenado mi vida de Amor y esperanza, este triunfo es por ti. Te amo.

A todos mis hermanos, Coromoto, Ricardo, Rocío, Jefferson, A todos que este triunfo sirva de ejemplo.

AGRADECIMIENTO

A la Universidad de Oriente por permitirme seguir creciendo como profesional.

Al profesor Henry Espinoza por ser mi tutor y gracias por apoyarme, en esta investigación, gracias por su paciencia y Apoyo.

Al profesor del postgrado José Eduardo Rengel, gracias por sus enseñanzas y por su apoyo, gracias por tratarnos como verdaderos profesionales.

A mis amigos del postgrado, Luis mi hermano del alma, Leti, y Maidelyn a ustedes muchas gracias por estar simplemente ahí. Las quiero mucho.

A Jonnattan; gracias por su aporte para el desarrollo de este proyecto.

A todos los que de una u otra manera hicieron posible con su contribución o su apoyo la finalización de este proyecto.

RESUMEN

En el trabajo de investigación que se describe a continuación se obtuvo el comportamiento del flujo del aire dentro de un recinto de pintado y secado de vehículos, se analizó la Velocidad y Temperatura, haciendo uso de la herramienta de fluido dinámica computacional (CFD), basada en la técnica de los volúmenes finitos. Se desarrolló un modelo físico tridimensional de un espacio de pintado y secado, luego se describieron las ecuaciones que rigen el comportamiento del flujo en estado estacionario, con el modelo de turbulencia $k-\epsilon$. Posteriormente, se realizó la discretización del dominio de cálculo empleando la técnica de mallado no estructurado. Los resultados se validaron comparando los valores experimentales medidos dentro del galpón, arrojando un error numérico hasta un 8%. Posteriormente se realizaron variaciones dentro del dominio discretizado, variando las condiciones en tres casos, Caso 1: variando la temperatura ambiente a 28°C , Caso 2: eliminando un ducto de ventilación de aire, y Caso 3: eliminando la generación de temperatura que es emitida por el tren de fosfatizado; es decir, haciendo adiabáticas las paredes de un componente dentro del dominio a estudiar. Finalmente, se analizaron los campos de velocidad y temperatura en el interior del espacio de secado y pintado, y se obtuvieron mapas de velocidades y temperaturas. Realizando por consiguiente un análisis de todos los resultados de las variaciones causadas por los tres casos propuestos, concluyendo que la temperatura y velocidad dentro del galpón esta afectada por la variación de las descargas de aire desde los ductos de ventilación, y por las condiciones operacionales de los equipos que generan tanto calor como las corrientes de aire.

INDICE GENERAL

RESOLUCION DEL ARTÍCULO 44	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
RESUMEN	vii
INDICE GENERAL.....	iv
INDICE DE FIGURAS.....	viii
INDICE DE TABLAS	xi
CAPITULO 1	1
INTRODUCCION	1
1.1. ANTECEDENTES.....	1
1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	1
1.3. OBJETIVOS.....	7
1.3.1. OBJETIVO GENERAL	7
1.3.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS	7
1.4. METODOLOGÍA	7
CAPITULO 2.....	10
MARCO TEORICO	10
2.1. ESPACIOS DE PINTADO Y SECADO DE UNIDADES.....	10
2.1.1. Tren de Fosfatizado.....	11
2.1.2. Tren de Fondeado.....	12
2.1.3. Tren de PVC y Sello.....	13
2.1.4. Tren de Aplicación de Pintura (Esmalte).....	15
2.2. CONDICIONES DE TRABAJO.....	16
2.2.1. Confort Humano.....	16
2.2.2. Temperaturas Extremas y Estrés Calórico.....	16
2.2.3.- Norma Técnica de Medición.....	17
2.3. VENTILACION.....	18

2.3.1. Ventilación Natural.....	18
2.3.2. Ventilación Industrial.....	20
2.3.3. Sistemas De Ventilación.....	21
2.3.3.1. Sistemas de Impulsión.....	21
2.3.3.2. Sistemas de Extracción.....	22
2.3.4. Casos donde se necesita Ventilación Mecánica.....	22
2.3.5. Mecanismos de transferencia de calor.....	24
2.4. DISCRETIZACION DE LAS ECUACIONES DE NAVIER–STOKES.....	27
2.4.1. Interpretación física de la ecuación de Navier-Stokes aplicada a una propiedad ϕ en el volumen de control.....	28
2.4.2. Modelo de Turbulencia K- ϵ (Kappa – Epsilon estándar)	33
2.5. TEORÍAS SOBRE LA TURBULENCIA.....	28
2.5.1. Teoría de Landau-Hopf.....	29
2.5.2. Flujo Turbulento. Características y Desarrollo.....	32
2.6. FUNDAMENTOS TEORICOS DE CFD.....	38
CAPITULO 3.....	43
DESARROLLO DE LOS MODELOS	43
3.1. PROPUESTA DEL MODELO FISICO	43
3.2. PLANTEAMIENTO DEL MODELO MATEMATICO UTILIZADO.....	50
3.2.1. Descripción Del Modelo Matemático.....	51
3.2.2. Modelo de turbulencia k- ϵ	53
3.2.3. Esquema de Advección.....	55
3.3. CRITERIO DE CONVERGENCIA.....	56
CAPITULO 4.....	59
DESARROLLO COMPUTACIONAL	59
4.1. METODOLOGÍA DE LA SIMULACIÓN EN CFD	59
4.1.1. Pre-Procesador	59
4.1.2. Procesador.....	61

4.1.3. Post-Procesador.....	62
4.2. DISCRETIZACIÓN DEL DOMINIO FÍSICO Y DE SENSIBILIDAD DE LA MALLA	63
CAPITULO 5.....	72
ANALISIS DE RESULTADOS.....	72
5.1. CONVERGENCIAS DE LA SIMULACION.....	72
5.2. VALIDACION DE LOS RESULTADOS.....	75
5.3. ANÁLISIS DE LOS CAMPOS DE TEMPERATURA Y VELOCIDAD PARA LAS CONDICIONES DE REFERENCIA.	78
5.3.1. Análisis de Temperatura en el Plano Central.....	78
5.3.2. Análisis de Velocidad en el Plano Central	81
5.3.3. Análisis de temperatura en el plano Longitudinal.....	83
5.3.4. Análisis de los Campos de Velocidad en el Plano Longitudinal	84
5.4. ANALISIS COMPARATIVO AL VARIAR LAS CONDICIONES DE ENTRADA AL DOMINIO	90
5.4.1. Comparación entre Mapas térmicos para las diferentes condiciones .	91
5.4.2. Análisis comparativo de Temperatura por zonas del galpón	95
5.4.2.1. Análisis comparativo de Temperatura para la línea 5	96
5.4.2.2. Análisis comparativo de Temperatura para la línea 4.....	98
5.4.2.3. Análisis comparativo de Temperatura para la línea 3.....	99
5.4.2.4. Análisis comparativo de Temperatura para la línea 2	101
5.4.2.5. Análisis comparativo de Temperatura para la línea 1	102
CAPITULO 6.....	107
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	107
6.1. CONCLUSIONES	107
6.2. RECOMENDACIONES.....	108
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	109
APENDICE.....	¡Error! Marcador no definido.

APENDICE A. Tablas de comparativas de temperaturas para las diferentes objeto de estudio.....	¡Error! Marcador no definido.
Apéndice B. Datos y gráficos de velocidades obtenidas para los diferentes casos objeto de este estudio	¡Error! Marcador no definido.
Apéndice C. Mapas de corrientes de aire para los tres casos donde se varía las condiciones de	¡Error! Marcador no definido.
Apéndice D.- Condiciones de entrada:	¡Error! Marcador no definido.
Apendice E. Convergencia para los diferentes casos en estudio	
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO.....	111

INDICE DE FIGURAS

- Figura 1.1.** Mapa térmico del recinto objeto de estudio.
- Figura 1.2.** Distribución de temperatura y humedad en las paredes Hygrotermicas.
- Figura 1.3.** Cuarto de maduración de quesos. Objeto de estudio
- Figura 2.1.** Representación del diagrama de Fourier
- Figura 3.1.** Plano general del galpón de pintado y secado de vehículos.
- Figura 3.2.** Vista norte del recinto de pintado y secado de vehículos.
- Figura 3.3.** Localización de los túneles de enfriamiento y entradas al galpón.
- Figura 3.4.** Modelo Físico presentado en ANSYS WORKBENCH.
- Figura 3.5.** Condiciones de entrada para dominio ventilación.
- Figura 3.6.** Modelo Físico del recinto de pintado y secado de una ensambladora de vehículos.
- Figura 3.7.** Modelo Físico (Aspectos de entrada ventilación ductos y Túnel de enfriamiento).
- Figura 3.8.** Modelo físico (temperaturas en las paredes y entradas)
- Figura 3.9.** Presentación de Resultados de Acuerdo al Criterio de Convergencia
- Figura 4.1.** Diagrama del proceso de simulación con CFD
- Figura 4.2.** Geometría Exportada por ANSYS WORKBENCH para la simulación con CFD
- Figura 4.3.** Definición del dominio físico para el preprocesador
- Figura 4.4.** Representación de las iteraciones realizadas
- Figura 4.5.** Representación los resultados mostrados por el post procesador
- Figura 4.6.** Representación de la resolución angular
- Figura 4.7.** Refinamiento del mallado empleando resolución angular
- Figura 4.8.** Representación del mallado de la geometría en estudio.

- Figura 4.9.** Variación de Temperatura con la distancia. Para diferentes escalas de GMS.
- Figura 4.10.** Ubicación del plano central del galpón donde esta ubicada la línea central.
- Figura 4.11.** Grafico de % Error vs. Distancia. Para diferentes escalas de GMS
- Figura 4.12.** Grafico de Tiempo Computacional vs. Escala Global de Malla.
- Figura 4.12.** Escala global de malla de 0.95
- Figura 5.1.** Convergencia de las variables de cantidad de movimiento.
- Figura 5.2.** Convergencia de las variables de turbulencia.
- Figura 5.3.** Convergencia de las variables de Energía.
- Figura 5.4.** Puntos de intercepción entre líneas imaginarias para la validación
- Figura 5.5.** Plano Transversal de Temperatura con línea, para la toma de data
- Figura 5.6.** Variación de temperatura con la distancia. Plano central
- Figura 5.7.** Mapa de Velocidad plano central. Plano central
- Figura 5.8.** Variación de la velocidad con la Distancia para el plano central
- Figura 5.9.** Mapa de temperatura para un plano longitudinal
- Figura 5.10.** Mapa de Velocidades para un plano longitudinal
- Figura 5.11.** Mapa de Velocidades donde se representan las líneas de corrientes de aire
- Figura 5.12.** Mapa de Velocidades donde se representan las corrientes de aire que salen del galpón.
- Figura 5.13.** Mapa de Velocidades donde se representan las corrientes de aire que salen del galpón
- Figura 5.14.** Mapa de representación de las direcciones del flujo del aire.
- Figura 5.15.** Mapa Térmico del galpón para una temperatura de 25°C
- Figura 5.16.** Mapa Térmico del galpón para una temperatura de 28°C

Figura 5.17 Mapa Térmico del galpón para una condición de eliminación casa de aire

Figura 5.18.Mapa Térmico del galpón para paredes adiabáticas en tren de fosfato

Figura 5.19. Mapa de líneas objeto de análisis comparativo de temperatura dentro del galpón.

Figura 5.20. Variación de la temperatura con la distancia. Para la línea 5.

Figura 5.21. Variación de la temperatura con la distancia. Para la línea 4.

Figura 5.22. Variación de la temperatura con la distancia. Para la línea 3.

Figura 5.23. Variación de la temperatura con la distancia. Para la línea 2.

Figura 5.24. Variación de la temperatura con la distancia. Para la línea 1.

Figura 5.25. Variación de la temperatura con la distancia. Al variar el modelo de turbulencia. Línea 5.

Figura 5.26. Variación de la temperatura con la distancia. Al variar el modelo de turbulencia. Línea 4.

Figura 5.27. Variación de la temperatura con la distancia. Al variar el modelo de turbulencia. Línea 3.

Figura 5.28. Variación de la temperatura con la distancia. Al variar el modelo de turbulencia. Línea 2.

Figura 5.29. Variación de la temperatura con la distancia. Al variar el modelo de turbulencia. Línea 1.

Figura 5.30. Variación de la Velocidad con la distancia. Al variar el modelo de turbulencia. Línea 5.

Apéndice B. Datos y gráficos de velocidades obtenidas para los diferentes casos objeto de estudio.

Apéndice C. Mapas de corrientes de aire para los tres casos donde se varía las condiciones

Apéndice D. Representación de Condiciones de Entrada.

Apéndice E. Convergencia para los diferentes casos objeto de comparación.

INDICE DE TABLAS

Tabla 4.1. Número de elementos y escala global de malla

Tabla 4.2. Tiempo Computacional y escala global de malla

Tabla 5.1. Tabla comparativa de temperaturas

Tabla 5.2. Distancia, Velocidad y Temperatura para el plano transversal

Tabla 5.3. Numero líneas y distancia de ubicación dentro del galpón

Apéndice A. Tablas de comparativas de temperaturas para las
diferentes objeto de estudio

Apéndice B. Datos y gráficos de velocidades obtenidas para los diferentes
casos objeto de este estudio

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La distribución de la temperatura y demás propiedades del aire dentro de un galpón industrial es importante, ya que afecta las operaciones y los procesos que allí se realizan. Estudiar las condiciones y el comportamiento termo-fluido-dinámico de estos espacios, permite considerar mejoras en los diseños, distribución de equipos y condiciones de confort del personal.

En el caso de las ensambladoras de vehículos, el control de las condiciones de los espacios de pintado y secado de pintura son de suma importancia, ya que en dichos espacios se deben conservar condiciones de presión y temperaturas que no afecten la calidad del producto final. Pero en ocasiones se producen aumentos de temperatura debido al calor generado por los componentes y equipos propios del proceso, así como del personal involucrado en las operaciones. Además, las condiciones ambientales propias de la zona también afectan las temperaturas interiores.

Todos estos factores se conjugan y producen lo que se conoce como “estrés calórico” que afecta directamente al personal que labora dentro de dicho espacio físico.

Para disminuir esta temperatura y mantener presurizado de manera positiva este espacio y así poder realizar las labores propias de pintado y secado de pintura, se disponen de arreglos de sistemas de ventilación motor – ventilador, que realizan la función de introducir el aire desde el exterior

hacia el interior. La sola instalación de estos sistemas de ventilación no garantiza el mantenimiento de una temperatura de confort dentro del recinto.

Por lo tanto, el modelado y simulación termo-fluidodinámica es una herramienta adecuada para analizar las diferentes condiciones que se pueden considerar, sin recurrir a costosas y algunas veces imposibles mediciones experimentales. Por lo que se hace necesario un estudio más profundo de cómo se comporta el aire dentro del recinto donde existen diferentes procesos de pintura y un número elevado de personas (operarios) los cuales están expuestos a las diferentes variaciones de temperatura durante el desarrollo de sus actividades.

En el presente trabajo se realiza el modelado y la simulación de un galpón de pintado y secado de la ensambladora MMC automotriz, S.A. Ubicada en Barcelona, Venezuela, con el fin de obtener los perfiles de distribución de velocidad y temperatura del aire, al resolver las ecuaciones de conservación con el método de los volúmenes finitos, mediante la herramienta computacional comercial ANSYS CFX 11.0.

1.2. ANTECEDENTES

La dinámica de fluidos computacional (CFD) tiene como objeto la simulación del flujo de fluidos y los procesos de transferencia de calor. Se basa en la utilización de métodos numéricos para resolver las ecuaciones de la conservación de la masa, el momento y la energía en el seno del fluido.

Son numerosos los sectores industriales en los que se utilizan los métodos computacionales para el análisis y diseño (CAD). Es ampliamente

utilizado en las ramas del diseño, producción e incluso en mantenimiento y por supuesto es ampliamente utilizada en el estudio de edificios para predecir el comportamiento del movimiento del aire y el confort, así como fenómenos ambientales, como la dispersión de contaminantes en la atmósfera, vertidos en ríos, etc.

La CFD permite realizar la simulación y análisis de la distribución del aire en espacios cerrados y abiertos, por lo que se usará, para efectos de esta investigación, para el análisis de un recinto donde se realizan procesos de pintura durante el ensamblaje de unidades automotrices.

Con relación a estudios previos que se han realizado sobre la simulación del movimiento del aire en espacios interiores, se pueden citar: El realizado por Dopazo et al. en 2004 [1], en este trabajo se utilizó el método de los volúmenes finitos con mallas estructuradas para la solución de las ecuaciones acopladas de continuidad, cantidad de movimiento y energía bajo, condiciones transitorias. Este estudio como se puede observar en la Fig. 1.1, se realizó con el fin de obtener resultados para las condiciones internas del aire dentro de una vivienda, se construyeron los mapas térmicos y se obtuvieron resultados satisfactorios los cuales estaban muy cercanos a los valores reales medidos.

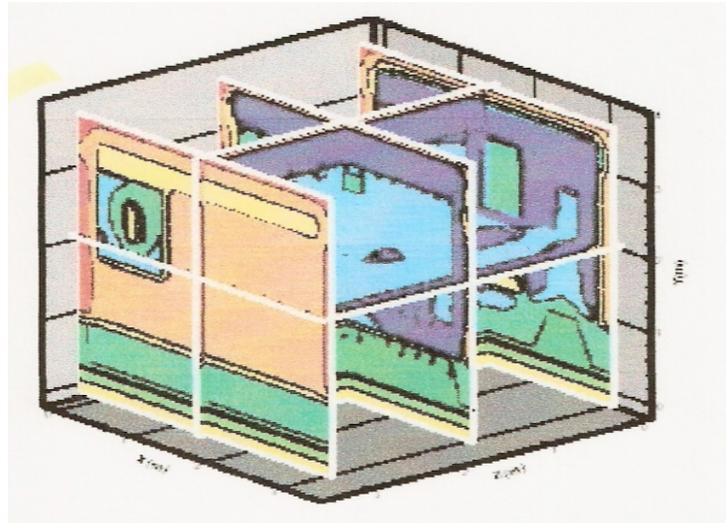


Figura 1.1. Mapa térmico del recinto objeto de estudio. [1]

Por otro lado, Casado et al. [2], publicó en 2000 su trabajo donde utilizó la CFD para evaluar la eficacia de la ventilación dentro de locales residenciales, a través de la determinación de los campos de velocidad, presión y temperatura del aire. Los resultados fueron comparados con los obtenidos con un modelo a escala de una cámara igual a la del modelo simulado, usando técnicas de gases trazadores y espectroscopia fotoacustica, permitiéndole validar los resultados.

Steeman et al. [2008]. [3] en su trabajo realizó una comparación de dos métodos predictivos de las propiedades del aire en el interior de un local con paredes higrotérmicas. Se comparó un modelo zonal con un análisis con CFD. En la Fig. 1.2. Se mostraron resultados de humedad y temperatura interior obtenida con CFD.

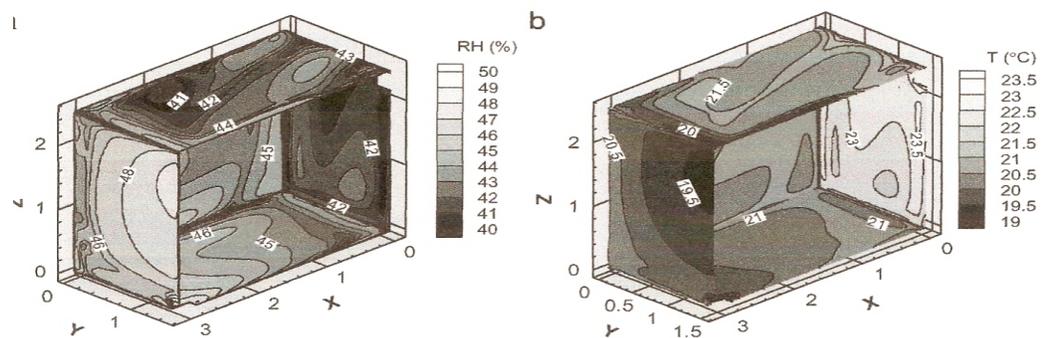


Figura 1.2. Distribución de temperatura y humedad en las paredes hygrotermicas.[3]

Todos estos estudios tienen el interés principal de simular el comportamiento del aire, para predecir las condiciones interiores, que permitan realizar el análisis posterior para medir el impacto en las personas y en los procesos.

Un estudio reciente, que demuestra la actualidad del problema y la metodología CFD utilizada para resolverlo, es el realizado por Chanteloup et al. [4], en el 2008, él midió la eficacia de los sistemas de ventilación forzada sobre la distribución del aire dentro de plantas procesadoras de alimentos. Para los efectos del estudio realizado por Chanteloup era importante conocer el comportamiento de las corrientes de aire de los cuartos de maduración de quesos y de secado de carne. Por lo que era importante controlar las variables temperatura, humedad del aire y concentración de gases. Como se muestra en la Fig. 1.3.

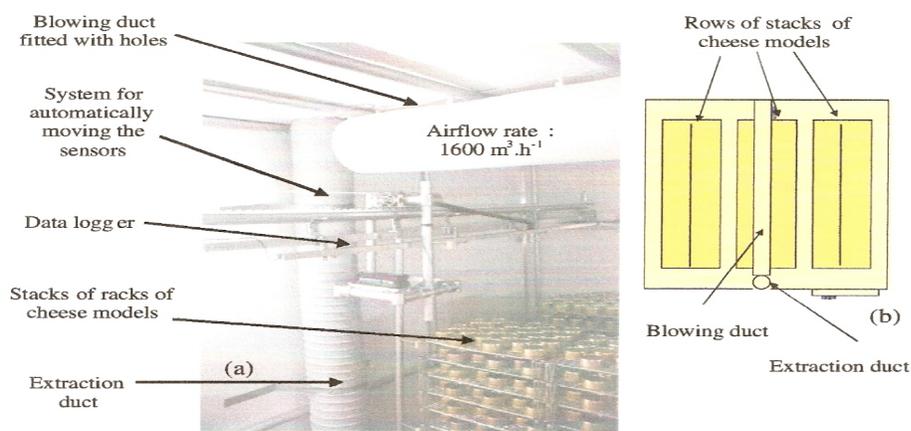


Figura 1.3. Cuarto de maduración de quesos. Objeto de estudio[4]

Para este estudio los investigadores consideraron muy importante el estudio de la edad media del aire (MAA).

Los datos experimentales fueron tomados dentro del cuarto en tres distancias diferentes y en el medio del cuarto su parte mas ancha. Las distancias son 1,13 m; 2,2 m y 3,2 m; por lo que el MAA es determinado de las ecuaciones de estado estable para las corrientes de aire. Luego al comparar los resultados obtenidos mediante la simulación con los valores experimentales, y obtener un máximo de desviación del 5%, concluyeron que los resultados obtenidos mediante la simulación no distaban mucho de los valores experimentales, por lo que los resultados obtenidos significaba un ahorro en el tiempo experimental.

En el 2006, un estudio sobre comportamiento del aire dentro de locales para viviendas, fue realizado por Espinoza et al. [13]. En este estudio se consideraron las condiciones climatológicas de la geografía tropical, temperatura ambiental, irradiación solar, para una vivienda haciendo uso de

las chimeneas pasivas, con la ayuda del procesador CFX 4.3. Se simularon las condiciones y mediante la técnica de volúmenes finitos se obtuvieron los perfiles de temperatura, los cuales al ser comparados con los datos experimentales, mostraron una concordancia con un error del 0,84%

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. OBJETIVO GENERAL

Obtener la distribución de velocidad y temperatura del aire en un espacio de pintado y secado de vehículos usando la técnica de los volúmenes finitos.

1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Proponer un modelo físico para el sistema objeto de estudio.
2. Discretizar el espacio físico usando un mallado no estructurado.
3. Plantear un modelo matemático para el modelo físico discretizado.
4. Resolver el modelo matemático planteado usando la técnica de los volúmenes finitos con la herramienta ANSYS CFX 11.0.
5. Validar la solución numérica a través de comparaciones con resultados experimentales previamente obtenidos.

1.4. METODOLOGÍA

La metodología usada para el desarrollo de este proyecto se cumplió en cuatro etapas, con lo cual se dió cumplimiento a los objetivos planteados al inicio del mismo:

La primera etapa. Esta etapa consistió en la construcción del Modelo Físico la cual consistió en las siguientes fases:

1. En esta etapa se hizo el reconocimiento del espacio físico. Se elaboró un plano a escala, el cual permitió la correcta visualización de las condiciones y variables objeto de estudio.
2. Se elaboró un dibujo tridimensional usando un software comercial llamado Solidwork.
3. Se propuso un modelo que contiene las condiciones de entrada y salida de aire, así como las fuentes de generación interna de calor.

La segunda etapa. En esta etapa se realizó el planteamiento del modelo matemático: En esta etapa se seleccionaron las ecuaciones que representan el problema, se realizó el mallado haciendo uso del software ANSYS Workbench y se realizó la sensibilidad de malla.

La tercera etapa. En esta etapa se realizó la solución numérica. Para la solución numérica se hizo uso de la herramienta computacional ANSYS CFX 11.0, la cual tomó el modelo físico creado en el Workbench y posteriormente discretizarlo, variando las condiciones de entrada del aire al dominio creado para el estudio; estas variaciones de las condiciones fueron:

1. Temperatura a la descarga de los ductos, la temperatura de 25°C, manteniendo las demás condiciones iguales.
2. Temperatura de descarga de los ductos a 28°C con las demás condiciones iguales.
3. Se eliminó la descarga de uno de los ductos de aire del galpón.
4. Condición de paredes adiabáticas en el tren de fosfatizado, esto incluye cabina y horno.

La cuarta etapa. En esta etapa se realizó la validación de los resultados, comparando los resultados experimentales realizados previamente en la

empresa MMC Automotriz, S.A., los cuales fueron medidos con el equipo Monitor de Estrés Térmico, Marca Q34. TEF100040 (que cumple con la metodología descrita en la Norma COVENIN 2254-1995, Calor y Frío), estos resultados fueron comparados con los obtenidos en condiciones de operación real a las 6:00 am. Luego se realizó un análisis comparativo de la velocidad y la temperatura al variar las condiciones del aire dentro del galpón.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1. ESPACIOS DE PINTADO Y SECADO DE UNIDADES

Los espacios de aplicación de pintura en una industria automotriz, son lugares muy importantes, ya que es donde se realiza el proceso de aplicación de tratamiento de la lámina cruda, fondeado y aplicación de pintura a las unidades, dándoles un acabado final, para así luego pasar a la etapa de ensamblaje de sus componentes finales.

En estos espacios como se menciona se cumplen diferentes procesos en los que las unidades vehiculares son tratadas en las siguientes etapas:

Tren de Fosfatizado

- Prelimpieza.
- Aplicación de tratamientos anticorrosivos (Fosfatizado).
- Secado de Fosfato.
- Enfriamiento de unidad Fosfatizada (cabina de enfriamiento).

Tren de Fondeado

- Aplicación de sello perita.
- Fondo (cabina de aplicación de fondo).
- Evaporación después de fondo (cabina de evaporación).
- Secado de fondo (horno de secado).
- Enfriamiento de unidad Fondeada (cabina refrescadora).

Tren de PVC y Sello

- Aplicación de tirro.
- Aplicación de PVC.
- Lijado (Cabina de lija seca).
- Aplicación de Sello de Costura.
- Colocación de aislantes asfálticos.
- Horneado de Sello y aislante asfálticos.

Tren de Aplicación de Pintura

- Prelimpieza antes de esmalte.
- Esmalte (cabina de esmalte).
- Evaporación después de esmalte (horno de esmalte).
- Reparación Final.

2.1.1. Tren de Fosfatizado

El tren de Fosfatizado esta compuesto por las siguientes estaciones, donde se prepara la unidad que proviene de los trenes de electropunto y que ingresan en lámina cruda, para hacerle el respectivo tratamiento:

- **Prelimpieza**. Consiste en la aplicación de desengrasante a las unidades tanto en los paneles interiores como en los paneles exteriores, con la finalidad de remover el aceite usado como protección contra óxido. Esto se realiza en una cabina convenientemente acondicionada.
- **Aplicación de Pretratamiento (Fosfatizado)**. Destinada a limpieza y Fosfatizado de las unidades, la cabina es un sistema tipo “Spray”, provista además de un sistema de rociado. Las cámaras contienen 730

aspersores. En esta etapa se aplica los químicos para tratar la lamina cruda de la carrocería para prepararla para la aplicación de las pinturas. Este túnel tiene 18 m de longitud y sus fluidos están a temperaturas de alrededor de los 100°C.

- **Secado de Fosfato (Horno de Fosfato).** Las unidades, una vez terminado el tratamiento, son introducidas en horno tipo túnel, a una temperatura de 150 °C, con la finalidad de completar el proceso de cristalización de cristales de fosfato. Este horno opera con gas natural.
- **Enfriamiento de unidad Fosfatizada (cabina de enfriamiento).** Una vez que las unidades salen del horno de fosfato, pasan a través de un sistema de enfriamiento por aire, diseñado para mantener la temperatura en un rango de 30 °C a 35 °C.

2.1.2. Tren de Fondeado

El tren de fondeado esta compuesto por estaciones y subprocesos; donde se aplica la pintura de fondo a la unidad y lo preparan para que a la unidad le sea cubierto todas las uniones entre láminas. Entre estas estaciones y subprocesos se tienen:

- **Aplicación de Sello Perita.** Consiste en aplicar sello blanco en las partes superficiales de la carrocería con el propósito de prevenir filtraciones y darle un mejor acabado a la misma. Esta aplicación se realiza mediante la utilización de pistolas y bombas de pistón neumáticas.

- **Fondo (Cabina de Aplicación de Fondo)**. Consiste en aplicar fondo a toda la unidad en una cabina convenientemente acondicionada, utilizando para ello pistolas y bombas de pistón neumáticas. Esta cabina consta de un sistema de recirculación de agua y depósito de partículas de fondo suspendidas en el aire, además posee un sistema de extracción que expulsa por medio de chimeneas los vapores y gases fuera de la planta.
- **Evaporación después de fondo (Cabina de Evaporación)**. Una vez fondeadas las Carrocerías, estas se trasladan hasta una cabina, donde se liberan los solventes contenidos en el fondo. Esta cabina posee un sistema de extracción, que expulsa los vapores de la planta por medio de una chimenea.
- **Secado de Fondo (Horno de Secado de Fondo)**. Aquí, las unidades pasan a través de un horno tipo túnel, a una temperatura de 150 °C, para secar el fondo aplicado en ellas.
- **Enfriamiento de la Unidad Fondeada (Cabina Refrescadora)**. Las unidades ya fondeadas y secadas son introducidas a un sistema de enfriamiento, diseñado para mantener la temperatura en un rango de 30 °C a 35 °C.

2.1.3. Tren de PVC y Sello

En este proceso se aplica y prepara la unidad con aplicación de antirruído y cordones de sello que cubren las uniones entre las láminas que componen la unidad. Este proceso está formado de las siguientes estaciones:

- **Aplicación de Tirro**. Consiste en levantar la unidad mediante una grúa y colocar papel de embalaje y tirro en ciertas áreas que deben ser protegidas contra la aplicación de PVC.
- **Aplicación de PVC**. Con el propósito de prevenir la corrosión y absorber ruido (vibraciones) en las unidades, se aplica el producto antirruído (PVC) por debajo de las unidades, con la utilización de pistolas y bombas de pistón neumáticas.
- **Lijado (cabina de lija seca)**. Consiste en lijar al seco, los defectos (sucios, escurridos, etc.) detectados en las unidades fondeadas.
- **Aplicación del Sello de Costura**. Consiste en aplicar sello blanco en ciertas partes de la carrocería, con el propósito de prevenir filtraciones y obtener una buena apariencia. Esta aplicación se realiza mediante la utilización de pistolas y bombas de pistón neumáticas.
- **Secado de PVC y Sello de Costura (horno de Secado Sello)**. Las carrocerías son trasladadas a un horno tipo túnel, a temperatura de 150 °C, para el secado del PVC y el sello de costura, con la finalidad de solidificarlo.
- **Enfriamiento de Unidades selladas**. En esta área se enfrían las carrocerías provenientes del horno de sello, son introducidas a un sistema de enfriamiento, diseñado para mantener la temperatura en un rango de 30 °C a 35 °C.

2.1.4. Tren de Aplicación de Pintura (Esmalte)

En este tren se produce la aplicación final de pintura a la unidad, y lo componen las siguientes estaciones:

- **Prelimpieza antes de Esmalte**. Esta operación consiste en la limpieza de las unidades, utilizando gasolina blanca, alcohol y paños barnizados (Tack Rag). Con esto, se garantiza la limpieza completa antes de pasar a la cabina de esmalte.
- **Esmalte (cabina de Esmalte)**. Lugar donde se realiza la aplicación de esmalte (base) y el transparente (clear) a las unidades, es una cabina provista de una cascada de agua para el depósito de las partículas suspendidas en el aire. Además, posee un sistema de extracción que expulsa los vapores y gases, por medio de chimeneas, fuera de planta.
- **Evaporación después de Esmalte**. Una vez pintadas las carrocerías se trasladan hasta la cabina donde se liberan los solventes presentes en la base y el transparente. Esta cabina posee un sistema de extracción que expulsa los vapores fuera de la planta a través de una chimenea.
- **Secado de esmalte (Horno de Esmalte)**. Las unidades pasan a través de un horno tipo túnel, a una temperatura aproximada de 150 °C, para secar el esmalte aplicado. Este horno opera con gas natural.
- **Enfriamiento de Unidades Esmaltadas**. Las unidades provenientes del horno de esmalte, se pasan a través de un Túnel diseñado para mantener la temperatura de la carrocería en un promedio de 25 °C a 30 °C.

- **Reparación Final.** Aquí se reparan los defectos (sucios, escurridos, semillas, etc.), que se presentan las unidades. Para eso utilizan pulidoras neumáticas, cara de pulir, lijas, pistolas, lámparas de retoque, etc.

Además de estas etapas existen componentes motrices para poder realizar todo este proceso a los cuales se les suma los componentes para el acondicionamiento de aire (casas de aire) que ayudan mediante ventilación forzada a refrescar el ambiente de trabajo y bajar la temperatura interior del recinto para tener un mejor confort para los trabajadores que allí laboran.

2.2. CONDICIONES DE TRABAJO

2.2.1. Confort Humano

La capacidad de trabajo de una persona y su salud pueden ser disminuidas debido a una mala ventilación. Lo que trae como consecuencias fallas en el cuerpo humano debido a la exposición a temperaturas extremas.

2.2.2. Temperaturas Extremas y Estrés Calórico

A veces es necesario trabajar en ambientes que son extremadamente calientes o fríos, aunque se han realizado más estudios sobre la estimación del estrés provocado por ambientes calientes que por fríos, ambos son importantes.

El calor se pierde por la radiación, la convección y la evaporación, de manera que en condiciones normales de descanso la temperatura del cuerpo se mantiene entre 36.1°C y 37.2°C. Por lo que la exposición a temperaturas mayores o menores a estas, hace que el cuerpo pueda producir un Estrés calórico, que no es otra cosa que el causado por una combinación de

factores (ambiente, trabajo, ropa) y tiende a aumentar la temperatura del cuerpo, la tasa de pulsaciones del corazón y la sudoración.

El exceso de calor por si solo supone un grave riesgo para la salud de los trabajadores, pero además contribuye de una manera muy notable en la materialización de accidentes de trabajo, ya que genera, entre otros síntomas, importantes alteraciones del sistema nervioso, muscular y sensorial.

Al mismo tiempo, se puede afirmar que el exceso de calor, como factor de riesgo, se encuentra presente en un alto porcentaje de los accidentes laborales ocurridos en aquellos sectores de actividad donde los trabajadores están continuamente expuestos al denominado estrés térmico por calor.

2.2.3. Norma Técnica de Medición

Según la norma COVENIN 2254-1995. [5], existen unos rangos máximos permisibles a las exposiciones de calor y frío en los lugares de trabajo (TGBH):

- Para interior y exterior de edificaciones sin exposición directa a la energía solar:

$$TGHB = 0,7T_{bh} + 0,3T_g \quad (2.1)$$

Donde:

T_{bh} = Temperatura de bulbo húmedo natural (°C)

T_g = Temperatura de globo (°C)

- Para exterior de las edificaciones con exposición directa a la energía solar:

$$T_{GBH} = 0,7T_{bh} + 0,2T_g + 0,1T_e \quad (2.2)$$

Donde:

T_e = Temperatura efectiva (°C)

Haciendo uso del equipo monitor de estrés, marca Quest, se procede a realizar mediciones de acuerdo a las condiciones homogéneas alrededor del trabajador. Las mediciones obtenidas mediante este equipo son utilizadas para realizar la validación de los resultados de la investigación.

2.3. VENTILACION

2.3.1. Ventilación Natural

La ventilación natural o por gravedad, su efectividad depende de los vientos que prevalezcan en el exterior del edificio y de la temperatura (efecto de chimenea) del interior del mismo. Este tipo de ventilación sólo debe considerarse para lugares donde haya un viento predominante confiable y donde el personal, el proceso de manufactura o el producto almacenado puedan tolerar temperaturas y condiciones de humedad superiores o inferiores a los valores de diseño del espacio por periodos prolongados.

Para el diseño de un sistema de ventilación natural se debe considerar:

- Los sistemas deben diseñarse para velocidades de viento de la mitad de la velocidad promedio que predomine en la estación del año.
- Con el fin de aprovechar al máximo el efecto de chimenea (diferencia de densidades), el aire suministrado debe entrar a través de las aberturas que estén en nivel o cerca del nivel del piso del espacio que se va a ventilar y salir a través de aberturas que se localizan en la parte alta del muro y/o a través de los ventiladores de gravedad en el techo.
- Ubicar las aberturas de entrada en el lado del edificio que encare los vientos dominantes.
- La distancia vertical entre las entradas y salidas debe ser lo más grande posible con el fin de lograr el mayor beneficio de la ventilación a partir de la diferencia de temperaturas.
- En estructuras de varios pisos, las aberturas ubicadas en la zona de presión neutral son menos efectivas para la ventilación.

En general, la ventilación natural para espacios resulta inadecuada en los siguientes casos:

- En oficinas cuya área de ventana abierta sea menor a 5% del área del piso.
- En oficinas con más de 7,3 m (24 pie) de profundidad y que no cuenten con ventilación cruzada.

- Oficina con ventilación cruzada pero cuyo espacio ocupado se ubique a una distancia superior a 10,7 m (35 pie) de una ventana o entrada de aire.
- Cuartos de baños cuya área de ventana sea inferior a 0,8 m² (9 pie²) o menor que 0,02 m² (0,2 pie²) por cada 0,3 m (1 pie) de altura o 5% del Área del piso.
- La cafetería o áreas de ensamble cuya área de ventana sea inferior a 6% del piso.

2.3.2. Ventilación Industrial

Además de la ventilación natural que su principio fundamental es el de mantener un balance del área (cuartos, habitaciones) donde el personal que labora, o haga uso de las instalaciones estén siempre aptas y frescas. En aquellos sitios que están expuestos a altas temperaturas, o sustancias contaminantes para ello se utilizan los sistemas de inyección y extracción mecánica.

La ventilación industrial consiste en la renovación continua y periódica del aire en el interior de locales habitados para mantenerlos en condiciones de salubridad o aptos para determinados procesos. La ventilación puede ser natural o artificial.

En la ventilación natural el aire viciado se sustituye con aire puro mediante la apertura de puertas y ventanas, por efectos de la permeabilidad de las paredes o del nivel. La ventilación artificial se consigue por medios mecánicos o ventiladores y puede efectuarse introduciendo aire en los

locales (ventilación por inyección o impulsión) o aspirando el aire viciado (ventilación por extracción), o bien por un sistema mixto.

La ventilación se basa en el suministro de aire fresco, la eliminación de productos de contaminación y del calor, y también en el movimiento de aire para refrescar.

Al introducir aire en un edificio se produce un cierto aumento de presión. Si la circulación es uniforme el aumento de presión será exactamente el necesario para que la cantidad de aire introducida sea la misma que sale del edificio por los conductos de ventilación o por las demás aberturas existentes.

En la extracción de aire ocurre un fenómeno similar. En este caso se produce una depresión y en consecuencia, se producirá una aspiración en todas las aberturas que comuniquen con el exterior o con las habitaciones contiguas por las que el aire reemplazará al extraído.

2.3.3. Sistemas de Ventilación

2.3.3.1. Sistemas de Impulsión

Los sistemas de impulsión se emplean con dos finalidades: 1) para crear un ambiente confortable en la planta (sistemas de calefacción, refrigeración y ventilación), y 2) para sustituir el aire extraído de la planta (sistemas de sustitución). En muchos casos los sistemas de impulsión y de extracción están acoplados, como en los sistemas de control por dilución.

Un sistema de impulsión bien diseñado debe incluir una selección de toma de aire, filtros, equipo de calefacción y/o refrigeración, un ventilador,

conductos y registros o rejillas para la distribución del aire por el espacio de trabajo.

2.3.3.2. Sistemas de Extracción

Los sistemas de ventilación por extracción se clasifican en dos tipos genéricos: 1) los sistemas de extracción general y 2) los sistemas de extracción localizada.

Los sistemas de extracción general pueden emplearse para el control del ambiente térmico y/o para la eliminación de los contaminantes generados en un área específica.

Los sistemas de extracción localizada se basan en el principio de capturar el contaminante en o muy cerca de su origen. Es el método de control preferido porque es el de mayor eficacia y al emplear caudales más pequeños redundan en menores costos con respecto a los elevados caudales requeridos por el sistema de extracción general.

2.3.4. Casos donde se necesita Ventilación Mecánica

1. Cuando las fuerzas naturales no son suficientes para suministrar de manera continua las cantidades de ventilación y de extracción de aire previstas en el diseño.
2. Cuando es obligado contar con un sistema de ventilación de suministro y/o de extracción positiva.
3. Cuando hay necesidades de presurizar un área con una cantidad de aire de ventilación (del exterior) sustancialmente mayor que la extracción o de retomo del espacio.

4. Cuando un proceso necesita una cantidad específica de abastecimiento o de extracción de aire.
5. En espacios que contengan hornos y vapor con una gravedad específica superior a la del aire (en tal caso los orificios de extracción deben colocarse a nivel del piso).

Los sistemas de ventilación mecánica van desde el tipo más sencillo (que consiste en ventiladores de hélice a través de la pared con ventiladores de extracción del tipo techo y controles manuales) hasta sistemas complejos que tienen ventiladores múltiples de alimentación y extracción, ductos de distribución, registradores y/o rejillas, filtros, aislamientos de ductos y controles automáticos.

Los sistemas de ventilación mecánica están diseñados para desempeñar una o ambas de las siguientes funciones:

- Control de olores, mantener los niveles de O_2 y CO como de cualquier sustancia tóxica que se genere en el área de trabajo y proporcione cantidades de aire de suministro y de extracción exigidas por, los procesos dentro del área.
- Mantener la temperatura del espacio (en la medida de lo posible sin acondicionamiento del aire) a la temperatura específica de diseño o según las normas que regulan esta variable.

2.3.5. Mecanismos de transferencia de calor

Existen tres mecanismos básicos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación, los cuales permiten las ganancias o pérdidas de calor:

- **Conducción**

Es el proceso de propagación de energía en medio sólido, líquido o gaseoso, mediante comunicación molecular directa o entre cuerpos sujetos a una diferencia de temperatura. Al existir un gradiente de temperatura dentro del medio, la segunda ley de la termodinámica establece que la transferencia de calor se lleva a cabo desde la región de mayor temperatura hacia la de menor temperatura.

La ley de Fourier de conducción de calor establece que la relación en régimen permanente del calor de conducción que es proporcional al área seccional $A(x)$ normal a la dirección del flujo y al gradiente de temperaturas

$\frac{\partial T}{\partial x}$ a lo largo de la trayectoria de conducción.

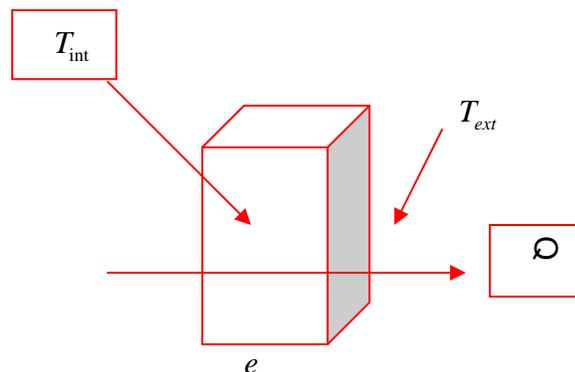


Fig. 2.1. Representación del diagrama de la Ley de Fourier

$$Q_{cond} = \frac{K A}{e} (T_{int} - T_{ext}) \quad (2.3)$$

Donde:

Q_{cond} = Flujo de calor por conducción (kW).

K = Conductividad térmica del material (W/m °C).

A = Área de la pared, normal al flujo de calor

e = Espesor de la pared (m).

T_{int} = Temperatura interna de la superficie (°C).

T_{ext} = Temperatura externa de la superficie (°C).

- **Convección:**

Es la transferencia de temperatura de calor por combinación de mecanismos de mezclas de fluidos y conducción

Ley de Newton de enfriamiento establece que el flujo de calor disipado es directamente proporcional al producto del área de transferencia por la diferencia de temperatura, entre la superficie y el fluido y por un coeficiente llamado coeficiente convectivo de transferencia de calor.

$$Q_{conv} = h * A(T_s - T_{\infty}). \quad (2.4)$$

Donde:

Q_{conv} = Flujo de calor transferido por convección (kW).

h = Coeficiente de transferencia de calor (W/m² °C).

A = Área (m²).

T_s = Temperatura superficie (°C).

T_{∞} = Temperatura del medio ambiente (°C)

El fenómeno de transferencia de calor por convección se clasifica como convección forzada y convección libre o natural. En el primer caso el fluido se hace pasar sobre el sistema mediante la acción de algún agente externo, como un ventilador, una bomba o agentes meteorológicos. Por otra parte, en el segundo caso el movimiento del fluido resulta como consecuencia de los gradientes de densidades que éste experimenta, al estar en contacto con una superficie a mayor temperatura y en presencia de un campo gravitacional (o centrífugo).

- **Radiación**

Es la capacidad que poseen los cuerpos de emitir o propagar radiación en forma de energía en diferentes longitudes de onda como consecuencia de su temperatura y características superficiales.

Ley de Stefan- Boltzmann establece que el flujo total radiante de todo un hemisferio de una superficie negra de área A y a la temperatura T esta dada por:

$$Q_{rad} = \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_{alr}^4). \quad (2.5)$$

Donde:

Q_{rad} = Flujo de calor transferido por radiación (Kw).

ε = Emisividad térmica del material.

A = Área del cilindro (m^2).

σ = Constante de Stefan – Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \times \text{°K}^4$).

T_s = Temperatura superficie ($^{\circ}\text{C}$).

T_{alr} = Temperatura de los alrededores ($^{\circ}\text{C}$).

2.4. DISCRETIZACION DE LAS ECUACIONES DE NAVIER–STOKES

La utilización de las ecuaciones de Navier-Stokes para la solución analítica de flujo de fluidos, queda limitada a flujos en condiciones ideales, debido a la dificultad de encontrar soluciones exactas al problema matemático que le da respuesta a un problema físico. Dicha dificultad para obtener solución a problemas de flujo reales a llevado a utilizar con más frecuencia soluciones aproximadas de gran confiabilidad, donde las ecuaciones son reemplazadas por expresiones algebraicas, las cuales se resuelven utilizando métodos numéricos, que son resueltos basándose en los avances en la capacidad de cómputo y la disminución en el tiempo de procesamiento.

La ecuación general de transporte para la masa, cantidad de movimiento, energía, en un volumen de control de volumen V y un área A . puede ser generalizada en una sola ecuación, la cual representará la conservación de una propiedad en particular. Si se generaliza entonces para la propiedad Φ , la ecuación general en su forma integral aplicada a cada celda o volumen de control y discretizada tomando en cuenta los diferentes términos que la conforman será:

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) = \nabla \cdot (-\rho \delta + \mu(\nabla U + (\nabla U)^T)) + S_M \quad (2.6)$$

El primer término de la ecuación es el término transitorio, el segundo es el término convectivo, el tercer término, es el término de difusión y el último término es la fuente.

Donde: Φ es la propiedad genérica de conservación y Γ el coeficiente de difusión para la propiedad genérica.

2.4.1. Interpretación física de la ecuación de Navier-Stokes aplicada a una propiedad ϕ en el volumen de control

A continuación en la Tabla 2.1, se expresa el significado físico de cada uno de los términos que constituyen la ecuación de conservación de una propiedad ϕ aplicada a cada celda o volumen de control:

Tabla 2.1.- Ecuación, termino y significado físico de la ecuación de Navier Stokes aplicada a una propiedad ϕ .

Ecuación	Termino	Significado
$\frac{\partial \rho U}{\partial t}$	Transitorio	Representa la variación respecto al tiempo de la propiedad genérica dentro del volumen de control.
$\nabla \bullet (\rho U \otimes U)$	Convección	Representa el flujo neto debido al flujo de fluido de la propiedad genérica.
$\nabla \bullet (-\rho \delta + \mu(\nabla U + (\nabla U)^T))$	Difusión	Representa el flujo neto debido a la difusión de la propiedad genérica.
S_M	Fuente	Representa la tasa de generación de la propiedad genérica, por unidad de volumen

2.5. TEORÍAS SOBRE LA TURBULENCIA

Aunque las ecuaciones de Navier-Stokes que se remontan al siglo XIX describen adecuadamente tanto el flujo laminar como el flujo turbulento, el mecanismo concreto del inicio del turbulencia siguió siendo un misterio durante mucho tiempo. Experimentalmente se había visto que la turbulencia parecía involucrar vórtices más y más pequeños cada vez, pero puesto que los fluidos están hechos de átomos, tarde o temprano se llegaría a escalas atómicas donde no podrían existir dichos vórtices y en ese nivel de descripción las ecuaciones de Navier-Stokes no pueden constituir una descripción válida.

Así inicialmente el matemático francés Jean Leray propuso, en 1934, que la turbulencia es un efecto macroscópico de la estructura atómica. Las inexactitudes en las dimensiones atómicas en las ecuaciones de Navier-Stokes introducirían efectos no contemplados en estas ecuaciones, se propagan a niveles más altos y eso es lo que vemos como turbulencia. En ese momento la estructura atómica estaba muy de moda como explicación y dicha teoría fue mantenida durante algún tiempo hasta que Landau y Hopf propusieron una idea más realista y experimentalmente verificable.

2.5.1. Teoría de Landau-Hopf

Menos de una década después de la propuesta de Leray, en 1944, Lev Landau proponía una idea más concreta sobre el inicio de la turbulencia. El artículo de Landau comenzaba así:

“Aunque se ha discutido extensamente en la literatura el movimiento turbulento, la verdadera esencia de este fenómeno todavía carece de la suficiente claridad [...] En opinión del autor, el problema puede aparecer con una nueva luz si se examina a fondo el fenómeno de la iniciación de la turbulencia”. L.D. Landau, 1944

Landau consideró la turbulencia como el resultado de un flujo de un fluido inicialmente estable que adquiere un movimiento adicional de vibración, y luego otro y otro. Así una turbulencia podía ser inicialmente un flujo estable con tres o cuatro movimientos periódicos superpuestos, e ideó un mecanismo por el cual cuando se desata el flujo totalmente turbulento el número de movimientos periódicos se hace infinitamente grande. El mecanismo básico de creación de las vibraciones adicionales se conoce como bifurcación de Hopf, en honor a Eberhard Hopf. Por esta razón y

porque el propio Hopf en 1948 propuso una teoría bastante más detallada sobre la propuesta de Landau, esta teoría se llamó teoría de Hopf-Landau.

Un modelo simplificado de las ecuaciones de Navier-Stokes del holandés Burgers de las ecuaciones que podía ser resuelto explícitamente, mostró que aparecía un flujo turbulento según la línea de Landau. Por esta razón durante las tres décadas siguientes la teoría de Hopf-Landau fue aceptada y utilizada ampliamente. Era simple, comprensible y era accesible mediante las técnicas clásicas de análisis de Fourier de forma que permitía hacer algunos cálculos aproximados.

2.5.2. La Ley de Kolmogorov

Lewis Fry Richardson (1881-1953), uno de los pioneros de la meteorología moderna y miembro representativo de la tradición científica inglesa, estudió la dinámica atmosférica y, desde luego, se enfrentó con la turbulencia, siempre presente en el monumental laboratorio de la atmósfera. En un poema sencillo, que todavía se cita en los textos, resumió lo que Da Vinci plasmó en sus lienzos al observar el fluir de las aguas y lo que los científicos creen que sucede en un fluido excitado.

Vórtices grandes tienen vórtices más chicos,
nutridos por su velocidad.

Vórtices chicos tienen vórtices más chicos,
así hasta la viscosidad
(en el sentido molecular).

Uno de los resultados más célebres en la teoría de la turbulencia se debe a Andrei Nikolayevich Kolmogorov (1903) y a A. M. Obukhov, quienes obtuvieron el mismo resultado, en forma independiente, en 1941. La importancia de la expresión se debe a que es uno de los pocos resultados

generales y cuantitativos y a que es válida para *todo* flujo turbulento isotrópico y homogéneo. Que la turbulencia sea homogénea significa que se *ve igual* si nos trasladamos a distintos puntos del fluido; que sea isotrópica quiere decir que *parece igual* si vemos en cualquier dirección. Para que lo anterior sea (aproximadamente) cierto se requiere que la región en estudio se encuentre lejos de objetos o de las paredes que contienen al fluido; se dice entonces que la turbulencia es localmente isotrópica. Esta simplificación fue introducida por Geoffrey Ingram Taylor (1886-1975) en 1936. Muchas ideas fundamentales en la dinámica de fluidos moderna fueron propuestas por Taylor en los profundos trabajos que hizo a lo largo de su prolífica carrera científica.

La ley de los dos tercios de Kolmogorov, como se le conoce, afirma lo siguiente. En un flujo turbulento, la autocorrelación de velocidades entre dos puntos separados por una distancia l , dentro del subintervalo inercial, es igual a $C(l)^{2/3}$; C es una constante numérica universal y ϵ es el flujo promedio de la energía (por unidad de masa). Todo indica que para entender el enunciado harían falta estudios serios de paleología. Realmente no es así, es suficiente con algo de física y de matemáticas; para apreciar el sabor basta un poco de paciencia.

Regresando a la ley de los dos tercios, podemos resumirla de la siguiente manera. Primero, existe una escala a partir de la cual el movimiento turbulento es independiente de la forma en que se generó. Segundo, para dos puntos en el fluido separados por una distancia l , las velocidades están relacionadas. Tercero, si la escala de l es suficientemente grande, los efectos disipativos (la viscosidad) no desempeñan un papel determinante. Cuarto, la relación entre las velocidades (su producto) depende, a lo más, de ϵ y de la distancia l . Al recapitular hemos introducido dos puntos adicionales. Uno, que

la autocorrelación está definida como el promedio del producto; aunque es importante este punto, no es necesario entrar en más detalles. El otro consiste en proponer la dependencia exclusiva en y y l . Si l está en el subintervalo inercial, cualquier cantidad dependerá sólo de ν , como parámetro característico del flujo.

2.5.3. Flujo Turbulento. Características y Desarrollo

En el flujo turbulento las partículas se mueven en trayectorias irregulares, que no son suaves ni fijas. El flujo es turbulento si las fuerzas viscosas son débiles en relación con las fuerzas inerciales.

La turbulencia según la definición de Taylor y von Kármán, puede producirse por el paso del fluido sobre superficies de frontera, o por el flujo de capas de fluido, a diferentes velocidades que se mueven una encima de la otra.

2.5.3.1. Tipos de turbulencia

- Turbulencia de pared: generada por efectos viscosos debida a la existencia de paredes.
- Turbulencia libre: producida en la ausencia de pared y generada por el movimiento de capas de fluido a diferentes velocidades.

Diferentes teorías han tratado de explicar el origen y la estructura de la turbulencia. Algunas explican que la turbulencia es debida a la formación de vórtices en la capa límite, como consecuencia de los disturbios que se generan por discontinuidades bruscas existentes en la pared; mientras que otras teorías atribuyen la turbulencia a la influencia del esfuerzo cortante,

cuando se presenta un gradiente de velocidades con discontinuidades bruscas. Sin embargo a pesar de las múltiples investigaciones, los resultados obtenidos sobre el desarrollo de la turbulencia no son totalmente satisfactorios, ya que solo pueden estudiarse experimental y teóricamente como un fenómeno estadístico.

2.5.4. Modelos de turbulencia

Los modelos de turbulencia mas usados son los siguientes:

- Modelo de Turbulencia k - ε (Kappa – Epsilon estandar).
- Modelo de Turbulencia RNG k – ε (Grupo Renormalizado Kappa – Epsilon).
- Modelo de turbulencia RSM (Reynolds Stress).

En este estudio se escogió el modelo de turbulencia k - ε, ya que es el mas ampliamente usado, ha sido implementado en los más generales propósito de códigos de CFD y es considerado el modelo industrial estándar. Para propósitos de simulación el modelo ofrece un buen compromiso en términos de precisión y robustez.

2.5.4.1. Modelo de Turbulencia k - ε (Kappa – Epsilon estándar)

El modelo k - ε (Kappa Epsilon estándar) es un modelo en el cual los esfuerzos de Reynolds son aproximados a la tasa promedio de deformación, como se muestra a continuación:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{U_i' U_j'} = \mu \left(\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.7)$$

Este modelo resuelve dos ecuaciones de transporte separadas permitiendo determinar la energía cinética turbulenta (k) y la disipación viscosa (ε) independientemente, bajo la suposición de que el flujo es totalmente turbulento.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho\varepsilon - YM + S_k \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2.9)$$

Donde:

G_k = Generación de energía cinética e turbulencia producto del promedio de gradientes de velocidades.

G_b = Generación de energía cinética producto de la flotación.

YM = Contribución producto a la tasa de disipación

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ = Constantes.

σ_k y σ_ε = Números de Prandtl turbulento para k y ε .

S_k y S_ε = Términos fuentes

El modelado de la viscosidad turbulenta μ_T es estimada combinando k y ε tal como se muestra:

$$\mu_T = \rho C \mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.10)$$

Donde C_μ es una constante, los valores de k y ε vienen directamente de las ecuaciones diferenciales de transporte para la energía cinética de la turbulencia y la tasa de disipación de la turbulencia

2.5.4.2. El modelo RNG k – ε (Grupo Renormalizado Kappa – Epsilon)

El modelo RNG k- ε se sustenta en una técnica estadística llamada Teoría de Normalización de Grupo.

El modelo RNG tiene términos adicionales en la ecuación ε de disipación turbulenta, que incorpora los efectos de giro o remolinos, razón por la cual es apropiado para fluidos con este tipo de patrón de movimiento.

Las ecuaciones de transporte para el modelo RNG k- ε son muy similares que las ecuaciones para el modelo k- ε estándar:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha_k \mu_{eff}) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho \varepsilon - YM + S_k \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha_\varepsilon \mu_{eff}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (2.12)$$

Donde:

α_k y α_ε = Inverso del numero de Prandlt efectivo para k y ε respectivamente.

En estas ecuaciones, el efecto de rotación turbulenta de un fluido es incluido con una modificación de la viscosidad turbulenta tradicional, de la siguiente manera:

$$\mu_T = \mu_{T0} \int \left(\alpha_S \Omega \frac{k}{\varepsilon} \right) \quad (2.13)$$

Donde:

μ_{T0} = Viscosidad turbulenta calculada sin efecto de giro,

Ω = Número característico evaluado internamente para el efecto de giro y

A_S = Constante que toma diferentes valores dependiendo de si el fluido es denominado o no completamente por efectos de rotación.

La principal diferencia entre el modelo RNG y el k - ε estándar, se encuentra en el termino adicional R_ε en la ecuación de disipación turbulenta, el cual incluye valores constantes obtenidos experimentalmente que hacen al modelo RNG mas sensible a los efectos de altas deformaciones y curvaturas de las líneas de corrientes que el modelo k- ε estándar, lo que explica mejor su desempeño en ciertos tipos de problemas que presentan alto giro.

2.5.4.3. Modelo RSM (Reynolds Stress)

El modelo de los esfuerzos de Reynolds es anisotropico, es decir, que las tasas de deformación no son iguales en todas las direcciones. Por lo tanto, para un flujo incompresible se cumple que:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u_i' u_j'} \neq \mu_1 \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \quad (2.14)$$

Es digno de medición, que este modelo requiere resolver en conjunto las ecuaciones RANS (Reynolds Average Navier-Stokes), las ecuaciones de transporte para los esfuerzos de Reynolds, y una ecuación para la tasa de

disipación. En este sentido, para el caso tridimensional, la solución se alcanza mediante el uso de siete ecuaciones de transporte.

Los esfuerzos de Reynolds son expresados como:

$$R_{ij} = -\tau_{ij} / \rho = \overline{u_i' u_j'} \quad (2.15)$$

Y la ecuación de transporte para los esfuerzos de Reynolds R_{ij} , puede ser escrita como:

$$\frac{DR_{ij}}{Dt} = P_{ij} + D_{ij} - \varepsilon_{ij} + \Pi_{ij} + \Omega_{ij} \quad (2.16)$$

Donde:

P_{ij} = Tasa de producción de esfuerzos

D_{ij} = Transporte

R_{ij} = Producto a la difusión

ε_{ij} = Tasa de disipación

Π_{ij} = Término de esfuerzos producto a la presión

Ω_{ij} = Término rotacional

DR_{ij}/Dt = Tasa de cambio de los esfuerzos Reynolds.

Este modelo suele ser aplicado a problemas con geometrías y flujos complejos, no obstante su principal desventaja es el elevado costo

computacional producto de resolver ecuaciones adicionales de transporte para estimar los esfuerzos Reynolds.

2.6. FUNDAMENTOS TEORICOS DE CFD

CFD o Dinámica de Fluidos Computacional, es un método de análisis que permite el estudio de sistemas de flujo de fluidos, transferencia de calor y fenómenos asociados como reacciones químicas, por medio de simulación por computadora. Es una técnica muy poderosa que abarca un amplio rango de aplicaciones. Dentro de las ventajas sobre su uso se encuentran:

- Reducción sustancial de costo y tiempo para los nuevos diseños.
- Posibilidad de estudiar sistemas donde los experimentos controlados son difíciles o imposibles de desarrollar.
- Posibilidad de estudiar sistemas bajo condiciones peligrosas.
- Proporciona un nivel ilimitado de detalle en los resultados.

Esta técnica basa su análisis y resultados en la aplicación de cuatro métodos de solución numérica que son: Diferencias Finitas, Elementos Finitos, Métodos Espectrales y Volúmenes Finitos.

La principal diferencia entre los cuatro métodos mencionados, está asociada con la forma en que las variables de flujo son aproximadas y con los procesos de discretización.

El análisis matemático que sustenta todos estos métodos y que explica el comportamiento del flujo de fluidos, está basado en las ecuaciones siguientes:

Ecuación de Continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho u) = 0 \quad (2.17)$$

Ecuaciones de Navier-Stokes:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u U) = \frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad} u) + S_{Mx} \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v U) = \frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad} v) + S_{My} \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w U) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad} w) + S_{Mz} \quad (2.23)$$

Ecuación de Energía ^[14]

$$\frac{\partial E_t}{\partial t} + \nabla \cdot E_t V = \frac{\partial Q}{\partial t} - \nabla \cdot q + \rho f \cdot V + \nabla \cdot (\Pi_{ij} \cdot V) \quad (2.24)$$

Donde E_t es la energía total por unidad de volumen, dado por:

$$E_t = \rho \left(e + \frac{V^2}{2} + \text{energía potencial} + \dots \right) \quad (2.25)$$

Donde e = energía interna por unidad de masa. El primer término del lado izquierdo de la Ec. (2.24) representa la tasa de incremento de E_t en un volumen de control, el segundo término de la ecuación representa la tasa total de energía por convección (por unidad de volumen) dentro de la superficie de control. El primer término del lado derecho de la Ec. (2.24) es la tasa de calor producido por unidad de volumen por agentes externos donde el término $(\nabla \cdot q)$ es la tasa de calor por conducción (por unidad de volumen dentro de la superficie de control).

Ahora, si aplicamos la ley de Fourier:

$$q = -k\nabla T \quad (2.26)$$

Donde k es el coeficiente térmico por conductividad y T es la temperatura. El tercer término del lado derecho de la Ec. (2.24) representa el trabajo dado en el volumen de control por las fuerzas del cuerpo, el cuarto término representa el trabajo dado por el volumen de control por las fuerzas superficiales. Y aplicando la primera ley de la termodinámica a un volumen de control. Tenemos:

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_t}{\partial t} - \frac{\partial Q}{\partial t} - \rho(f_x u + f_y v + f_z w) + \frac{\partial}{\partial x}(E_t u + pu - u\tau_{xx} - u\tau_{xy} - w\tau_{xz} + q_x) + \\ + \frac{\partial}{\partial y}(E_t v + pv - u\tau_{xy} - v\tau_{yy} - w\tau_{yz} + q_y) + \end{aligned}$$

$$\frac{\partial}{\partial z} (E_t w + w - u \tau_{xz} - v \tau_{yz} - w \tau_{zz} + q_z) = 0 \quad (2.27)$$

Aplicando la Ley de Conservación. Usando la ecuación de la continuidad, nos queda:

$$\rho \frac{D(E_t / \rho)}{Dt} = \frac{\partial E_t}{\partial t} + \nabla \cdot E_t V \quad (2.28)$$

Quedando:

$$\rho \frac{D(E_t / \rho)}{Dt} = \rho \frac{De}{Dt} + \rho \frac{D(V^2 / 2)}{Dt} \quad (2.29)$$

Operando y simplificando la Ec. (2.29), e incluyendo el término de función disipación ϕ que representa la rata de cambio de energía mecánica que es emitido en el proceso de deformación de un fluido viscoso:

$$\rho \frac{De}{Dt} + \rho(\nabla \cdot V) = \frac{\partial Q}{\partial t} - \nabla \cdot q + \phi \quad (2.30)$$

Usando la definición de entalpía

$$h = e + \frac{p}{\rho} \quad (2.31)$$

Operando en la ecuación de continuidad, y sabiendo para flujo incompresible, si se asume el coeficiente de conductividad térmico como constante, la ecuación de energía queda de la siguiente manera:

$$\rho \frac{De}{Dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} + k \nabla^2 T + \phi \quad (2.32)$$

CAPÍTULO 3

DESARROLLO DE LOS MODELOS

3.1. PROPUESTA DEL MODELO FÍSICO

La Fig. 3.1 muestra el plano físico de una planta de pintado y secado de vehículos, donde se señalaron los diferentes procesos que ocurren dentro del mismo.

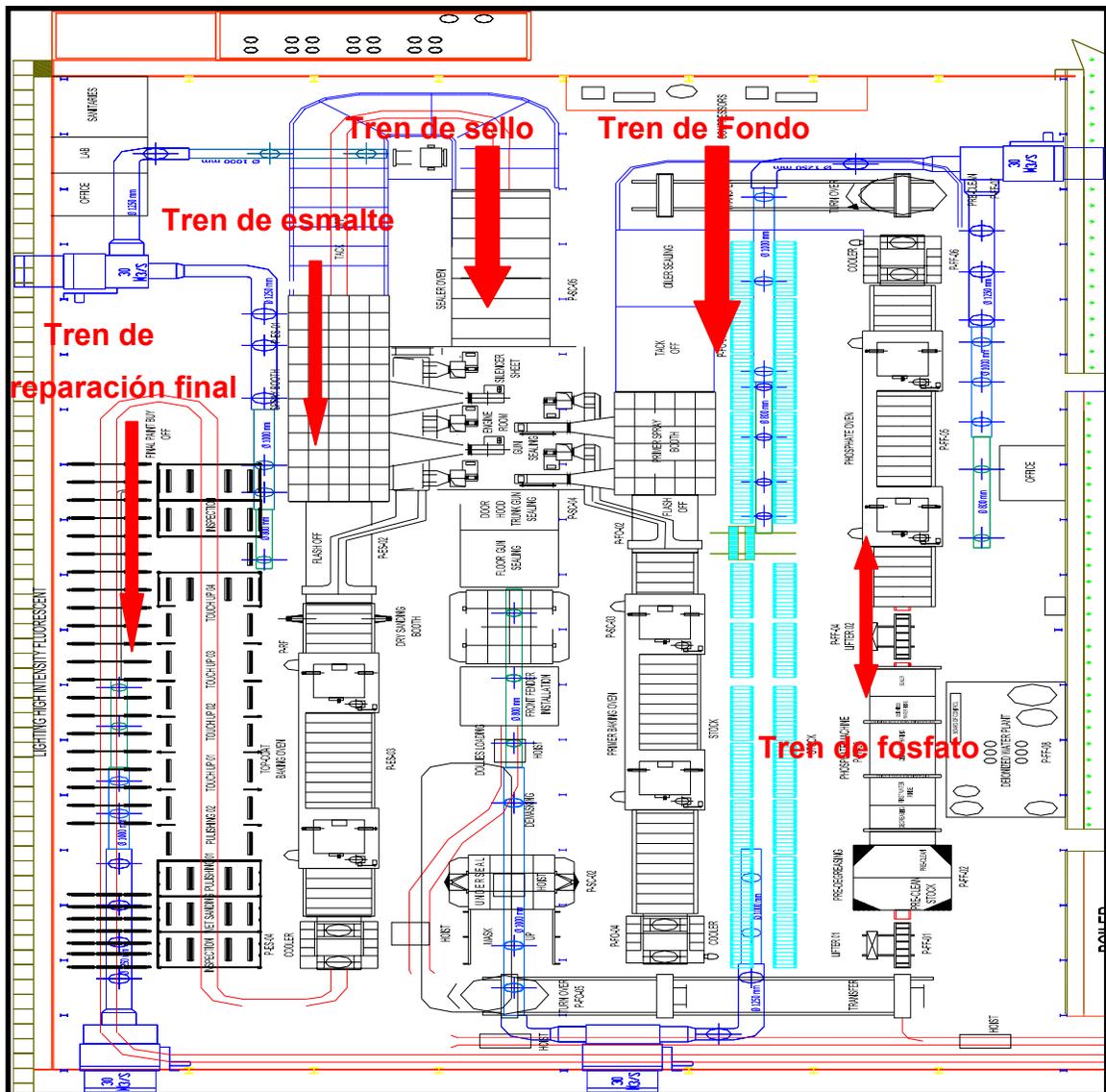


Fig. 3.1. Plano General del Galpón de Pintado y Secado de Vehículos

El dominio físico utilizado consiste en un recinto cerrado (galpón) de aplicación de pintura en una ensambladora de vehículos. Este dominio está integrado por: hornos, cabinas de aplicación, cabinas de fosfatizado, áreas de acabados, ductería de alimentación de aire de ventilación forzada. En las Figs. 3.2 y 3.3., se muestran las vistas del dominio físico realizadas en Solidwork donde se puede observar la distribución de los componentes internos del galpón de pintura. Elaborado con el software comercial Solidwork.

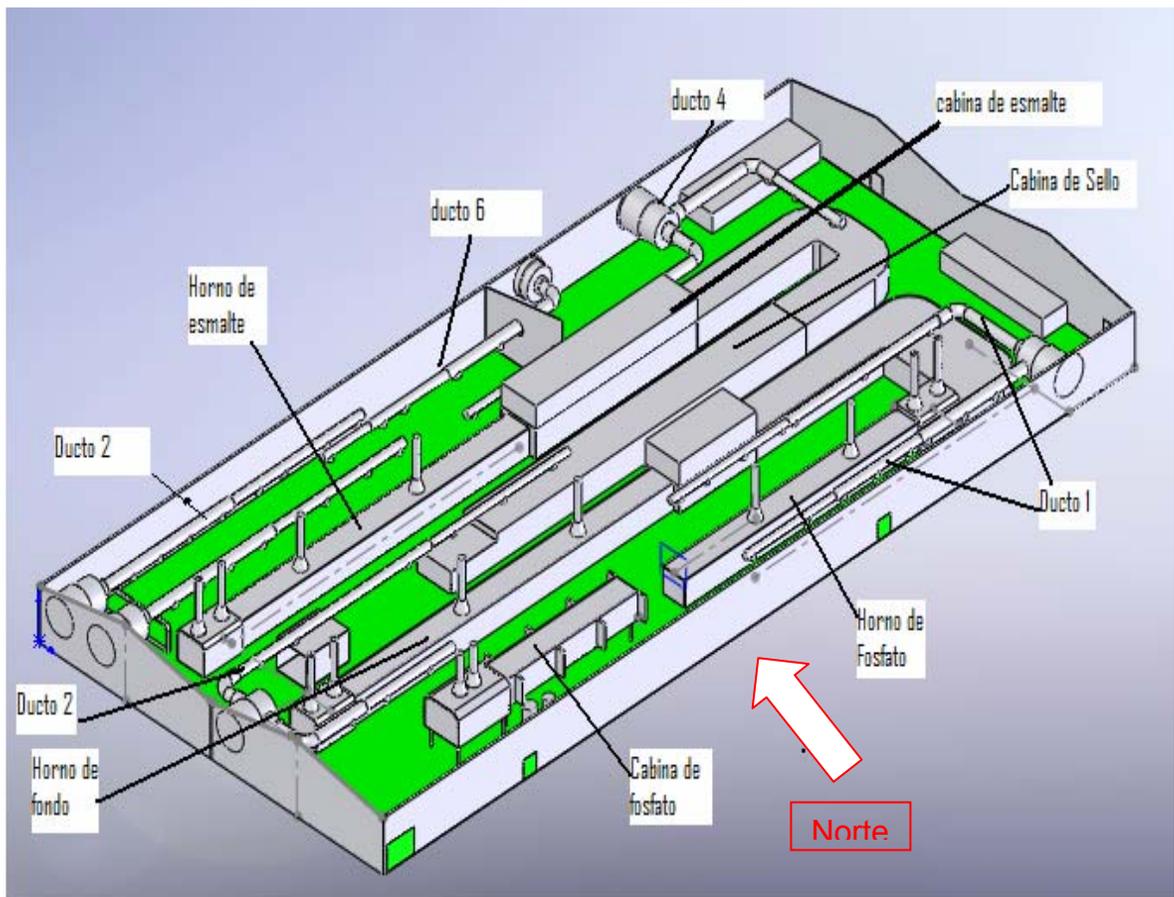


Figura 3.2. Espacio de pintado y secado de vehículos describiendo sus componentes internos

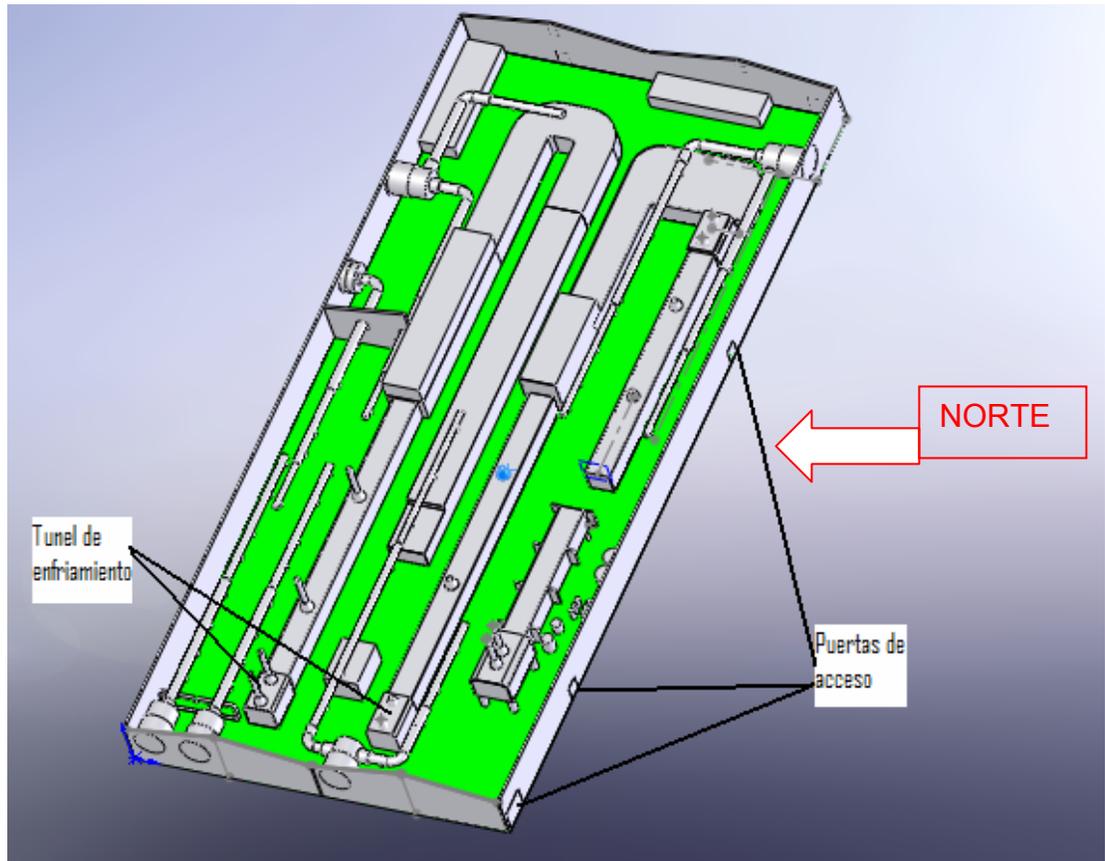


Figura 3.3 Localización de los túneles de enfriamiento y entradas al galpón

Para el desarrollo del modelo físico se consideró un dominio de flujo ocupado por el aire, el cual se denominó “Ventilación” y un dominio sólido formado por volúmenes sólidos ubicados dentro del dominio de flujo y que se observan en color gris en las Figs. 3.2 y 3.3, entre los cuales se incluye hornos, túnel de enfriamiento, cabinas y ductos. El dominio fluido intercambia calor con el dominio sólido y con el exterior.

En el modelo físico de las Figs. 3.2 y 3.3, se observan las entradas y salidas de aire al dominio. Las entradas de aire al dominio se producen por los extremos (salidas) de los ductos de ventilación y túnel de enfriamiento

los hornos. A través de las puertas de acceso al galpón se puede intercambiar aire (puede comportarse como entrada o salida de aire)

La geometría del dominio realizada con la ayuda del software Solidwork 2006, se exportó al software ANSYS Workbench. En la Fig. 3.4, se muestra el modelo físico en Ansys Workbench.

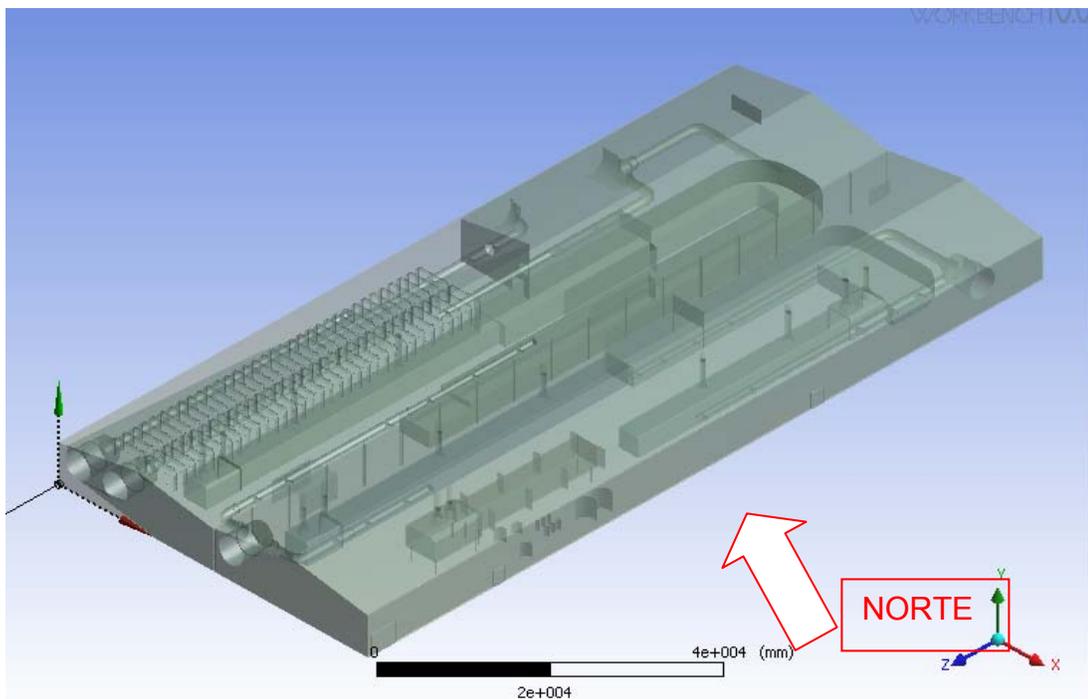


Figura 3.4. Modelo físico presentado por ANSYS WORKBENCH.

Las condiciones consideradas para el dominio fluido (llamado Ventilación), fueron las siguientes:

1. Tipo de Fluido: Aire ideal (por cuanto la presión del mismo es baja, atmosférica)
2. Estado: Estacionario
3. Modelo Turbulencia: $K - \varepsilon$

Las especificaciones de las condiciones de borde consideradas fueron las siguientes:

1. Entradas

- Descarga de aire desde los ductos (1, 2, 3, 4, 5, 6) al galpón (Fig. 3.2), velocidad de la turbina generadora de 30 m/s y a una temperatura de salida del ducto de 25°C.
- Descarga de aire de los túneles de enfriamiento de los hornos de esmalte y fondo, se especificaron con una velocidad de 29 m/s. y temperatura de 35°C.

2. Paredes

- Techo y paredes de cabina de fosfato, $T = 50^{\circ}\text{C}$
- Techo de Horno de fosfato, $T = 40^{\circ}\text{C}$
- Techo de horno de fondo, $T = 40^{\circ}\text{C}$
- Cabina (techo y paredes) del tren de sello, $T = 35^{\circ}\text{C}$
- Techo de horno de Esmalte, $T = 40^{\circ}\text{C}$
- Todas las demás superficies se consideraron paredes adiabáticas.

3. Salidas

- Puertas de acceso del galpón, se utilizó la condición "Opening Pres. and Dirn", con $P = 1\text{atm}$ y $T = 30^{\circ}\text{C}$. Estas condiciones se ilustran en Fig. 3.5, como ejemplo ilustrativo:

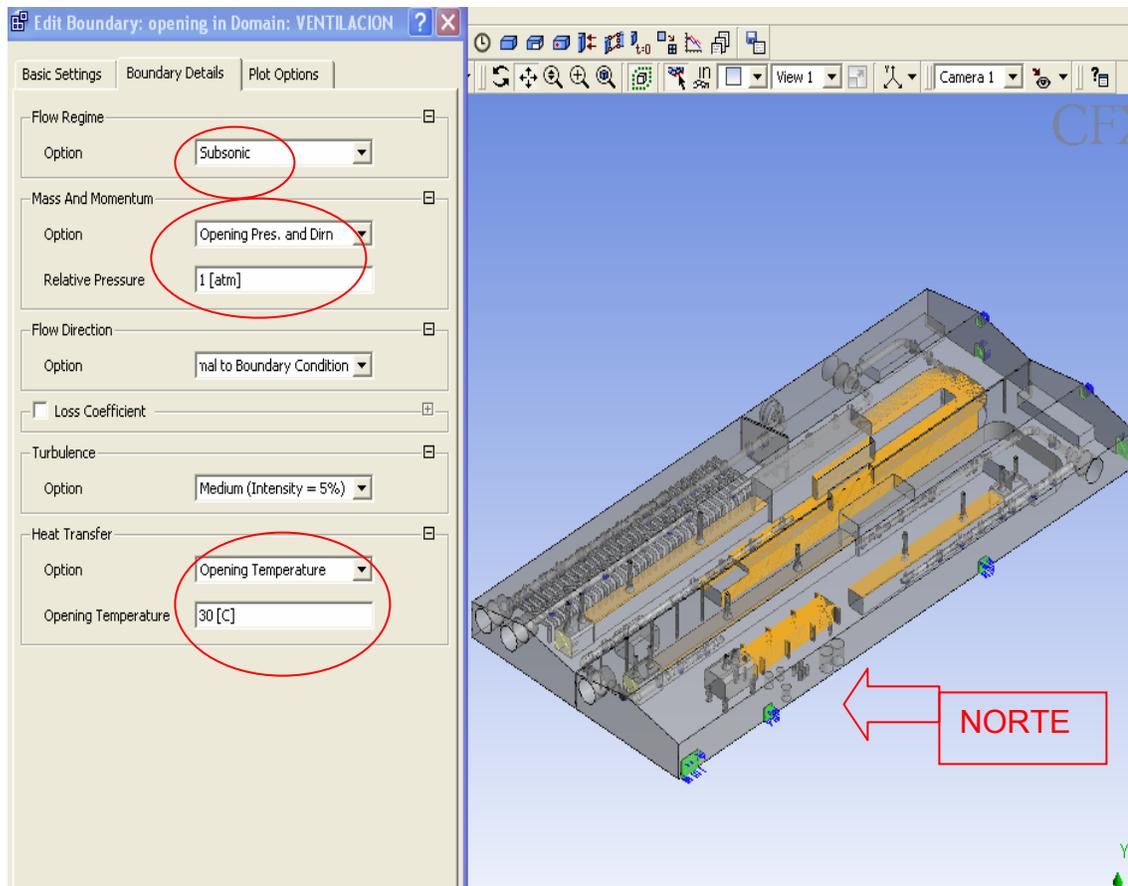


Figura 3.5. Condiciones de entrada para dominio ventilación.

En la Fig. 3.6, se puede observar un detalle de una sección del modelo físico en plano general, donde se muestran resaltadas en color amarillo las paredes que intercambian calor con el aire interior. Igualmente, se observan las puertas de acceso al galpón y parte de un ducto de ventilación.

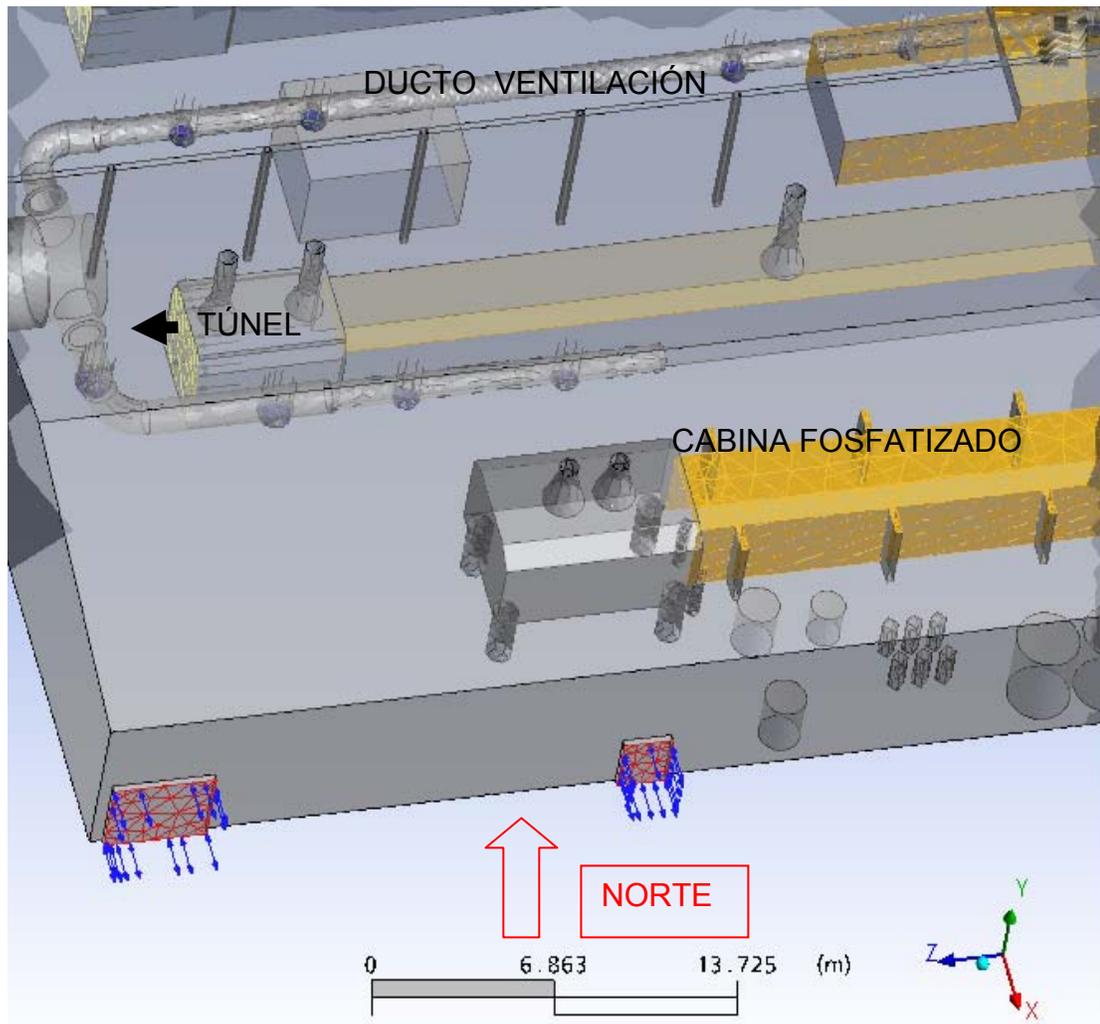


Figura 3.6. Modelo físico del recinto de pintado y secado de una ensambladora de vehículos.

En la Fig. 3.7 se observan las entradas al dominio de ventilación, ilustrando las entradas de los ductos de ventilación y de los túneles de enfriamiento del dominio del flujo.

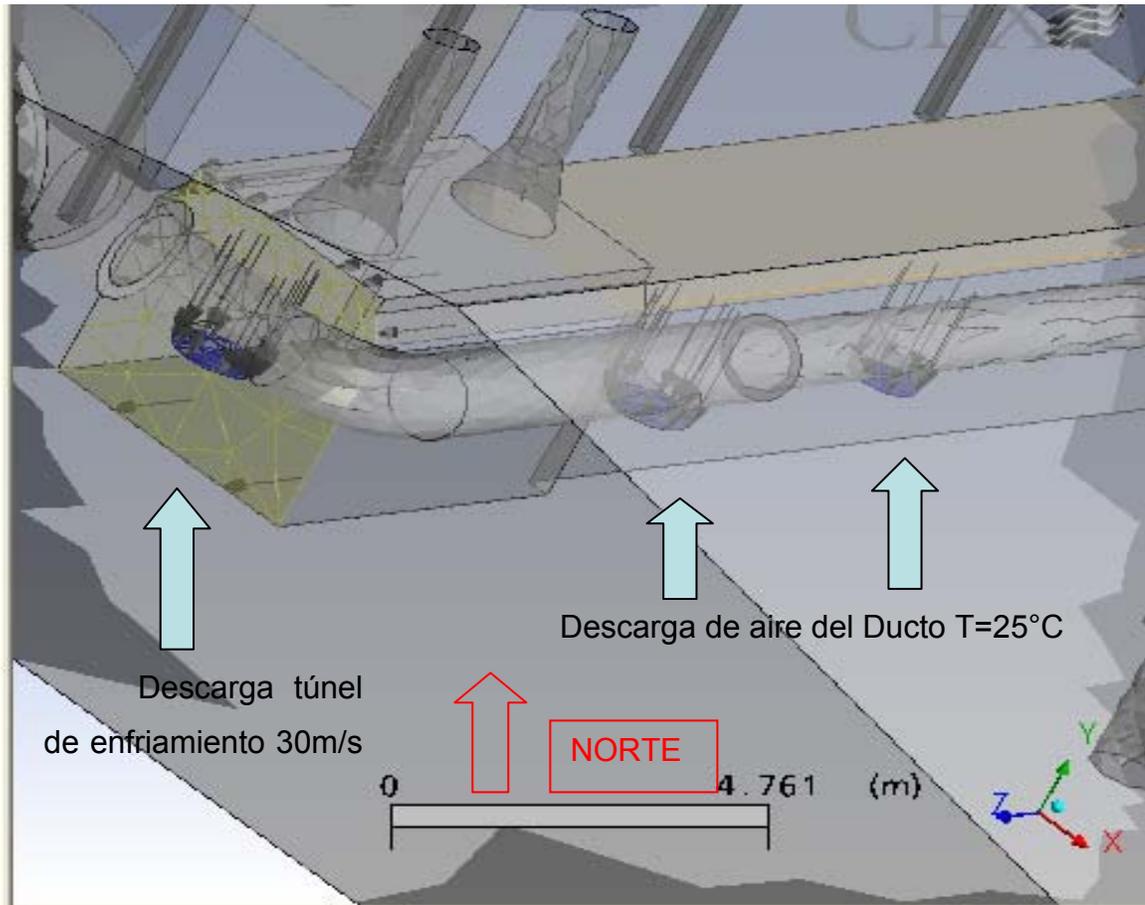


Figura 3.7. Modelo Físico (Aspectos de entrada ventilación ductos y Túnel de enfriamiento)

En la Fig. 3.8. Se muestran las temperaturas de las paredes del dominio, techos de los hornos con sus respectivas temperaturas y la condición de entrada y salida al galpón, donde se seleccionó la condición "Opening Pres. and Dim" para una direccionalidad tanto de entrada como de salida al galpón. Por estar abierta a la atmósfera.

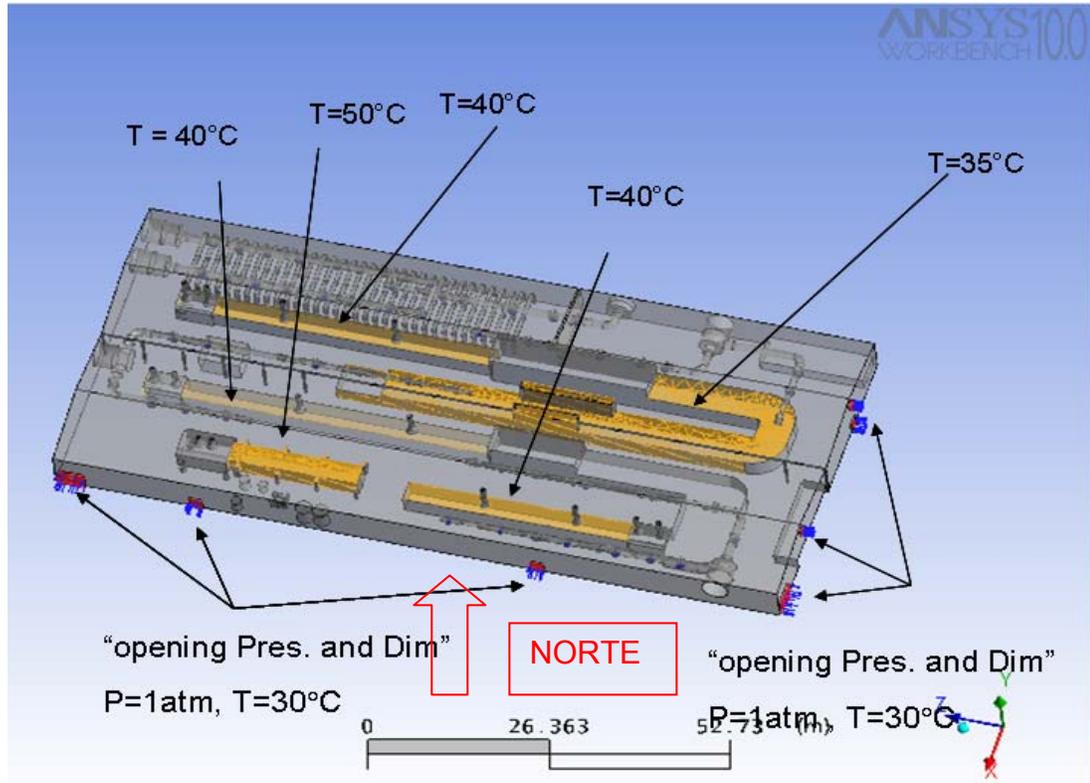


Figura 3.8. Modelo físico (Temperatura en las paredes y entradas).

3.2. PLANTEAMIENTO DEL MODELO MATEMATICO UTILIZADO

3.2.1. Descripción del Modelo Matemático

El modelo matemático está formado por las siguientes ecuaciones que describen el comportamiento fluido dinámico dentro del recinto de pintura. Está conformado por la ecuación de continuidad, la ecuación de cantidad de movimiento y la ecuación de energía. Todas ellas aplicadas a flujos incompresibles en estado estacionario. Esto es posible por cuanto para el estudio en este trabajo las variaciones de la densidad del fluido (aire) son bajas a tal punto que el Número de Mach (Ma) es menor de 0,3.

La teoría establece que los fluidos compresibles como el aire, se pueden considerar incompresibles para $Ma < 0,3$. En este caso el mayor valor de Ma se encuentra a la salida de las rejillas , y su valor corresponde a:

$$Ma = \frac{V_{tunel}}{\sqrt{KRT_{tunel}}} = \frac{3}{\sqrt{1,4 * 0.287 * 298.15}} = 0.27$$

Con lo cual se concluye que el aire se comporta como flujo incompresible, ya que la mayor cantidad de aire la arrojan estos ductos.

Las ecuaciones mencionadas anteriormente se muestran a continuación:

Ecuación de Cantidad de Movimiento:

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \bullet (\rho U \otimes U) = \nabla \bullet (-\rho \delta + \mu(\nabla U + (\nabla U)^T)) + S_M \quad (3.1)$$

Simplificando la Ec. (3.1) en cada uno de sus términos:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u U) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{gradu}) + S_{MX} \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v U) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{gradv}) + S_{My} \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w U) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad} w) + S_{MZ} \quad (3.4)$$

Ecuación de Continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (3.5)$$

Donde U es el campo de velocidad, ρ es la densidad, μ es la viscosidad dinámica, t el tiempo y S_M es la fuente de la cantidad de movimiento.

Ecuación de la Energía

$$\rho \frac{De}{Dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} + k \nabla^2 T + \phi \quad (3.6)$$

O escribiéndola de otra manera:

$$\rho C_V \nabla(vT) = K \cdot (\nabla T)^2 \quad (3.7)$$

3.2.2. Modelo de turbulencia k- ϵ

Este tipo de modelo es empleado con mayor frecuencia para simular el efecto de la turbulencia. Donde k es la energía cinética turbulenta y representa las fluctuaciones de la velocidad, y ϵ es la disipación de turbulencia de Eddy (la razón con la cual las fluctuaciones de velocidad se

disipan). Este modelo modifica la ecuación de Navier-Stoke de la siguiente manera.

$$\nabla \cdot (\rho U \otimes U) - \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U) = \nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U)^T + B \quad (3.8)$$

donde

B = Suma de fuerzas del cuerpo,

μ_{eff} = Viscosidad efectiva contable para la turbulencia, y

p' = Presión modificada dada por:

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k \quad (3.9)$$

Este modelo, como el modelo de cero ecuación, se basa en el concepto de la viscosidad del remolino, para

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.10)$$

donde μ_t es la viscosidad de la turbulencia. El modelo k- ϵ asume que la viscosidad de la turbulencia está vinculada a la energía cinética de la turbulencia (k) y a la tasa de disipación de la misma (ϵ).

Los valores de k y ϵ vienen directamente de las ecuaciones diferenciales de transporte para la energía cinética de la turbulencia y la tasa de disipación de la turbulencia:

$$\nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (3.11)$$

$$\nabla \cdot (\rho U \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (3.12)$$

$$P_k = \mu_t \nabla U \cdot (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot U (3\mu_t \nabla \cdot U + \rho k) + P_{kb} \quad (3.13)$$

Donde P_k es la producción de la turbulencia debido a las fuerzas viscosas y a la flotabilidad y $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k , σ_ε son constantes.

Para flujo compresible, $\nabla \cdot U$ es grande solamente en regiones con alta divergencia de velocidad, como en ondas de choques y para flujos incompresibles es pequeña y el segundo termino de la ecuación ni contribuye significativamente a la producción.

El término $3\mu_t$ en la Ec. (3.13), está basado en el aumento de Esfuerzos estáticos. Esto previene que los valores de k y de ε se conviertan en choques directos muy grandes, una situación que se convierte progresivamente en el empeoramiento del refinado del mallado en los choques.^[6]

3.2.3. Esquema de Advección

Para la discretización completa del término de advección, la variable ϕ_p se debe relacionar con los valores nodales de ϕ . Los esquemas de advección implementados por ANSYS CFX son de la forma:

$$\phi_{ip} = \phi_{up} + \beta \nabla \phi \cdot \Delta \bar{\gamma} \quad (3.14)$$

Donde ϕ_{up} es el valor en el nodo del upwind (Aguas arriba), y $\bar{\gamma}$ es el valor desde el nodo upwind al ip. Al usar una combinación específica, $\nabla \phi$ es el promedio de los gradientes nodales adyacentes y cuando se usa un esquema de alta resolución $\nabla \phi$ es el gradiente nodal del nodo upwind. La opción particular de β es la que da lugar a los diferentes esquemas.^[6]

En el presente estudio se utilizó el esquema diferencial upwind de primer orden (UDS), para el cual $\beta = 0$. Muchos de los diferentes esquemas desarrollados en CFD se basan en aproximaciones de las series de expansión (tales como las series de Taylor) para funciones continuas. Mientras más términos de expansión son usados en el esquema diferencial, más exacta será la aproximación (pero a expensas de una carga computacional creciente). UDS es muy robusto (numéricamente estable) y está garantizado para no introducir sobrestimaciones y subestimaciones no físicas. Sin embargo, es también susceptible a un fenómeno conocido como difusión numérica.^[6]

3.3. CRITERIO DE CONVERGENCIA

ANSYS CFX calcula residuos normalizados para cuantificar la convergencia de los problemas simulados. El solucionador emplea el residuo normalizado para detener una ejecución cuando se ha alcanzado un nivel de residuo específico. La tasa de convergencia por la Ec. (3.15), en la cual R_n es el residuo de la iteración y R_{n-1} es el residuo de la iteración anterior.

$$Rate = \frac{R_n}{R_{n-1}} \quad (3.15)$$

El software permite seleccionar el criterio para detener la ejecución entre dos normas disponibles para el cálculo de los residuos.

La norma “Raíz del Promedio de los Cuadrados” (RMS por sus siglas en inglés), la cual eleva al cuadrado el residuo normalizado en cada volumen de control del dominio, luego suma esos cuadrados, los promedia y finalmente saca la raíz cuadrada a este valor:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (r)^2} \quad (3.16)$$

Donde, n es el número de volúmenes de control en el dominio y r es el residuo en cada uno de esos volúmenes.

La segunda norma conocida como MAX establece que el valor del residuo es igual al valor absoluto del máximo residuo en todo el dominio:

$$MAX = \max|r| \quad (3.17)$$

En esta investigación se utilizó como criterio de convergencia la norma RMS con un nivel de convergencia o límite de residuo de 1×10^{-4} , el cual fue considerado como un nivel bueno y recomendado para los cálculos de ingeniería. En la Fig. 3.9 se muestra una pantalla de convergencia de una solución obtenida durante la presente investigación.

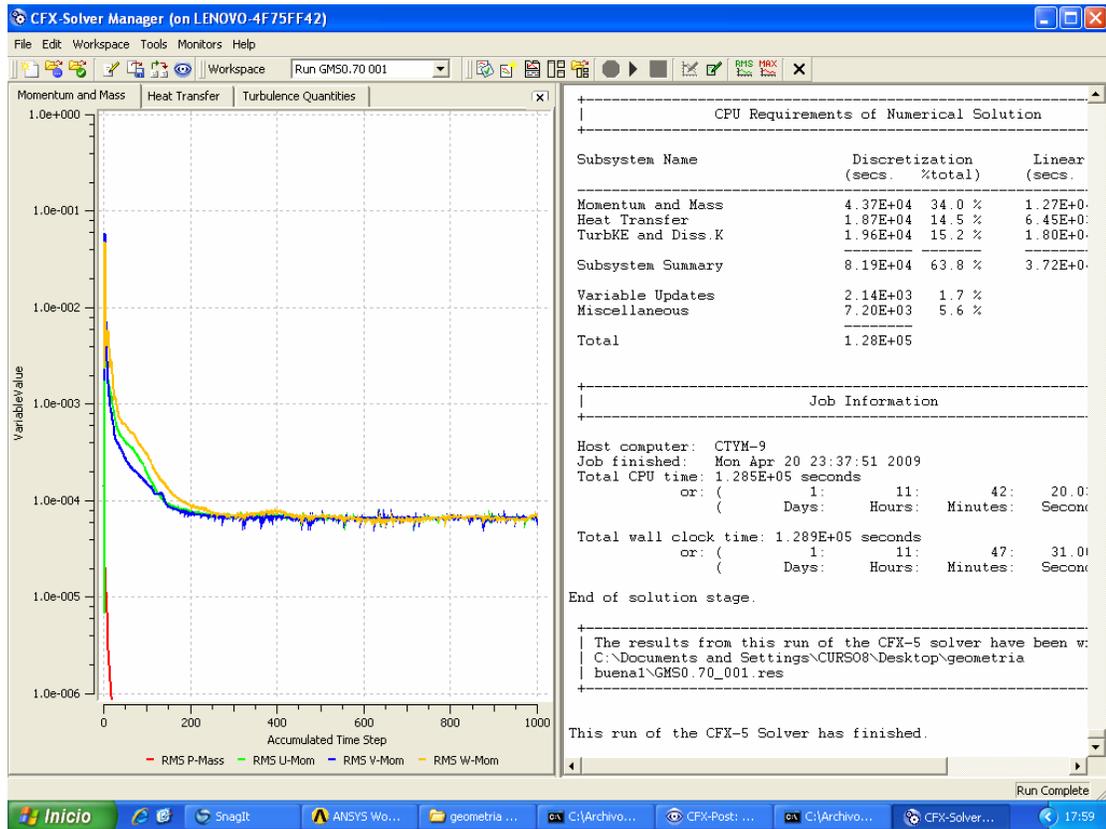


Figura 3.9. Presentación de Resultados de Acuerdo al Criterio de Convergencia

CAPÍTULO 4

DESARROLLO COMPUTACIONAL

4.1. METODOLOGÍA DE LA SIMULACIÓN EN CFD

La metodología empleada para realizar los análisis de CFD (Computational Fluid Dynamics) sigue una serie de pasos secuenciales, Primero se define la geometría de la región de interés (Pre-procesador), luego pasa a la solución numérica de las ecuaciones de flujo de fluidos involucradas en el fenómeno físico (procesador) y luego pasa a la visualización de resultados del problema objeto del estudio (post-procesador). En el esquema de la Fig. 4.1 se muestra los pasos que se siguen durante la simulación CFD.

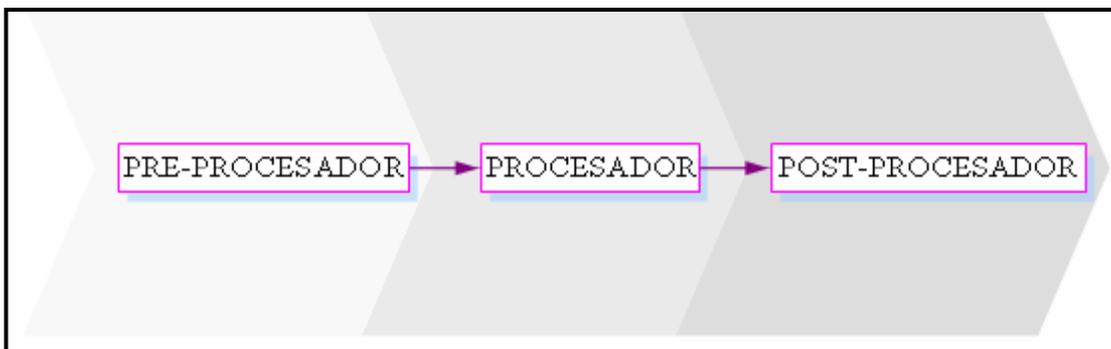


Figura 4.1. Diagrama del proceso de simulación con CFD

4.1.1. Pre-Procesador

Este es el primer paso de una simulación por CFD usado para crear la información requerida por el solucionador. El procesamiento comprende la creación del modelo computacional, el cual se define mediante las siguientes etapas:

1. Creación de la geometría.
2. Especificación de dominios y sub-dominios del flujo.
3. Creación de la malla para el dominio del fluido

4. Introducción de las condiciones de borde del problema a las superficies que conforman el dominio del fluido.
5. Especificación de las condiciones iniciales y/o suposiciones iniciales de velocidad, presión, temperatura, etc., como parámetros de inicialización para la simulación.
6. Especificación de los parámetros de solución que serán usados para resolver el problema.

Para la etapa de la creación de la geometría se utilizó el programa de CAD Solidwork y luego se exportó la misma a ANSYS WORKBENCH, como se muestra en la Fig. 4.2.

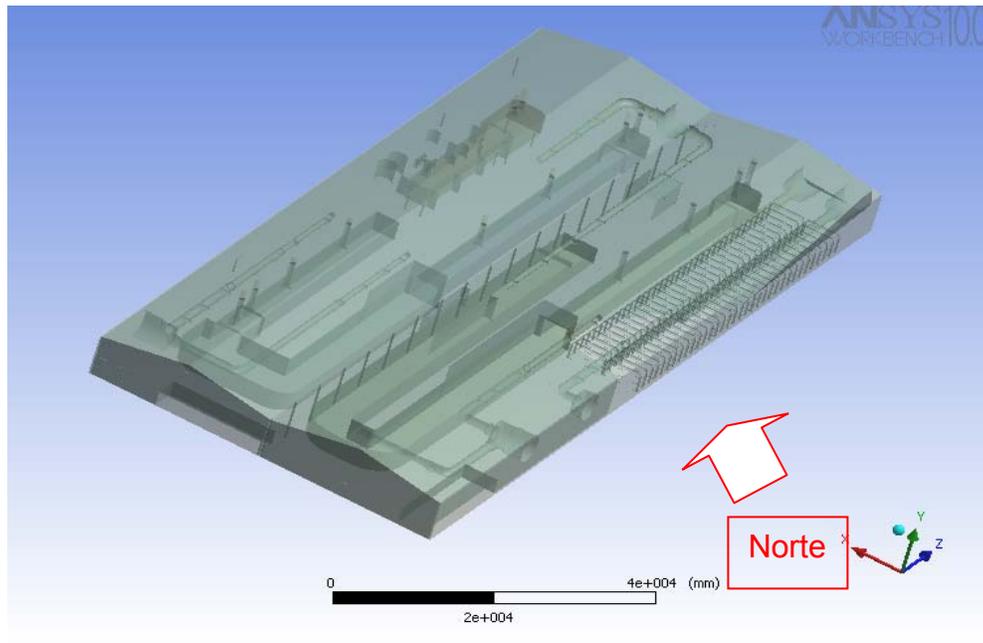


Figura 4.2. Geometría Exportada por ANSYS WORKBENCH para la simulación con CFD

Una vez creado los dominios (ventilación), como se muestra en la Fig. 4.3, se le aplicaron las condiciones de frontera, descritas en la sección 3.1

del capítulo anterior. Ingresando los valores de entrada y salida correspondientes a cada caso a estudiar. Se procede a realizar el mallado superficial y volumétrico y se especifican los parámetros para la convergencia de la solución.

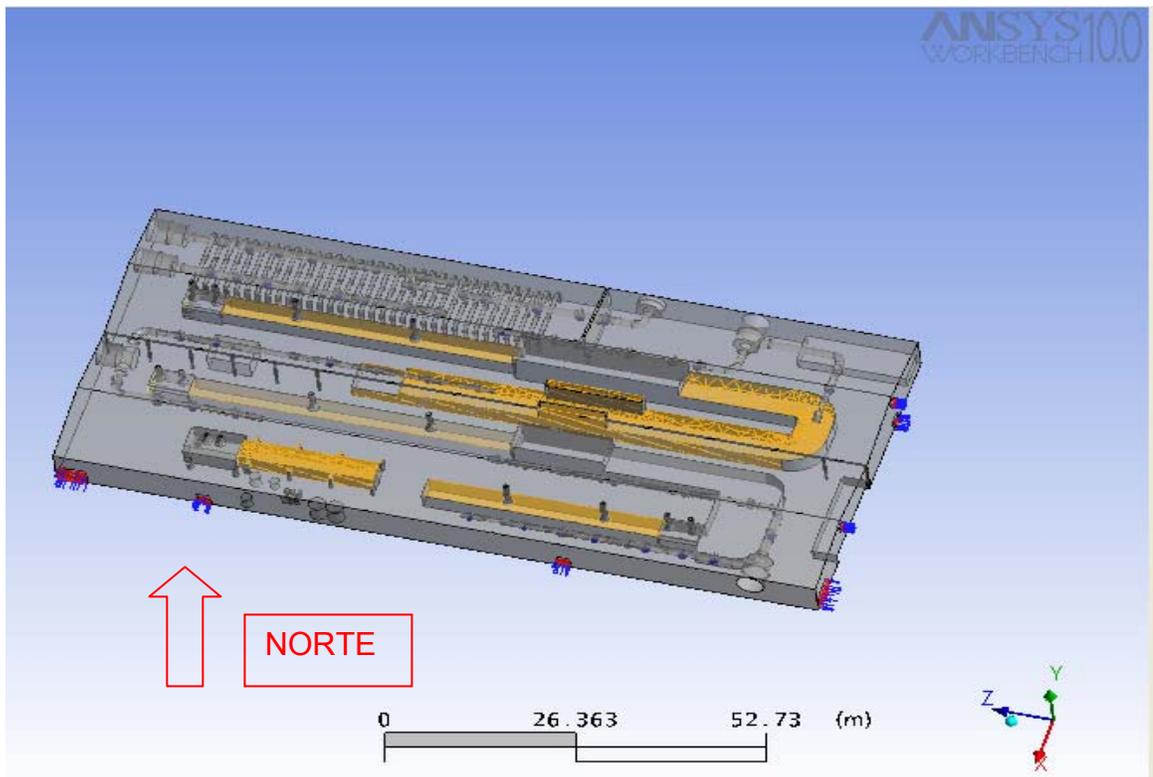


Figura 4.3.- Definición del dominio físico para el pre-procesador

4.1.2. Procesador

En este paso se resolvieron las ecuaciones gobernantes del problema, integrando las ecuaciones diferenciales parciales sobre todos los volúmenes de control tomando en consideración las leyes básicas de conservación (masa, momento y energía) para cada volumen de control. Estas ecuaciones integrales son convertidas a un sistema de ecuaciones algebraicas. La

solución de las ecuaciones es realizada por un método iterativo. En la Fig. 4.4, se muestra las variaciones de los residuos de conservación momento y masa transferencia de calor y turbulencia en el tiempo. Así como el tiempo computacional utilizado en la simulación (ver circulo rojo).

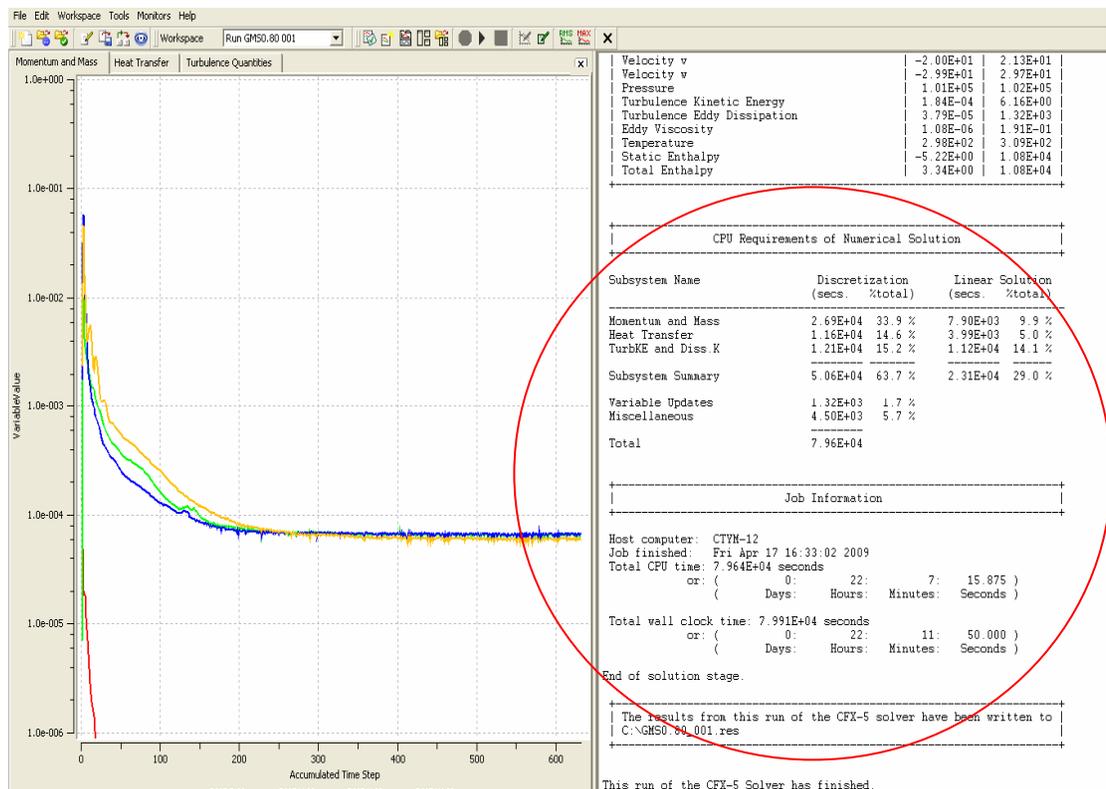


Figura 4.4- Representación de las iteraciones realizadas

4.1.3. Post-Procesador

En este paso se presentan y analizan los resultados. Algunas de las características del post-procesamiento son:

1. Visualización de la geometría y de los volúmenes de control.
2. Formas de descripción de flujo (vectores, líneas de corriente) y sus magnitudes.

3. Visualización de la variación de las variables escalares (presión, temperatura, densidad, etc.) a través del dominio.
4. Cálculos numéricos cuantitativos.
5. Animaciones, entre otras.

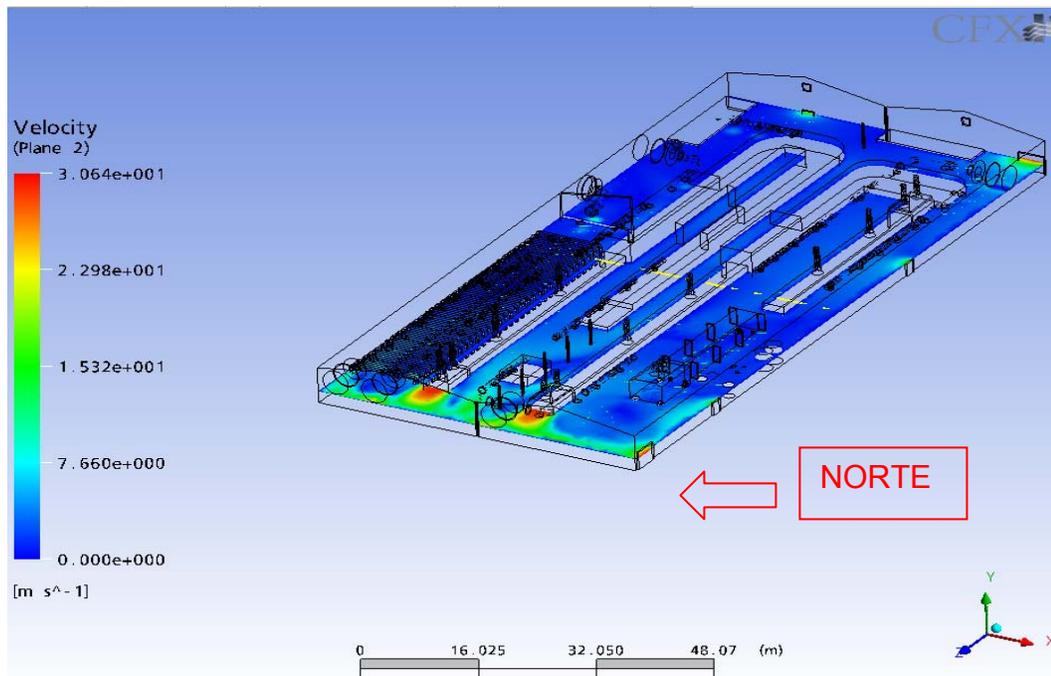


Figura 4.5. Representación los resultados mostrados por el post procesador

4.2. DISCRETIZACIÓN DEL DOMINIO FÍSICO Y ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DE LA MALLA

A partir del modelo físico, se realizó la generación de malla la cual se obtuvo a través de la aplicación CFX-Mesh, la discretización espacial del modelo CFD es definida y acoplada a la geometría en estudio y consiste en la división de este espacio en un conjunto de pequeños sub-dominios, los cuales con frecuencia son llamados volúmenes de control. Dicho proceso repercute directamente en la exactitud de los resultados obtenidos.

La malla generada para resolver las ecuaciones gobernantes del dominio en toda la geometría es del tipo no estructurada, en esta se empleó el método de mallado superficial de Delaunay [6] y en el mallado volumétrico se utilizó una técnica denominada, inflación de frontera avanzada (AFI), dentro de esta técnica se empleó el mecanismo de control (parámetros de mallado), dentro de todos los parámetros que contiene el software sólo fue utilizado el espaciado de la superficie de malla, este parámetro puede ser controlado a través de distintas técnicas. Para efecto de este estudio se empleó un espacio de cara usando resolución angular, la cual admite ángulos de 1° a 90° como se muestra en la Fig. 4.6, la cual permitió realizar refinamientos locales en la geometría. Este parámetro se ajustó hasta obtener un mallado superficial el cual no produjera errores y a su vez logrará realizar el mallado volumétrico.

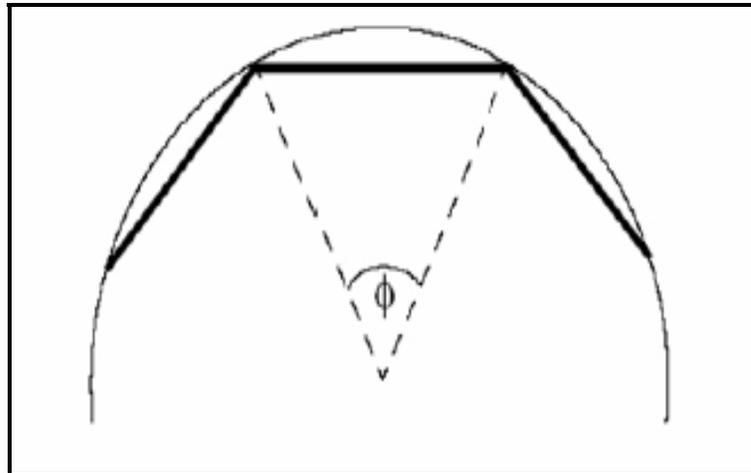


Figura 4.6.- Representación de la resolución angular

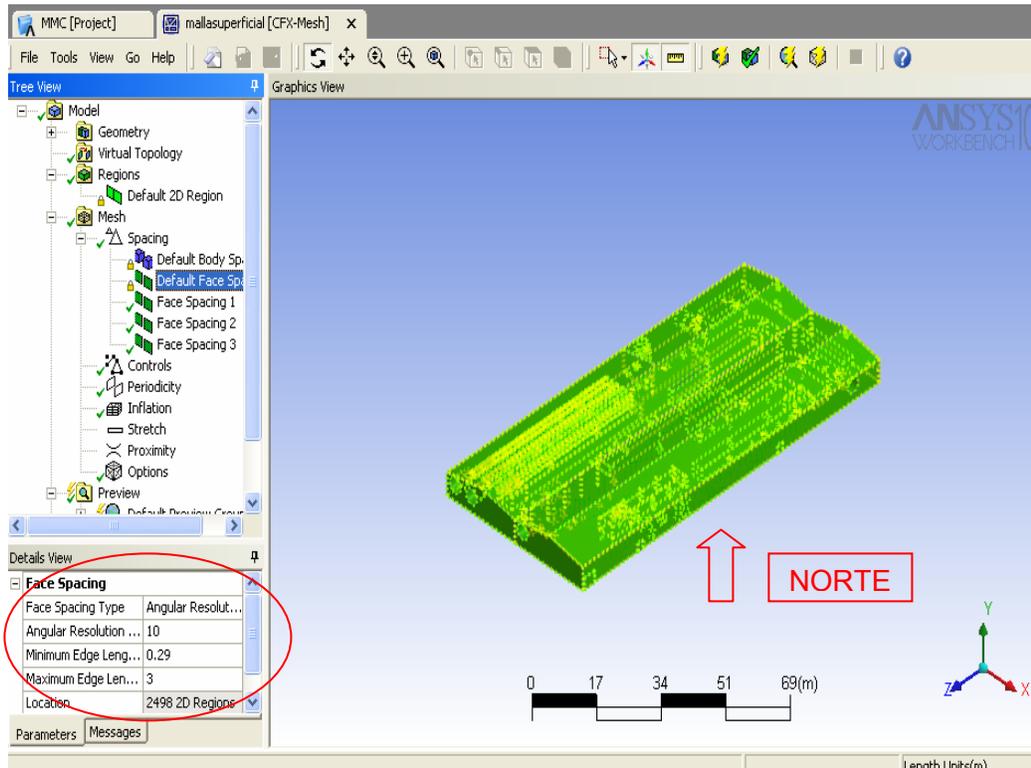


Figura 4.7. Refinamiento del mado empleando resolución angular

Es importante resaltar que en el parámetro de resolución angular que se usó, tuvo una variación desde el valor de 18, 16, 14 hasta 12. Estos valores arrojaban errores en el mado superficial de la geometría; lo que al correr el mado volumétrico arrojaba avisos de advertencia y se paralizaba el programa. Cuando se introdujo el valor de 10 en la resolución angular y reproducir el mado este no arrojó errores de geometría solo puntuales, como se muestra en la Fig. 4.7, lo que se corrigió realizando refinado de manera local.

Luego al realizar la discretización del dominio físico, la aplicación CFX-Mesh utiliza un parámetro conocido como GMS (Escala Global de Malla), éste parámetro permite variar la densidad de la malla, es decir, variar el

número de elementos de la malla computacional. El GMS toma valores entre 0.5 y 2; al variar este valor se obtiene lo siguiente: al hacerlo el valor más pequeño, se puede reducir el tamaño de los elementos por lo que se incrementa el número de elementos, luego al aumentar el valor, aumentamos el tamaño del elemento lo que a su vez hace reducir el número de elementos. El GMS es un factor importante en cualquier simulación numérica, ya que esto representa un aumento o disminución, según sea el caso, de los tiempos computacionales. Ahora un número de elementos alto involucra tiempos computacionales altos, además de las implicaciones del hardware disponible. A continuación se muestra la Fig. 4.8 donde se puede observar el mallado volumétrico.

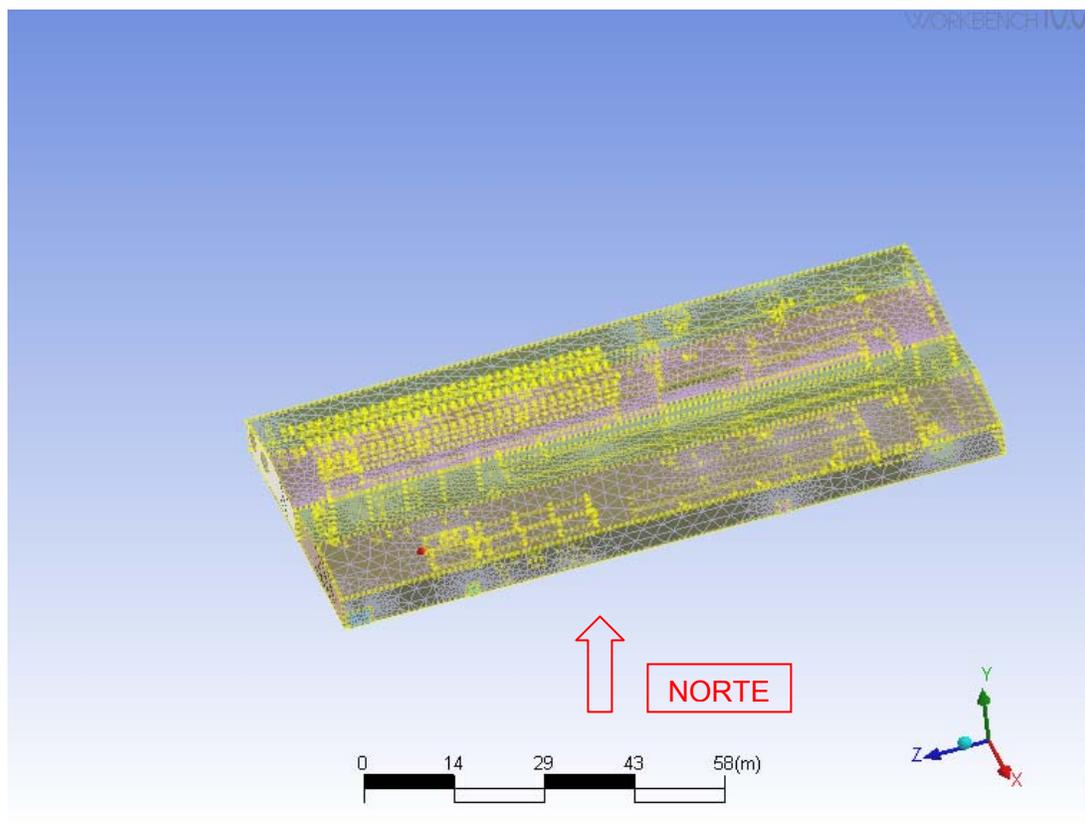


Figura 4.8. Representación del mallado de la geometría en estudio.

En el análisis de sensibilidad se tomaron 5 valores diferentes de Escala Global de Malla (GMS), para obtener los resultados de Temperatura y Velocidad, y una vez obtenidas estos se realizó el cálculo de error, para así escoger la maya con menor error.

En la Tabla 4.1 se muestra la información referente a los diferentes mallados realizados durante el estudio de sensibilidad de mallas.

Tabla 4.1. Número de elementos y escala global de malla

Malla	Numero de elementos	Escala GMS
1	1.685.626	0,70
2	1.683.200	0,80
3	1.689.078	0,90
4	1.690.004	0,95
5	1.700.844	1,0

En la Fig. 4.9, se presenta la variación de la temperatura del aire a lo largo de la línea trazada para el estudio. Esta línea fue ubicada en las siguientes coordenadas: centro del galpón de manera transversal (55 m); a una altura de 1,4 m del nivel del suelo y en todo lo ancho del galpón; para distintas variaciones de la escala global de mallado (GMS). Como se muestra en la Fig. 4.10.

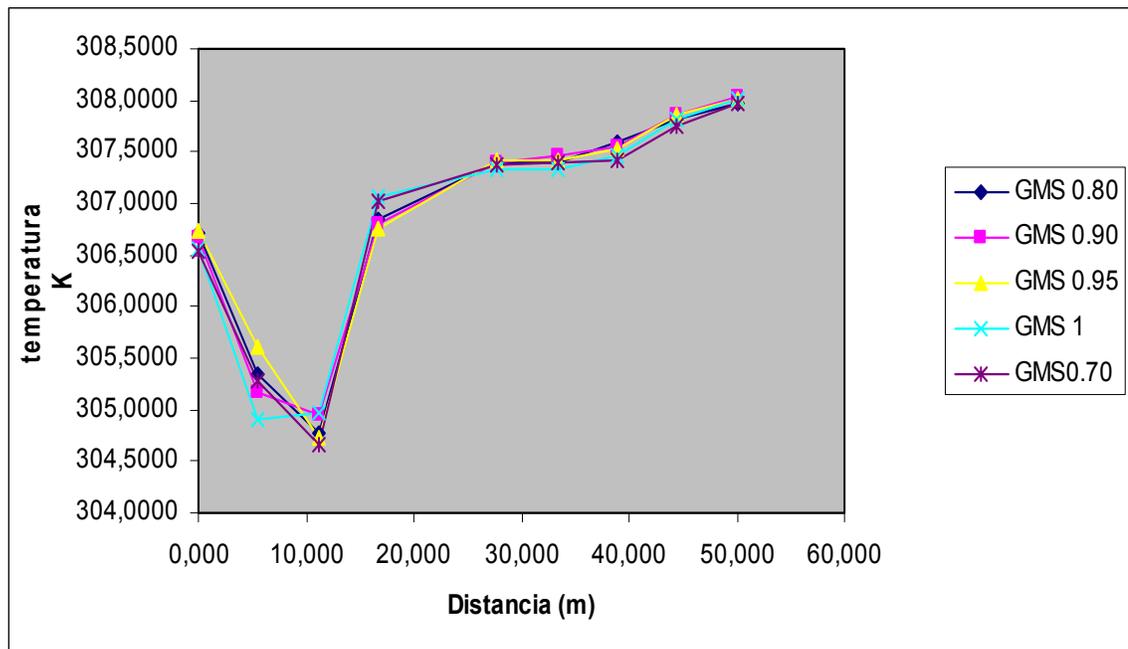


Figura 4.9. Variación de la Temperatura con la Distancia, para diferentes escalas de GMS

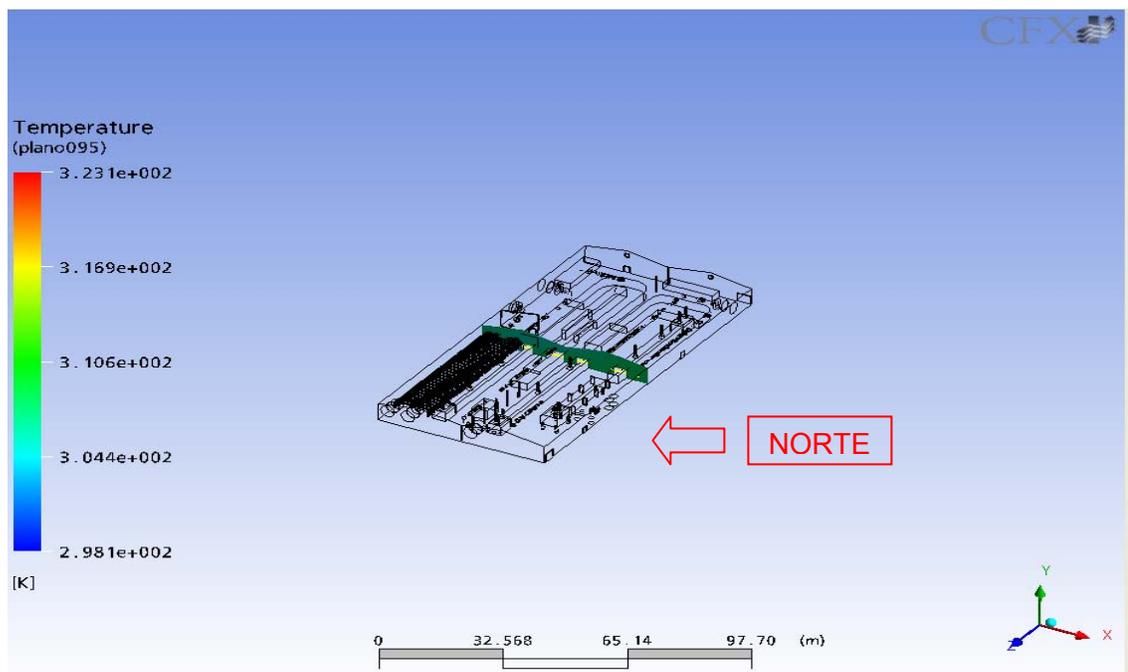


Figura 4.10 Ubicación del plano central del galpón donde esta ubicada la línea central

Con el fin de hacer más precisa la selección de la malla se procedió a calcular el porcentaje de error, tomando como referencia el perfil de temperatura obtenida con el mallado más fino (GMS = 0,70), este valor fue determinado mediante la ecuación:

$$E = \left[\frac{N_{\text{mayorN}^\circ\text{elementos}} - N_i}{N_{\text{mayorN}^\circ\text{elementos}}} \right] * 100\% \quad (4.1)$$

Donde:

N_i = Variación de Número de elementos

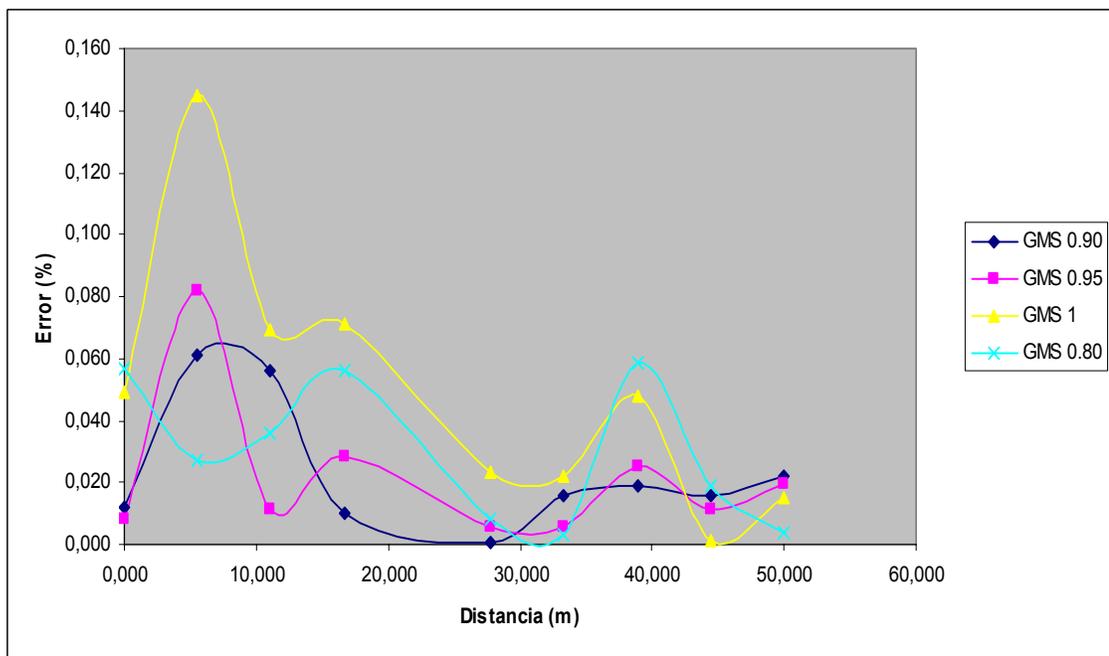


Figura 4.11. Variación de % Error con la distancia. Para diferentes escalas de GMS

Al observar las escalas de error se presenta, que la diferencia de error es muy pequeña, por lo que las tendencias de las curvas centrarían la escogencia entre el GMS de 0,90 y el GMS de 0,95. Pero no son

concluyentes, por lo que se requiere de un análisis adicional tomando en cuenta el tiempo computacional.

Luego del análisis del error, se analizaron los tiempos de cómputo de cada mallado, cuyo resultado se muestra en la Tabla 4.2 y Fig. 4.12.

Tabla 4.2. Tiempo Computacional y escala global de malla

Malla	Tiempo computacional	GMS
1	35 h 74min 13 s	0,70
2	22 h 11 min 50 s	0,80
3	22 h 12 min 51 s	0,90
4	20 h 50 min 43 s	0,95
5	27 h 13 min 8 s	1,0

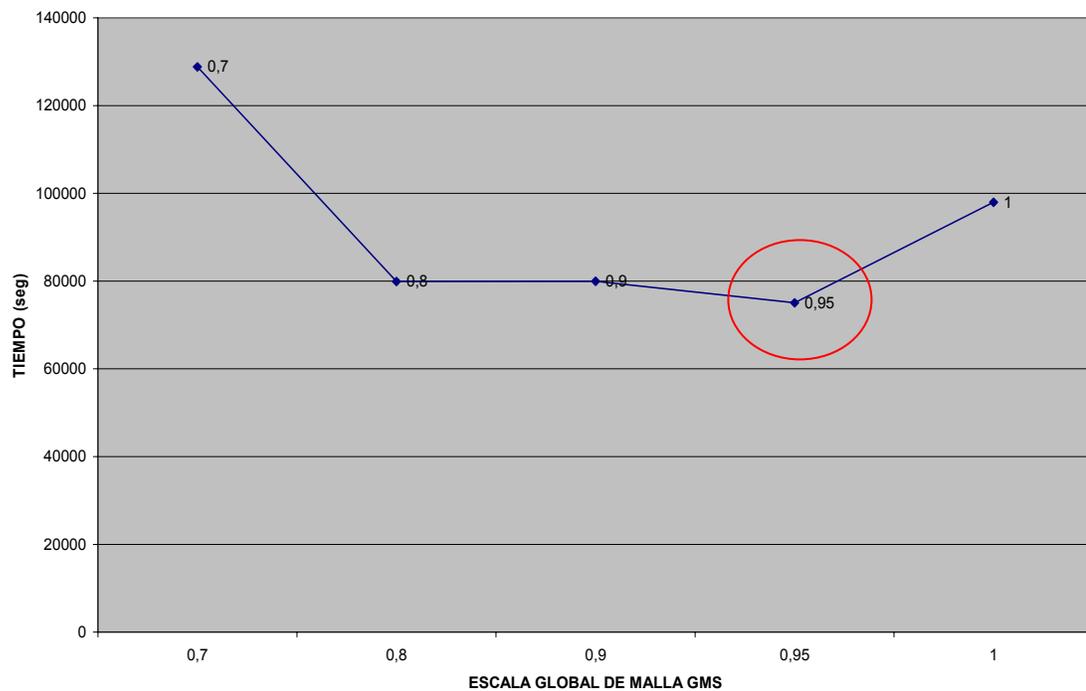


Figura 4.12. Variación del tiempo Computacional vs. Escala Global de Malla.

Observando los diferentes comportamientos de las curvas, tanto Fig. 4.11, donde se muestra las tendencias de todas las curvas de manera muy similar, reflejándose la curva para una escala global de malla GMS de 0,95 con menor error y observando la Fig. 4.12, donde el tiempo computacional para el GMS de 0,95 es menor que todos. Se concluye que el mejor refinamiento por la escala global de malla a escoger para nuestro estudio es el valor de GMS de 0,95. .

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1. CONVERGENCIAS DE LA SIMULACIÓN

Durante la solución numérica del problema se generaron las curvas de residuo de las variables del sistema en función de los pasos de tiempo acumulados, conocidas también como iteraciones, las cuales se hallan en norma RMS (Root Mean Square). En la Fig. 5.1 se pueden apreciar el comportamiento de las variables calculadas de la ecuación de continuidad (P-mas); y cantidad de movimiento de las velocidades en las direcciones X (U-Mon), Y (V-Mon) y Z (W-Mon). La variable P-mas alcanzó el nivel de convergencia de 1×10^{-4} más rápido (19 iteraciones) que todas las demás variables. La convergencia de las variables de velocidad en la dirección "X" (U-Mon) convergió a las 168 iteraciones, en la dirección "Y" (V-Mon) convergió después de 152 iteraciones y en la dirección "Z" (W-Mon) convergió a las 178 iteraciones, sin embargo, estas variables siguieron iterando cuyo comportamiento dependió de la variable energía.

La variable del modelo de turbulencia (RMS $K-\epsilon$) convergió en la iteración 95, como se muestra en la Fig. 5.2, sin embargo, esta variable siguió iterando hasta parar en más de 910 iteraciones. El comportamiento final de las variables fue definido por la variable de transferencia de calor (RMS-H Energy), la cual convergió en la iteración 910, debido a que fue en ese valor que alcanzó la norma RMS del valor fijado 1×10^{-4} y consumiendo un tiempo computacional de 20 h 50 min 43 s. Como se muestra en la Fig. 5.3

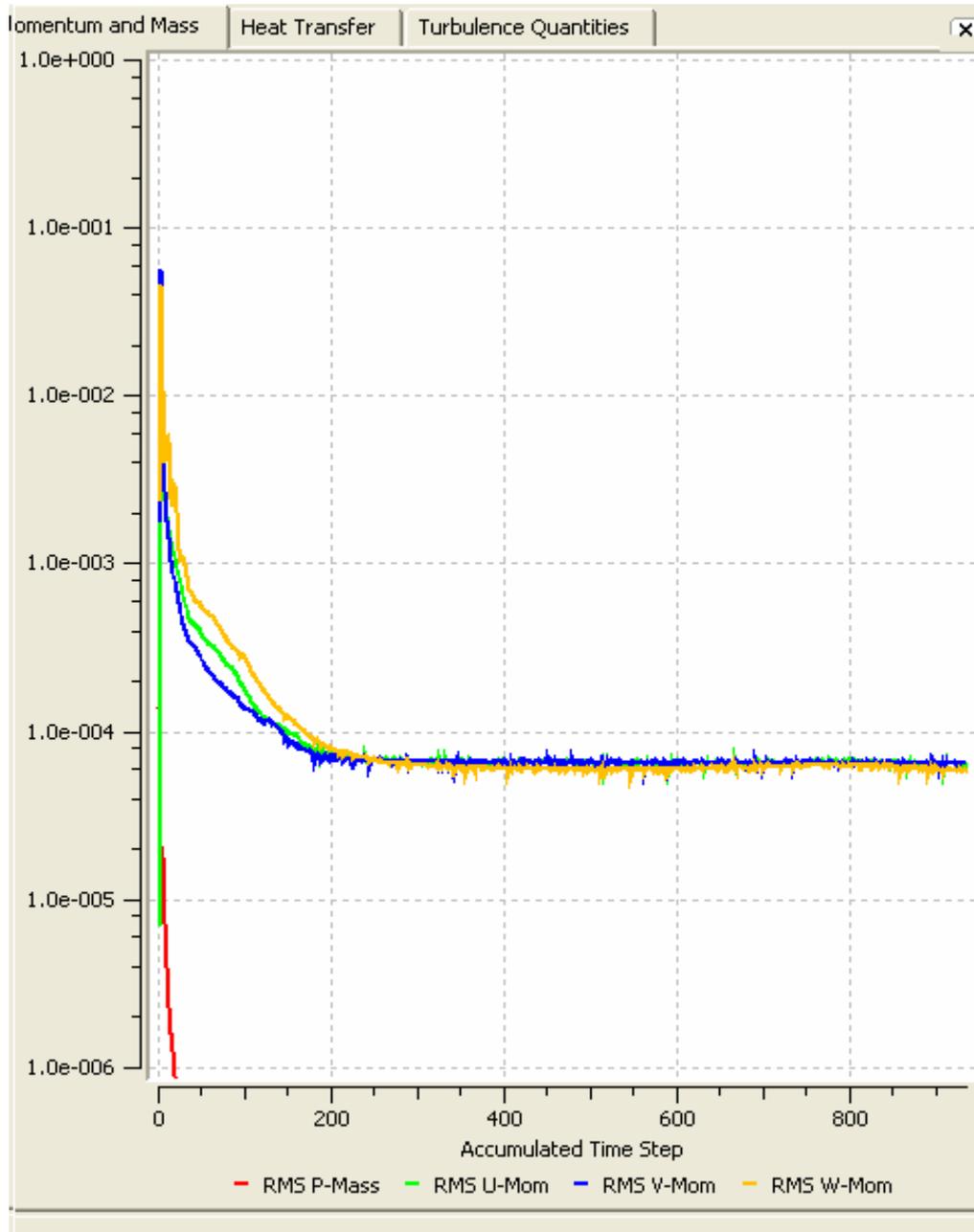


Figura 5.1. Convergencia de las variables de Cantidad de Movimiento

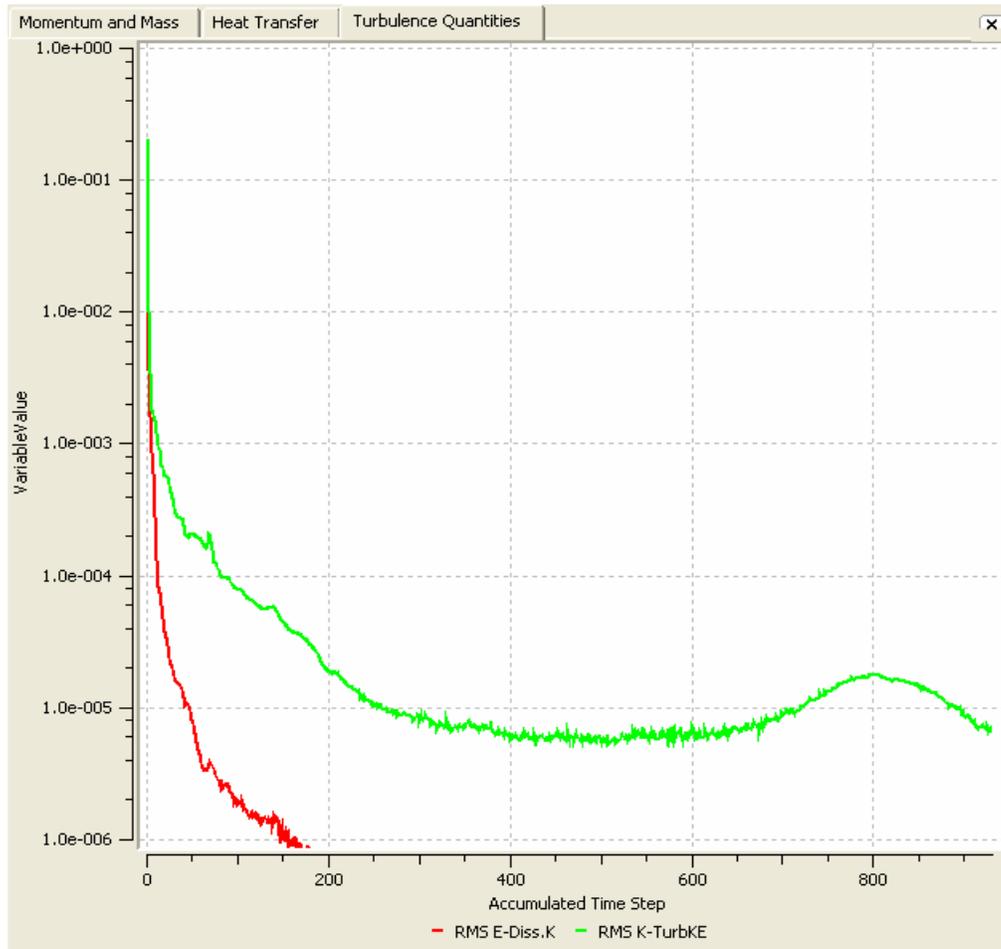


Figura 5.2. Convergencia de las variables de Turbulencia

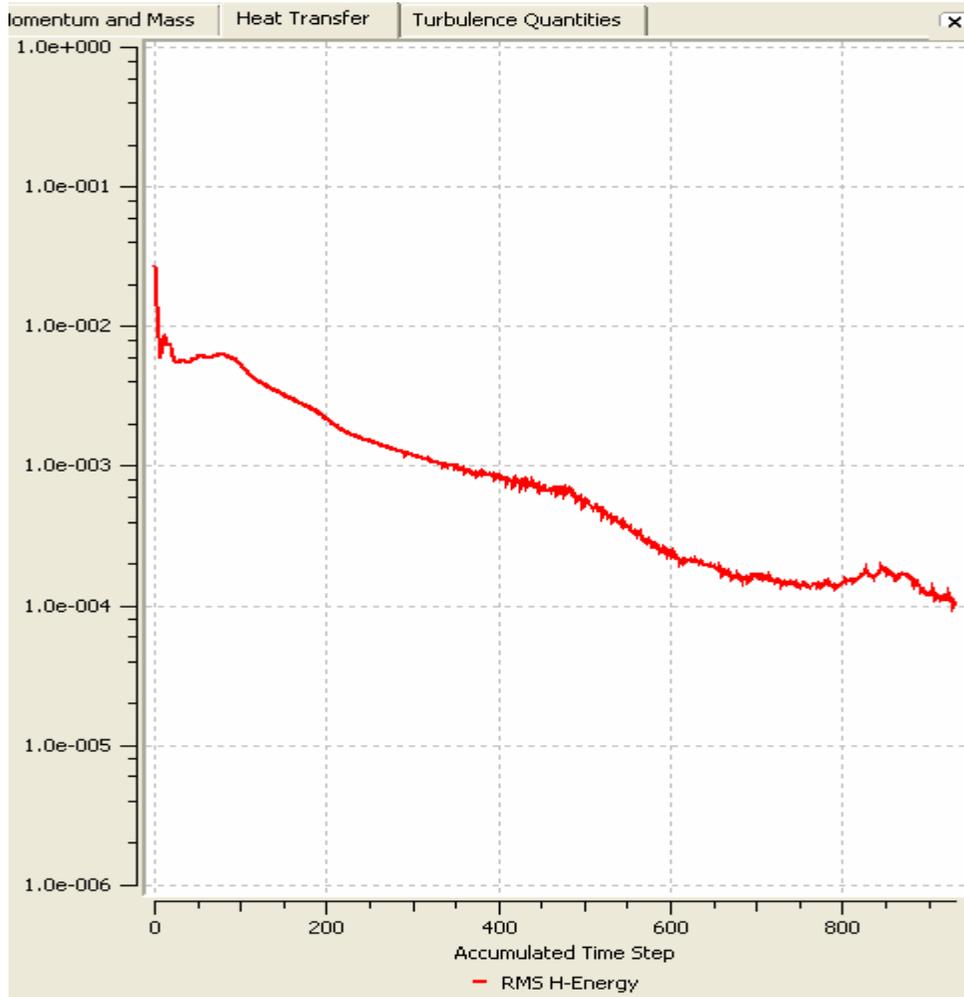


Figura 5.3. Convergencia de las variables de la Energía

Es de resaltar que para los tres casos donde se variaron las condiciones de entrada del dominio, además del caso tomado para la validación la tendencia en la convergencia de estas simulaciones se comportó de manera similar. Lo que se representa en el Apéndice E.

5.2. VALIDACION DE LOS RESULTADOS

Para la validación de los resultados de esta investigación se realizó la toma de datos dentro del galpón a las 6:30 am, tanto de las condiciones de

operación de los equipos, como de los valores de temperatura del ambiente interno. Las lecturas fueron tomadas con el equipo de Monitor de Estrés, el cual cumple con la Norma COVENIN 2254-95.

Las mediciones de temperatura fueron tomadas describiendo una línea imaginaria dentro del galpón a aproximadamente 85 m, de la pared oeste, y a una altura de 1,4 m desde el nivel del suelo, como se muestra en la Fig. 5.4, donde se observa en color amarillo los puntos de intersección de las diferentes líneas donde se colocó el Equipo de Monitor de Estrés. En las 5 intersecciones se tomaron los valores de temperaturas.

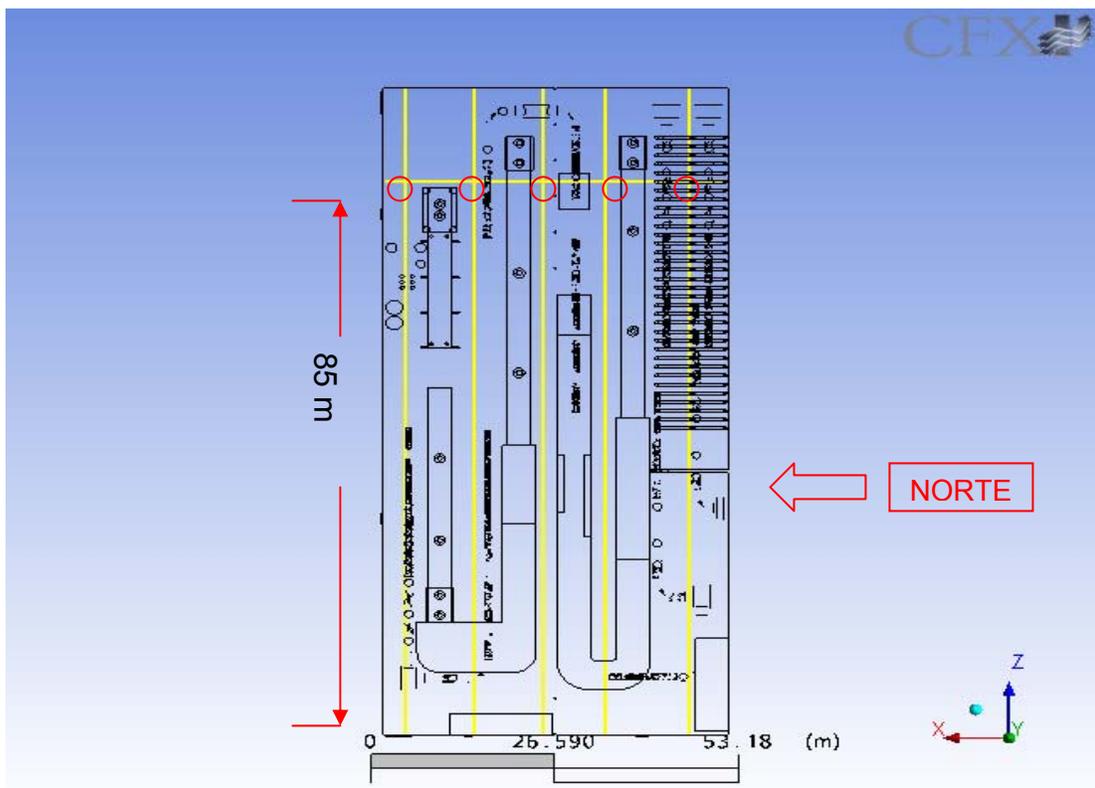


Figura 5.4. Puntos de intersecciones entre líneas imaginarias para validación,

Los valores de temperatura que se requirieron para la validación, se obtuvieron al realizar la simulación con valores de reales de operación a esa hora, es decir, a las 6:30 a.m., los cuales se muestran en la Tabla 5.1.

Para el cálculo del error se tomó como base lo siguiente:

$$\% E = \frac{|T_{EXP} - T_{SIM}|}{\Delta T_{\max}} * 100$$

Donde:

T_{EXP} = Temperatura medida experimentalmente

T_{SIM} = Temperatura obtenida mediante simulación

ΔT_{\max} = Diferencia de temperatura máxima del sistema – Temperatura
Mínima del sistema

$$\Delta T_{\max} = 50^{\circ} C - 25^{\circ} C = 25^{\circ} C$$

Tabla 5.1. Tabla comparativa de temperaturas simulada y experimental

Líneas	Temperatura Simulador (°C)	Temperatura Experimental(°C)	%Error
47 m	28,90	26,90	8
37 m	28,90	27,20	6,80
27 m	28,70	26,70	7,69
18 m	28,50	26,80	7,6
6 m	25,40	26,70	5,2

El error máximo obtenido es de 8%, el cual, numéricamente es aceptable. Este error se debe a los siguientes factores incontrolables:

- Error del instrumento.
- Error de medición, ya que las mediciones no se hacen simultáneamente en todos los puntos, sino que se traslada el equipo de una zona a otra. Lo que pudo incidir en las lecturas ya que se debe esperar un tiempo para que el equipo se estabilice y arroje la lectura verdadera, lo que por razones operacionales de la planta no se pudo realizar.
- Las condiciones no son completamente estacionarias.
- Errores numéricos (discretización y redondeos).
- Variables incontrolables operacionales y ambientales.
- Efecto de la carga calórica de las personas y los aislamientos de los equipos.

5.3. ANÁLISIS DE LOS CAMPOS DE TEMPERATURA Y VELOCIDAD PARA LAS CONDICIONES DE REFERENCIA.

5.3.1. Análisis de Temperatura en el Plano Central

Las condiciones de borde utilizadas para la primera simulación, y que sirven de patrón fueron descritas en la sección 3.1. Se dibujó una línea a una altura de 1,4 m, en el centro del galpón, a lo ancho del mismo, donde se elaboró un plano transversal, como se indica en la Fig. 5.5, donde se puede observar el mapa térmico para este plano. Esta representación muestra unas partes color azul claro, que es una escala de temperaturas bajas, y una zona verde, que indican mayor temperatura.

El rango de temperatura de este plano oscila entre los 25°C (298K) y los 37°C (310K), como temperatura mínima y temperatura máxima,

respectivamente. Las zonas de color azul son zonas más frías producto de la presencia de los ductos de ventilación forzada, los cuales al descargar el aire por sus difusores se dispersan enfriando dichas zonas. Lo que no sucede en las zonas verdes donde se observa muy poca presencia de ductos de ventilación, por lo que no existe una buena descarga de aire lo que hace aumentar la temperatura del aire dentro del galpón. Además de las zonas ubicadas alrededor de las paredes de los hornos, las cuales se puede visualizar, de acuerdo a la escala térmica representada en la Fig. 5.5, que la temperatura cercana a estas paredes, de color verde mas intenso, se calienta producto de la emisión de temperatura por las mismas.

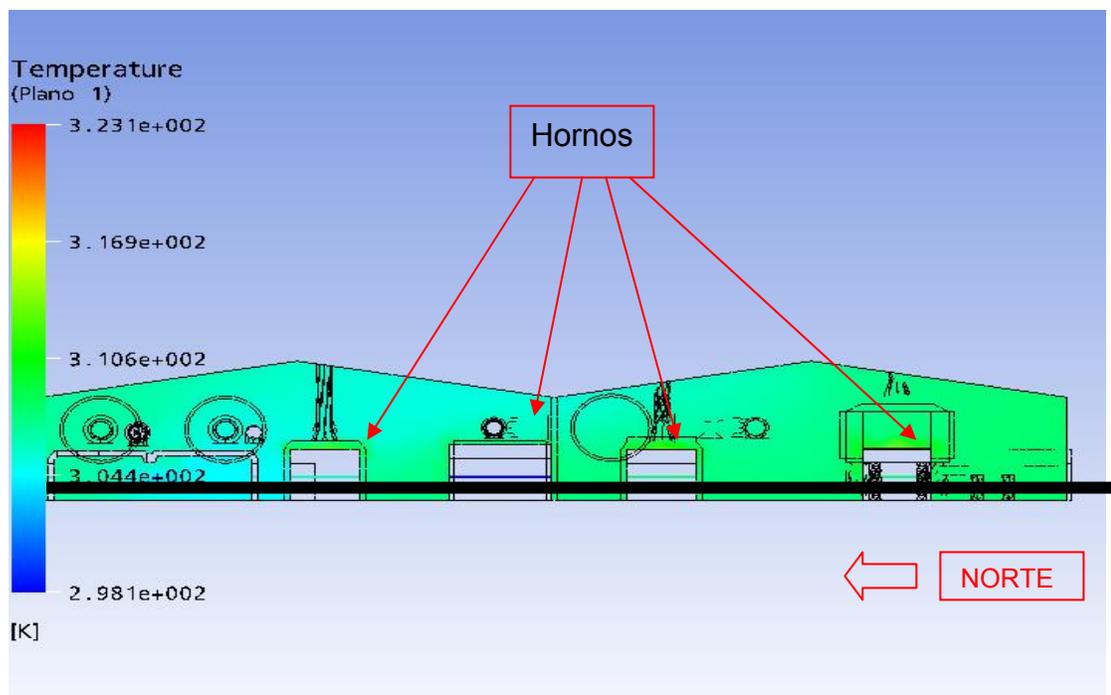


Figura 5.5. Plano Transversal de Temperatura con línea, para la toma de data

En la Tabla 5.2 se puede observar los valores de temperatura y velocidad obtenidos en una línea imaginaria ubicada a 1,4 m del suelo del plano ubicado en el centro del galpón como se observó en la Fig. 5.5.

Tabla 5.2. Distancia, Velocidad y Temperatura para el plano transversal

Distancia (m)	Velocidad (m/s)	Temperatura
0,0000	2,3013	33,55
5,5556	1,8170	32,45
11,1111	2,2237	31,55
16,6666	1,1619	33,60
27,7777	2,4734	34,27
33,3333	1,5970	34,27
38,8888	3,0157	34,37
44,4444	2,7891	34,70
50,0000	2,4306	34,87

En la Fig. 5.6 se puede observar el comportamiento de la temperatura a través del ancho del galpón donde se refleja una temperatura mayor en las adyacencias de la pared perteneciente a la zona del tren de fosfatizado (lado derecho de la Fig. 5.6, 50 m) donde la temperatura es (308K) 35°C como consecuencia de la temperatura del tren de fosfatizado, además de la falta de ducteria de descarga de flujo de aire en esa zona. Así mismo se observa una disminución de la temperatura en la zona de reparación final (parte izquierda de la Fig. 5.6), es decir, entre los cero y los 16 metros. Lo que corresponde a una zona de donde existe la mayor cantidad de salidas de descarga del sistema de ventilación forzada.

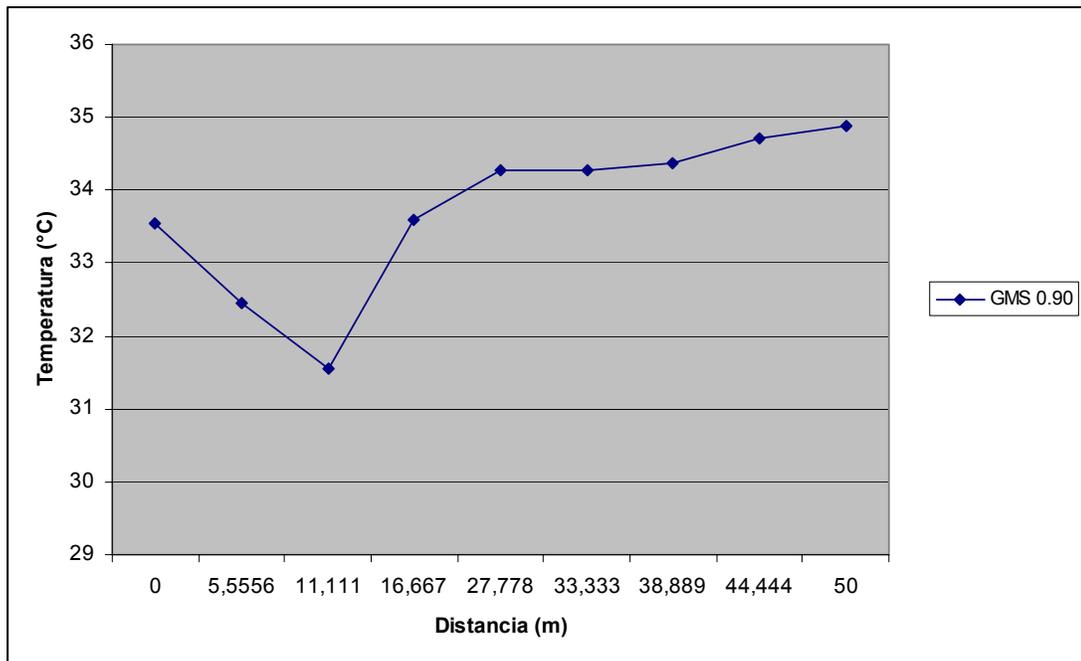


Figura 5.6. Variación de la Temperatura con la Distancia. Plano central

5.2.2. Análisis de Velocidad en el Plano Central

Con las mismas condiciones usadas para el análisis de la sección anterior 5.3.1. En la Fig 5.7 se observa un mapa de velocidades, en el cual, de acuerdo a la escala de velocidades, el color azul es indicativo de bajas velocidades, que son las reflejadas en gran parte del plano seleccionado. El cambio o aumento de las velocidades se ve manifestado en el cambio de color a un azul más claro, esto producto de las salidas de velocidad que se descargan al galpón desde los túneles de enfriamiento de los hornos o desde las descargas de los ductos de ventilación.

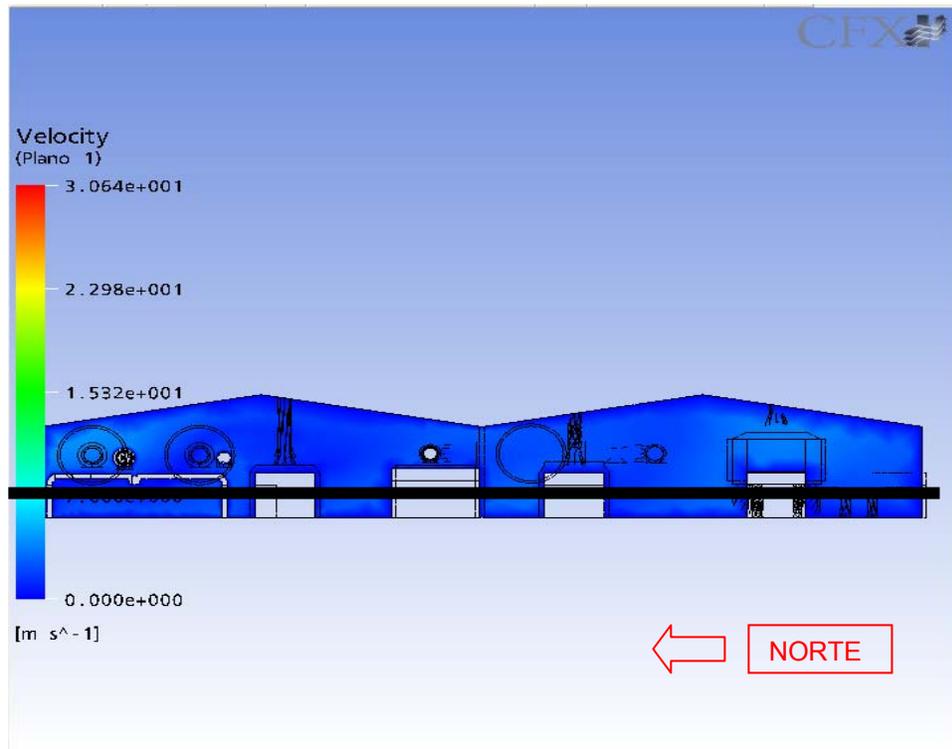


Figura 5.7. Mapa de Velocidad. Plano central

En la Fig. 5.7 se muestra que la velocidad fluctúa entre 3 y 1,2 m/s. Esta fluctuación se debe al efecto de los movimientos del aire por los ductos, así los puntos de mayor velocidad se encuentra localizado a 11,1 m; 28 m y 39 m de la pared izquierda. Estas fluctuaciones se deben a que en estas distancias están ubicadas las descargas de los túneles de enfriamiento, que expiden el aire dentro del galpón con una velocidad de 29 m/s, lo que hace que en sus zonas adyacentes se alcancen mayores velocidades que en las demás zonas como se puede observar en la Fig. 5.8.

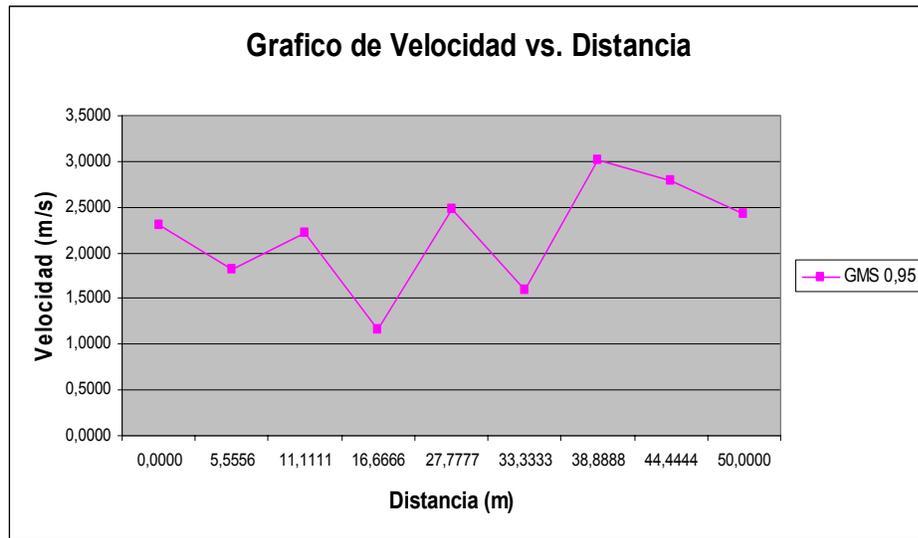


Figura 5.8. Variación de la Velocidad con Distancia para el plano central

5.3.3. Análisis de temperatura en el plano Longitudinal

En la Fig. 5.9 se muestra el plano longitudinal analizado, ubicado a 2 m del nivel del suelo, se puede observar que de acuerdo a la escala de colores, la temperatura predominante es menor a 310 K (36,85°C), con unas condiciones de entrada de aire al dominio de 25°C y operando todos los equipos, como hornos, cabinas y equipos que emiten calor. Esto último se puede corroborar en las tablas del Apéndice A. Por otra parte, las zonas azules son zonas que de acuerdo a la escala de colores es de más baja temperatura, las cuales están alrededor de 304 K es decir, a unos 31°C. Esto se produce por el efecto de la ventilación forzada, que permite una disminución de dicha temperatura dentro del galpón. Es decir en las zonas adyacentes a las ducterías se puede observar una disminución de la temperatura, lo que no ocurre en la zona de salida de los túnel de enfriamiento, ya que las temperaturas de salida del aire de estas zonas se producen a mayor temperatura, que la descarga de aire producida por los ductos de ventilación para esta otra condición.

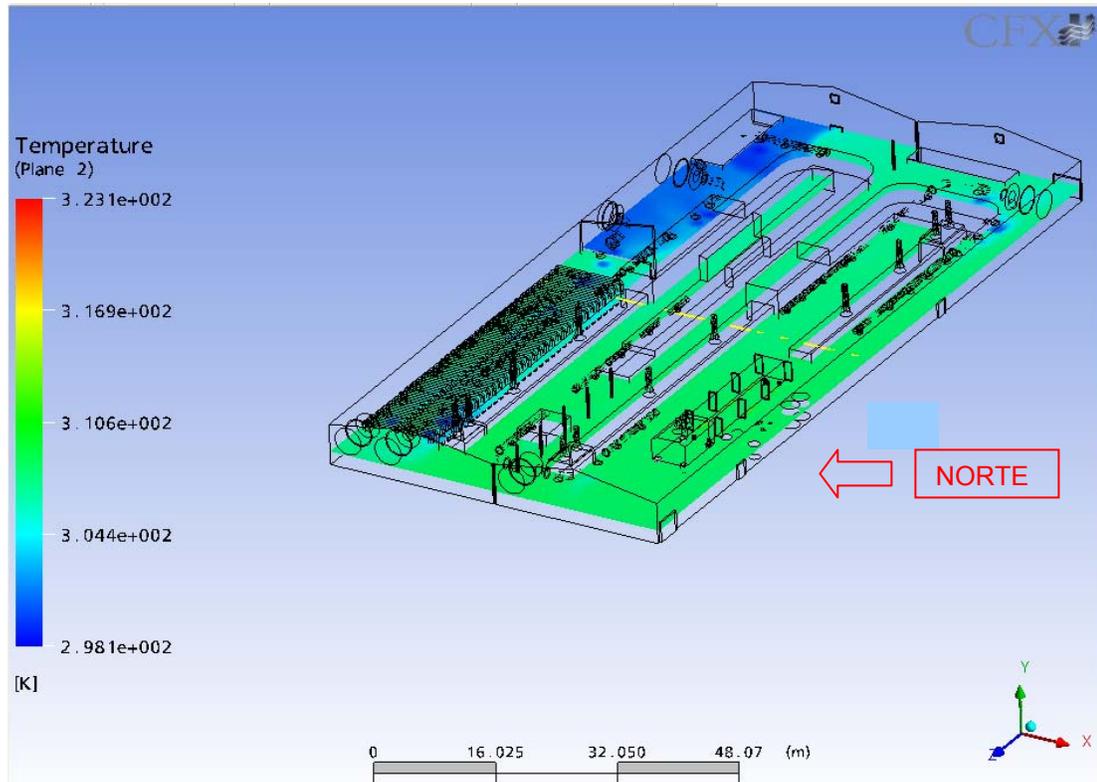


Figura 5.9. Mapa de temperatura para un plano logitudinal

5.3.4. Análisis de los Campos de Velocidad en el Plano Longitudinal

Al observar la Fig. 5.10 se observa el mapa de velocidades, donde en su mayoría las zonas mostradas son de color azul, las mismas poseen una velocidad de entre 1 y 3 m/s que es baja velocidad, de acuerdo a la escala de colores graduada. Y las zonas cuyo color tiende a naranja, son zonas de alta velocidad, producto de las salidas de aire del galpón y de las salidas del aire de los túneles de enfriamiento de unidades a la salida de los hornos. Estas velocidades van disminuyendo cuando chocan con las paredes del galpón y en la medida que se van disipando a lo largo del galpón.

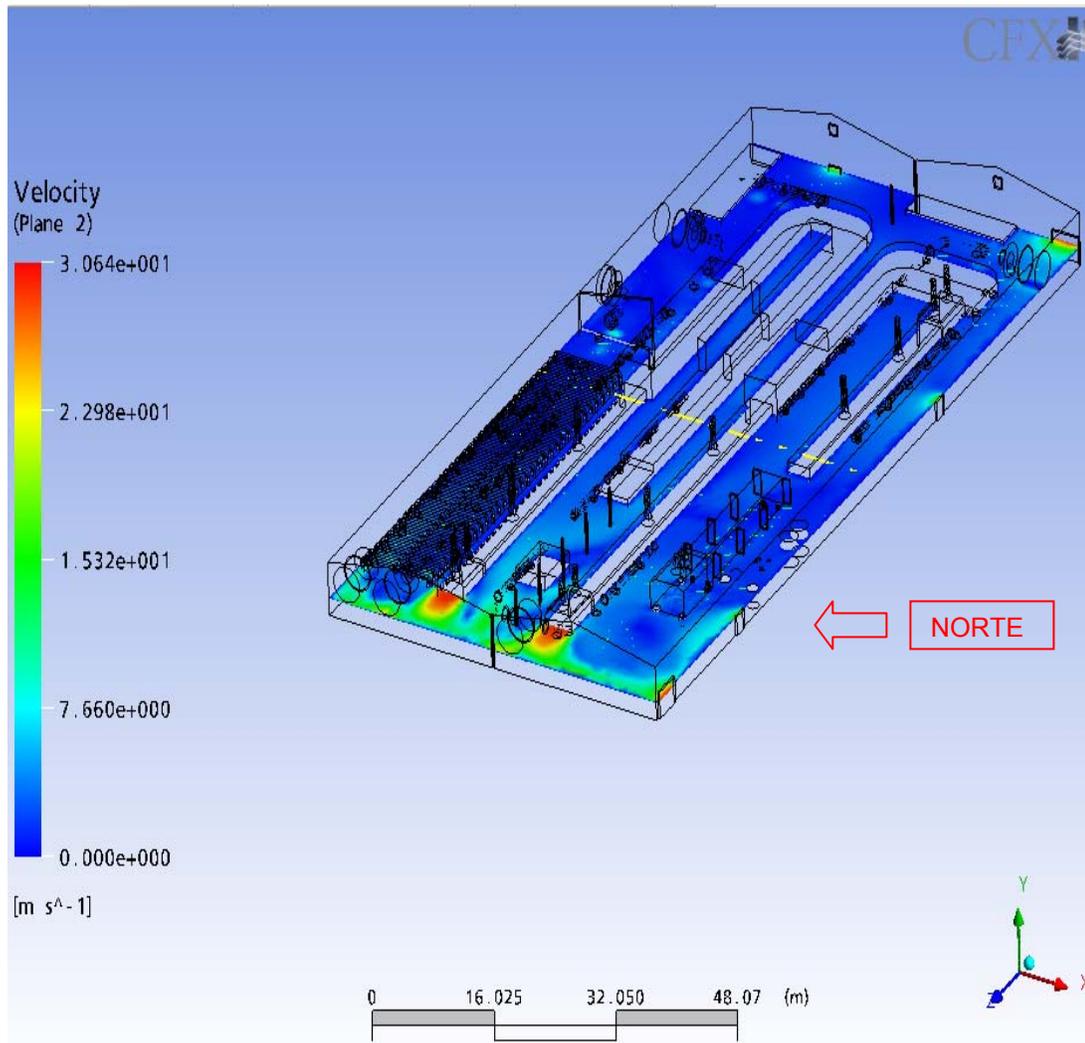


Figura 5.10. Mapa de Velocidades para un plano longitudinal

En la Fig. 5.11 se muestra la intensidad de las velocidades, representado por las líneas de corrientes que circulan dentro del galpón en el plano longitudinal.

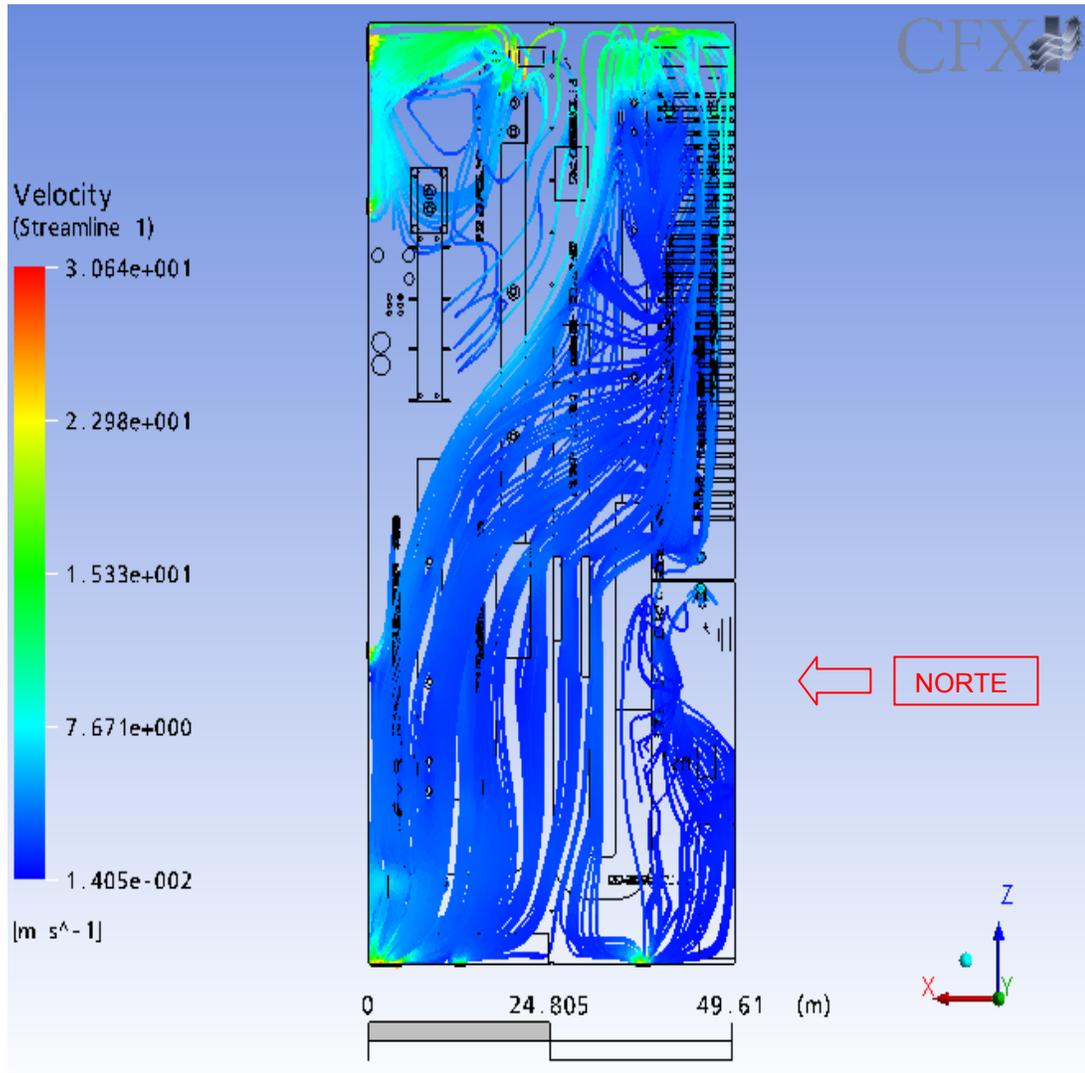


Figura 5.11. Mapa de Velocidades donde se representan las líneas de corrientes de aire

El flujo de aire que sale de los ductos de ventilación, en la parte derecha del dibujo, describen una trayectoria de color azul, y recorren el galpón de derecha a izquierda, uniéndose con las corrientes de aire que salen a mayor velocidad, de los túneles de enfriamiento. Estas líneas describen una trayectoria donde se observa que el fluido se acelera cuando encuentra salidas a la atmósfera desde el galpón (ver por ejemplo, esquina

inferior izquierda del galpón en la Fig. 5.11). También se puede observar que la zona perteneciente a la zona de fosfato, parte superior izquierda del dibujo, el aire que sale del túnel de enfriamiento del horno de fondo, es empujado hacia las salidas cercanas al túnel de fosfatizado donde aumenta su velocidad.

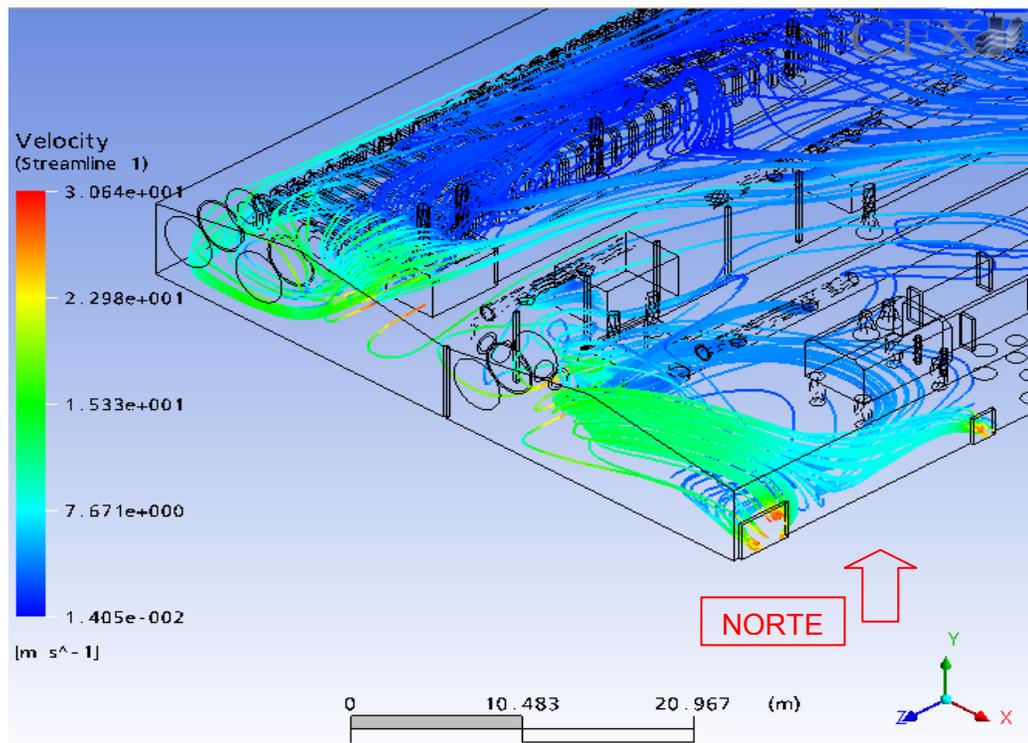


Figura 5.12. Mapa de Velocidades donde se representan las líneas de corrientes de aire que salen del galpón

En la Fig. 5.13, se observa la salida de aire de los túneles de enfriamiento, dichas corrientes disminuyen su velocidad al dispersarse dentro del galpón, para aumentar al pasar por la salida del galpón.

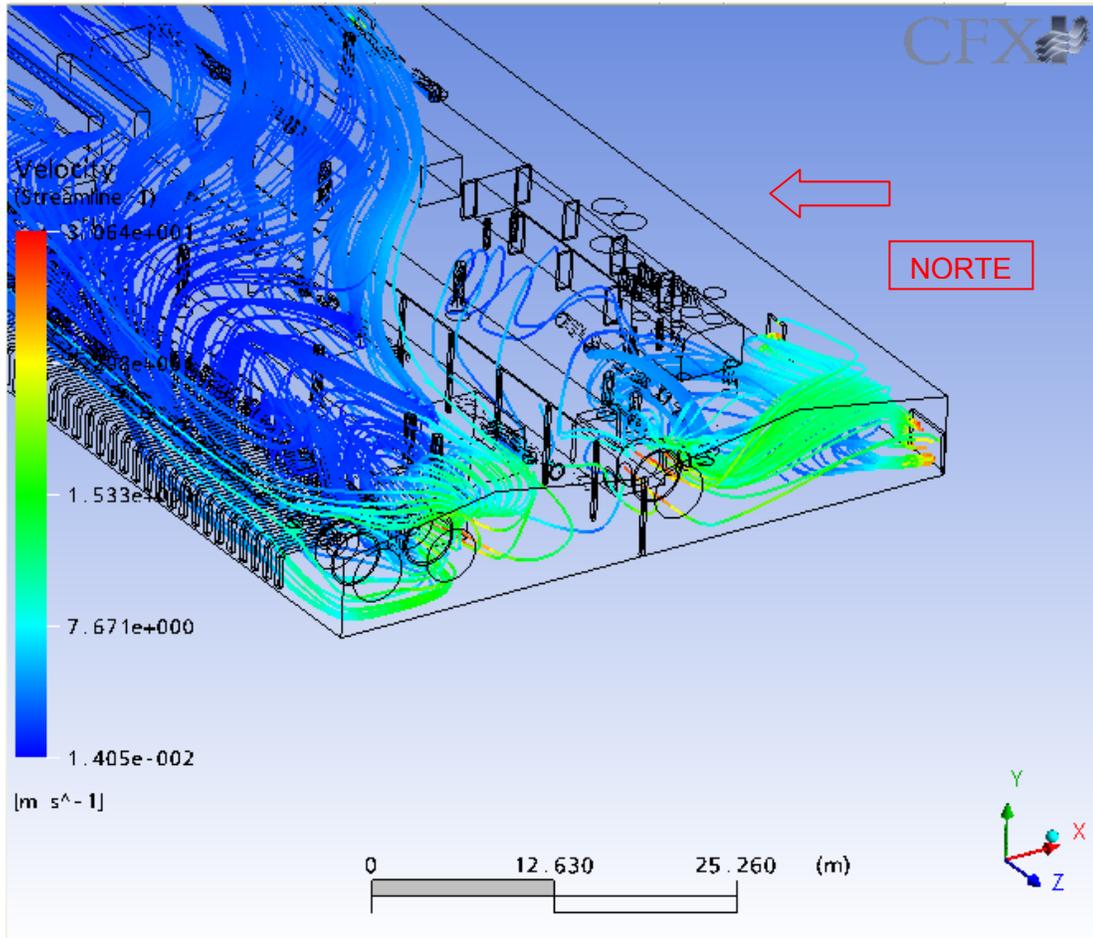


Figura 5.13. Mapa de Velocidades donde se representan las líneas de corrientes de aire que salen del galpón

Como se acotó anteriormente las líneas de corriente de aire aumentan la velocidad al salir del recinto de pintura. Como se muestra en la otra cara del galpón, las salidas posteriores.

En la Fig. 5.14, que se muestra a continuación, se observan los vectores velocidad. En esta figura se puede observar también las salidas de aire, que desde los túneles de enfriamiento producen una serie de torbellinos, que son producidos por el choque entre las corrientes de aire que salen de los ductos, el movimiento del aire dentro del galpón y las corrientes de salida

de los túnel de enfriamiento. A la salida del galpón aumenta considerablemente la velocidad del aire debido a la restricción que tiene el flujo para escapar del galpón.

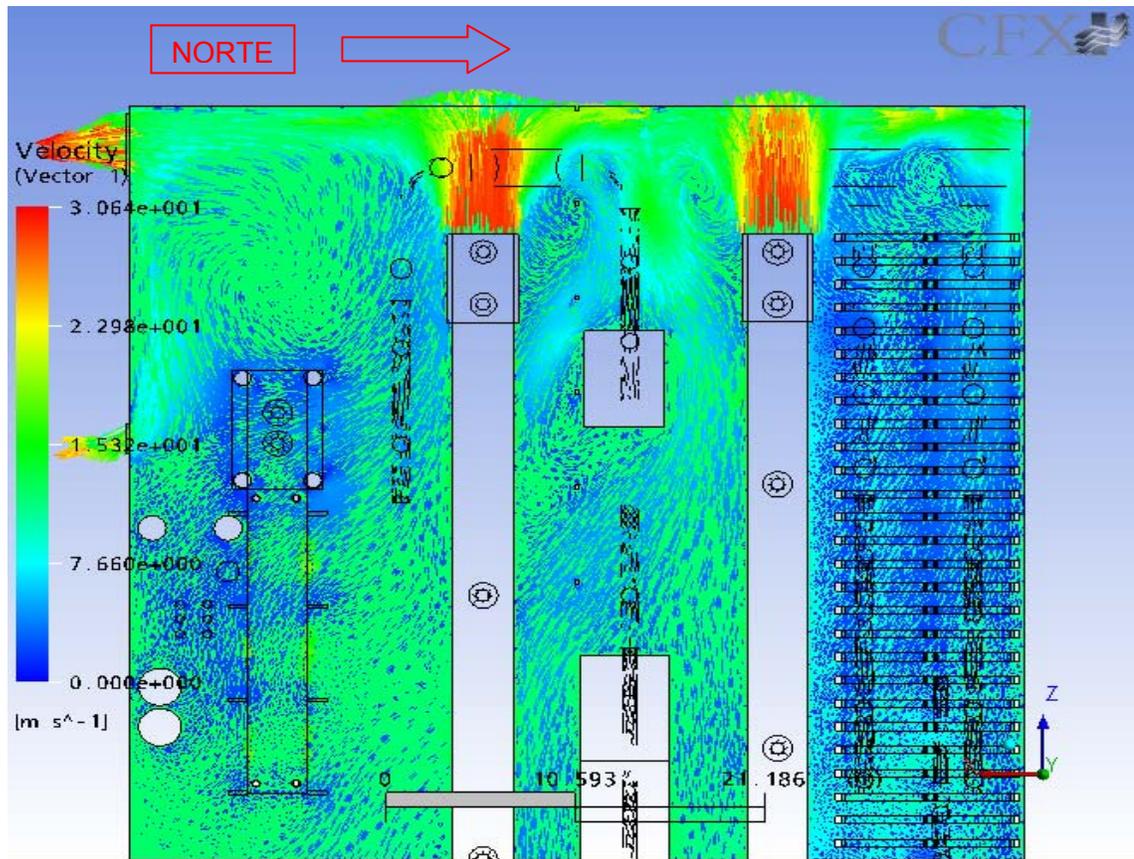


Figura 5.14. Mapa de Representación de las direcciones del flujo de aire.

Luego de observar los vectores de velocidad en la figura anterior donde como se menciona se pueden ver las diferentes direcciones de las corrientes de velocidad, allí se forman torbellinos de baja velocidad (color azul) producto del choque con líneas de velocidad representados en color verde, que son impulsadas desde la salida de los túneles de enfriamiento y las salidas de los diferentes ductos de suministro de aire.

Estos torbellinos producen la disminución de temperatura del aire mas caliente, al mezclar aire a temperaturas mayores, con aire a temperaturas menores, lo que produce una sensación de confort al personal que labora en las estaciones de trabajo ubicadas en dichas zonas. Pero el aire al realizar el recorrido por dentro del galpón se mezcla con mayor cantidad de aire que sale a mayor velocidad desde los túneles de enfriamiento y que tienen mayor temperatura. Ello produce una mezcla de aire con una temperatura que deja de ser de confort para los trabajadores.

ANALISIS COMPARATIVO AL VARIAR LAS CONDICIONES DE ENTRADA AL DOMINIO

Para una mejor comprensión del modelo estudiado en este proyecto se realizó una solución numérica para cada una de las tres condiciones de borde diferentes propuestas, se consideraron las condiciones de borde iniciales, descritas en la sección 3.1, y solo se varió una condición a la vez:

Caso 1: La condición de temperatura del aire de salida de los ductos de ventilación a 28°C. Esto debido a que la temperatura ambiente aumenta con el transcurso del día debido a la radiación solar.

Caso 2: Eliminando la salida de aire desde el ducto 3, lado derecho, ubicado en la zona entre el horno de fondo y la cabina de fosfatizado. Esta eliminación considerando las próximas modificaciones que se harán al proceso, debido a la puesta en marcha del nuevo sistema de Fosfatizado, el cual a su paso requerirá de la reubicación de dicha casa de aire.

Caso 3: Consideración de las paredes del sistema de fosfatizado como adiabáticas, al entrar en funcionamiento el nuevo sistema de E-coat, que va a reemplazar el sistema de fosfatizado. Este tren será apagado, lo que

eliminará la posibilidad de emisión de temperatura en las paredes de la cabina y el techo del horno.

Luego se tomó como base estos tres casos y el patrón de comparación con las condiciones de aire a 25°C a la salida de los ductos, que fue usado como patrón de referencia.

Comparación entre mapas térmicos para las diferentes condiciones.

Para analizar más detalladamente se procede a mostrar los mapas térmicos para cada caso en estudio.

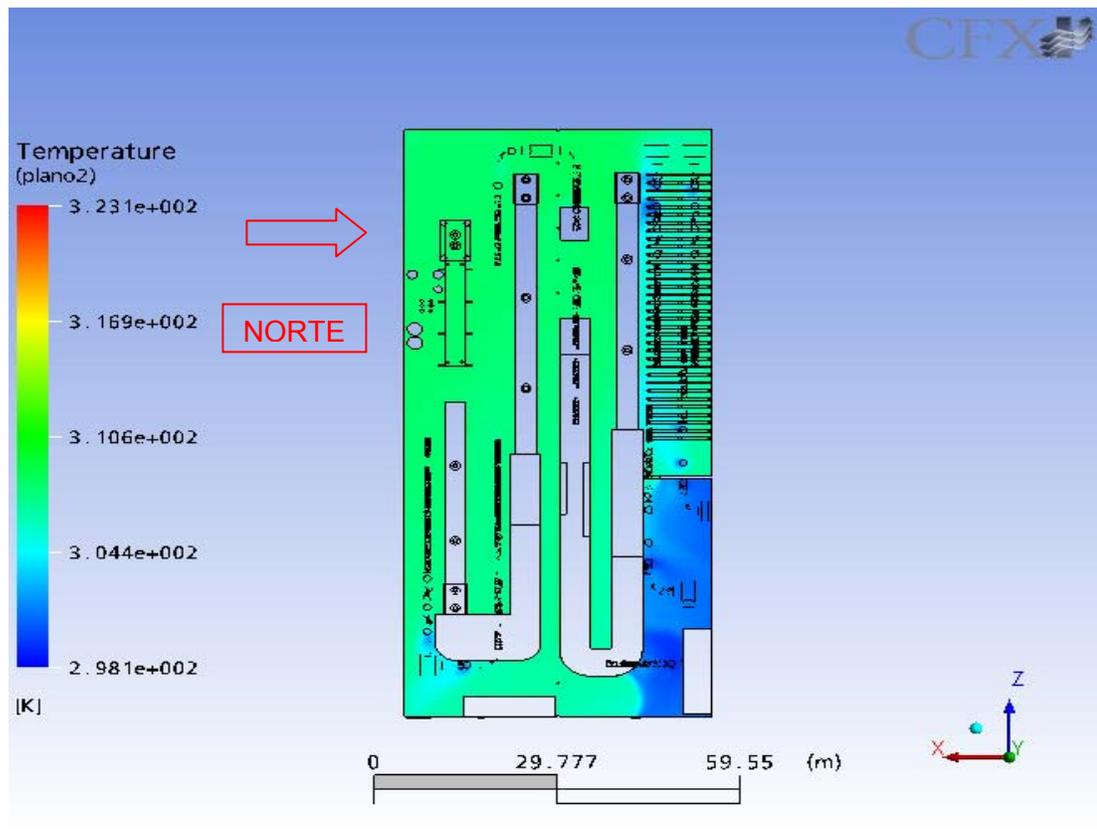


Figura 5.15. Mapa Térmico del galpón para una temperatura de 25°C

La Fig. 5.15 muestra el mapa térmico para la condición inicial o patrón, la cual es a 25°C la salida del aire de los ductos de ventilación y a una altura del nivel del suelo de 1,4 m. En esta figura se muestra una escala de colores en la parte izquierda de la figura que nos indica que el galpón en su mayor proporción esta a una temperatura media máxima entre 323 K y 298 K. En la figura se observa que la zona de menor temperatura es una zona de color azul, en la cual el suministro de aire desde las salidas de los ductos de ventilación es abundante. Actualmente existe una cortina (ver Fig. 5.16) que hace de pared y que aísla una zona del resto del galpón. Ello no permite que el aire se mezcle en su totalidad con el aire del resto del galpón, manteniendo la zona con más baja temperatura.

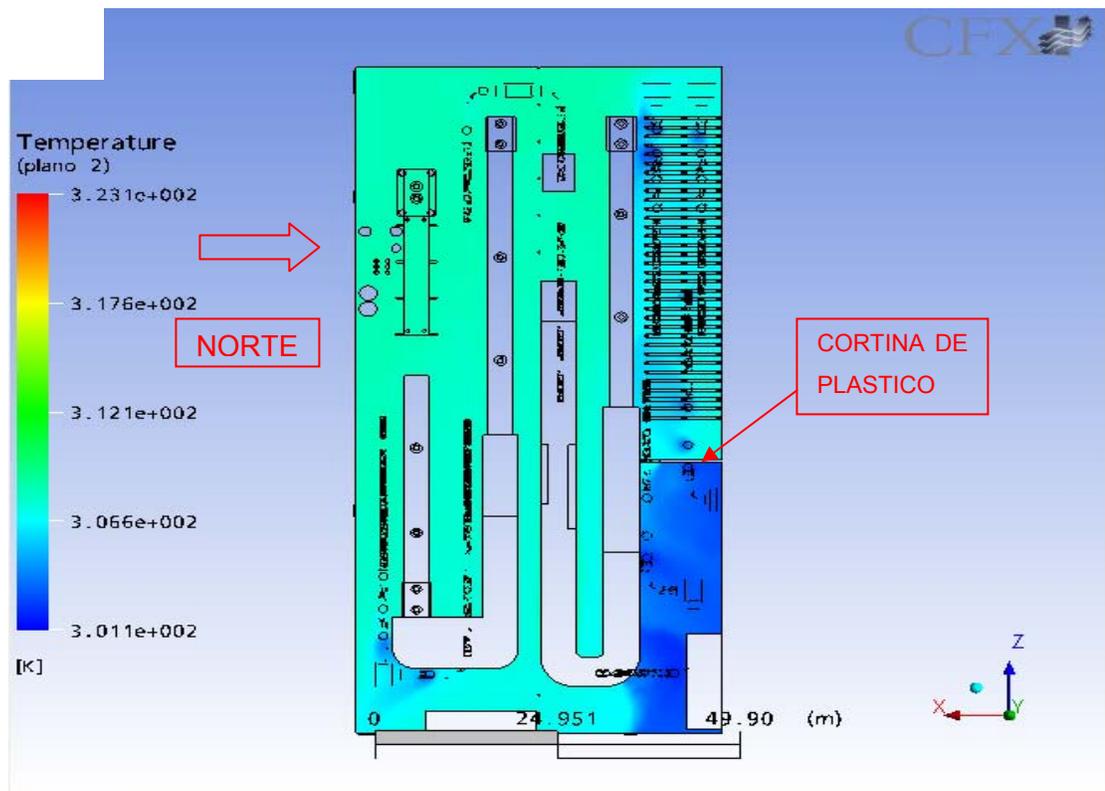


Figura 5.16. Mapa Térmico del galpón para una temperatura de 28°C

La condición de borde para la Fig. 5.16, es de 28°C a la descarga del aire de los ductos de enfriamiento. Se observa en la escala de colores que la temperatura va desde 301 K (28°C) hasta los 323 K (50°C). La zona coloreada en verde claro corresponde a una temperatura media alrededor de los 306 K (33°C) y la zona de la parte derecha del galpón posee temperaturas que están en el rango de 301 K (28°C) a 300 K (27°C), lo que es producido por la ventilación existente en la zona.

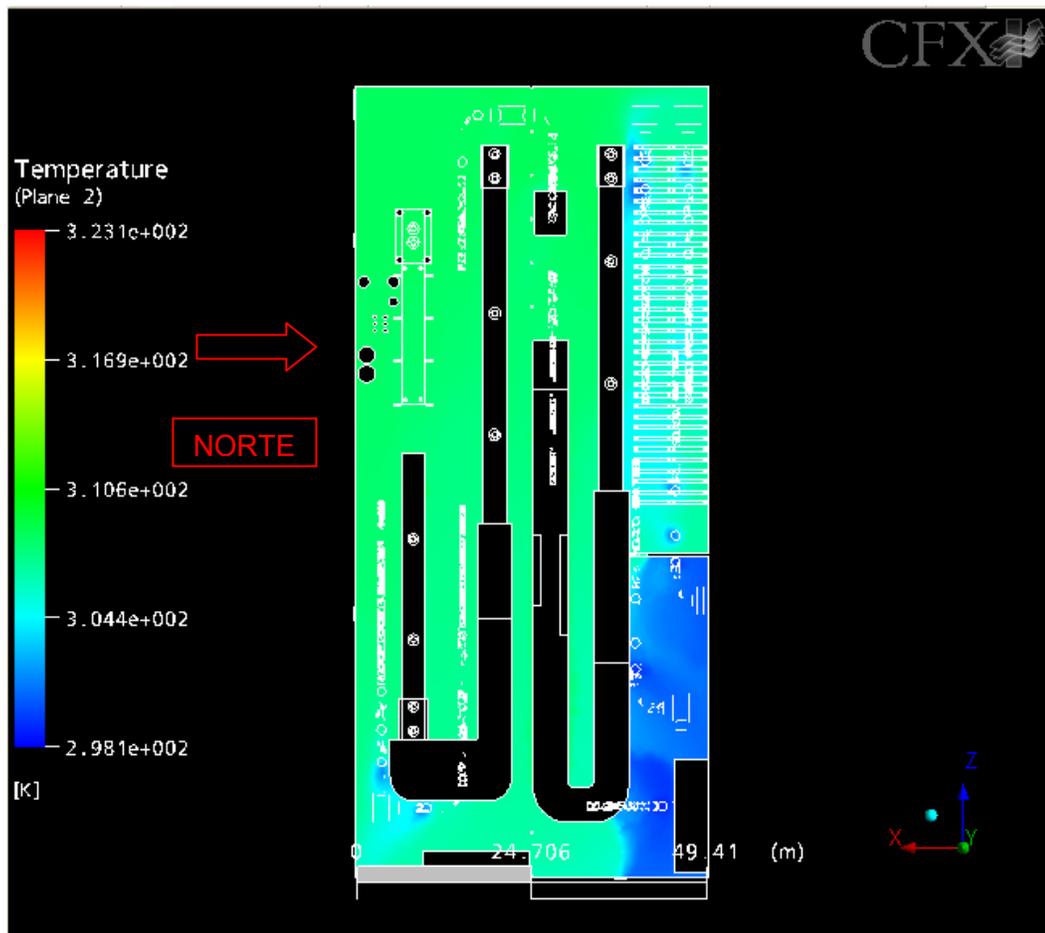


Figura 5.17. Mapa Térmico del galpón para una condición de eliminación casa de aire

En la Fig. 5.17 se observa que para la condición de borde de la eliminación de la salida de flujo de aire de un ala del ducto de ventilación N° 2, produce cambios despreciables con respecto al mapa de temperatura de la condición inicial o patrón de la Fig. 5.15.

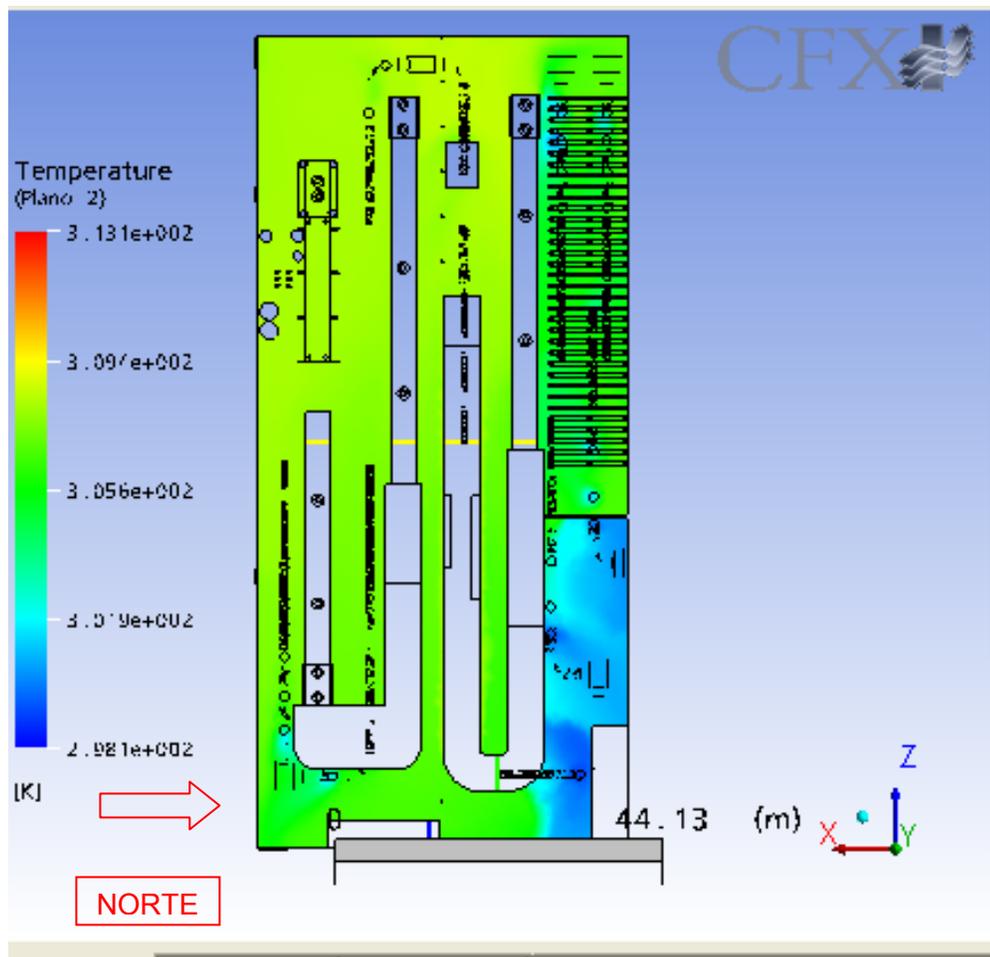


Figura 5.18. Mapa Térmico del galpón para paredes adiabáticas en tren de fosfato

Como se puede observar en la Fig. 5.18 del resultado de la eliminación del tren de fosfatizado, la misma no presenta variación notable de la temperatura con respecto a la condición inicial o patrón, los colores que se demarcan no varían a la vista del observador. Esto debido a que las

temperaturas representadas en cada caso con respecto al patrón no exceden los tres grados centígrados.

5.4.2. Análisis comparativo de Temperatura por zonas del galpón

Dado que en la sección anterior no se detectaron cambios apreciables, se tomó como base para otro análisis comparativo de los tres casos con cinco líneas a lo largo del galpón para realizar un estudio más detallado del comportamiento de la temperatura dentro del mismo.

En cada una de las zonas escogidas para el estudio fueron dibujadas unas líneas para calcular en ellas los valores de temperaturas, de esta manera se graficaron los valores obtenidos y realizaron los análisis comparativos. Las líneas están ubicadas como se muestra en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3. Número líneas y distancia de ubicación dentro del galpón

Líneas	Distancia (m)
1	6
2	18
3	27
4	37
5	47

En la Fig. 5.19 se muestra las líneas dibujadas dentro del galpón donde se obtuvieron los valores de temperatura, con los cuales se realizó el análisis comparativo de los tres casos objeto de estudio.

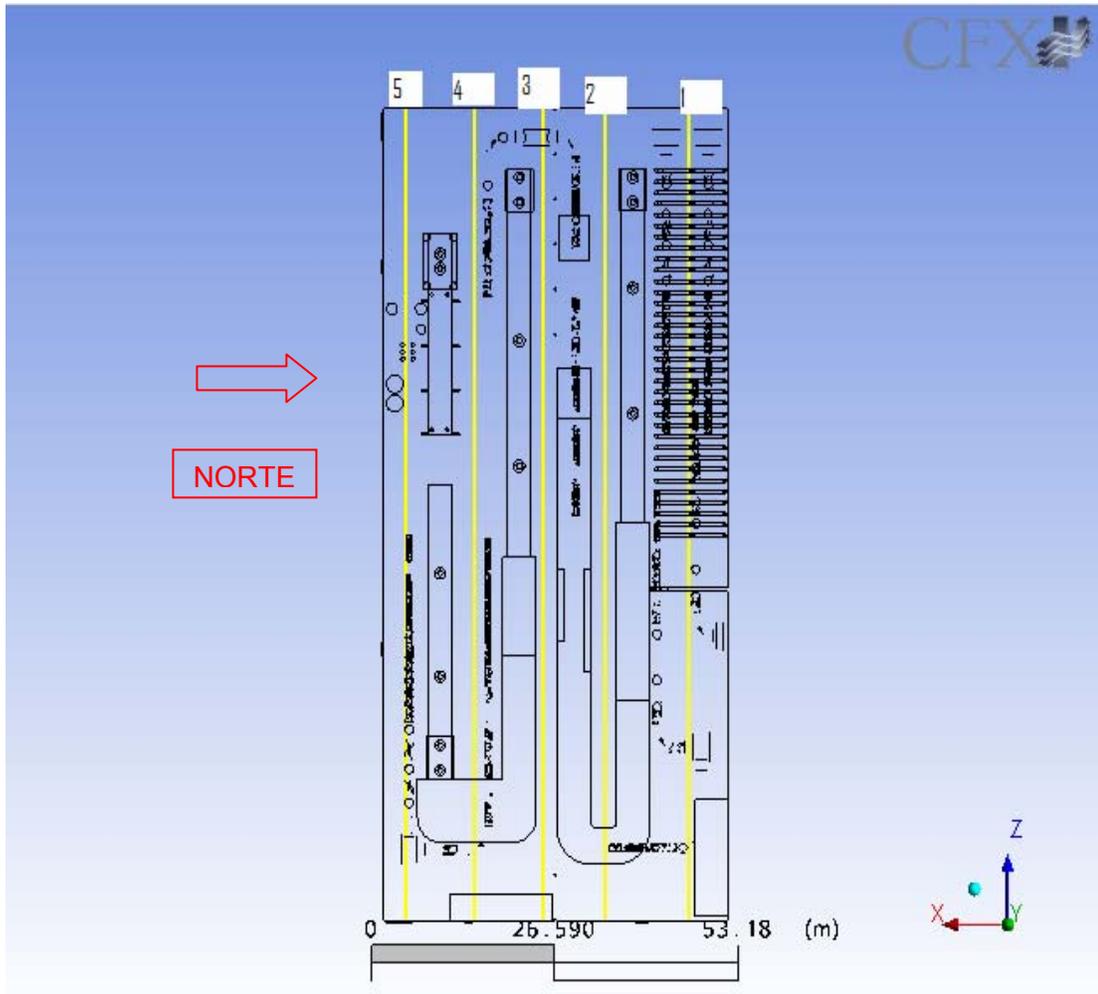


Figura 5.19. Mapa de líneas objeto de análisis comparativo de temperatura dentro del galpón

5.4.2.1. Análisis comparativo de Temperatura para la línea 5.

En la Fig. 5.20 se puede observar, con respecto a la temperatura patrón o condición inicial de 25°C, que cuando se incrementa la temperatura de salida de los ductos a 28°C, (caso 1), aumenta también la temperatura a todo lo largo de la línea 5, esto es debido a que la mayor parte del galpón esta sometido a la descarga de aire más caliente por los ductos de ventilación.

Además que las corrientes de aire al pasar y tocar las paredes de los hornos paredes de los hornos y con los equipos aumenta su temperatura. Sometiendo así al galpón a una mayor temperatura.

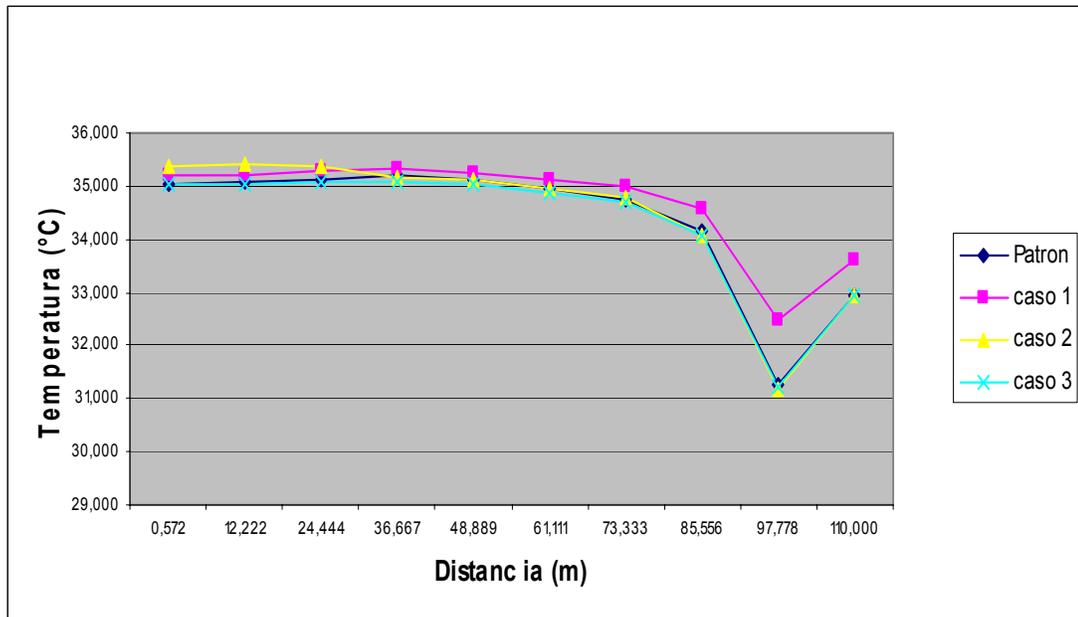


Figura 5.20. Variación de Temperatura con la Distancia. (Para la Línea 5)

Como se puede observar la curva de temperatura patrón, posee una temperatura máxima de 35,2°C, y una temperatura más baja de 31,2°C aproximadamente.

Al comparar la curva de temperatura patrón con la curva del caso 2 (eliminación de casa de aire. Línea amarilla), es decir, eliminación de suministro de aire de salida por los ductos de ventilación en la zona de fosfatizado, se puede observar que la diferencia de temperatura entre los dos casos varia muy levemente excepto donde se ubican las salidas de aire de los ductos hacia el galpón, allí es donde se registra un aumento de la

temperatura (aunque no muy considerable), debido a que la cantidad de ductos es menor que en otras zonas.

Al realizar la comparación con el caso 3, consideración de las paredes adiabáticas del tren de fosfatizado en su totalidad, las dos curvas se solapan. Lo que indica que no afecta en la disminución o aumento de la temperatura.

5.4.2.2. Análisis comparativo de temperatura para la línea 4

Mediante el estudio de la línea 4, la cual esta ubicada entre el tren de fosfatizado y el tren de fondeado. Se construyó una gráfica con los valores de temperatura la cual se muestra en la Fig. 5.21 y se obtuvo lo siguiente:

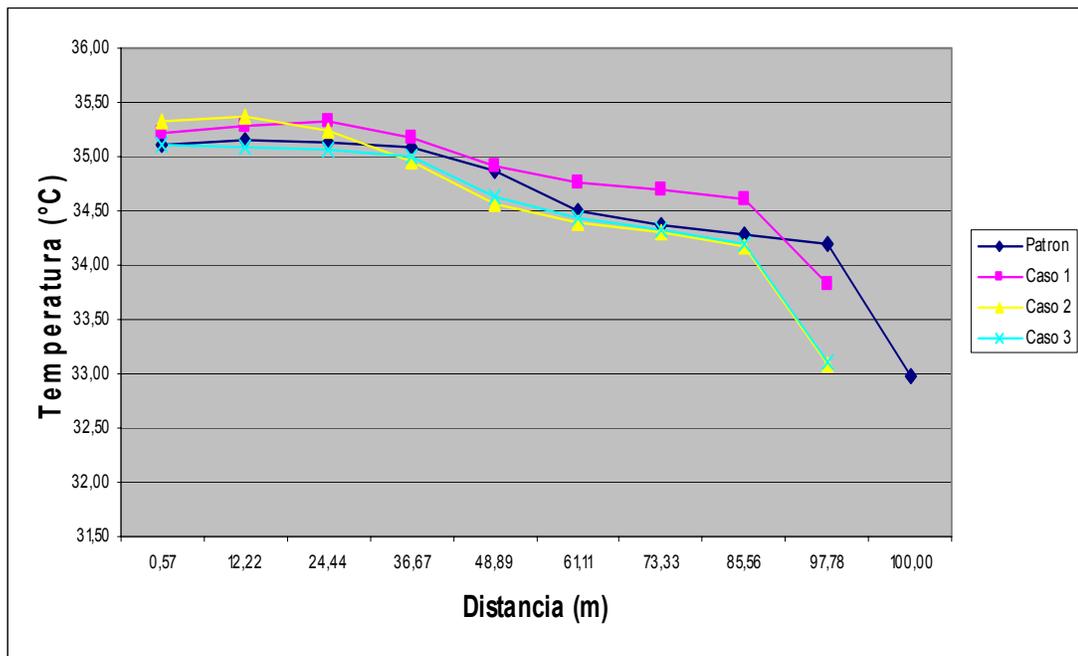


Figura 5.21. Variación de la Temperatura con la Distancia. Para la línea 4

Al realizar las comparaciones de cada curva para los diferentes casos se observa que, manteniendo la curva de temperatura patrón de 25°C, la

curva de temperatura del caso 1, presenta un aumento de la temperatura en casi toda la zona, lo que es producido por el aumento de la temperatura a la salida de los ductos. Ahora al compararla con el caso 2 (eliminar la casa de aire), la curva describe una trayectoria la cual permite observar temperaturas mayores en la zona de afectación, es decir en la zona donde se elimina la salida de aire de los ductos, mostrando un aumento de la temperatura local, manteniendo un comportamiento igual a lo largo del resto del galpón. Observando la curva cuya trayectoria describe el caso de la eliminación del tren de fosfatizado (caso 3), se evidencia que si afecta la zona, al eliminar la emisión de temperaturas y considerar las paredes de la misma adiabáticas, mostrando una disminución de la temperatura a lo largo de toda su trayectoria, debido a que esta zona es la directamente afectada por la emisión de temperatura de proveniente del tren de fosfatizado.

5.4.2.3. Análisis comparativo de temperatura para la línea 3

Tomando como referencia la línea 3 del galpón la cual pertenece a la zona entre el tren de fondo, (cabina, horno y túnel) y el tren de cabina de PVC y cabina-horno de sello, se procede a realizar la grafica comparativa de temperatura, que se muestra en la Fig. 5.22.

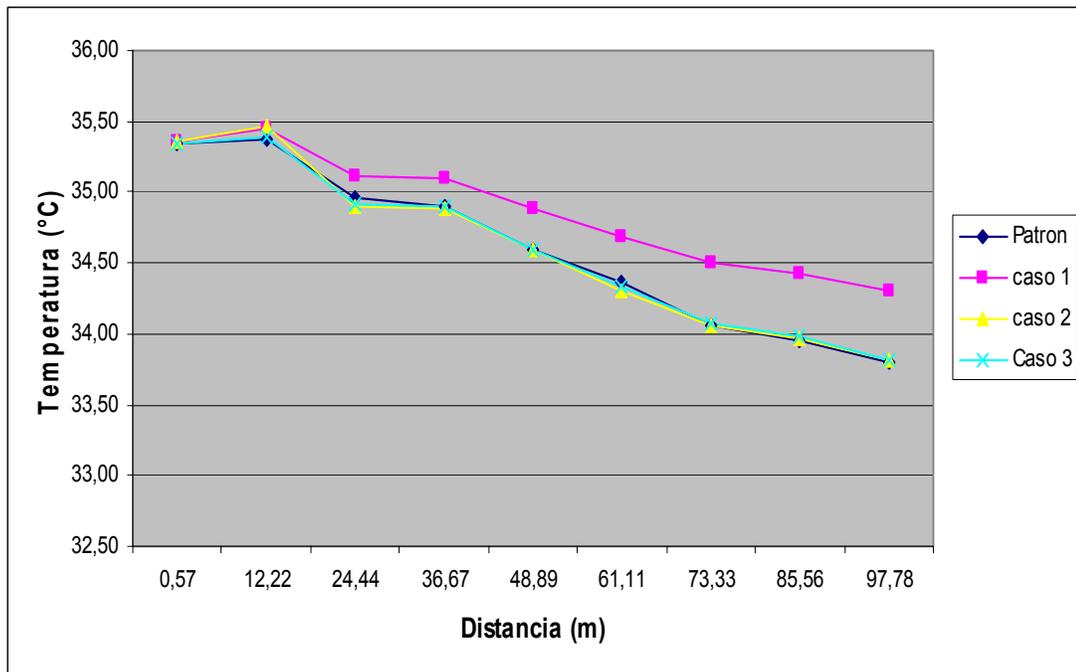


Figura 5.22. Variación de Temperatura con la Distancia. Para la línea 3.

Al observar las trayectorias de las diferentes curvas se obtiene que el aumento de la temperatura a la salida de los ductos, por consiguiente del ambiente, es la única que hace variar la temperatura dentro del galpón (es decir en el caso 1). La eliminación del tren de fosfato (caso 3), y la eliminación de la casa de aire (caso 2), no afecta de manera notable las temperaturas en esta zona del galpón, al compararlo con el patrón. Es de resaltar que esta zona está ubicada entre el tren de fondeado y el tren de sellado de las unidades, y que está a lo largo de la salida del ducto de una casa de aire. También, las temperaturas son afectadas por la cercanía entre los dos trenes de producción, lo que hace que en esta zona las temperaturas estén en su totalidad por cerca de los 35 °C, y las temperaturas menores se ubican cerca de los 33°C.

5.4.2.4. Análisis comparativo de temperatura para la línea 2

Para el análisis de la línea 2, ubicada entre el tren de sello y el tren de esmalte, se construyó una gráfica comparativa la cual se muestra en la Fig. 5.23.

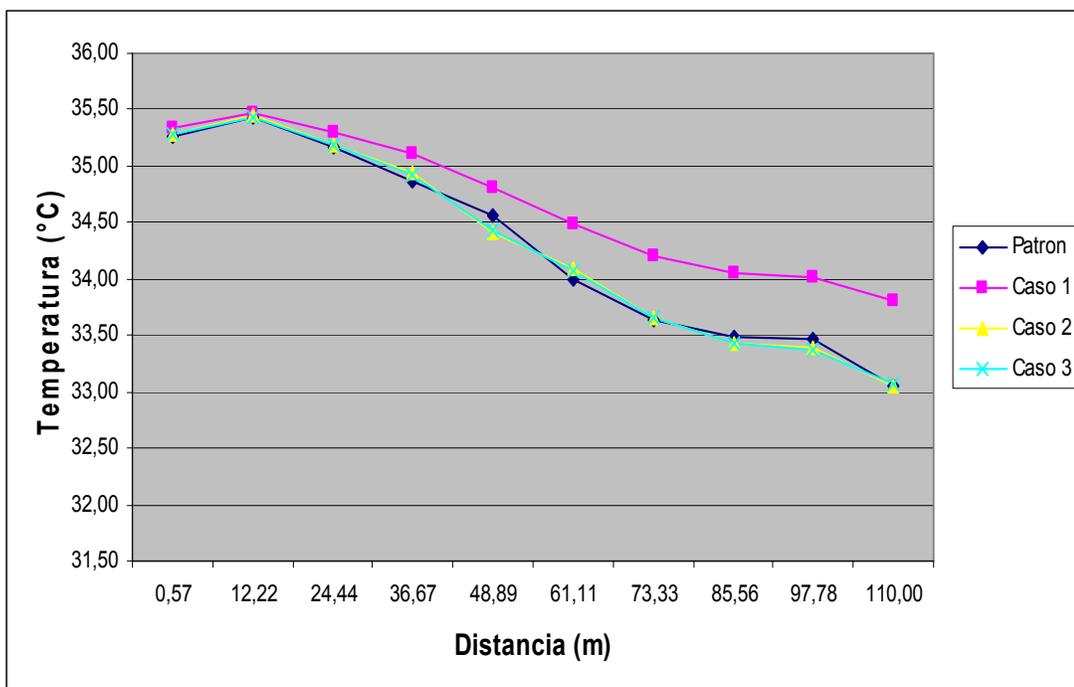


Figura 5.23. Variación de Temperatura con la Distancia. Para la línea 2

Al realizar el análisis comparativo de las temperaturas de la Fig. 5.23, se observa que de los tres casos, las temperaturas que presentan variación con respecto a la patrón es el caso 1 (aumento de la temperatura a la salida de los ductos). Esta zona no está influenciada de manera directa por las variaciones de los casos 2 y 3, ya que la ubicación de los equipos afectados en dichos casos, están alejados de la zona estudiada en la Fig. 5.22. También se puede observar que estos trenes están cerca el uno del otro; es decir, la separación entre los trenes es muy pequeña, lo que hace que la transferencia de calor entre ellos produzca un aumento de la temperatura

local, por lo que las temperaturas en estas zonas son mayores a las demás zonas del galpón.

5.4.2.5. Análisis comparativo de temperatura para la línea 1

Para el análisis de los resultados del estudio en la zona de reparación final (línea 1 ubicada a 6 m de la pared del galpón) se obtuvieron los datos que se muestran en la Fig. 5.24, en la grafica de temperatura vs. Distancia

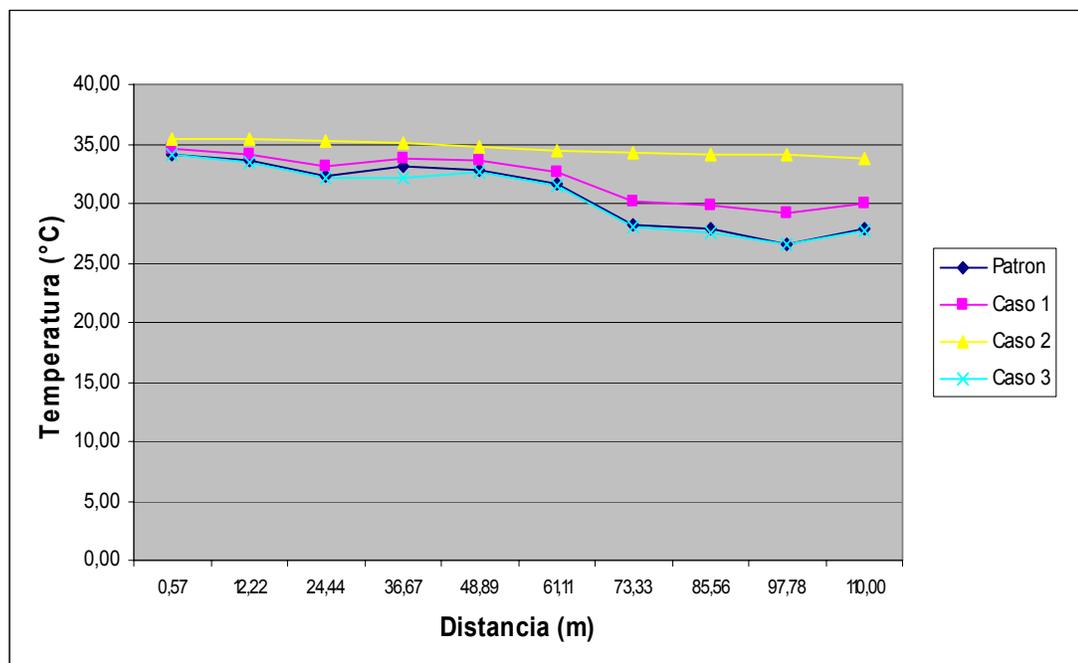


Figura 5.24. Variación de Temperatura con la Distancia. Para la línea 1

Al realizar las comparaciones entre las temperaturas se puede observar que de acuerdo a la curva patrón (25°C) las demás curvas presentan variación. La curva del caso 1 (28°C) aumenta los valores de temperatura, al igual que la curva del caso 2, ya que esta casa de aire incide en el final del galpón ayudando a disminuir la temperatura dentro del galpón. Sin embargo, la que no produce variación es la eliminación del tren de fosfatizado, debido a

lo alejado que se encuentra de la zona de afectación en consideración. La zona de la línea 1, es la zona que contiene mayor cantidad de salidas de aire de ventilación forzada, lo que incide en la disminución de la temperatura del ambiente local del galpón.

En el Apéndice A. Se encuentran todas las tablas comparativas de los valores de velocidad y temperatura para los tres casos objeto de estudio.

ANÁLISIS COMPARATIVO AL VARIAR EL MODELO DE TURBULENCIA

En el estudio realizado se procedió a variar uno de los modelos de turbulencia para determinar el comportamiento de las curvas de temperatura a lo largo de las cinco líneas objeto de medición, el modelo escogido aleatoriamente fue el SST para observar su variación.

Como se puede observar en la Fig. 5.25, donde se muestran las curvas patrón y de los casos 1, 2 y 3, junto con la curva de variación del modelo de turbulencia SST, no presenta ninguna variación a lo largo de la línea 5 del galpón.

El mismo comportamiento se puede observar en las Figs. 5.26, 5.27, 5.28 y 5.29 donde a través de las cinco líneas tomadas para el análisis comparativo, se puede observar que la variación del modelo de turbulencia no afecta la temperatura dentro del recinto.

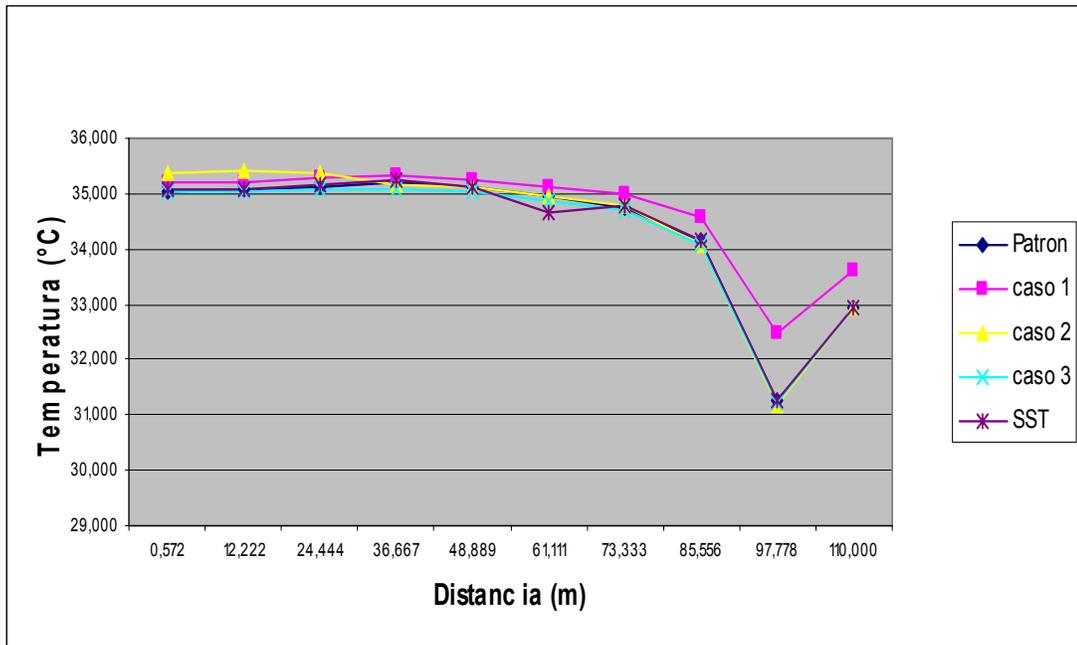


Figura 5.25. Variación de Temperatura con la Distancia al variar el modelo de turbulencia. Línea 5

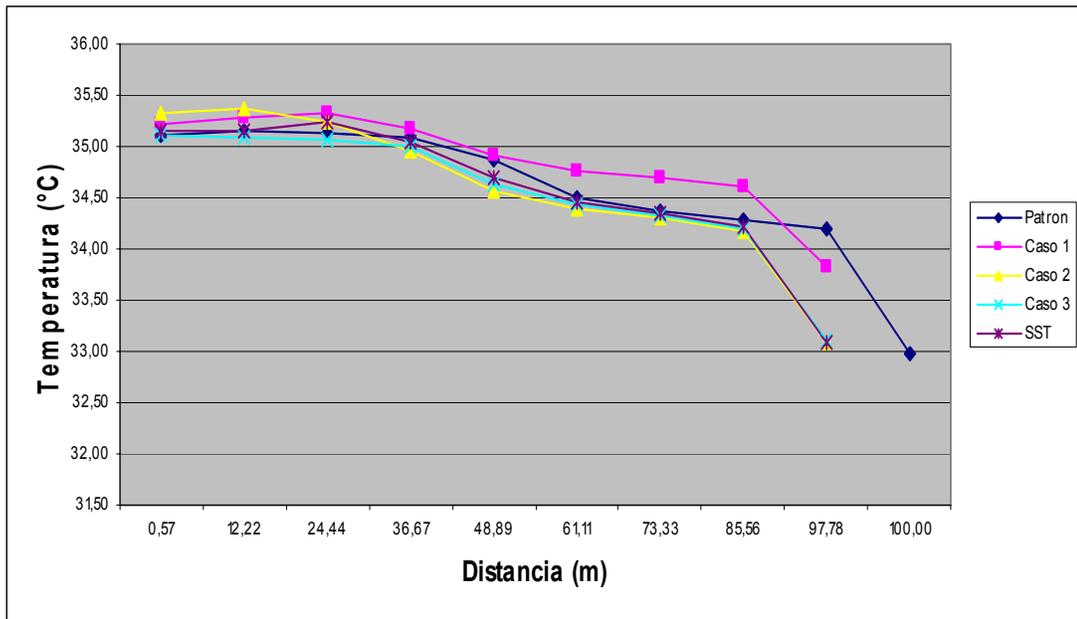


Figura 5.26. Variación de Temperatura con la Distancia al variar el modelo de turbulencia. Línea 4

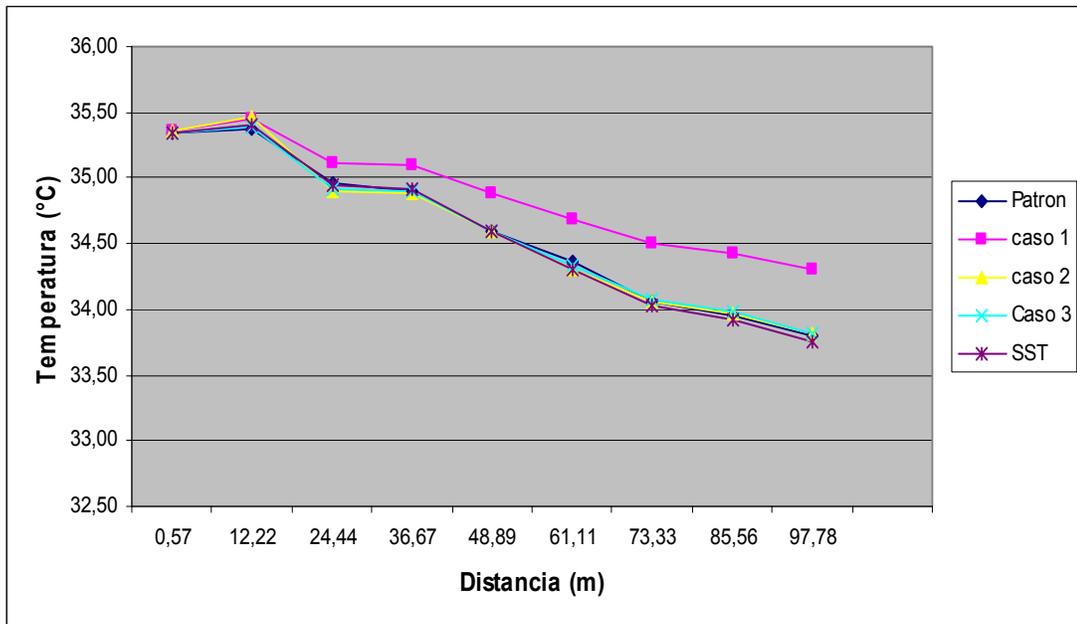


Figura 5.27. Variación de Temperatura con la Distancia al variar el modelo de turbulencia. Línea 3

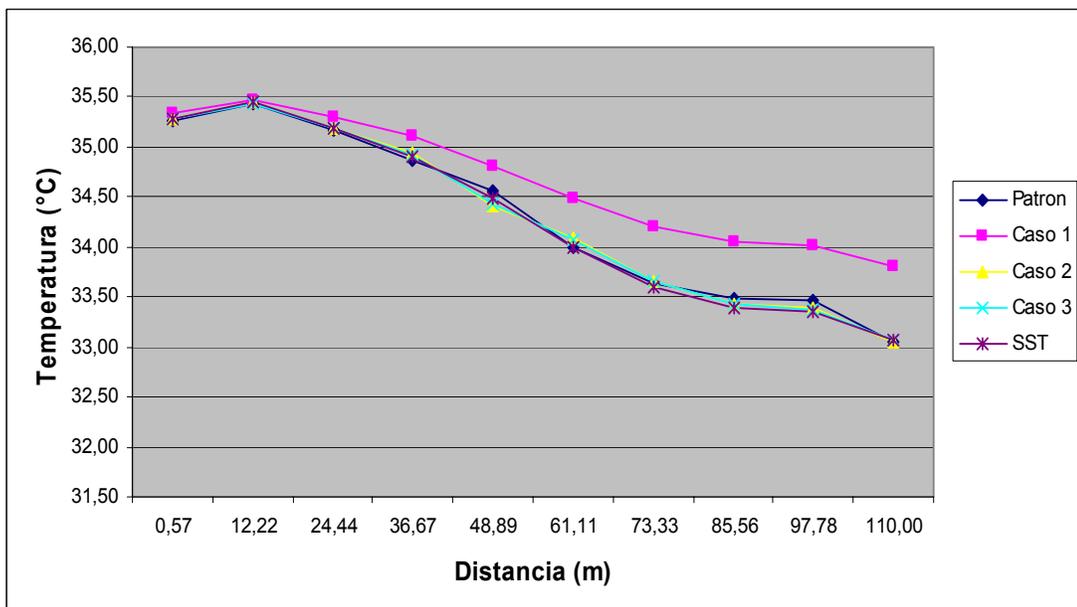


Figura 5.28. Variación de Temperatura con la Distancia al variar el modelo de turbulencia. Línea 2

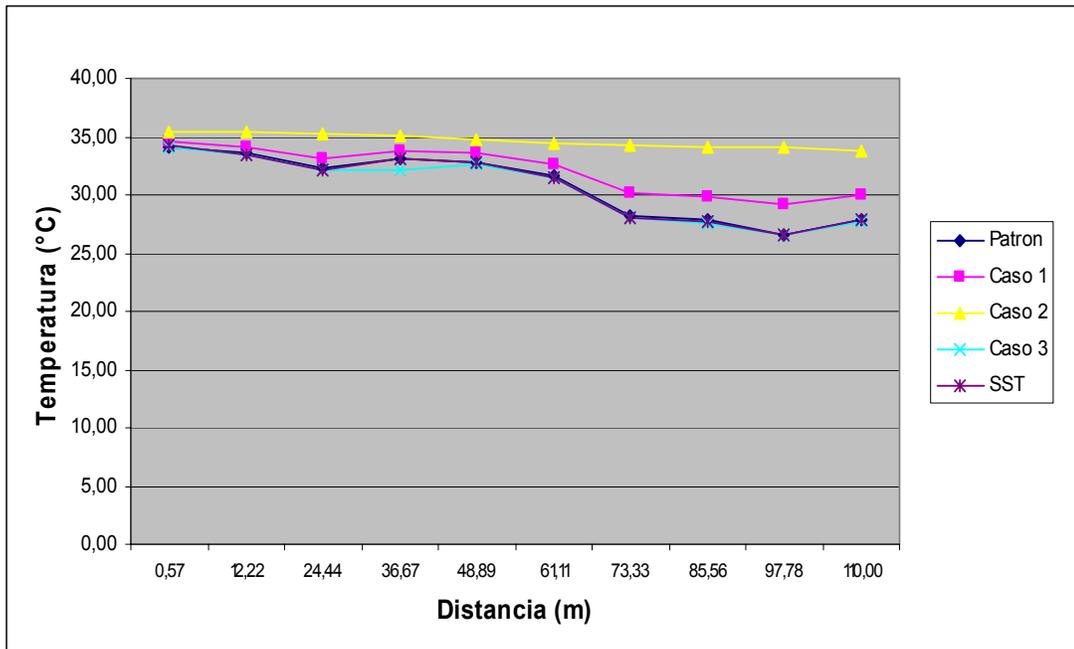


Figura 5.29. Variación de Temperatura con la Distancia al variar el modelo de turbulencia. Línea 1

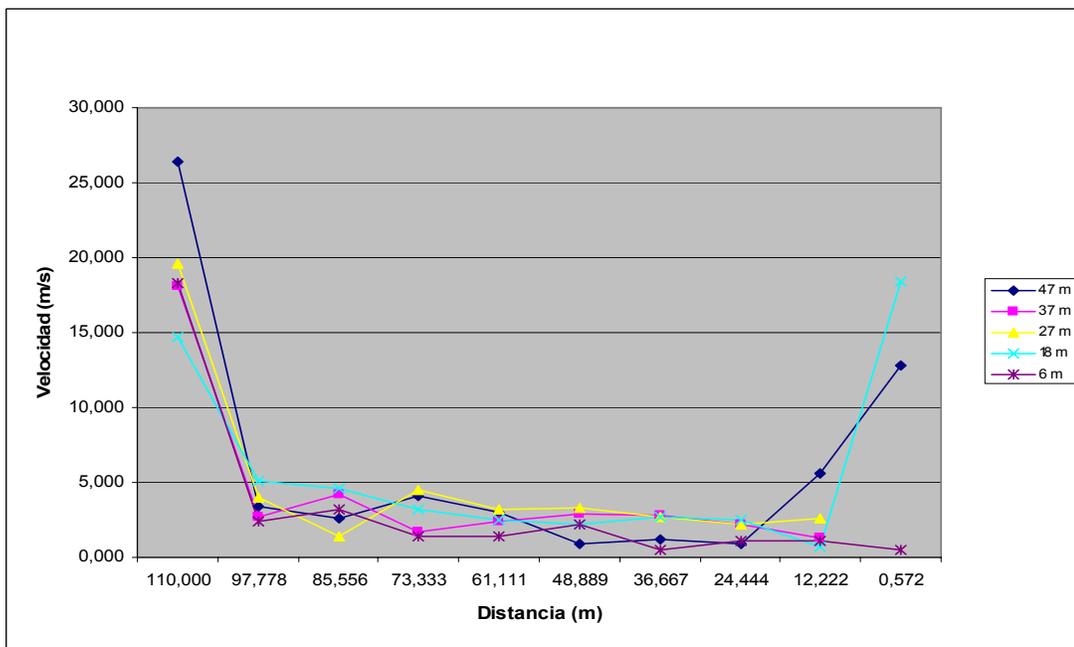


Figura 5.30. Variación de Velocidad con la Distancia al variar el modelo de turbulencia.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. CONCLUSIONES

1. Las temperaturas internas del galpón de pintado y secado de las unidades depende directamente de las condiciones ambientales, es decir, a mayor temperatura ambiental, el aire absorbido por las casas de aire y transmitido a través de los ductos de ventilación, también es de mayor temperatura, lo que hace que al suministrarlo a través de dichos ductos las temperaturas internas también aumenten.
2. La geometría interna afecta directamente la distribución de las corrientes de aire debido a la disposición de los equipos dentro del recinto, haciéndolas desviar y por consiguiente produciendo calentamiento o enfriamiento de las mismas en la medida que hagan contacto con superficies mas calientes
3. Al eliminar fuentes de calor dentro de la geometría propuesta, se produce una disminución puntual en la temperatura global del galpón, es decir, que afecta solo el área donde se elimina dicha fuente de calor.
4. Los errores entre las medidas experimentales y numéricas no superan el 8%. De acuerdo a los resultados consultados como referencia, que pueden estar signados por algunas condiciones dejadas de lado al momento de tomar las condiciones de entrada y al momento de realizar las simulaciones.

5. La utilización de la herramienta computacional CFX 11.0 ahorra costos de ensayo experimental de nuevas configuraciones y soluciones en ventilación.
6. Al discretizar el modelo propuesto se obtiene una malla no estructura que por lo compleja de la geometría no permite un mayor refinamiento sin afectar el número de nodos, lo que hace que el programa ANSYS 11.0 no pueda ser corrido.
7. La eliminación de ductos de ventilación no es lo más conveniente por lo que se recomienda por el contrario realizar mejoras a estos sistemas.

6.2. RECOMENDACIONES

1. Los resultados de este trabajo de investigación son una primera aproximación a los resultados reales, los cuales varían en un porcentaje mayor del 5%, por lo que puede ser recomendable realizar un estudio de mallado para adaptarlo mejor a nuestra geometría.
2. En nuestro estudio los tiempos computacionales fueron altos por lo que se puede incluir un análisis de costos, para comparar si es más viable realizar las mediciones experimentales o realizar nuevas simulaciones.
3. Incluir un nuevo estudio con equipos Termograficos los cuales actualicen de manera más real las temperaturas dentro del recinto, para poder realizar una mejor comparación

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] Dopazo J. A., Nastia A., Ricon J. "Computacional Program for the 3D Simulation of the indoor Temperature Distribution". Revista Técnica v27 n-1. ISSN-0254-0770. Maracaibo- Universidad del Zulia. 2004.

- [2] Casado B., Alonzo Julio, Castro Ruiz F., Villanuela Espina J. M., Feijó Muñoz J. "Determinación de la eficacia de ventilación en locales residenciales". Dpto de Ingeniería Energética y Fluidomecánica, e.t.s de Ingenieros Industriales. Universidad de Valladolid. Trabajo de Investigación. 2000.

- [3] Steeman H J., Janssens A., Carmeliet J., De Paepe M.. "modelling indoor air and hygrothermal wall interaction in building simulation: comparison between cfd and a well-mixed zonal model". Building and environment 44. Elsevier. 2008. 572-583

- [4] Chanteloup V., Mirade P., "Computational fluid dynamics (CFD) modeling of local mean age of air distribution in forced-ventilation food plants". Journal of food engineering 90. Elsevier. 2008. 90-103.

- [5] Norma COVENIN 2254:95". "Calor y frío. Límites máximos permisibles de exposición en lugares de trabajo"

- [6] Manual CFX 10.0 Installation and overview. 'ansys', (2007).

- [7] Cañizales B., "Informe de estrés térmico en el área de reparación final estación N°1 (salida del horno)".

- [8] Colman A., Rincón J., Araujo C., Materano G. y Reyes M. "Revista Técnica de la Facultad de Ingeniería Universidad del Zulia". Maracaibo.2006.
- [9] Jayathi Y. Murthy. Numerical Methods in Heat Mass y Momentum Transfer. School of Mechanical Engineering. Purdue University. 2002.
- [10] Barazal C.A., Flores I.. "Interés CFD". Eurocasbil Estudios y Proyectos. E.S Ingenieros de Bilbao.
- [11] Autocity.com. "Ventilación en los Talleres de Reparación de Automóviles". Documentos Técnicos.
- [12] Ballesteros T. R., González P. J., Fernández J., Argüelles K. "Técnicas Numéricas en Mecánica de Fluidos". Universidad de Oviedo.2003.
- [13] Espinoza H., Patiño Carrillo L., Tovar F., González Y. "Simulación Numérica y Fluido dinámica de una chimenea Solar como sistema Pasivo de Ventilación". Volumen 18. N° 1. Enero junio 2006. SABER.
- [14] Tannech J., Anderson D. Petcher R., Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer". Segunda Edición . Editorial Taylor & Francis Enero 1984. USA.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO

TÍTULO	<i>“OBTENCIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDAD Y TEMPERATURA EN UN ESPACIO DE PINTADO Y SECADO DE UNA ENSAMBLADORA DE VEHÍCULOS”</i>
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
RAMIREZ R. FRANKLIN J.	CVLAC: 8.993.348 E MAIL: franklinjoser@gmail.com
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

Corrientes de aire
Mapas térmicos
Simulación numérica
Fluido dinámica computacional
Simulador CFX

ÁREA	SUBÁREA
INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS	INGENIERIA MECÁNICA

RESUMEN (ABSTRACT):

En el trabajo de investigación que se describe a continuación se obtuvo el comportamiento del flujo del aire dentro de un recinto de pintado y secado de vehículos, se analizó la Velocidad y Temperatura, haciendo uso de la herramienta de fluido dinámica computacional (CFD), basada en la técnica de los volúmenes finitos. Se desarrolló un modelo físico tridimensional de un espacio de pintado y secado, luego se describieron las ecuaciones que rigen el comportamiento del flujo en estado estacionario, con el modelo de turbulencia k-ε. Posteriormente, se realizó la discretización del dominio de cálculo empleando la técnica de mallado no estructurado. Los resultados se validaron comparando los valores experimentales medidos dentro del galpón, arrojando un error numérico hasta un 8%. Posteriormente se realizaron variaciones dentro del dominio discretizado, variando las condiciones en tres casos, Caso 1: variando la temperatura ambiente a 28°C, Caso 2: eliminando un ducto de ventilación de aire, y Caso 3: eliminando la generación de temperatura que es emitida por el tren de fosfatizado; es decir, haciendo adiabáticas las paredes de un componente dentro del dominio a estudiar. Finalmente, se analizaron los campos de velocidad y temperatura en el interior del espacio de secado y pintado, y se obtuvieron mapas de velocidades y temperaturas. Realizando por consiguiente un análisis de todos los resultados de las variaciones causadas por los tres casos propuestos, concluyendo que la temperatura y velocidad dentro del galpón esta afectada por la variación de las descargas de aire desde los ductos de ventilación, y por las condiciones operacionales de los equipos que generan tanto calor como las corrientes de aire.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
Henry Espinoza	ROL	CA	AS <u>X</u>	TU	JU
	CVLAC:	4.363.950			
	E_MAIL	hespinoza@cantv.net			
	E_MAIL				
Orlando Ayala	ROL	CA	AS	TU	JU <u>X</u>
	CVLAC:	11.420.758			
	E_MAIL	omayalah@gmail.com			
	E_MAIL				
Johnny Martínez	ROL	CA	AS	TU	JU <u>X</u>
	CVLAC:	8.340.871			
	E_MAIL	johnnymaartinr@gmail.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

AÑO	MES	DÍA
2009	JUNIO	19

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO**ARCHIVO (S):**

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
Tesis.movimientoaire	Application/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H
 I J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z . a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v
 w x y z . 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: _____ (OPCIONAL)

TEMPORAL: _____ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Magister Scientiarum En Ingeniería Mecánica, Mención Ciencias

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

MAESTRIA

ÁREA DE ESTUDIO:

Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente Núcleo de Anzoátegui

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO

DERECHOS:

De acuerdo al artículo 44 del reglamento del trabajo de grado:

“Los Trabajos de Grado son de exclusiva propiedad de la Universidad y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo quien lo participará al Consejo Universitario.”

Ing. Franklin Ramírez

Autor

Prof. Henry Espinoza

TUTOR

Prof. Orlando Ayala

JURADO

Prof. Johnny Martínez

JURADO

POR LA SUBCOMISIÓN DE TESIS