



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA – TERMOFLUIDOS

SIMULACIÓN NUMÉRICA DE UN DESHIDRATADOR POR CONVECCIÓN.

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:

JOAQUIN LEONEL REYES GARCIA

TUTOR PRINCIPAL
MARTIN SALINAS VÁZQUEZ
INSTITUTO DE INGENIERIA



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

A mi papá por ser el mejor del mundo

A mi mamá que aun esta entre nosotros

A mi hermana

A mi hermano

A mi compañera en la vida de otro planeta

Agradecimientos

A mi papa por brindarme todo el apoyo, motivación y pláticas sinceras que siempre me hicieron aprender algo más de la vida

A mi hermana por su apoyo a lo largo de todo este trabajo

A mi hermano y mejor amigo por siempre compartir momentos recreativos e increíbles, por todo su apoyo y motivación.

A Mayra por siempre encontrar las palabras correctas para motivarme y hacerme sonreír a cada momento.

A la señora Vicky por sus pláticas y apoyo a lo largo de toda esta etapa

A todos mis tíos, tías y primos por la motivación y los buenos momentos compartidos

A todos mis amigos Daniel, Mario, Kukul, Pavel, que hicieron de esta etapa una experiencia increíble y única.

A mis compañeros de la torre de Ingeniería que siempre hicieron agradables los días de tesis y compartieron conocimientos y experiencias.

A mi tutor el Dr. Martin por compartir sus enseñanzas y conocimiento, y por todo su apoyo durante este proyecto.

Al Proyecto DGAPA-PAPIIT TA100117 "Estudio de transferencia de calor y masa en fase de secado constante aplicado a la deshidratación de fruta"

Índice

Capítulo 1 Introducción.

1.1 Importancia del estudio de la mecánica de fluidos y transferencia de calor. -----	1
1.2 Deshidratación -----	1
1.2.1 Antecedentes históricos -----	2
1.2.2 Variables importantes en el proceso de deshidratación -----	3
1.3 Transferencia de calor en el flujo de aire del deshidratador. -----	5
1.4 Numero de Nusselt -----	6
1.5 Numero de Grashof y Richardson -----	7
1.6 Tipos de deshidratadores -----	8
1.7 Deshidratadores directos -----	9
1.7.1 secador de horno -----	10
1.7.2 secador de bandejas -----	10
1.7.3 secador de túnel -----	11
1.8 Secadores indirectos -----	12
1.8.1 secador de tambor -----	12
1.9 secadores dieléctricos y por microondas -----	12
1.10 Intercambiadores de calor -----	13
1.10.1 Intercambiador de flujo paralelo -----	14
1.10.2 Intercambiador de contraflujo -----	15
1.10.3 Intercambiador de flujo cruzado -----	15
1.10.4 intercambiadores de placas planas. -----	16
1.10.5 Intercambiador de tubos y coraza. -----	16
1.10.6 Baffles o deflectores -----	17
1.10.7 Tipos de arreglos en el banco de tubos. -----	17
1.10.8 Banco de tubos con aletas. -----	18

1.11 Configuración y parámetros del deshidratador. -----	19
--	----

Capítulo 2 Ecuaciones de gobierno

2.1 Ecuaciones de Navier- Stokes -----	22
2.2 Aproximaciones numéricas de la turbulencia. -----	24
2.2.1 Large Eddy Simulation (LES) -----	24
2.3 Esquema numérico -----	28
2.4 Fronteras inmersas -----	30
2.4.1 Interpolación de la geometría generada. -----	30
2.5 Refinamiento de malla -----	35
2.6 Características de la simulación -----	37
2.6.1 Funcionamiento del deshidratador. -----	37
2.6.2 Características y parámetros de la simulación -----	37
2.6.3 Condiciones de frontera -----	40
2.6.4 Condición inicial -----	40
2.7 Valores instantáneos y valores promedio -----	41

Capítulo 3 Resultados.

3.1 Caso 1. Arreglo cuadrado del banco de tubos y temperaturas constantes en las paredes. -----	43
3.1.1 Configuración del banco de tubos y condiciones de frontera. -----	43
3.1.2 Análisis de la variación de temperatura en la zona de deshidratación. -----	44
3.1.3 Análisis de la velocidad en la zona de deshidratación. -----	47
3.1.4 Análisis del banco de tubos con arreglo cuadrado. -----	48
3.2. Caso 2 Arreglo triangular del banco de tubos y temperaturas en las paredes constantes. -----	51
3.2.1 Configuración del banco de tubos y condiciones de frontera. -----	51
3.2.2 Análisis de la variación de la temperatura en la zona de deshidratación.-----	52
3.2.3 Análisis de la velocidad en la zona de deshidratación. -----	54
3.2.4 Análisis del intercambiador de calor con arreglo escalonado -----	55

3.3 Caso 3 Arreglo cuadrado del banco de tubos con temperaturas en la pared en función de la posición. -----	58
3.3.1 Configuración del banco de tubos y condiciones de frontera. -----	58
3.3.2 Análisis de la variación de la temperatura en la zona de deshidratación. -----	59
3.3.3 Análisis de los contornos del número de Richardson en la zona de deshidratación. -----	62
3.3.4 Análisis de los contornos de Ri y magnitud de velocidad en la zona de deshidratación.-----	63
3.3.5 Análisis del intercambiador de calor con arreglo cuadrado.-----	64
Capítulo 4 Validación del código numérico -----	67
4.1 Mediciones experimentales de temperatura en el deshidratador. -----	67
4.2 Comparación en planos perpendiculares al flujo X/H -----	68
4.3 Comparación de resultados en el plano longitudinal Z/H .-----	71
Capítulo 5 Conclusiones. -----	74
Bibliografía -----	75

Objetivo general:

Estudiar el comportamiento del flujo de aire caliente dentro de un deshidratador de fruta por medio de la Dinámica de Fluidos Computacional.

Objetivos particulares:

Obtener los campos de velocidad y temperatura dentro del deshidratador, así como la trayectoria que sigue el aire dentro del mismo.

Conocer el comportamiento de las propiedades en la zona de deshidratación de la fruta, así como en la zona de intercambio de calor.

Validar el código numérico comparando los resultados obtenidos con mediciones experimentales.

Poder proponer de manera justificada, modificaciones a la geometría de tal forma que la eficiencia en el funcionamiento del deshidratador pueda aumentar.

Resumen

En los últimos años se han hecho cada vez más evidentes los efectos negativos de la explotación de los recursos del petróleo, esto se ha visto reflejado tanto en el costo de producción y el agotamiento de sus reservas (Goodstain, 2015). Además de esto, debido a la generación de energía utilizando estos recursos se ha generado una gran afectación al medio ambiente por las emisiones continuas de gases contaminantes, teniendo consecuencias en la salud de las personas y en las condiciones del planeta mismo (Abbasi & Abbasi, 2000).

Estos hechos antes mencionados han hecho inevitable dos cosas, la primera es poner mayor atención en mejorar la eficiencia de los procesos que utilizan combustibles fósiles para de esta forma tener la menor cantidad de emisiones contaminantes, y por otra parte se ha volteado a ver con mayor interés a fuentes de energías alternas o energías renovables, destacando la energía hidroeléctrica, eólica, biomasa, solar, geotérmica, etc.

Lo que se quiere lograr en este trabajo es utilizar energías renovables de forma eficiente, principalmente energía geotérmica ya que si bien se puede llamar de alguna manera una energía gratuita es necesario utilizarla de manera responsable y correcta. Para lograrlo se realizó una simulación numérica que representa o predice el comportamiento del flujo de aire dentro de un deshidratador de tipo directo, incluyendo el paso de este por un banco de tubos, en los cuales circula agua calentada previamente utilizando energías renovables. Dichos tubos se encargan de calentar el aire que será el encargado de deshidratar la fruta. Esto se logró utilizando Dinámica de Fluidos Computacional, específicamente utilizando el lenguaje de programación Fortran con lo cual se resuelven las ecuaciones de Navier Stokes, obteniendo la predicción de variables de suma importancia en el proceso de deshidratación como lo son la velocidad, la temperatura, así como la trayectoria del mismo.

Se presentan resultados para varios casos, el primero de estos casos es aquel en el que solo se tiene el flujo de aire sin considerar la existencia del banco de tubos, teniendo el aire a temperatura ambiente con el objetivo de observar únicamente el comportamiento que este tiene al pasar por el ducto y por el recinto de deshidratación.

El siguiente caso fue realizar la simulación numérica incluyendo el banco de tubos para poder notar la trayectoria del aire pasando entre ellos y como se lleva a cabo la transferencia de calor entre los tubos y el aire, con esto se podrá saber qué temperatura tendrán el aire al terminar el contacto con los tubos y si se llega a la temperatura deseada.

Para poder saber que nuestra simulación numérica predice de manera correcta nuestro fenómeno se tiene que validar, esto se realizó comparando nuestros resultados con mediciones prácticas en el equipo en funcionamiento, dichas comparaciones se muestran en el capítulo 4.

Capítulo 1 Introducción.

1.1 Importancia del estudio de la mecánica de fluidos y transferencia de calor.

La importancia del estudio de los fluidos recae en el hecho de que inevitablemente siempre nos encontraremos interactuando con alguno, ya sea aire o agua, estando claro en nuestro planeta. Dicha interacción en nuestra vida diaria no parece ser demasiado importante, sin embargo en ciertos casos claramente lo es, un ejemplo sería la interacción de un vehículo con el medio que lo rodea, el flujo de un líquido dentro de una tubería, controlar desbordes de ríos, el fluido dentro de un intercambiador de calor, colectores solares, o el comportamiento del aire dentro de un recinto, etc. En estos casos tanto la interacción con el fluido y el comportamiento del mismo repercuten directamente en el funcionamiento de dichos sistemas, de tal forma que afectarían su eficiencia.

En algunos casos mencionados conocer el comportamiento del fluido es necesario, mas no suficiente ya que en ellos puede existir flujo de calor (energía en transición debido a una diferencia de temperaturas) y dicho flujo también es decisivo para tener una buena eficiencia en el sistema en cuestión. Para poder resolver esta problemática se tiene a la mecánica de fluidos la cual es la ciencia que se encarga de estudiar los fluidos en movimiento o en reposo y la transferencia de calor la cual trata de la rapidez con la que se transfiere la energía térmica, además de métodos experimentales y métodos numéricos los cuales han tenido una amplia aplicación en nuestros días.

1.2 Deshidratación.

La deshidratación puede definirse como el proceso por medio del cual se retira parcial o totalmente la humedad contenida en una sustancia, aplicándose dicho concepto tanto para sólidos, líquidos o gases. Comúnmente se aplica para sólidos debido a que por lo regular los productos agrícolas que se pretenden deshidratar se encuentran en ese estado, así que, podría definirse a la deshidratación como al proceso por medio del cual se transfiere el contenido de agua de un sólido hacia un medio gaseoso que se encuentre a su alrededor.

El objetivo de la deshidratación es que, al no tener humedad estos alimentos se pueden conservar por más tiempo sin descomponerse. A primera instancia la humedad podría ser un buen indicador de que tan perecedero puede ser dicho fruto [10].

Otras importantes ventajas que se tienen al deshidratar alimentos es que, debido a la extracción de masa de agua de los mismos se tiene una disminución en su peso y en su volumen, dicha disminución de volumen se presenta en mayor o menor medida dependiendo de factores como el tipo de producto, del método de deshidratación y de condiciones de secado, por ejemplo la máxima disminución se presenta al deshidratar alimentos líquidos en polvo, mientras que la mínima tiene lugar cuando se deshidratan sólidos por el método de liofilización. Con dichos cambios de volumen y peso se obtiene un aumento en la facilidad de almacenaje y transporte, además de una disminución en el coste del mismo.

El proceso de deshidratación se debe de llevar a cabo de una manera cuidadosa, ya que, si bien ofrece demasiadas ventajas, también puede producir cambios negativos en los alimentos como pueden ser cambios en el color, en el sabor o en el aroma. Estos cambios pueden evitarse teniendo

un control en las temperaturas al deshidratar y en los tiempos en los que se realiza el proceso [2]. Por tal motivo se debe de tener un claro conocimiento del comportamiento de propiedades importantes que afectan para bien o para mal el proceso de deshidratación como lo son la temperatura, la velocidad del aire y tiempo de secado.

1.2.1 Antecedentes históricos del proceso de deshidratación.

Aunque no se sabe a ciencia cierta desde cuando se comenzó a utilizar la deshidratación, si se tienen noticias de deshidratación de verduras en el siglo XVIII (Van Arsdel y Copley, 1963), estos métodos de deshidratación no fueron modificados de forma importante sino hasta la Revolución Industrial. En 1854 Tomlinson describe técnicas que se utilizaban en esa época para la deshidratación de papel, fibras y alimentos [4].

Cuando se crea la oficina alemana de patentes en 1877 se hacen notar nuevos avances en la deshidratación, tal es el caso de la patente de un secador utilizando radiación y el registro también de un secador al vacío. Un acontecimiento sin duda importante en esta época fue la publicación de Hausbrand "Drying of air and steam", ya que es considerada como la primera aplicación formal de métodos de ingeniería para el diseño y cálculo de deshidratadores [12].

Así como muchos otros desarrollos tecnológicos la deshidratación tuvo una gran aparición en escenarios bélicos como en la guerra de Crimea (1854-1856) en la cual las tropas británicas recibieron verduras deshidratadas de su país. Otro escenario en donde aparecieron estas frutas deshidratadas fue en la guerra de los Boer (1899-1902) en donde se llevó verduras secas canadienses a Sudáfrica, así como Estados Unidos recibió alrededor de 450 toneladas de verduras deshidratadas en la Primera Guerra Mundial, de tal forma que para 1919 en dicho país se deshidrataban frutos tales como ejotes, zanahorias, apios, papas, espinaca y maíz [12].

Dicha aplicación tan amplia en estos propósitos militares tiene una razón bastante clara puesto que al deshidratar dichos frutos se tiene una gran reducción en el peso y comúnmente de volumen, con lo cual se reduce también el coste en el embalaje y hace más fácil el almacenamiento, manejo y transporte de dichos frutos.

1.2.2 Variables importantes en el proceso de deshidratación.

Como se mencionó anteriormente, la deshidratación es el proceso por medio del cual se remueve la humedad de los alimentos, lo cual implica que se tengan presentes dos procesos simultáneamente, que son, la transferencia de calor del aire que circula por los frutos hacia los mismos y, el transporte de humedad desde los frutos hacia el aire.

Cuando el aire entra en contacto con la superficie de los frutos comienza a retirar su humedad, una vez que dicha humedad fue removida se presenta un gradiente de concentraciones en el fruto, provocando que el agua que se encuentra en el interior del fruto viaje hacia las superficies provocando que la deshidratación sea más lenta. En la primer parte del proceso son de suma importancia variables del flujo de aire como la temperatura, la velocidad, área de contacto y humedad, pero, una vez que se comienza el transporte de humedad dentro del fruto variables como su temperatura, así como su humedad son importantes en el proceso. Tal comportamiento de la humedad dentro del fruto se muestra en la figura 1.1.

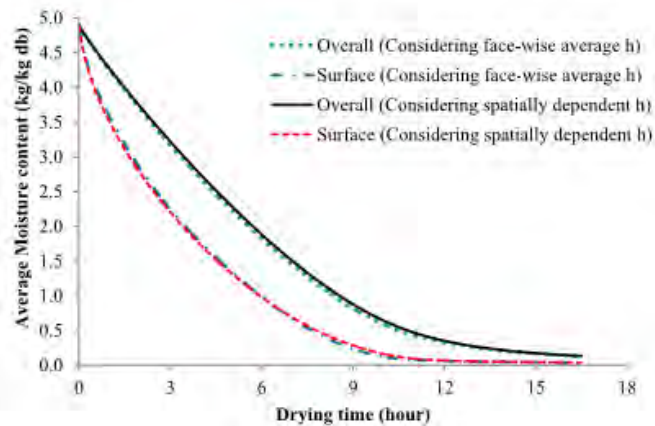


Figura 1.1 Comportamiento de la humedad contenida en el fruto [6]

Este proceso de deshidratación se llevó a cabo con una velocidad del aire de 2 m/s y una temperatura de 70 °C, en esta grafica podemos ver en el eje horizontal el tiempo de deshidratación en horas, mientras que en el eje vertical se tiene el contenido de humedad promedio en el fruto, obteniendo el comportamiento de la humedad en la superficie así como en el fruto en general [36]. Puede observarse en la figura 1.1 que el contenido de humedad dentro del fruto disminuye rápidamente desde el tiempo cero hasta aproximadamente 9 horas, lo cual abarca el proceso de deshidratación de la humedad en la superficie del fluido, mientras que a partir de las 9 horas en adelante se observa una disminución en el secado debido esto a que el transporte de humedad dentro del fruto necesita más tiempo para llevarse a cabo.

El tiempo de secado es un parámetro muy importante puesto que dependiendo de dicho tiempo será el gasto de recursos para llevar a cabo el proceso, por tal motivo se busca disminuir dicho tiempo de secado el cual se encuentra en función de muchas variables como lo son la temperatura, humedad relativa y velocidad del aire, así como de características del fruto a deshidratar como lo son el grosor y su humedad.

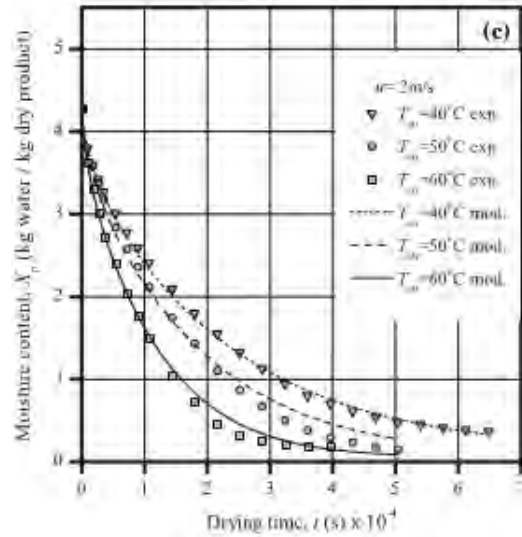


Figura 1.2 Comparación de curvas de secado con velocidad del aire 2 m/s y para diferentes temperaturas en el aire. [36]

En la figura 1.2 se muestra cómo afecta la temperatura del aire a la velocidad de deshidratación, en el resultado del trabajo realizado por [36] se puede observar que para una velocidad de 2 m/s, el cambiar la temperatura 10 °C aumenta considerablemente el tiempo de secado. A pesar de esto, también debe de considerarse que el tener temperaturas demasiado elevadas podría producir un producto con las superficies duras y secas, pero, en el interior un producto con riesgo de perecer, por tal motivo se debe tener un control de las temperaturas y situarlas en el rango permisible que oscila entre los 35 y 45°C [19], además se debe tener un cierto cuidado con la temperatura debido a que existen en los frutos compuestos que son sensibles a ella, como es el caso del ácido ascórbico(vitamina C) en los jitomates, ya que su degradación mínima se presenta cuando se tienen temperaturas bajas y tiempos de deshidratación cortos [], sin embargo si se realiza una deshidratación con temperaturas en el rango de 80 a 100 °C se puede tener una degradación de dicha vitamina de entre el 60 a 80% [40].

Otro factor que afecta el tiempo de deshidratación como se comentó anteriormente es la velocidad del aire, tal importancia tiene que ver primero con su magnitud, pero, también con el sentido que esta tiene es decir, si el aire entra en contacto con el fruto de forma paralela o a contraflujo. En el primero de los casos se tiene que al variar la velocidad del aire de 1.5 a 0.13 m/s aumenta el tiempo de deshidratación de 28 a 64 horas [13]. Por otro lado, se encontró que la dirección del aire como se mencionó anteriormente también es un factor importante para el tiempo de secado, ya que [39] demostró que el tiempo de secado se reducía 5 horas al tener un flujo de deshidratación cruzado en lugar de tener un flujo paralelo a las rebanadas de jitomate.

1.3 Transferencia de calor en el flujo de aire del deshidratador.

El termino convección es utilizado para definir el mecanismo de transferencia de calor que se presenta entre un sólido y un fluido que se encuentre en contacto con él. Dicha transferencia de calor se lleva a cabo gracias al movimiento aleatorio molecular y al movimiento global del fluido; la contribución del movimiento molecular es más grande cerca de la superficie que este en contacto con el fluido debido a que la velocidad es muy baja en esa zona. Conforme nos alejamos de dicha superficie el efecto del movimiento global predominará, por tal motivo la transferencia de calor puede realizarse por cualquiera de estos dos mecanismos, es decir, se llevará a cabo por conducción mientras el fluido se encuentra cerca de las paredes, y tendrá lugar la transferencia de calor por convección cuando el fluido se encuentre alejado de ellas. Consideremos el sistema mostrado en la figura 1.3 en la cual se tiene una superficie con una temperatura T_s la cual es mayor que la temperatura del fluido que pasa sobre dicha superficie T_f .

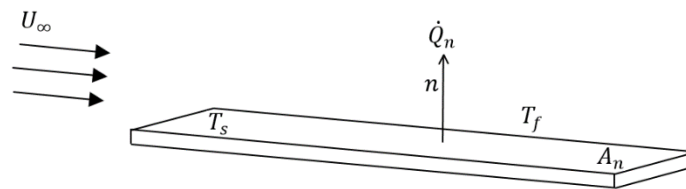


Figura 1.3 Esquema de transferencia de calor de una superficie al fluido circundante.

Si la velocidad del flujo que se muestra en la figura 1.3 es cero, como en las paredes, entonces la transferencia de calor se llevara a cabo únicamente por conducción en el fluido y se representa mediante la Ley de Fourier de conducción de calor, la cual se expresa de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_n = -k A_n \frac{\partial T}{\partial n} \quad [w]$$

En donde:

k = conductividad térmica del material [w/mK]

A_n = área de transferencia de calor [m^2]

$\partial T / \partial n$ = gradiente de temperatura en dirección normal [k/m]

Considerando el flujo de calor en cada una de las direcciones, en donde \dot{Q} se encuentra en [w], k es una propiedad del material y representa la facilidad con que dicho material conduce el calor y $\partial T / \partial n$ es la derivada de la temperatura en dirección normal a la superficie.

Si se tiene este caso la transferencia de calor en el fluido será más lenta, por tal motivo mientras más velocidad se tenga en el fluido mayor será la velocidad de transferencia de calor. Si tenemos ahora, una velocidad U_∞ distinta de cero, y lejos de la superficie consideramos nulos los efectos de la conducción, tenemos entonces que la transferencia de calor se lleva a cabo mediante convección y se representa mediante La ley de enfriamiento de Newton.

$$\dot{Q} = h A_s (T_s - T_\infty) \quad [W]$$

En donde:

h = coeficiente de transferencia de calor [$w/m^2\text{°C}$]

A_s = área en contacto con el fluido [m^2]

T_s =Temperatura de la superficie [°C]

T_∞ =Temperatura del fluido lejos de la superficie [°C]

La convección existe siempre que se tenga un gradiente de temperatura y un movimiento global del fluido, debido a esto, existen dos tipos de convección, puesto que el movimiento global del flujo puede ser provocado por dos razones, la primera es debido a un elemento externo como un ventilador o una bomba la cual le da movimiento al fluido y la segunda razón es que el fluido se mueva debido a una diferencia de densidades provocada por una diferencia de temperaturas. El primero de los casos es llamado convección forzada puesto que el fluido es forzado a desplazarse por alguno de los elementos antes mencionados, mientras que se tiene convección libre si no existe tal elemento que mueva al fluido. Puede darse también un caso intermedio en el que se tengan ambos tipos de convección, y esto se presenta cuando las velocidades que se le imponen al fluido para moverlas son comparables con las velocidades de flotación en el mismo. En tal caso se tiene una convección mixta. Esto puede suceder cuando las velocidades impuestas al fluido son demasiado pequeñas o existe una gran diferencia de temperaturas, propiciando que las corrientes debidas a las diferencias de las densidades sean comparables con las velocidades de la corriente forzada.

1.4 Numero de Nusselt.

Como se mencionó anteriormente en un flujo se puede transferir energía debido a un efecto difusivo, es decir debido al movimiento molecular, sin embargo, si además de existir este movimiento también se presenta movimiento global en el fluido la transferencia de calor será mayor. Cuando se tienen velocidades considerables en el movimiento macroscópico del fluido los efectos difusivos prácticamente son nulos, pero mientras menores son las velocidades en el flujo dicho efecto comienza a contribuir en el fenómeno, de tal forma que en donde se tengan velocidades prácticamente nulas en el fluido se tendrá transferencia de calor únicamente por conducción lo cual ralentizara la transferencia de la energía.

Para conocer en qué zonas están contribuyendo cada uno de estos efectos se tiene el número de Nusselt el cual nos relaciona la transferencia de calor por conducción y por convección pudiendo saber que tan grande es la contribución de la conducción con respecto a la convección, de tal forma que si se tiene un número de Nusselt igual a la unidad esto nos quiere decir que la transferencia de calor se está llevando a cabo únicamente por este medio. El número de Nusselt se expresa como sigue:

$$Nu = \frac{hL}{K}$$

En donde h es el coeficiente de transferencia de calor, L es una longitud característica y k la conductividad térmica del fluido. En la parte superior se expresa la transferencia debido a la convección mientras que en la parte inferior la transferencia de calor debido a la conducción de tal forma que mientras más grande sea el número de Nusselt más grande será la transferencia de calor.

1.5 Numero de Grashof y Richardson.

Al tener diferencia de temperaturas en el fluido se tienen también una diferencia de densidades en el mismo y por lo tanto se presenta una fuerza de flotabilidad o de flotación, debido a dicha fuerza el aire caliente y más ligero flota en el aire circundante más frío y pesado. Esta fuerza desplaza al fluido siempre en competencia con las fuerzas viscosas, esto se expresa en el número adimensional Grashof el cual se escribe como sigue:

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2}$$

En donde:

T_s = Temperatura de la superficie

T_∞ = Temperatura lejos de la superficie (temperatura ambiente)

L_c = Longitud característica del fenómeno

β = coeficiente de expansión volumétrica

g = constante de aceleración gravitacional

ν = viscosidad cinemática del fluido

Lo que representa dicho número es la competencia de las fuerzas de flotabilidad y fuerzas viscosas en el fluido. Dicho número en convección libre es análogo con el número de Re en la convección forzada delimitando si se trata de un flujo laminar o un flujo turbulento en la convección libre tal y como lo hace el número de Re en convección forzada.

Como se mencionó anteriormente se puede tener convección libre, convección forzada o convección mixta. Esta última existe cuando la velocidad impuesta al fluido es comparable con la velocidad que se produce debido a la diferencia de densidades como se muestra en la figura 1.4 en donde $T_{cuerpo} > T_{amb}$, la $V_{forzada}$ es la velocidad que el fluido adquiere gracias al ventilador, mientras que V_{libre} es la velocidad que tiene el aire caliente debido a la diferencia de densidades y está dada por $V_{libre} = g\beta(T_s - T_\infty)L_c$. Para poder saber cuál de estas velocidades afectan lo suficiente al fenómeno es menester saber la relación que existe entre ambas, dicha relación está dada por Gr_L/Re^2 .

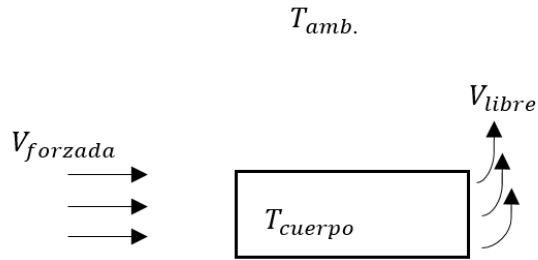


Figura 1.4 Esquema de transferencia de calor por convección libre y convección forzada.

Este cociente se conoce como el número de Richardson:

$$Ri = \frac{Gr_L}{Re^2} = \frac{V_{libre}}{V_{forzada}}$$

Y nos define si en el flujo se presenta convección libre, convección forzada o convección mixta.

Es decir conociendo los valores del número de Richardson podemos saber si los efectos de la flotabilidad son comparable con la fuerza inercial del fluido, de tal forma que si tenemos $Ri = Gr_L/Re^2 \ll 1$ quiere decir que los efectos de flotabilidad son tan pequeños comparados con las fuerzas inerciales que pueden despreciarse, mientras que si tenemos $Ri = Gr_L/Re^2 \gg 1$ los efectos que se desprecian en este caso son los inerciales y predomina por lo tanto la convección libre. Un último caso que podría presentarse es que $Ri = Gr_L/Re^2 \approx 1$ en este caso quiere decir que dicho parámetro se encuentra en el orden de la unidad y por lo tanto ambos efectos deberán ser tomados en cuenta.

Conocer el valor de este parámetro en la zona de deshidratación en este trabajo es crucial ya que con saberlo se podrá conocer en qué zonas se presenta convección libre o convección forzada, es decir se podrá saber en qué zonas se tiene una mejor o más rápida transferencia de calor.

1.6 Tipos de deshidratadores.

Existen varias formas de clasificar a los deshidratadores como puede ser según la forma en la que se presenta el contacto con el fruto, es decir pueden existir deshidratadores directos o indirectos.

En el primer caso se utiliza un gas caliente el cual estará en contacto directo con el fruto, comúnmente aire, el cual tendrá la función de llevar a cabo la evaporación de la humedad contenida en el alimento, además de que será el encargado también de transportar dicha humedad, mientras que en los deshidratadores indirectos el contacto se da entre el fruto y una superficie caliente, la gran ventaja que tiene el deshidratador directo sobre el indirecto es que logra una mayor uniformidad en el proceso de transferencia de calor.

1.7 Deshidratadores directos.

Los deshidratadores directos son aquellos que funcionan calentando un gas, el cual entrara en contacto con los frutos y evaporara su humedad, al mismo tiempo que se encarga de retirarla, en ellos, la transferencia de calor entre el gas y el fruto se lleva a cabo principalmente mediante convección, por tal motivo, dichos deshidratadores son también conocidos como deshidratadores convectivos. Dichos deshidratadores constan de:

- Recinto
- Sistema de calefacción
- Sistema de impulsión de aire

Se tiene un sistema de calefacción con el cual se transfiere energía a un gas, dicho gas eleva su temperatura y avanza con ayuda del sistema de impulsión de aire pasando por los frutos removiendo de esta manera su humedad. Los gases calientes que pueden utilizarse para estos deshidratadores de calor pueden ser los siguientes, estos en función del uso para el que se utilizara:

- Aire
- Productos de la combustión
- Gases inertes
- Vapor recalentado

En el primero de estos gases se tiene aire, el cual es calentado por medio de algún agente externo el cual puede ser:

Solar: este deshidratador requiere de una zona en donde se recolecta la radiación solar, con la cual pueden calentar el aire que pasara a través de los frutos, la forma de mover dicho aire puede ser con un ventilador.

Eléctrico: en este tipo de deshidratadores se utilizan resistencias eléctricas para calentar el fluido que retirara la humedad de las frutas. Esta forma de calentar el fluido tiene un costo más elevado y una baja eficiencia, por tales razones se usa demasiado poco, sin embargo tiene una amplia aplicación en procesos en los cuales la contaminación del producto debe ser evitada [4].

De gas: En procesos industriales los gases de la combustión pueden utilizarse en forma directa para secar, sin embargo, en la deshidratación de alimentos no se puede proceder así. En este caso lo que se realiza es utilizar quemadores para calentar el aire que entrara en contacto con los productos, de tal forma que no entren en contacto directo con los gases de combustión.

Aceite caliente: Se bombea aceite caliente por una tubería la cual entra en contacto con el aire que se pretende calentar. Este método tiene una eficiencia mayor que utilizar vapor, además de que no se tienen los problemas de presión que se tienen asociados al uso del mismo [4].

A continuación se presentan los deshidratadores directos (de convección) más utilizados en la industria alimenticia los cuales son el secador de horno, secador de bandejas y el secador de túnel.

1.7.1 Secador de horno.

Está compuesto por dos cámaras rectangulares, en la primera se lleva a cabo el proceso de calentamiento del aire, dicho aire posteriormente pasara a través de la división perforada por convección libre o forzada en donde se encuentran ubicadas las frutas a deshidratar llevándose así su humedad tal como se muestra en el diagrama de la figura 1.5. Tiene su aplicación en la industria alimenticia principalmente deshidratando manzana, forrajes verdes, etc.

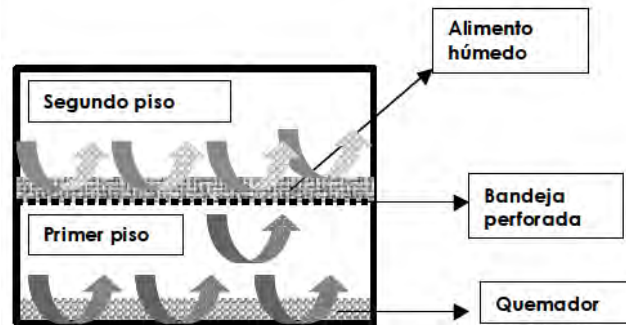


Figura 1.5 secador de horno [4]

1.7.2 Secador de bandejas.

Está constituida por un recinto rectangular comúnmente metálico el cual se encuentra dividido por un cierto número de bandejas separadas a una cierta distancia en donde se coloca el fruto a deshidratar. Por dichas bandejas circula aire caliente con ayuda de un ventilador, dicho aire se caliente comúnmente al entrar en contacto con un banco de tubos por donde circula vapor de agua. Después de pasar por los frutos el aire va desalojando el recinto mientras aire nuevo entra por el orificio de entrada. Cuando se trata de mejorar el proceso se utilizan bandejas perforadas con lo que el aire puede pasar de forma perpendicular aumentando el área de la fruta en contacto con el aire, disminuyendo con esto los tiempos de deshidratación. Al terminar el proceso de deshidratación lo que hace es retirar la carga de alimento seco e introducir una nueva carga de producto a deshidratar [4].

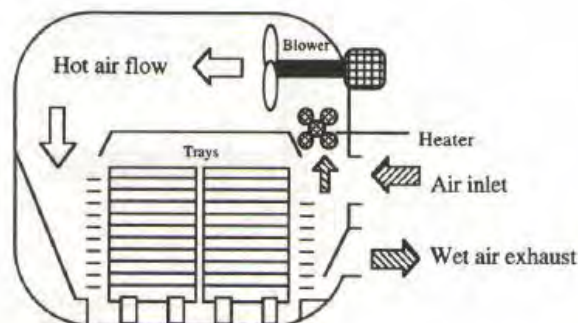


Figura 1.6 Esquema de secador de bandejas [4].

La deshidratación puede ser tanto horizontal o transversal dependiendo de la dirección que toma el flujo de aire al pasar por los frutos, es decir, será de flujo horizontal siempre que el aire circule paralelamente a los frutos mientras que es transversal cuando circula perpendicularmente.

Estos deshidratadores se utilizan en la industria alimenticia básicamente para deshidratar espinacas, ajo, perejil, chicharos, ejotes, champiñones, cebollas, aunque debido a la mano de obra para extraer e introducir el producto su costo de producción suele ser elevado.

1.7.3 Secador de túnel

Estos secadores tienen un funcionamiento muy parecido al secador de bandejas por el hecho de que el aire es calentado y forzado a pasar por el fruto, pero la diferencia es que en este caso los frutos se encuentran colocados en paquetes a lo largo de un túnel uno detrás de otro. Una vez que un paquete de frutos termino su proceso es removido del ducto la vez que se ingresa uno nuevo en el extremo contrario del túnel por donde ingresa el aire caliente. Se muestra un esquema en la figura 1.7.

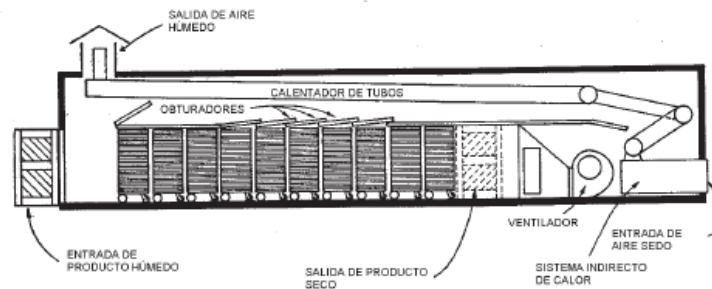


Figura 1.7 Secador de túnel [4]

La razón de que la fruta nueva húmeda se coloque en la posición que se coloca, es decir del lado donde el aire llega más frío y más húmedo es que, esa fruta de nuevo ingreso necesita menos temperatura en el aire para deshidratarse ya que toda su superficie se encuentra húmeda, mientras que la fruta que lleva más tiempo en el secador necesita de aire con mayor temperatura y menos humedad para poder seguir de manera adecuada con su proceso de secado.

1.8 Secadores indirectos.

En estos secadores la transferencia de calor hacia los frutos húmedos es primordialmente por conducción entre una superficie metálica y los frutos. La fuente de energía para realizar este proceso puede ser vapor, agua o aceite calientes, gases de combustión o resistencia eléctrica.

La gran desventaja de este secador es que debido a que el fruto entra en contacto con la superficie caliente la deshidratación en el mismo se lleva a cabo de una forma poco homogénea.

1.8.1 Secador de tambor.

En este método de secado el mecanismo de transferencia de calor es el de conducción ya que se coloca el material húmedo a deshidratar en tambores, los cuales son calentados desde su interior, en la mayoría de los casos por vapor. Una vez que dicho material entra en contacto con los tambores calientes el agua se evapora y el material húmedo deshidratado puede retirarse [4].

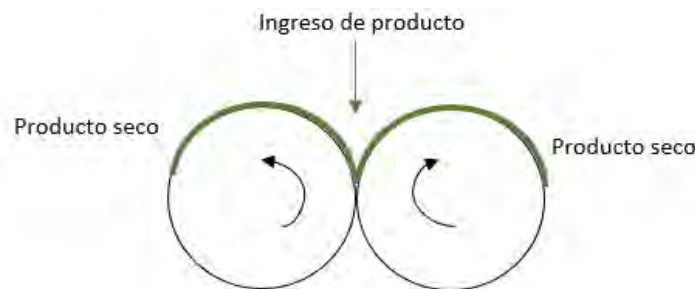


Figura 1.8 Diagrama de secador de tambor.

1.9 Secadores dieléctricos y por microondas.

A pesar de que secadores dieléctricos y por microondas funcionan bajo el mismo principio los equipos y los rangos de trabajo en cuanto a frecuencias no son las mismas, ya que los secadores dieléctricos trabajan con frecuencias de entre 1 a 100 MHz, mientras que los segundos funcionan entre 300 MHz y 300 GHz [4]. Estos secadores pueden calentar todo el fruto sin tener un gradiente de temperaturas en la superficie y en el interior de los frutos, esto es debido a que convierten la energía electromagnética en energía cinética de los electrones generando calor debido a su fricción, esto de una manera uniforme en todo el fruto [4]. Esta forma de deshidratar tiene muchas ventajas ya que, debido a que no se tiene que calentar el aire que circula por los frutos el proceso es mucho más rápido, además de que debido a que el campo electromagnético únicamente interacciona con el disolvente, en este caso el agua y no con el fruto ni con el aire circundante ni las paredes del equipo. Algo que es importante tomar en cuenta en estos secadores es que, debido a que el proceso puede realizarse de una manera muy rápida puede suceder que el fruto se dañe o se queme, inclusive agua que se evapora puede salir muy rápidamente provocando la ruptura del mismo.

1.10 Intercambiadores de calor.

En la industria, en investigación científica así como en nuestra vida diaria a menudo se requiere transferir energía de un fluido a otro, esto con el objetivo de obtener o regular una temperatura en alguno de ellos, logrando esto sin mezclarlos, el sistema que facilita o permite realizar esta tarea es llamado intercambiador de calor.

Un intercambiador de calor es aquel dispositivo que lleva a cabo la transferencia de calor entre dos fluidos con diferentes temperaturas, separados estos por una pared de algún material conductor. Dicha transferencia de energía se lleva a cabo en dirección del fluido con mayor temperatura al de menor, pudiendo ser dichos fluidos líquidos o gases, o una combinación de ambos.

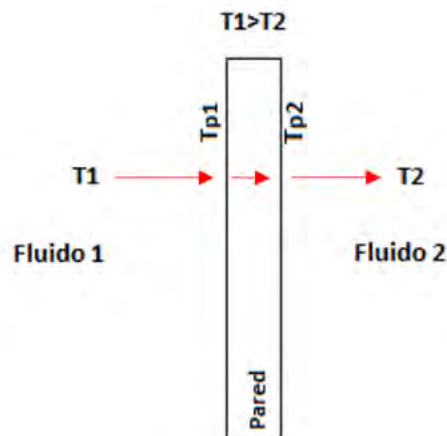


Figura 1.9 Representación de los mecanismos de transferencia de calor que tienen lugar en los intercambiadores de calor.

En la figura 1.9 se muestra cómo es que se lleva a cabo la transferencia de calor del fluido 1 al fluido 2 sabiendo que $T_1 > T_2$. En los intercambiadores de calor se presenta convección desde el fluido de mayor temperatura a la pared, conducción en dicha pared debido a la diferencia entre T_{p1} y T_{p2} (temperaturas de cada uno de los lados de la pared), finalmente convección entre la pared y el fluido de menor temperatura. Estos mecanismos de transferencia de calor y en general los intercambiadores de calor se utilizan para un gran número de aplicaciones y objetivos, como por ejemplo condensar un fluido de trabajo, enfriamiento de maquinaria, regular temperatura en algún proceso, sistemas de calefacción y aire acondicionado, por tal motivo existe una gran variedad de intercambiadores de calor ya que para cada una de estas aplicaciones se debe tener el tipo de intercambiador ideal para obtener la mejor eficiencia posible.

Al existir muchos tipos de intercambiadores se tienen varias formas de clasificarlos de las cuales, algunas de las más importante y representativas son:

Tomando en cuenta el tipo de flujo

- Flujo paralelo
- Contraflujo
- Flujo cruzado

La configuración tomando en cuenta su construcción

- Intercambiador de placas paralelas
- Intercambiador de tubo y coraza

Pueden encontrarse también las combinaciones entre diferentes tipos, debido a que en este trabajo se utilizara un intercambiador de tubos –coraza y flujo cruzado nos enfocaremos en su descripción así como en los parámetros más importantes.

1.10.1 Intercambiador de flujo paralelo

Esta configuración consta de tubos concéntricos en los cuales se tienen dos flujos, uno que circula dentro del tubo interior y el otro flujo circula en el espacio anular formado por los dos tubos. Dependiendo del sentido y la dirección que lleven dichos flujos dentro del intercambiador de calor es como se clasifican, en este caso, los flujos van en la misma dirección y sentido, por lo que se les llama de flujo paralelo, tal como se nota en la figura 1.10a. En figura 1.10b se muestra la distribución de las temperaturas idealizadas en una sola dirección, es importante mencionar que dicho arreglo es el de menor eficiencia en el grupo de intercambiadores de un solo paso [36].

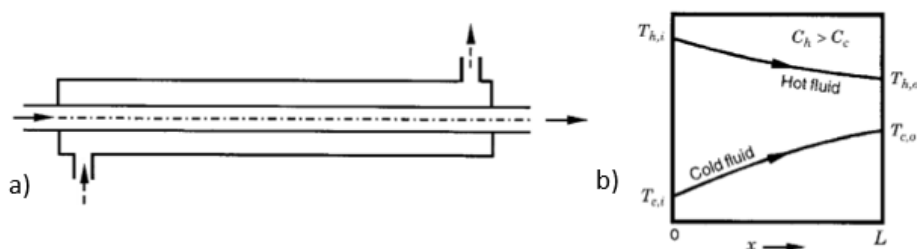


Figura 1.10 a) Representación de los flujos en sentido contrario b) Distribución de las temperaturas de los flujos. [36].

Tal eficiencia tan baja es debido a que, como se muestra en la figura 1.10b las temperaturas cada vez se van acercando más conforme recorre el intercambiador, con lo cual el flujo de calor entre los fluidos es cada vez menor, llegando a su mínimo en el final de dicho intercambiador de calor.

1.10.2 Intercambiador de contraflujo

En este tipo de intercambiador de calor los flujos viajan paralelos pero, en este caso lo hacen en sentido contrario, es decir, el punto de entrada de un flujo es el punto de salida del otro. Dicha configuración se muestra en la figura 1.11a.

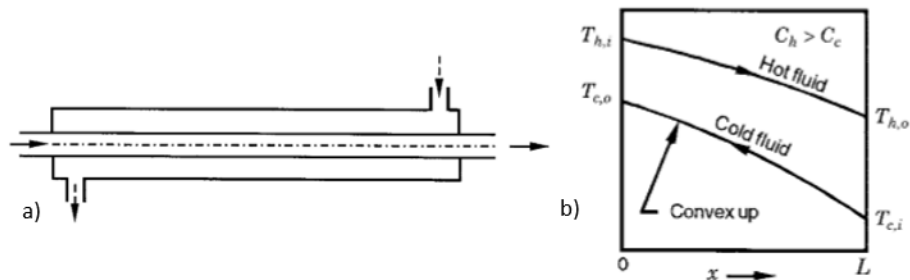


Figura 1.11 a) Representación de los flujos en sentido contrario b) Distribución de las temperaturas de los flujos [36].

También se presenta la distribución idealizada lineal para esta configuración en la figura 1.11b en donde puede notarse que la diferencia de temperaturas en los flujos caliente y frío permanece prácticamente constante a lo largo del intercambiador, dicho comportamiento en la diferencia de temperaturas es la razón por la cual esta configuración es la más eficiente en intercambiadores de calor de un solo paso.

1.10.3 Intercambiador de flujo cruzado

En esta configuración los flujos tienen una dirección perpendicular entre ellos logrando que su eficiencia se ubique entre la eficiencia de los casos anteriores, es decir, es más eficiente que un intercambiador en flujo paralelo pero, menos eficiente que uno de contraflujo. Dicha configuración se muestra en la figura 1.12a en forma bidimensional.

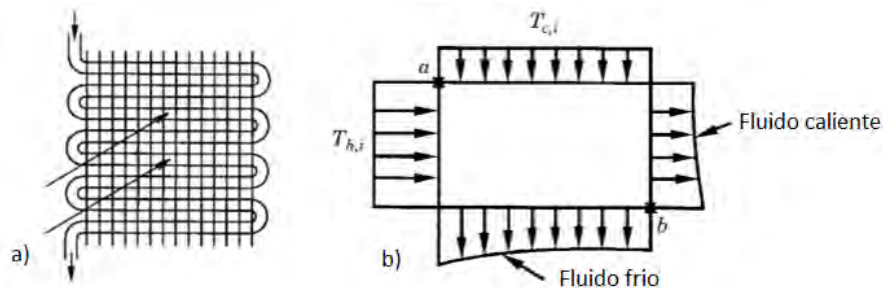


Figura 1.12 a) Representación de los flujos en contraflujo b) Distribución bidimensional de las temperaturas de los flujos [36].

La distribución de las temperaturas en los fluidos caliente y frío pueden observarse en la figura 1.12b, se nota que la parte superior del fluido caliente tiene menor temperatura debido a que estuvo en contacto con el fluido frío justo cuando este entra, mientras que el fluido caliente tiene mayor temperatura en la parte de abajo ya que en esa parte entra en contacto con un fluido ya no tan frío.

1.10.4 intercambiadores de placas planas.

Este tipo de intercambiadores de calor consta de placas en lugar de tubos para transferir energía entre los fluidos, por tener placas las áreas de transferencia de calor son mucho mayores que en el caso de los tubos, dando como resultado una mayor eficiencia y un menor volumen, dicha eficiencia se encuentra en un valor de aproximadamente 98% [36].

Una de las desventajas de dicho intercambiador de calor es el problema de sellado entre capa y capa ya que, debido a esto no se puede utilizar para aplicaciones que requieran presiones muy elevadas.

1.10.5 Intercambiador de tubos y coraza.

Como su nombre lo indica este intercambiador consta de una coraza o ducto principal dentro del cual se encuentran los tubos, un fluido pasara dentro de los tubos mientras que el otro fluido recorrerá el ducto o coraza entrando en contacto con los dichos tubos intercambiando de esa forma su calor. Dichos tubos están conectados en sus extremos por cabezales en los cuales se reúne el flujo de cada uno de ellos antes de salir del deshidratador. En la figura 1.13 se muestra un esquema general de la configuración de los intercambiadores de tubo y coraza.

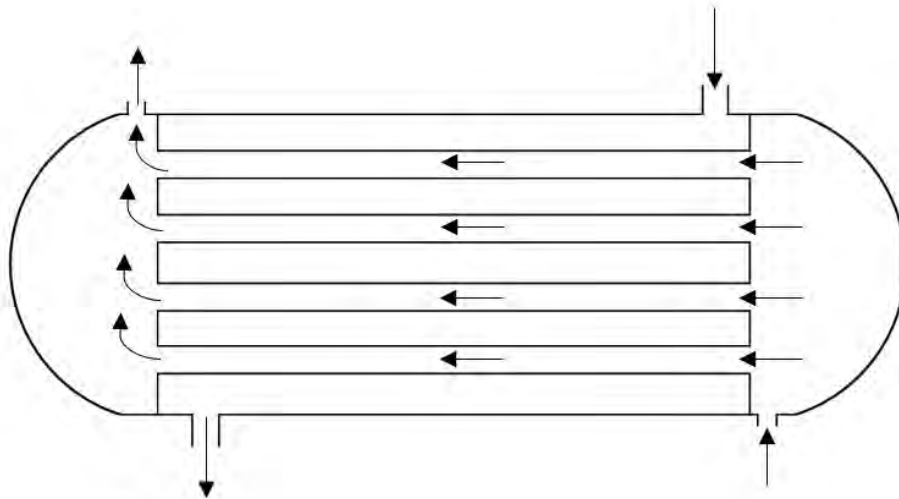


Figura 1.13 Esquema de la configuración básica de un intercambiador de calor de tubos y coraza.

En la figura 1.13 se muestra la configuración de dichos intercambiadores de una forma muy general puesto que puede variar de muchas formas como por ejemplo en número de tubos, separaciones entre tubos, tipos de cabezal, tipo de arreglo en los tubos, etc. Se muestra a continuación una descripción de algunos parámetros antes mencionados los cuales tienen una importante participación en el funcionamiento del intercambiador de calor.

1.10.6 Baffles o deflectores.

Los baffles o deflectores son placas que se colocan perpendiculares a la dirección del flujo, lo cual ayuda a soportar los tubos, además de que tiene como objetivo re direccionar el flujo de tal forma que este siempre choque con los tubos en dirección perpendicular, además de que genera o ayuda a que el flujo externo que circula alrededor de los tubos sea turbulento, con lo cual ayuda a aumentar la transferencia de calor. Se muestra un esquema en la figura 1.14.

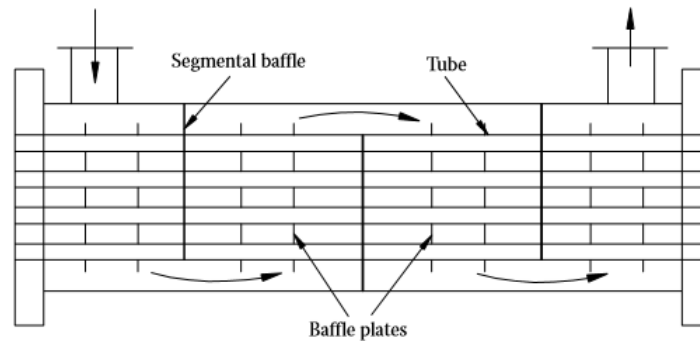


Figura 1.14 Esquema de baffles segmentados en un intercambiador de tubos y coraza. [25].

1.10.7 Tipos de arreglos en el banco de tubos.

En los bancos de tubos se tienen dos tipos de arreglos, el arreglo cuadrado y triangular. El arreglo cuadrado o en línea se muestra en la figura 1.15a, en donde puede verse que cada tubo se encuentra justo enfrente del tubo de la siguiente fila. También se muestra en la figura 1.15b el arreglo triangular o escalonado en donde el centro de los tubos es el vértice de un triángulo.

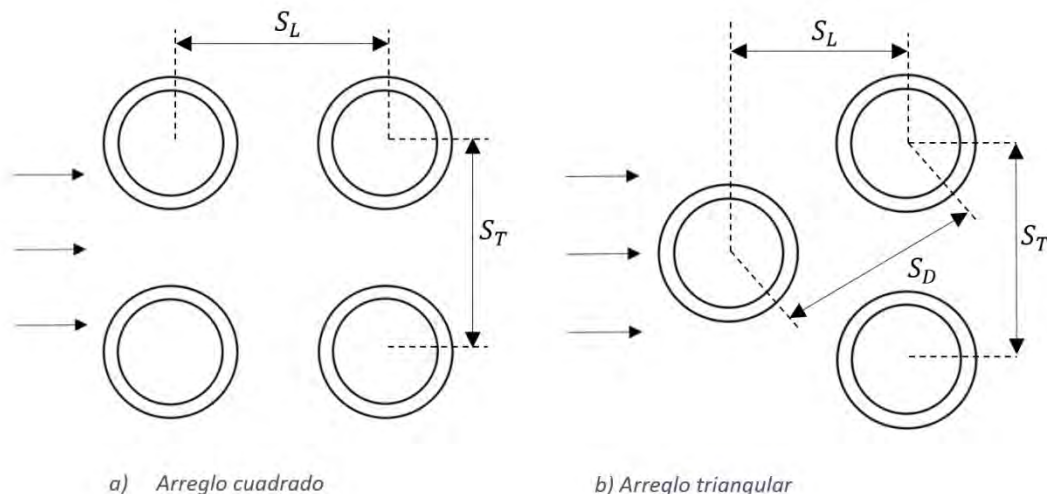


Figura 1.15 Se muestran los dos arreglos principales en los bancos de tubos de los intercambiadores de calor.

En ambas configuraciones son importantes las distancias entre los tubos, tanto en dirección longitudinal como transversal. Dichas distancias se definen como pitch transversal S_T y pitch longitudinal S_L los cuales se definen como la distancia entre centros de los tubos en dirección transversal y longitudinal correspondientemente.

Cuando se tiene el arreglo triangular o escalonado se define en la figura 1.15b una distancia diagonal S_D la cual es consecuencia de la distancia longitudinal y transversal que se tenga en dicho arreglo.

1.10.8 Banco de tubos con aletas.

Cuando se tiene un intercambiador de calor en donde se encuentra un fluido en estado líquido y otro fluido en estado gaseoso, por lo regular se tiene un coeficiente de transferencia de calor mucho mayor en el líquido, por lo cual en el gas se utiliza un aletado en los tubos, con lo que se aumenta el área y se puede transferir mejor la energía. Por lo regular se usan en el exterior de los tubos y son unidas a ellos mediante algún proceso mecánico como soldadura o extrusión en dado caso de que las aletas formen parte desde un inicio de los tubos.

Dichas aletas pueden presentarse de forma individual en cada uno de los tubos, o incluso pueden existir unidas en todo un grupo de tubos, dichas configuraciones se muestran en la siguiente figura.

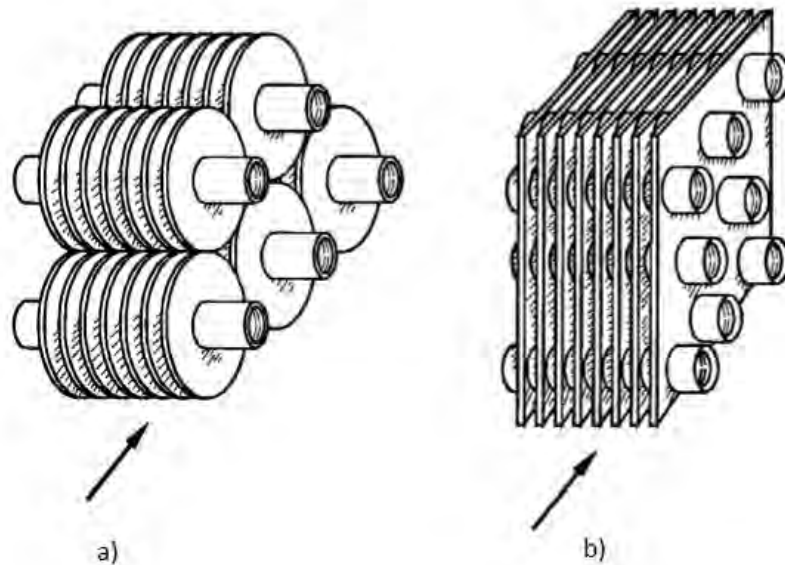


Figura 1.16 a) tubos con aletas individuales b) tubos con aletas agrupados. [25]

1.11 Configuración y parámetros del deshidratador.

El deshidratador que se analiza en el presente trabajo es el que se muestra en la figura 1.17 el cual es un proyecto realizado por el grupo del Instituto de Ingeniería IIDEA construido en 2009. Dicho deshidratador consta de un recinto de deshidratación realizado en madera y de un intercambiador de calor por medio del cual el aire puede elevar su temperatura y disminuir su humedad antes de entrar en contacto con los frutos a deshidratar. Dicho intercambiador de calor se puede observar en la figura 1.17 y con mayor detalle en la figura 1.18 en donde pueden notar las filas de tubos aletados que cuentan con 250 aletas por metro.



Figura 1.17 Recinto de deshidratación e intercambiador de calor IIDEA

Este intercambiador de calor consta de dos filas de tubos aletados, cada una con 20 tubos, posee un arreglo cuadrado y diámetro de los tubos de 0.016 m . Por cada uno de uno de estos tubos circula agua a $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ y con un gasto másico total de 0.7 Kg/s . Para lograr dicha temperatura en el agua se llevó acabo un intercambio de calor con recurso geotérmico extraído a una temperatura de $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, esto por medio de un intercambiador de placas planas.

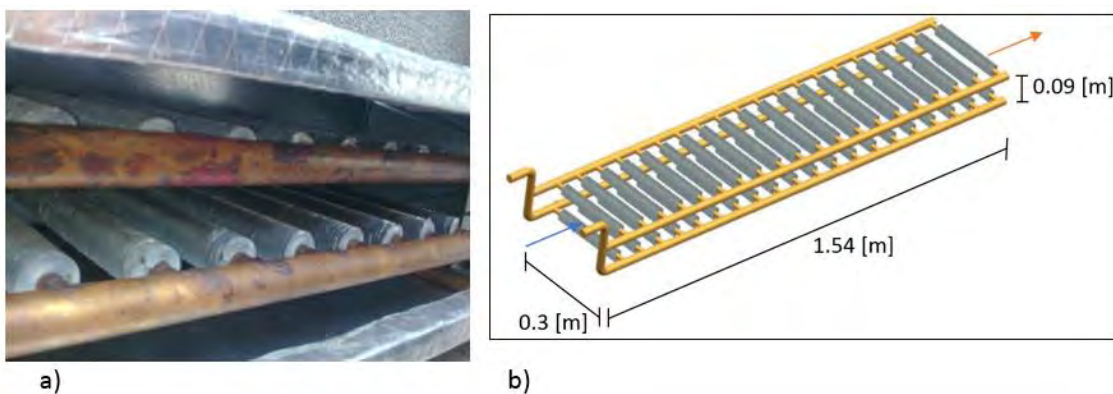


Figura 1.18 a) Tubos aletados del intercambiador de calor IIDEA 2009 b) Esquema del banco de tubos y dimensiones

En la figura 1.19 se presenta un esquema de las dimensiones y la separación que existe entre los tubos tanto longitudinal como transversal, así como las dimensiones de las aletas utilizadas en el banco de tubos.

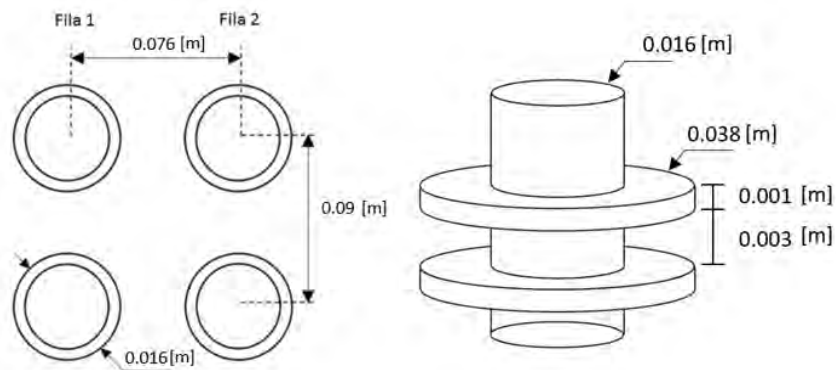


Figura 1.19 Esquema de las dimensiones de los tubos y de las aletas utilizadas en el banco de tubos.

Por dicho intercambiador de calor circula aire atmosférico el cual ingresa al ducto con una velocidad promedio de 3.66 m/s en un área del ducto de 0.08 m^2 lo cual nos brinda un gasto másico de 0.04 kg/s de aire. Inmediatamente después de que se calienta el aire ingresa a la zona de deshidratación absorbiendo la humedad del fruto. Dicha zona se señala en la figura 1.20 por medio de las flechas verdes, y finalmente el aire abandona el deshidratador con menor temperatura y mayor humedad por el ducto de salida señalado con la flecha azul en la figura 1.20.

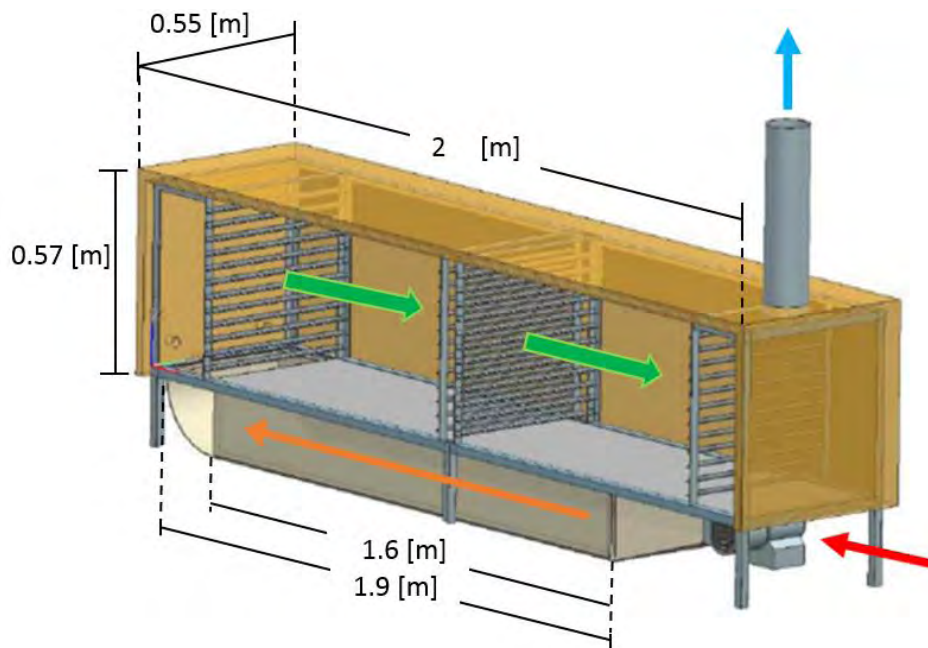


Tabla 1.20 Dimensiones del deshidratador y trayectoria seguida por el aire.

Para obtener los valores de velocidad a la entrada y a la salida del deshidratador, así como las temperaturas se utilizó un medidor de temperatura del tipo hilo caliente.

Todas las variables y dimensiones tanto del aire, agua y deshidratador se presentan en las tablas siguientes.

Dimensiones del deshidratador.	[m]
Longitud Recinto deshidratación	2
Ancho Recinto de deshidratación	0.55
Alto Recinto de deshidratación	0.57
longitud del ducto	1.9
Alto del ducto	0.22
Ancho del ducto	0.4
Diámetro ducto de extracción	0.125
Longitud del banco de tubos	1.54
Ancho del banco de tubos	0.3
Diámetro de los tubos	0.016
Diámetro de la aleta	0.038
Espesor de aleta	0.001
Separación de aletas	0.003
Separación de tubos Longitudinal	0.076
Separación de tubos transversal	0.09

Tabla 1.1 Dimensiones del deshidratador de calor.

Parámetros de los flujos	
Velocidad entrada de aire	3.66 m/s
Velocidad salida de aire	2.96 m/s
Gasto másico de aire	0.04 kg/s
Temperatura de aire	23 °C
Temperatura del agua	60°C
Gasto másico agua	0.7 Kg/s

Tabla 1.2 Parámetros en los flujos de aire y agua del deshidratador de frutas.

Capítulo 2. Ecuaciones de gobierno.

2.1 Ecuaciones de Navier- Stokes

En coordenadas cartesianas y para un flujo compresible las ecuaciones de Navier-Stokes se pueden escribir de la siguiente manera:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F_i}{\partial x_i} = S \quad (2.1)$$

En donde U es un vector de 5 componentes definido como sigue:

$$U = (\rho, \rho u_1, \rho u_2, \rho u_3)^T \quad (2.2)$$

Para lo cual el vector velocidad es $u = (u_1, u_2, u_3)$, siendo ρ la densidad del fluido.

Los flujos F_i están dados por

$$F_i = \begin{pmatrix} \rho u_i \\ \rho u_i u_1 + p \delta_{i1} - 2\mu S_{i1} \\ \rho u_i u_2 + p \delta_{i2} - 2\mu S_{i2} \\ \rho u_i u_3 + p \delta_{i3} - 2\mu S_{i3} \\ (\rho T) u_i - k \frac{\partial T}{\partial x_i} \end{pmatrix} \quad (2.3)$$

El primer término del vector F_i representa la ecuación de continuidad, también conocida como conservación de masa, mientras que del segundo al cuarto término tenemos las ecuaciones de conservación de momentum, finalmente la ecuación de la energía estará representada en el último término de dicho vector.

En las anteriores ecuaciones mencionadas $k = \rho C_p \alpha$, siendo k la conductividad térmica, α la difusividad térmica, δ_{ij} es la delta de kronecker y S_{ij} el tensor rapidez de deformación.

El tensor S_{ij} se expresa como sigue:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \right) \quad (2.4)$$

Para la viscosidad molecular está dada por la correlación empírica de Sutherland, la cual está en función de la temperatura.

$$\mu(T) = \mu(T)_{ref} \left(\frac{T}{T_{ref}} \right)^{1/2} \left(\frac{1 + \frac{S_f}{T_{ref}}}{1 + \frac{S_f}{T}} \right) \quad (2.5)$$

Teniendo la ecuación de estado para un fluido cuasi-incompresible:

$$p = \rho c^2 \quad (2.6)$$

$$Ma = \frac{U}{c} \quad (2.7)$$

En donde “ c ” es la velocidad del sonido en el fluido, U es la velocidad del fluido, p y ρ la presión y la viscosidad del fluido respectivamente, de tal forma que al tener números de $Ma < 0.1$ y variaciones pequeñas en la temperatura el comportamiento se acerca al de un fluido incompresible.

Para los términos fuentes S_F se tiene lo siguiente:

$$S_F = (S_\rho, S_{\rho u}, S_{\rho v}, S_{\rho w})$$

$$S_\rho = S_{\rho u} = S_{\rho v} = 0 \quad (2.8)$$

$$S_{\rho w} = \frac{\beta \Delta T}{Fr^2}$$

2.2 Aproximaciones numéricas de la turbulencia.

El fenómeno de la turbulencia puede aproximarse numéricamente en diferentes escalas, en función de cuanta energía cinética turbulenta se transportara en las ecuaciones constitutivas, es decir, dependiendo de que escalas de la turbulencia se quieren resolver y cuales se desean únicamente modelar.

Se tienen tres principales tipos de aproximaciones las cuales son: La simulación numérica directa (DNS), la simulación de vórtices grandes (LES) y la de ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds (RANS).

En la simulación DNS se genera una malla demasiado fina para poder resolver todas las escalas de la turbulencia, caso contrario en la simulación LES lo que se realiza es modelar todas las escalas mediante el uso de modelos de turbulencia.

El caso intermedio entre los dos métodos anteriormente mencionados es la simulación LES, en la cual se resuelven las grandes escalas de la turbulencia, las cuales transportan entre el 50 y el 80% de la energía cinética turbulenta, mientras se utiliza un modelo de turbulencia para las escalas pequeñas.

2.2.1 Large Eddy Simulation (LES)

Lo que se realiza en esta aproximación es resolver las grandes escalas de la turbulencia en el sistema de ecuaciones, mientras que los efectos de las escalas más pequeñas se modelizan, esto debido a que dichas escalas tienden a ser más isotrópicas, homogéneas y menos afectadas por las condiciones de frontera. La forma en la que se realiza dicha técnica es aplicar un filtrado espacial de las ecuaciones y utilizar un modelo para las subescalas turbulentas, el cual por lo general se basa en algún modelo de viscosidad artificial. La razón por la cual se hace de esta forma es que los vórtices grandes son muy difíciles de modelar ya que dependen de factores como la geometría, el tipo de flujo o de efectos de memoria del fluido, y para resolver las pequeñas escalas se tendría que tener un mallado demasiado fino y esto se vería reflejado en un costo computacional inviable.

Para el filtrado espacial se filtran las ecuaciones de Navier-Stokes con ayuda de un operador convolución el cual nos proporcionara una media local del flujo turbulento.

Se define como sigue:

$$\bar{f}(x, t) = \int \bar{f}(y, t) G_{\Delta}(x - y) dy \quad (2.9)$$

En donde delta es el tamaño del filtro, y la parte submalla es la desviación del flujo respecto a la variable instantánea, de tal forma que:

$$\bar{f}(x, t) = \bar{f}(x, t) + f'(x, t) \quad (2.10)$$

Si se le aplica dicho filtro a las ecuaciones (2.1) se obtiene lo siguiente:

$$\frac{\partial \bar{U}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{F}_1}{\partial x_1} + \frac{\partial \bar{F}_2}{\partial x_2} + \frac{\partial \bar{F}_3}{\partial x_3} = S_f \quad (2.11)$$

Para el promediado de Favre se tiene:

$$\tilde{f} = \frac{\bar{\rho f}}{f} \quad (2.12)$$

$$\bar{U} = (\bar{\rho}, \bar{\rho \tilde{u}_1}, \bar{\rho \tilde{u}_2}, \bar{\rho \tilde{u}_3}, \bar{\rho \tilde{T}})^T \quad (2.13)$$

Se tiene entonces para los flujos \tilde{F}_i :

$$F_i = \begin{pmatrix} \bar{\rho u_i} \\ \bar{\rho u_i u_1} + \frac{\bar{p}}{\gamma M^2} \delta_{i1} - \frac{2\mu}{Re} S_{i1} \\ \bar{\rho u_i u_2} + \frac{\bar{p}}{\gamma M^2} \delta_{i2} - \frac{2\mu}{Re} S_{i2} \\ \bar{\rho u_i u_3} + \frac{\bar{p}}{\gamma M^2} \delta_{i3} - \frac{2\mu}{Re} S_{i3} \\ (\bar{\rho T}) u_i - \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{k}{Re Pr} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \end{pmatrix} \quad (2.14)$$

En donde el número de Re y Pr se definen de la siguiente manera:

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu} \quad (2.15)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.16)$$

Aplicando el filtro a la ecuación de estado se tiene

$$\bar{p} = Ma^2 \bar{\rho} \quad (2.17)$$

Sabemos que el tensor de esfuerzos submalla se expresa como:

$$\bar{\tau}_{ij} = \overline{-\rho u_i u_j} + \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j \quad (2.18)$$

Si se divide dicho tensor entre su parte deviat6rica e isotr6pica

$$\tau_{ij} = \tau_{ij} - \frac{\tau_{ii} \delta_{ij}}{3} + \frac{\tau_{ii} \delta_{ij}}{3} \quad (2.19)$$

De tal forma que las ecuaciones (2.14) quedan como sigue:

$$F_i = \begin{pmatrix} \bar{\rho} \tilde{u}_i \\ \bar{\rho} \tilde{u}_1 \tilde{u}_i + \frac{\bar{p} - \frac{1}{3} \tau_{ii}}{\gamma M^2} \delta_{i1} - \tau_{i1} - \frac{2\mu}{Re} \overline{S_{i1}} \\ \bar{\rho} \tilde{u}_2 \tilde{u}_i + \frac{\bar{p} - \frac{1}{3} \tau_{ii}}{\gamma M^2} \delta_{i2} - \tau_{i2} - \frac{2\mu}{Re} \overline{S_{i2}} \\ \bar{\rho} \tilde{u}_3 \tilde{u}_i + \frac{\bar{p} - \frac{1}{3} \tau_{ii}}{\gamma M^2} \delta_{i3} - \tau_{i3} - \frac{2\mu}{Re} \overline{S_{i3}} \\ \overline{(\rho T) u_i} - \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{k}{Re Pr} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \end{pmatrix} \quad (2.20)$$

Los modelos t6picos submalla basados en una viscosidad turbulenta cierran el sistema y se representan a continuaci6n:

$$\tau_{ij} = \bar{\rho} C_p \nu_t S_{ij} \quad (2.21)$$

$$Q_{ij} = \bar{\rho} C_p \frac{\nu}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.22)$$

Cuando se tienen n6meros de Reynolds altos los t6rminos difusivos como la viscosidad molecular es considerada menos relevante, por lo tanto:

$$F_i = \begin{pmatrix} \bar{\rho} \tilde{u}_i \\ \bar{\rho} \tilde{u}_1 \tilde{u}_i + \bar{\omega} \delta_{i1} - 2(\bar{\mu} + \bar{\rho} \nu_t) \widetilde{S}_{i1} \\ \bar{\rho} \tilde{u}_2 \tilde{u}_i + \bar{\omega} \delta_{i2} - 2(\bar{\mu} + \bar{\rho} \nu_t) \widetilde{S}_{i2} \\ \bar{\rho} \tilde{u}_3 \tilde{u}_i + \bar{\omega} \delta_{i3} - 2(\bar{\mu} + \bar{\rho} \nu_t) \widetilde{S}_{i3} \\ (\bar{\rho} T) \tilde{U}_i - (\bar{k} + \bar{\rho} C_p \frac{\nu}{Pr_t}) \frac{\partial T}{\partial x_i} \end{pmatrix} \quad (2.23)$$

En donde $\bar{\mu}$ y \bar{k} están ligadas con T por medio de la relación de Sutherland (2.5). Algo importante de esta formulación es que el sistema LES se puede deducir fácilmente de las ecuaciones incompresibles de Navier- Stokes con una ecuación de estado:

$$u_i \rightarrow \bar{u}_i, \quad \rho \rightarrow \bar{\rho}, \quad p \rightarrow \bar{\omega}, \quad \mu \rightarrow \bar{\mu} + \bar{\rho} \nu_t, \quad k \rightarrow \bar{\rho} C_p \frac{\nu_t}{Pr_t}$$

Las expresiones para ν_t y Pr_t utilizadas en las simulaciones corresponden a los modelos incompresibles descritos en Metáis y Lesieur [32], con la modificación de la utilización del promediado de Favre. El modelo submalla está considerado por David [16] con la viscosidad molecular dada por:

$$\nu_t(x, \Delta, t) = C_{ssf} \Delta \sqrt{F_2(x, \Delta, t)} \quad (2.24)$$

Donde C_{ssf} puede ser expresado como función de la constante de Kolmogorov C_k :

$$C_{ssf} = f \left(C_k^{-\frac{3}{2}} \right) \quad (2.25)$$

En donde C_{ssf} toma el valor de 0.104 para $C_k = 1.4$, mientras que Δ se toma como la raíz cubica de la multiplicación de los tamaños de malla en las tres direcciones, esto es:

$$\Delta = (\Delta x \Delta y \Delta z)^{\frac{1}{3}} \quad (2.26)$$

En la ecuación (2.24) $F_2(x, \Delta, t)$ es la función de estructura de segundo orden de la velocidad construida con el campo \tilde{u} , dicha F_2 es calculado en el punto x con un promedio estadístico local de las diferencias de la velocidad de cuadro de los seis puntos más cercanos que rodean el punto x en la malla computacional. La interpolación está basada sobre la ley de $\frac{2}{3}$ de Kolmogorov que se usa para la función estructura de la velocidad.

La viscosidad turbulenta se apaga cuando la turbulencia no es lo suficientemente tridimensional [16]. El criterio para tres dimensiones es definido como sigue: considérese en un momento en el cual el ángulo entre el vector de vorticidad en un punto dado de la malla y su media aritmética de los seis puntos vecinos más cercanos. La viscosidad turbulenta se cancela en los puntos donde este ángulo es más pequeño a 20°. También el número de Prandtl turbulento se toma igual a 0.6, con lo que se cierra la ecuación de la energía.

2.3 Esquema numérico.

El sistema en coordenadas generalizadas se resuelve por medio de una extensión del esquema McCormack, de segundo orden en el tiempo y cuarto orden en el espacio, desarrollado por [14]. Cuando se usa U tiende a ser reemplazada por \bar{U} .

El esquema numérico es un esquema corrector-predictor, el cual se define en una dimensión como sigue:

$$U_j^1 = U_j^n + \frac{1}{6} \lambda (-f_{j+2}^n + 8f_{j+1}^n - 7f_j^n) + (\delta t) S_j^n \quad (2.27)$$

Corrector:

$$U_j^{n+1} = \frac{1}{2} (U_j^n + U_j^1) + \frac{1}{12} \lambda (7f_{j-2}^1 - 8f_{j-1}^1 - f_j^1) + \frac{1}{2} (\delta t) S_j^1 \quad (2.28)$$

Los índices $n, n+1$ y 1 simbolizan respectivamente para los valores de la función al tiempo t , tiempo $t + \delta t$ y al paso-sub-tiempo. Obsérvese que las discretizaciones espaciales intermedias son esquemas no centrados de primer orden con un predictor (upwind) y un corrector (downwind). La formulación generalizada en tres dimensiones se escribe como sigue:

Predictor:

$$U_{i,j,k}^{n+1} = U_{i,j,k}^n - J_{i,j,k}^p \left[\frac{\Delta t}{\Delta \xi_1} \left[\left(\frac{7}{6} \hat{F}_{i+1,j,k}^n - \hat{F}_{i,j,k}^n \right) - \frac{1}{6} (\hat{F}_{i+2,j,k}^n - \hat{F}_{i+1,j,k}^n) \right] \right. \\ \left. + \frac{\Delta t}{\Delta \xi_2} \left[\left(\frac{7}{6} \hat{G}_{i,j+1,k}^n - \hat{G}_{i,j,k}^n \right) - \frac{1}{6} (\hat{G}_{i,j+2,k}^n - \hat{G}_{i,j+1,k}^n) \right] \right. \\ \left. + \frac{\Delta t}{\Delta \xi_3} \left[\left(\frac{7}{6} \hat{H}_{i,j,k+1}^n - \hat{H}_{i,j,k}^n \right) - \frac{1}{6} (\hat{H}_{i,j,k+2}^n - \hat{H}_{i,j,k+1}^n) \right] \right] \quad (2.29)$$

Corrector:

$$\begin{aligned}
U_{i,j,k}^{n+1} = & \frac{1}{2} [U_{i,j,k}^1 + U_{i,j,k}^n] \\
& - \frac{1}{2} J_{i,j,k}^c \left[\frac{\Delta t}{\Delta \xi_1} \left[\left(\frac{7}{6} \hat{F}_{i,j,k}^1 - \hat{F}_{i-1,j,k}^1 \right) - \frac{1}{6} (\hat{F}_{i-1,j,k}^1 - \hat{F}_{i-2,j,k}^1) \right] \right. \\
& + \frac{\Delta t}{\Delta \xi_2} \left[\frac{7}{6} (\hat{G}_{i,j,k}^1 - \hat{G}_{i,j-1,k}^1) - \frac{1}{6} (\hat{G}_{i,j-1,k}^1 - \hat{G}_{i,j-2,k}^1) \right] \\
& \left. + \frac{\Delta t}{\Delta \xi_3} \left[\left(\frac{7}{6} \hat{H}_{i,j,k}^1 - \hat{H}_{i,j,k-1}^1 \right) - \frac{1}{6} (\hat{H}_{i,j,k-1}^1 - \hat{H}_{i,j,k-2}^1) \right] \right] \quad (2.30)
\end{aligned}$$

2.4 Fronteras inmersas.

Para generar las paredes, los ductos y en general las fronteras que delimitan el paso de nuestro fluido se utilizó el método de fronteras inmersas, el cual consiste en un bloqueo de nodos en los cuales además de que no se resuelven las ecuaciones, se les asignan valores constantes de velocidad, temperatura, o alguna otra variable que se requiera. En nuestro caso a los nodos bloqueados se les asigna velocidad cero, es decir que en dichos nodos no pasará el flujo de aire.

Esto se logra conociendo las funciones que representan las paredes de nuestro deshidratador, los cambios de sección o curvaturas en nuestra geometría, y utilizando una variable la cual toma valores de 1 y 0, según sea la condicionante que se utilice, de tal forma que si nuestra variable tiene un valor de "0" dicho nodo estará bloqueado y en él no se resolverán las ecuaciones, mientras que si se tiene un valor de "1" el fluido podrá moverse libremente por dicho nodo.

En la figura 2.1 puede observarse la geometría del ducto final realizada con el método de fronteras inmersas, dicha geometría representa el lugar por donde pasará nuestro flujo de aire y la zona en donde se deshidratara la fruta.

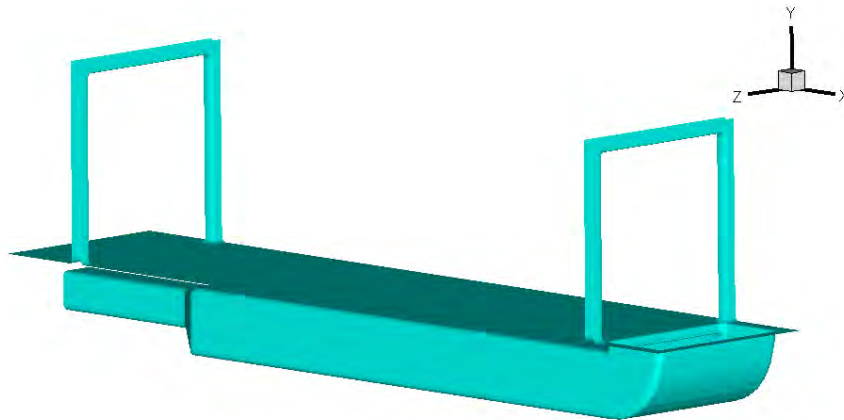


Figura 2.1 Geometría generada por medio del método de fronteras inmersas.

2.4.1 Interpolación de la geometría generada.

En este como en otros casos se requiere realizar no solo geometrías rectas sino también planos no paralelos a los ejes coordenados, o geometrías que contengan curvas, en dichos casos puede que existan escalonamientos debido al tamaño de la malla que se tenga en nuestra configuración, en tales casos lo que se realiza es una interpolación en dichos nodos los cuales no se encuentran ni en "0" ni en "1".

Para lograr estos valores entre 0 y 1 que corresponderán a dichos nodos en la interpolación se realiza un cociente de distancias, para el caso de dos planos inclinados se expresa como sigue:

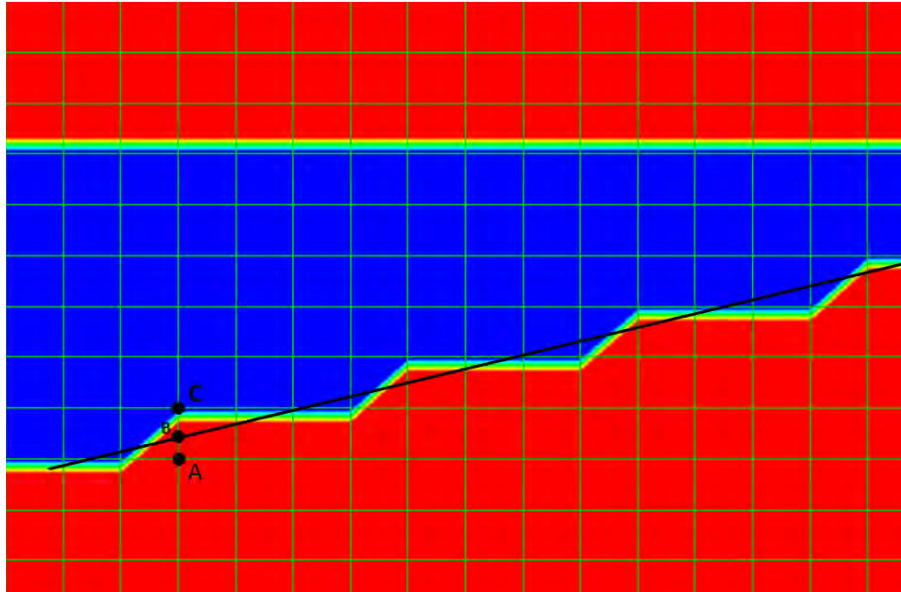


Figura 2.2 Esquema de interpolación de un plano inclinado.

En la figura 2.2 se tiene el punto A el cual es el nodo que se interpola, también se representa con una línea recta a la función que se desea realizar en dicha interpolación. La expresión con la que se obtendrán los valores a asignar a dichos nodos es la siguiente:

$$f = \frac{\overline{AB}}{\overline{AC}}$$

En dicha expresión, f será el valor que tomara nuestra variable en los nodos interpolados, \overline{AB} es la distancia entre el nodo A y el punto en donde pasa la función que se desea representar, dicha distancia estará dividida entre \overline{AC} la cual no es más que el Δy de la malla. Esta interpolación se aplica a todos los nodos que lo requieran. Estos nodos se distinguirán de los demás ya que el valor de la variable es de 1 y el valor del nodo vecino será de 0, de esta manera se diferencian los nodos a interpolar. El resultado de dicha interpolación aplicada a este plano inclinado es el que se muestra en la figura 2.3 en la cual se puede notar que el escalonamiento debido a la malla desaparece casi en su totalidad.

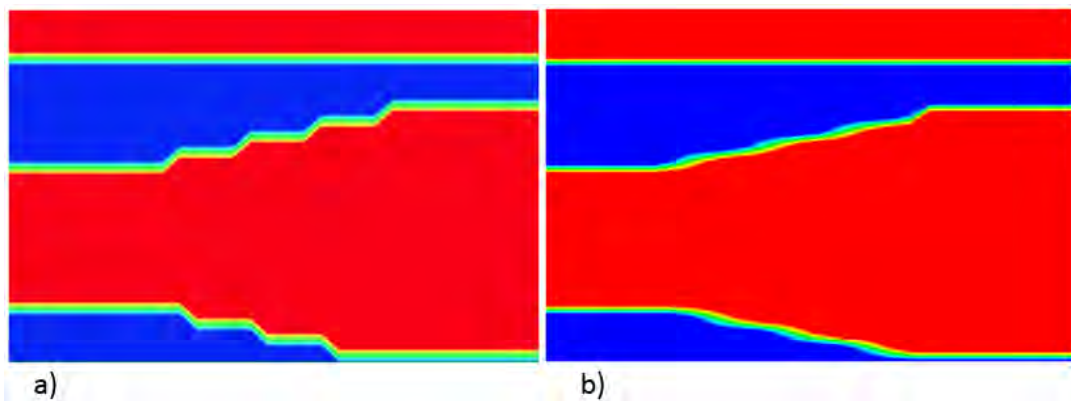


Figura 2.3 a) Planos inclinados sin interpolar b) Planos inclinados utilizando interpolación.

En la geometría requerida para estas simulaciones además de tener planos inclinados también se requiere una pared curva, en la cual también se realizó el proceso de interpolación pero en este caso se realizó utilizando distancias radiales de dicha geometría.

Dicha interpolación fue aplicada a los nodos que tienen un valor de uno mientras que alguno de sus nodos vecinos tenga un valor de cero. La fracción que nos expresa valores entre 0 y 1 para dichos nodos se expresa como sigue:

$$f = \frac{R - R_{nodo}}{D_{nodo}}$$

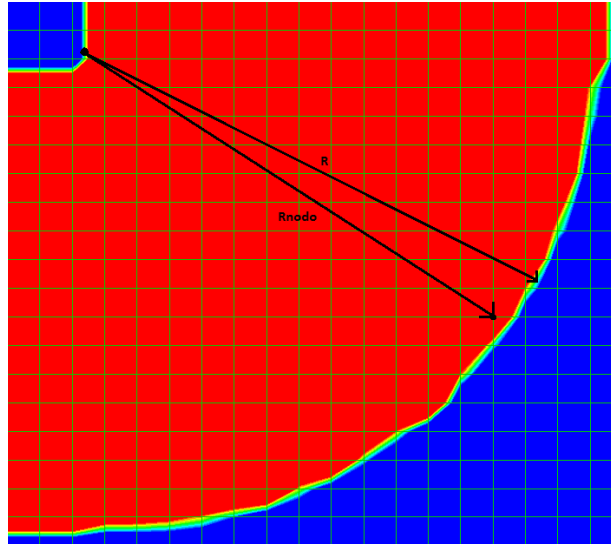


Figura 2.4 Representación de interpolación de curva utilizando distancias radiales.

En dicha fracción R representa el radio constante de la circunferencia, es decir el radio de aquella función que representa la forma que se desea tenga la pared, mientras que R_{nodo} representa la distancia desde el centro de la circunferencia hasta el nodo al cual se le aplicara la interpolación y D_{nodo} es la distancia diagonal de la celda computacional como se muestra en la figura 2.4. De tal manera que si la fracción tiene un valor de 0.5 quiere decir que se le asignara un valor de 0.5 a nuestra variable, ósea justo a la mitad de dicha celda.

La comparación entre la geometría simple y la geometría interpolada se muestra en la figura 2.5 en donde puede notarse como es que gracias a la interpolación pueden desaparecer los escalonamientos en dicha geometría, con lo que el flujo no será afectado por dichos escalones y se tendrá una representación más cercana de nuestro ducto.

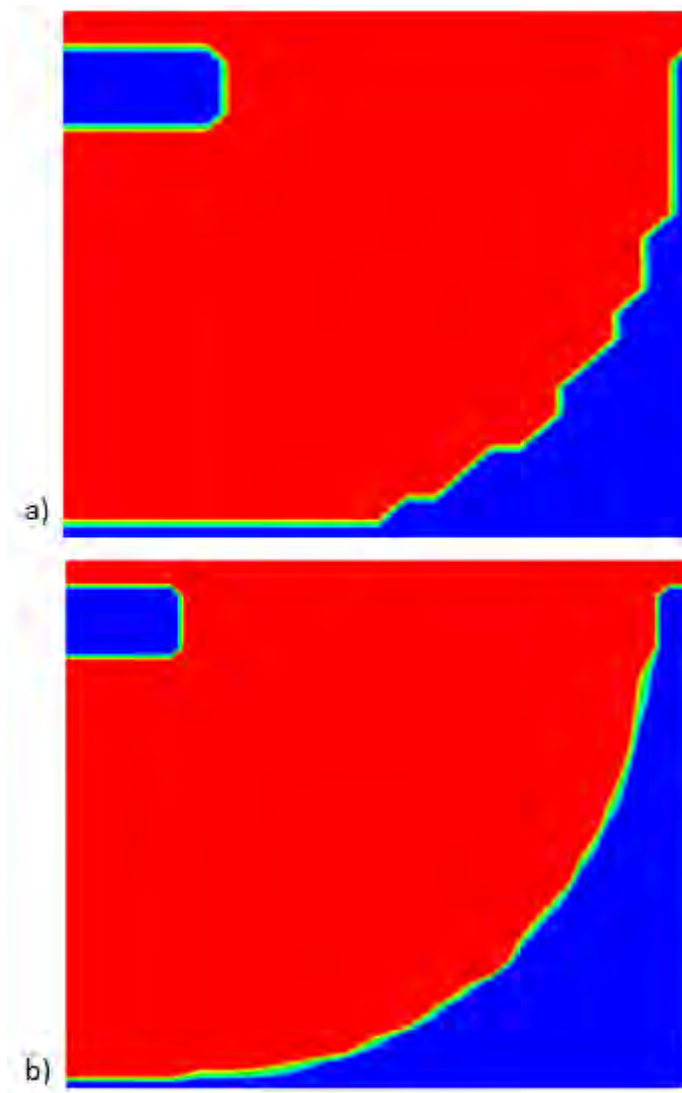


Figura 2.5 a) Geometría sin interpolar b) curva interpolada.

Del mismo modo como se realizaron las geometrías antes mencionadas también se realizaron cilindros perpendiculares al ducto, los cuales representan el banco de tubos del intercambiador de calor, el cual se encargara de acondicionar el aire antes de entrar a la zona de deshidratación. Dichos tubos se realizaron utilizando la ecuación de una circunferencia y realizando un barrido en el eje “z” obteniendo lo que se muestra en la figura 2.6

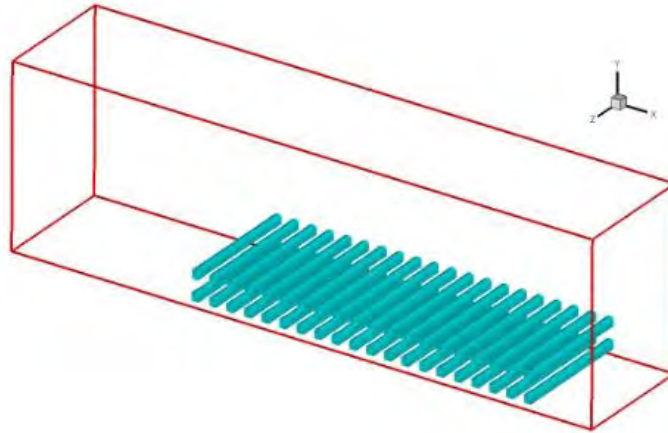


Figura 2.6 Geometría que representa banco de tubos con una temperatura constante.

A diferencia de los nodos del ducto a los cuales solo se les asignaron velocidades nulas, a estos nodos de los tubos además de asignarle esa misma velocidad también se les asignará un valor constante de temperatura ya que representa los tubos del intercambiador por donde fluye agua caliente. Esto se logró utilizando nuevamente una variable la cual tiene un valor de "0" en cada uno de los nodos que contienen los tubos, mientras que en los nodos restantes tendrá un valor de "1", con lo cual el fluido podrá circular libremente alrededor de dichos tubos. Además de bloquear el paso del fluido en dichos nodos, también se le asigna un valor de temperatura constante con lo cual el fluido que entre en contacto con los tubos aumentara su temperatura conforme avance en dicho banco de tubos, esto nos mostrara la temperatura que el aire tiene al llegar a la zona de deshidratación. Al colocar dichos tubos en el dominio computacional se tienen grandes gradientes de presión y velocidades puesto que se obstruye el paso al fluido en dicha zona, estos gradientes no se pudieron captar de forma correcta con la malla uniforme que se tenía en el dominio, por lo que se tuvo que realizar un refinamiento de malla para que nuestro código funcionara correctamente.

2.5 Refinamiento de malla.

Debido a los grandes gradientes de las propiedades que se encontraban en la zona de los tubos se tuvo que realizar un refinamiento de malla en esa zona con el objetivo de poder captar de mejor manera dichos cambios, dicho refinamiento se llevó a cabo en la dirección del eje Y. Para lograr esto se generaron tres zonas en nuestra malla, dos de estas con tamaño de celda uniforme y otra con tamaño de celda decreciente, esto para lograr llegar del tamaño de celda más grande al tamaño de celda refinada de una forma suavizada y con esto evitar problemas computacionales.

En dicha zona en donde el tamaño de celda es decreciente se tiene que cumplir que cada nodo puede superar en tamaño a su celda antecesora en un 10% como máximo, esto para evitar problemas computacionales. Para lograr dicho cambio se utilizó una función tangente hiperbólica para poder regular el cambio del tamaño de la celda en dirección del eje Y. Tal función se expresa como sigue:

$$y(j) = e_2 \left[1 - \frac{\tanh[g_2(e_2 - (j - 1)dy)]}{\tanh[g_2 * e_2]} \right]$$

Dicha ecuación representa el crecimiento del tamaño de la celda conforme se avanza en el eje Y, en donde las constantes e_2 y g_2 nos regulan que tan rápido crece dicha función. En la siguiente figura se muestra el resultado del refinamiento de malla en dirección Y, con lo cual se pudieron obtener los resultados de la simulación y el valor de las propiedades en la zona de los tubos así como en la zona de deshidratación.

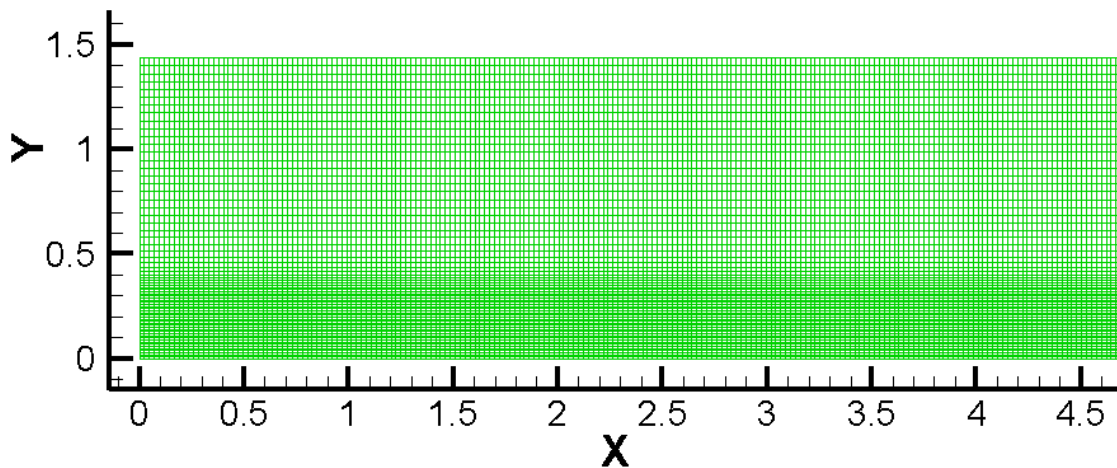


Figura 2.7 Plano XY del mallado refinado en la dirección Y.

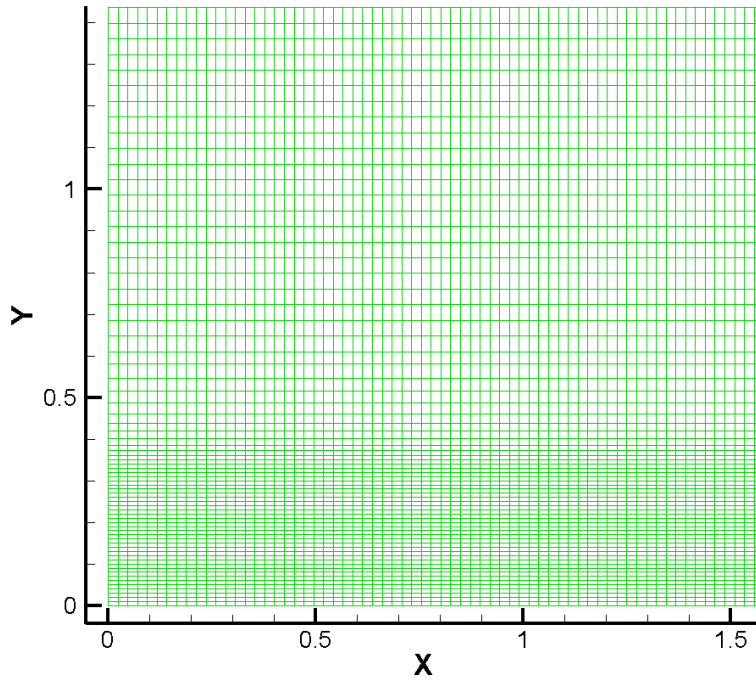


Figura 2.8 Acercamiento de plano XY del refinamiento de malla.

En la figura 2.7 puede notarse el crecimiento de los nodos en la dirección del eje Y. Cabe mencionar que el tamaño de los nodos tanto en el eje X como en el eje Z se mantuvo constante y de tamaño uniforme puesto que no fue necesario refinar en esas direcciones para el buen funcionamiento del código. En el acercamiento del mallado que tiene lugar en la figura 2.8 se pueden notar los diferentes tamaños de nodos así como las tres zonas del mallado las cuales son dos con tamaño de celda uniforme y una zona con tamaño de celda decreciente.

2.6 Características de la simulación.

2.6.1 Características y parámetros de la simulación.

Nuestro dominio computacional final, después de un estudio de independencia de malla consta de $N_x = 200$ nodos, $N_y = 70$ nodos y $N_z = 50$ nodos con los cual se tienen longitudes adimensionales de $L_x/H = 4.69$, $L_y/H = 1.436$ y $L_z/H = 1$, en donde H es el ancho del deshidratador, dimensión con la cual se adimensionalizaron las longitudes restantes. Dichas longitudes adimensionales se muestran en la figura 2.9, así como las zonas de entrada y de salida del flujo de aire.

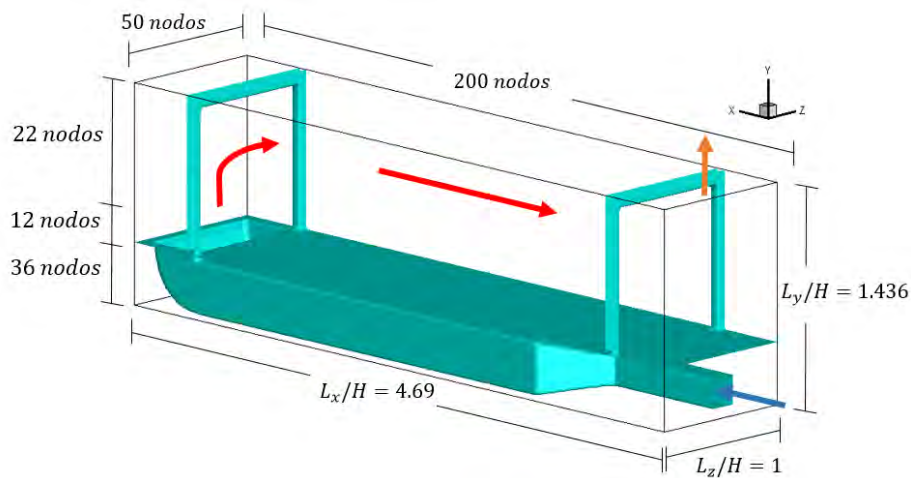


Figura 2.9 Representación de la geometría del deshidratador.

En dicha figura se puede ver que la distribución de nodos en el eje "Y" tiene tres zonas, cada una con un número de nodos distintos. Estas zonas como se explicó en la sección 2.5, son dos zonas con tamaño de nodo constante y una con tamaño de nodo variable, con lo que se tienen 36 nodos más finos en la zona del banco de tubos. La sección de nodos variable consta de 12 nodos y nos sirve para llegar del tamaño del nodo más grande al tamaño del nodo más pequeño, esto de una forma suave. En la figura 2.8 pueden notarse con detalle estas tres zonas del mallado.

2.6.2 Condiciones de frontera.

En este trabajo se analizaron tres casos, en el primero se utilizó una temperatura constante en las paredes del deshidratador con un arreglo cuadrado en el banco de tubos, en el segundo caso únicamente cambio el arreglo de tubos, ya que fue un arreglo escalonado. Para el tercer y último caso se utilizaron temperaturas en las paredes en función de la posición $T(x)$, esto con el objetivo de acercarnos más a la realidad y poder obtener resultados más satisfactorios en las simulaciones numéricas. Esto debido a que en el deshidratador además de presentarse una transferencia de calor

por convección del aire con las paredes, también se tiene presente conducción en dichas paredes ya que sus temperaturas son menores en el exterior que en el interior. Por esta razón dichas paredes no pueden representarse como fronteras adiabáticas pero tampoco como con una temperatura constante a lo largo de toda la pared, ya que conforme pasa el tiempo dichas paredes tienden a calentarse y alcanzar temperaturas más elevadas que la temperatura ambiente. Encontrar dichas temperaturas alcanzadas en la pared se logró midiéndolas en las paredes del deshidratador en diferentes puntos, esto mientras el equipo se encontraba funcionando. Teniendo estas mediciones se procedió a generar funciones que se representaran el valor de las temperaturas en dichas paredes en función de la posición. Dichas temperaturas varían con respecto a la posición “x” si son horizontales y con respecto a la posición “y” si son verticales, esto debido a que se considera variación de temperatura en una sola dirección de la pared. Dichas funciones se presentan enumeradas en la tabla 2.1, además se muestran las paredes en las cuales se asignaron en la figura 2.10.

1 Piso aluminio	$T(x) = 0.0492x^2 - 0.1268x + 0.3162$
2 Pared ingreso	$T(y) = -0.1561(y - 0.809) + 0.6014$
3 Pared salida	$T(y) = -0.0239(y - 0.809) + 0.2735$
4 Techo deshidratador	$T(x) = 0.0221x^2 - 0.0688x + 0.449$
5 Pared posterior madera	$T(x) = 0.0386x^2 - 0.1604x + 0.4917$
6 Puertas corredizas	$T(x) = -0.025x^2 + 0.1435x + 0.3078$

Tabla 2.1 Ecuaciones utilizadas en cada una de las paredes de la zona de deshidratación.

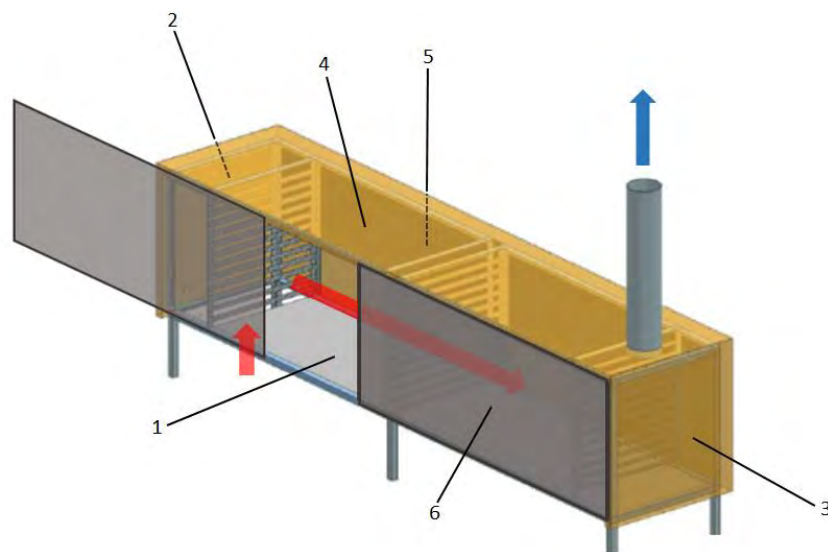


Figura 2.10 Esquema de las paredes en donde se asignaron las funciones.

Se muestra en la figura 2.10 un esquema en donde se observan todas y cada una de las paredes en donde se realizaron mediciones de temperatura.

En cuanto a las velocidades, en los tres casos analizados se fijaron en cero a las tres componentes de la velocidad, mientras que se tienen en la entrada y en la salida del flujo velocidades constantes de $U= 3.66 \left[\frac{m}{s} \right]$ y $V= 2.96 \left[\frac{m}{s} \right]$ respectivamente. Dichos valores se obtuvieron experimentalmente en el deshidratador de fruta con ayuda de un anemómetro de hilo caliente.

Con estas velocidades se tienen números de Reynolds de:

$$Re_{ent} = 128000$$

$$Re_{Sal} = 98000$$

En los tubos se tiene una temperatura de $T_{tubos} = 49.89 \text{ } ^\circ\text{C}$ en los tres casos estudiados, valor asignado utilizando la metodología fronteras inmersas¹. Se muestra en la figura 2.11 un esquema que representa las condiciones de frontera tanto de temperatura como de velocidad.

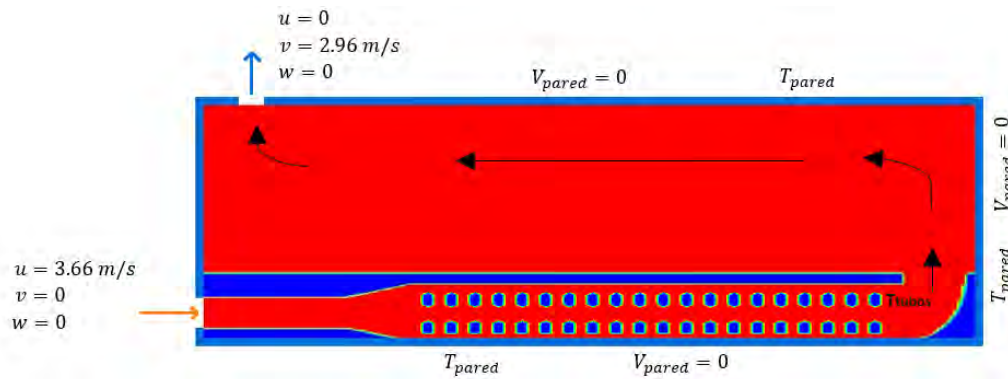


Figura 2.11 Condiciones de frontera en la simulación numérica.

En dicha figura 2.11 se muestra una temperatura T_{pared} la cual toma cierto valor dependiendo del caso que se está estudiando, mientras que para las velocidades en la pared, a la entrada y a la salida se tiene el mismo valor en los tres casos estudiados.

Se presenta a continuación una tabla en donde se resumen los tres casos antes mencionados con sus respectivos valores de temperatura, velocidad y arreglo de tubos.

Caso	$T_{pared} [^\circ\text{C}]$	$T_{tubos} [^\circ\text{C}]$	$V_{pared} [m/s]$	$u_{ent} [m/s]$	$v_{salida} [m/s]$	Arreglo tubos
Caso 1	23	49.89	0.0	3.66	2.96	Cuadrado
Caso 2	23	49.89	0.0	3.66	2.96	Escalonado
Caso 3	F(x), F(y)	49.89	0.0	3.66	2.96	Cuadrado

Tabla 2.2 Casos estudiados con sus respectivos valores de condiciones de frontera y arreglo de tubos.

¹ Para la figura 2.11 la zona libre es representada en color rojo, mientras que la zona bloqueada y en donde se asignan valores para la temperatura y la velocidad en color azul.

2.6.3 Condiciones iniciales.

Las condiciones iniciales en nuestro deshidratador son consideradas como una velocidad nula en cada una de las tres direcciones, esto es:

$$u = 0$$

$$v = 0$$

$$w = 0$$

Es decir, se considera que el fluido está en reposo justo un instante antes de que se accione el ventilador que mueve al fluido. También se considera en cuanto a la temperatura, que el aire que se encuentra en ese momento en el deshidratador tiene una temperatura de 23°C, el cual es nuestro valor de referencia en dicha variable.

$$T(t = 0) = 23$$

En cuanto a la presión se considera una presión atmosférica justo antes de que se inicie el proceso:

$$P(t = 0) = P_{atm}$$

2.7 Valores instantáneos y valores promedio.

En la simulación numérica se tienen dos tipos de valores en las variables, los cuales son los valores instantáneos, y los valores promedio. Los valores instantáneos son los que nos describen o muestran las propiedades justo como su nombre lo indica, en un instante dado, tal como si se tomara una fotografía. Esto se puede visualizar como una analogía simple; supongamos que el desarrollo de nuestra simulación numérica es como el crecimiento de una persona. Si este individuo se toma una fotografía a los 15 años de edad definiría en ese momento sus características como estatura, talla, largo del cabello, forma de la cara, etc. Sin embargo esto no quiere decir que estas características permanezcan así a lo largo de toda su vida. Esta fotografía representaría los valores instantáneos en la simulación numérica.

Ahora, si este sujeto quiere conocer sus rasgos y características definitivas tendrá que tomarse una fotografía en el momento en que su crecimiento haya culminado, y para saber cuándo llega ese momento tendría que monitorear una característica representativa de dicho crecimiento la cual por ejemplo podría ser su estatura. Cuando esta estatura permanezca constante se podría presumir que su desarrollo ha concluido, por tanto, a partir de este momento una fotografía podría definir sus características definitivas. Para nuestra simulación numérica la variable representativa monitoreada es una temperatura global en el dominio T_{global} , la cual permanece prácticamente constante cuando se ha llegado al estado estacionario. Es en este momento cuando se pueden conocer valores de las variables prácticamente constantes en el tiempo. Esta temperatura global se define como sigue:

$$T_{bulk} = \frac{\sum[T * V_{celda}]}{V_{total}} \quad (2.31)$$

En la parte superior se define la sumatoria de la temperatura de cada una de las celdas multiplicado por V_{celda} la cual se define como el volumen de dicha celda. Esto definido de tal forma ya que el aporte en la sumatoria de una celda grande a 35°C no sería el mismo que el de una celda pequeña a la misma temperatura. Esto se divide entre el volumen total. Se muestra en la figura 2.12 una gráfica de la temperatura global en estado estacionario.

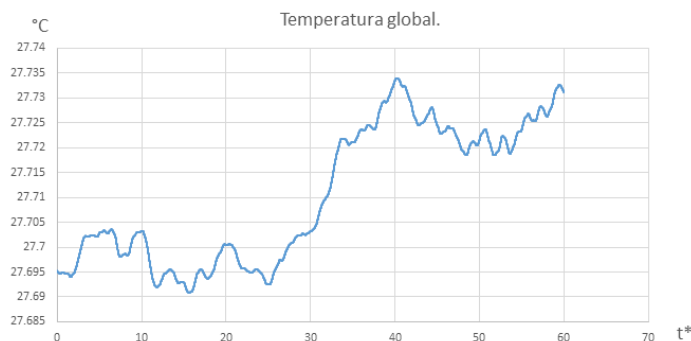


Figura 2.12 Gráfica de Temperatura global VS tiempo adimensional en estado estacionario.

En esta gráfica se puede notar la variación de la temperatura contra el tiempo adimensional. Dicha temperatura toma valores entre 27.69 °C y 27.73 lo cual nos da una variación máxima de 0.04 °C con lo cual se asegura que nos encontramos en estado estacionario, esto es el valor de la variable monitoreada y no cambia.

En la figura 2.13 se presentan los valores instantáneos de temperatura para cuatro tiempos distintos, en donde se puede observar que los valores cambian drásticamente en los tres primeros casos puesto que estos valores instantáneos se encuentran aún en estado transitorio.

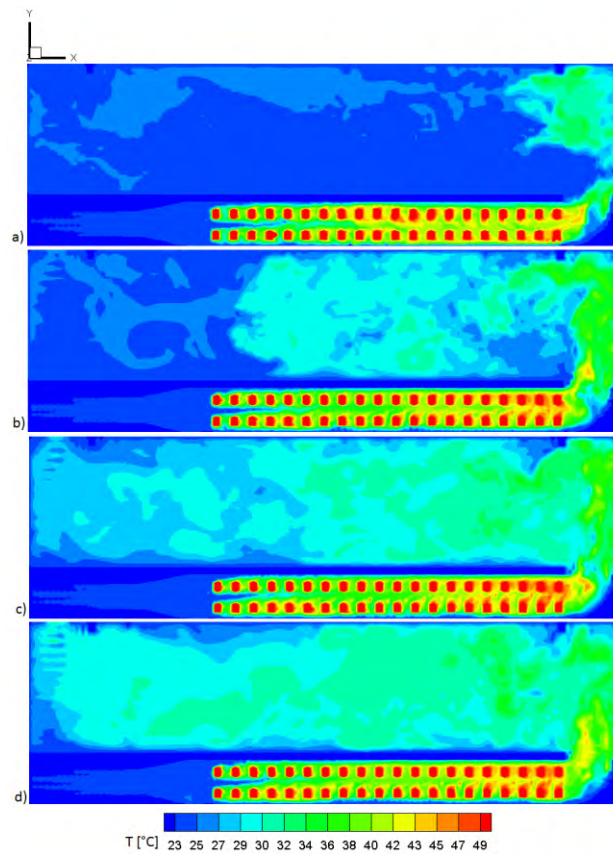


Figura 2.13 Valores instantáneos de la temperatura del aire en el deshidratador en plano $Z/H=0.5$ a) $t=15$ b) $t=35$ c) $t=80$ d) $t=120$

El valor instantáneo mostrado en la figura 2.13d se encuentra en estado estacionario, lo cual quiere decir que esos valores de temperatura se conservarán sin tener una variación significativa en el tiempo. Para obtener los valores promedio se utilizan un cierto número de valores instantáneos en estado estacionario y se promedian los valores de las variables de interés como las velocidades, temperaturas, etc. Estos resultados o valores promedio se presentan y se analizan en el siguiente capítulo para los tres diferentes casos estudiados en el presente trabajo.

Capítulo 3 Resultados.

3.1 Caso 1. Arreglo cuadrado del banco de tubos y temperaturas constantes en las paredes.

3.1.1 Configuración del banco de tubos y condiciones de frontera.

Se presentan los resultados promedio para el caso 1 con las características mostradas en la tabla 2.2. Se muestran en figura 3.1 el banco de tubos en color rojo el cual cuenta con 40 tubos en su totalidad y tiene un arreglo cuadrado y el ducto en color azul, así como la zona de ingreso y extracción del flujo de aire.

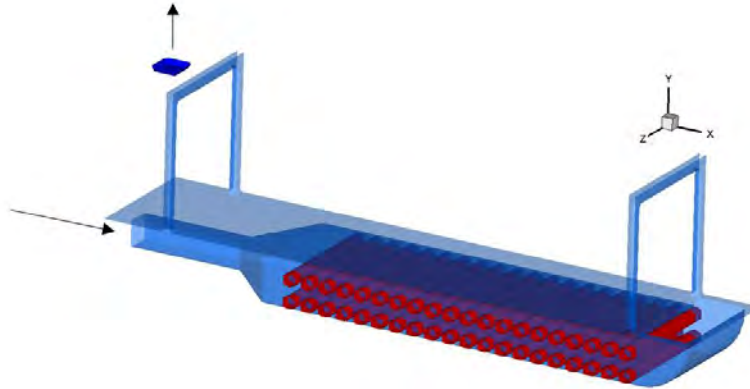


Figura 3.1 Representación del ducto, zona de extracción y banco de tubos con arreglo cuadrado (caso1)

En la figura 3.2 se muestran las condiciones de frontera utilizadas en este caso, así como el arreglo que se tiene en los tubos.

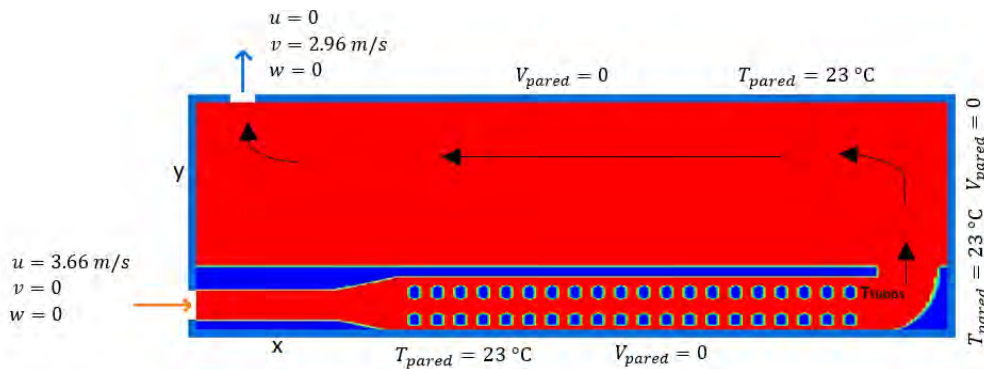


Figura 3.2 Condiciones de frontera utilizadas en la primera simulación analizada.

Puede notarse en la figura 3.2 que todas las paredes de nuestro deshidratador tienen un valor constante de 23°C , esto es una primera aproximación ya que dicha condición no se presenta en realidad en el deshidratador, es decir en este caso no se considera la conducción de calor en las paredes, ni los efectos del medio ambiente con estas. En cuanto a los tubos del intercambiador de calor, se presenta la misma condición de temperatura constante pero a diferencia de las paredes estos tubos se encuentran a una temperatura más elevada para poder calentar el aire, dicho valor de temperatura proporcionado por mediciones experimentales es de 49.8°C , ya que es el valor que se tiene al intercambiar energía con el recurso geotérmico.

En cuanto a las velocidades podemos notar que se tiene un valor de cero en las paredes así como en los nodos que conforman los tubos. Para la entrada se tiene velocidad únicamente en la dirección X mientras que para la salida del aire se tiene velocidad únicamente en la dirección Y. Los valores de velocidad de entrada y de salida asignados en la simulación corresponden con valores medidos experimentalmente los cuales son 3.66 [m/s] y 2.96 [m/s] respectivamente.

3.1.2 Análisis de la variación de temperatura en la zona de deshidratación.

Para comenzar el análisis se extrajo el plano central en dirección Z, justo en $\frac{L_z}{H} = 0.5$ tal como se muestra en la figura 3.3. En dicho plano se comenzará analizando los contornos de temperatura, contornos de velocidad, así como la trayectoria que sigue el flujo de aire dentro de nuestro deshidratador.

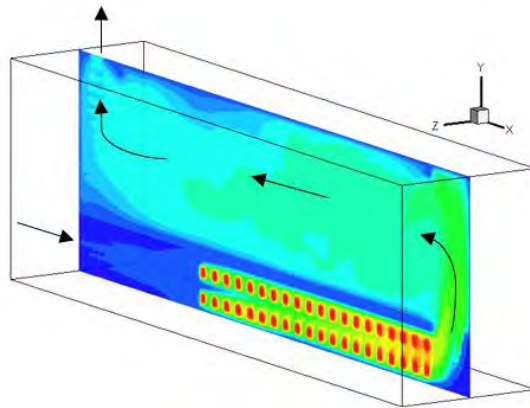


Figura 3.3 Plano central Z del deshidratador de fruta.

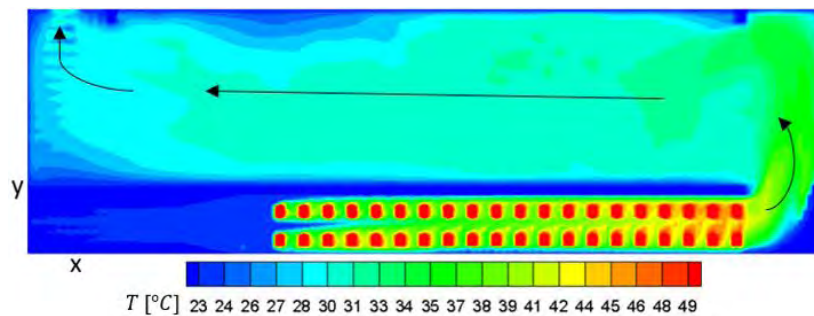


Figura 3.4 Contornos de temperatura en el plano central Z.

Se muestran los contornos de temperaturas en la figura 3.4, en donde puede notarse que la máxima temperatura obtenida en el aire fue de aproximadamente 42°C la cual se presenta justo al termino del banco de tubos, mientras que también se nota una temperatura mínima entre 28°C y 30°C justo en la zona en donde sale el aire del recinto de deshidratación. En las regiones bastante cercanas a las paredes pueden notarse temperaturas bajas con valores que se encuentran en un rango de entre 24 °C a 27°C, esto debido a la interacción que tiene el aire con las paredes que se encuentran a 23°C.

A pesar de las bajas temperaturas cercanas a las paredes, en toda la zona de deshidratación no existe un cambio de temperatura mayor a 2 °C, esto ayuda a que la deshidratación se lleve a cabo con una temperatura bastante uniforme.

Para poder analizar de manera correcta el comportamiento de las variables y la trayectoria del aire, se tuvo que realizar un análisis por separado, primero en la zona del intercambiador de calor (zona 1) es decir el comportamiento del fluido a su paso por el banco de tubos y después en una segunda zona, la cual abarca el recinto de deshidratación (zona 2), las zonas de análisis mencionadas se señalan en la figura 3.5.

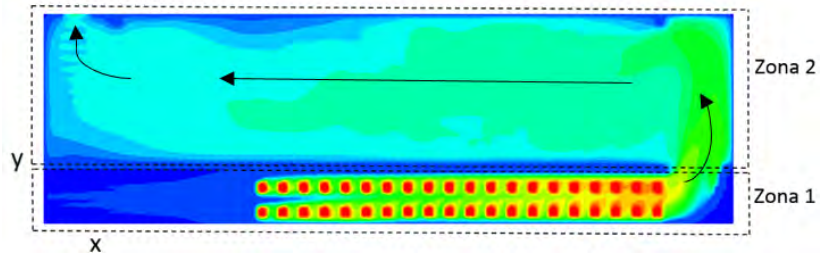


Figura 3.5 Zonas de análisis dentro del deshidratador de frutos.

Esta forma de proceder en dicho análisis se debe a que las propiedades entre las zonas antes mencionadas tienen valores diferentes y no podrían apreciarse correctamente si se analizan ambas obedeciendo a una misma escala. Se muestran los contornos de temperatura de la zona 2 en la figura 3.6.

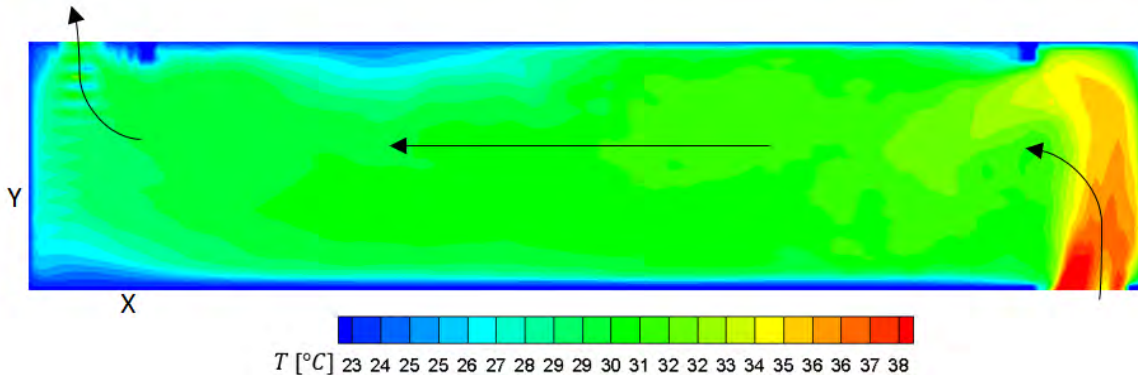


Figura 3.6 Contornos de temperatura en la zona de deshidratación.

Puede notarse en la parte inferior derecha un flujo de aire caliente que entra a la zona de análisis a una temperatura de 38 °C. Esta pluma de aire caliente se debe principalmente a la diferencia de densidades, lo que genera una convección libre, es decir eleva al fluido hasta llegar a chocar con el techo. También en el aire se nota un enfriamiento gradual hasta llegar a un valor de 34 °C poco antes de entrar en contacto con el techo del deshidratador. Esto debido a la interacción con la pared y el techo que se encuentran a 23 °C. Posteriormente el aire pierde más temperatura llegando a un valor entre 30°C y 31°C, el cual se mantiene prácticamente constante hasta llegar a la salida del deshidratador llegando a una temperatura de 29°C. Puede notarse justo en las zonas cercanas a las paredes y al techo una temperatura de 25°C y 26°C, debido a que en las paredes se tiene una temperatura constante de 23°C y el flujo de aire caliente sede su energía. Esta condición de frontera promueve el enfriamiento del aire desde que entra a 38 °C hasta llegar a la zona de extracción con una temperatura de 29°C.

También se tiene el análisis de dos planos X, para conocer la variación de la temperatura en las direcciones perpendiculares a esta. Se muestra en la figura 3.7 un esquema del corte antes mencionado en donde se tomaron en cuenta dos planos, uno cercano al ingreso del aire y otro cercano a la zona de extracción.

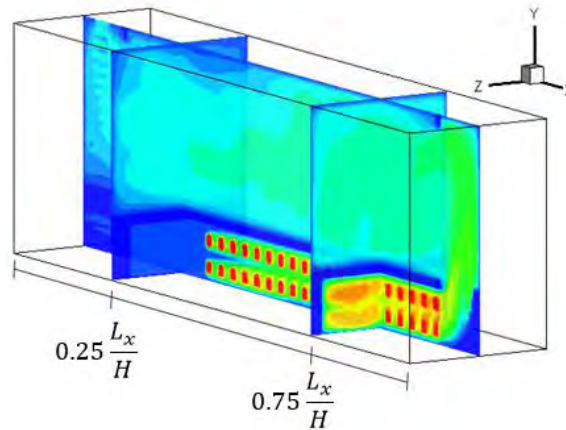


Figura 3.7 Representación del plano Y central y los planos X analizados.

Se analizarán dos planos perpendiculares al eje x, se localiza cercanos a las zonas de extracción e ingreso del aire, la ubicación específica de dichos planos se muestra en la figura 3.7. El análisis se realizó de esta manera para tener una mejor idea de cómo varían los valores de temperatura entre estas dos zonas, las cuales son el ingreso y la salida del aire.

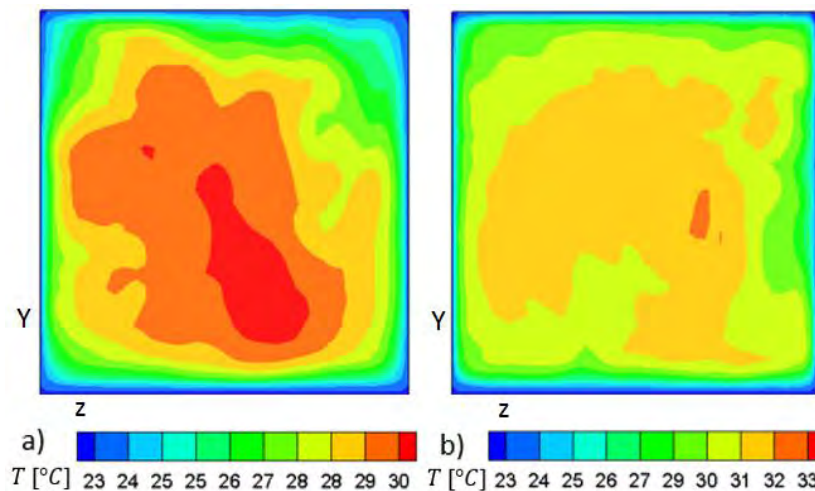


Figura 3.8 Contorno de temperaturas a) en plano X= 1.17 b) en el plano X=3.5

Puede notarse en la figura 3.8a el corte cercano a la salida del aire con un valor máximo de 30 °C en una zona muy pequeña y ubicada al centro del plano, conforme nos alejamos de esa zona la temperatura disminuye hasta llegar a una temperatura de 26 °C justo cerca de las paredes. Los cambios presentados en estos contornos no exceden de 1 °C. Para la figura 3.8b se nota una zona más amplia en el centro del plano con un valor de entre 31°C a 32°C.

3.1.3 Análisis de la velocidad en la zona de deshidratación.

Siguiendo con el análisis en este plano central Z, en la figura 3.9 , se muestran las líneas de trayectoria asociadas con los contornos del módulo de la velocidad, dichas líneas de trayectoria nos muestran o trazan el camino que recorre el flujo de aire dentro del deshidratador, en este caso nuevamente nos enfocamos en la zona de deshidratación(zona 2).

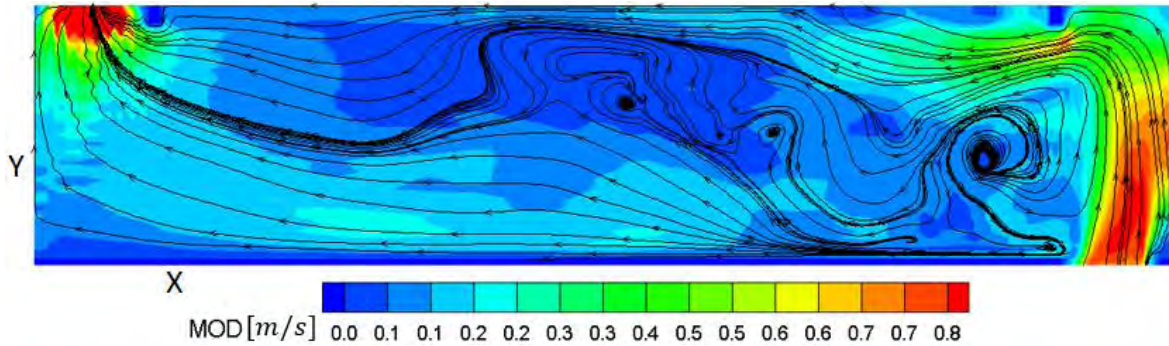


Figura 3.9 líneas de trayectoria y contornos de módulo de velocidad en la zona central de deshidratación.

En la figura 3.9 se puede observar la entrada del flujo en la esquina inferior derecha el cual choca con el techo al ingresar a la zona de deshidratación y una parte de este sigue su camino pegado al mismo hasta ser extraído del recinto en la esquina superior izquierda sin recorrer o pasar por la zona central de deshidratación. Esta trayectoria del fluido no es conveniente puesto que se estaría utilizando energía para mover a dicho fluido dentro del deshidratador sin que nos brinde algún beneficio en nuestro proceso. Este comportamiento es atribuido a efectos de flotación en el fluido debido a las diferencias de temperaturas existentes entre el mismo y sus alrededores. Por debajo de dicho flujo se pueden observar una serie de recirculaciones, la primera y de mayor tamaño es la que se presenta justo a un lado de la entrada del flujo de aire debida al cambio de dirección que tiene el aire, consecuencia de chocar con el techo. Se puede notar que en la zona en donde se presentan dichas recirculaciones la magnitud de la velocidad corresponde a un valor de 0.1 m/s, mientras que a la entrada del flujo se tiene un valor aproximado de 0.8 m/s lo cual nos indica que el fluido que se encuentra recirculando tiene una magnitud de velocidad bastante pequeña. Esto nos dice que el fluido tiene muy poco movimiento en dicha zona, tal comportamiento no sería deseado ya que al no tener movimiento el fluido no se podría retirar de manera eficaz la humedad de los frutos ubicados en tal zona y la transferencia de calor se ralentizaría.

3.1.4 Análisis del banco de tubos.

Una parte importante de nuestro análisis ya fue realizado en la zona 2, ya que el conocer el comportamiento de nuestro deshidratador justo en la zona en donde se realizará el proceso sobre los frutos es primordial. Sin embargo otro análisis fundamental de nuestro trabajo es el que se realiza en la zona en donde se encuentra el banco de tubos y en donde se lleva a cabo el intercambio de energía entre ellos y el aire. La importancia de esta zona recae en el hecho de que, dependiendo de la trayectoria que tenga nuestro flujo, de las velocidades que se presenten y la configuración del banco de tubos se obtendrán una temperatura mayor o menor al término de dicho banco de tubos. Por tal motivo se realizara un análisis en el plano central Z mostrado en la figura 3.10.

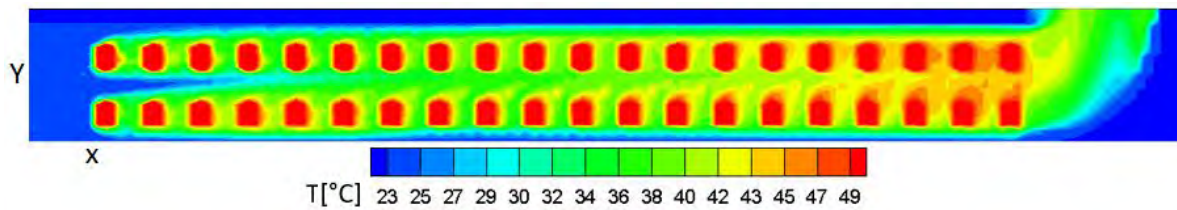


Figura 3.10. Contornos de temperatura en el banco de tubos del deshidratador con arreglo cuadrado.

Se muestran en la figura 3.10 el banco de tubos (configuración cuadrada) en color rojo lo cual denota una temperatura constante de 49 [°C]. Puede observarse también que el aire que circula por el banco de tubos logra llegar a una temperatura en el rango de 42 a 43 °C justo al terminar su recorrido en el ducto. Es con esta temperatura con la que ingresara a la zona de deshidratación.

Para poder analizar con mayor detalle las temperaturas y la trayectoria del aire en el banco de tubos se realiza un análisis primero en la parte inicial de ducto y posteriormente en la parte final del mismo. Para el inicio del banco de tubos se presenta la figura 3.11 la cual nos muestra los contornos de temperatura y líneas de trayectoria del flujo. Puede observarse en ella el flujo de aire entrando por el lado izquierdo con una temperatura de 23°C. Cuando este entra en contacto con la primera fila de tubos comienza a elevar su temperatura, sin embargo, justo en medio de los tubos puede notarse un flujo de aire que eleva su temperatura hasta llegar al quinto tubo. Lo mismo sucede con el flujo de aire que avanza pegado al techo y al piso del ducto. Además de que se puede notar que justo cuando el aire entra en contacto con los tubos inferiores eleva su temperatura y cambia su densidad, provocando que dicho aire tienda a flotar como lo muestran las líneas de trayectoria.

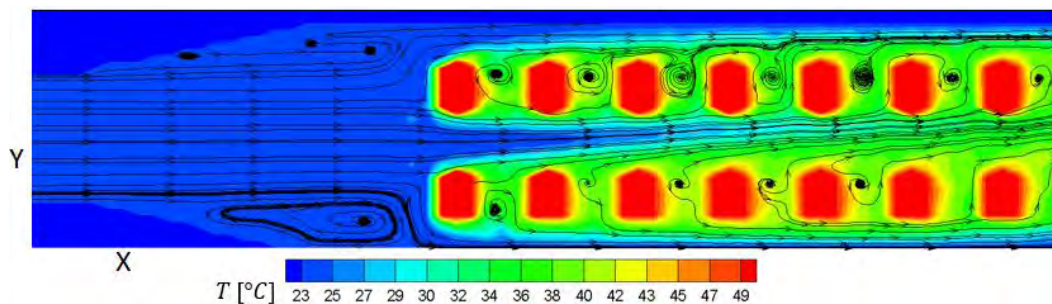


Figura 3.11 Contornos de temperatura y líneas de trayectoria en la parte inicial del banco de tubos.

Podría decirse que sin la flotación este flujo tardaría más en calentarse o inclusive no lo lograría. También se presentan recirculaciones detrás de los tubos las cuales nos benefician para la transferencia de calor ya que el aire puede estar mayor tiempo en contacto con los tubos lo que hace que aumente en mayor medida su temperatura.

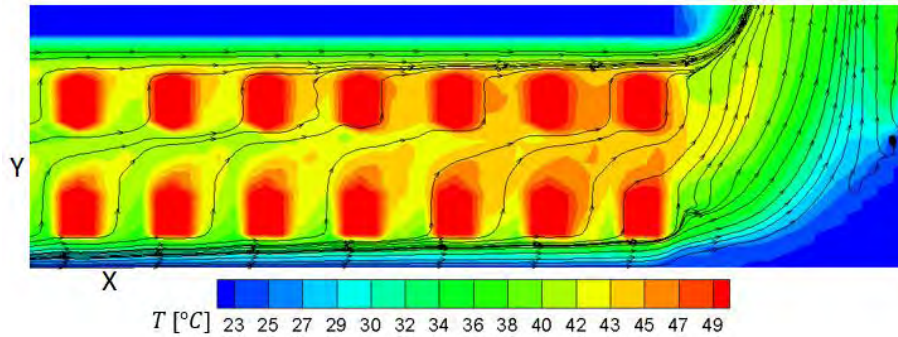


Figura 3.12 Contornos de temperatura y líneas de trayectoria en la parte final del banco de tubos.

A continuación se presenta en la figura 3.12 la parte final del banco de tubos en donde puede notarse el mismo efecto de flotación reflejado en las líneas de trayectoria, las cuales describen el movimiento ascendente del aire desde los tubos inferiores a los tubos superiores, y de estos últimos hacia el techo.

También se observa que justo al terminar su recorrido por el ducto el aire tiende a subir en lugar de seguir su recorrido en la dirección longitudinal. Se nota también que el aire que circula justo pegado al techo y al suelo del ducto termina su recorrido con una temperatura bastante baja en un rango de 27°C a 30 °C, el cual es muy diferente a todo el fluido restante. Esto debido a que estos flujos de aire no lograron tener un buen contacto con el banco de tubos.

Para terminar el análisis del caso 1 analizaremos el corte de un plano X=4.25, el cual se encuentra ubicado al final del banco de tubos. Con esto se podrá conocer el valor y la distribución de las temperaturas del aire que entrará al recinto de deshidratación.

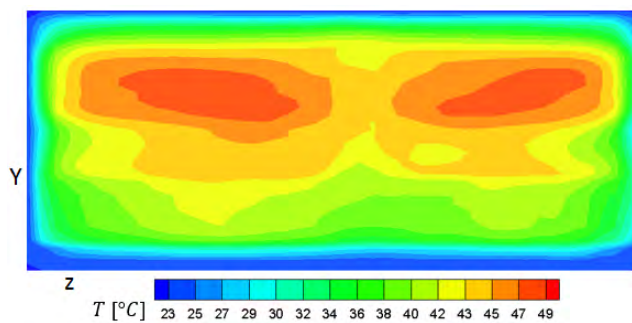


Figura 3.13 Contornos de temperatura en plano X del ducto de entrada del aire.

En la figura 3.13 se puede notar que la máxima temperatura que se alcanza el aire en este plano es de 47 °C, sin embargo las zonas que alcanzan dicha temperatura son bastante pequeñas, por tal motivo debe de considerarse que a pesar de que se alcanzan estas temperaturas en esas zonas, también el flujo con menores temperaturas al final del ducto se mezclaran lo que provocara que el aire que entre al recinto de deshidratación tenga una menor temperatura. Esta distribución en la temperatura se debe a que el aire más caliente tiende a ir hacia arriba como ya se mencionó anteriormente.

3.2. Caso 2 Arreglo triangular del banco de tubos y temperatura constante en las paredes.

3.2.1 Configuración del banco de tubos y condiciones de frontera.

Se presentan resultados promedio para el caso 2 con características especificadas en la tabla 2.2. A diferencia del caso 1, en este se cuenta con únicamente 30 tubos con un arreglo escalonado los cuales se muestran en la figura 3.14 en color rojo, mientras que el ducto y la zona de extracción se muestran en color azul.

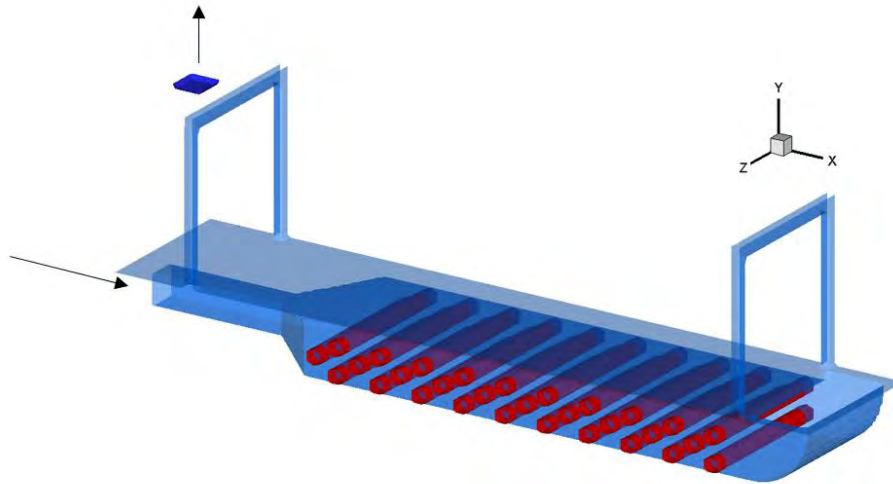


Figura 3.14 Representación del ducto, zona de extracción y banco de tubos tipo escalonado

Las condiciones de frontera utilizadas se presentan en la figura 3.15 en las cuales la única diferencia con las del caso 1 es el arreglo de tubos.

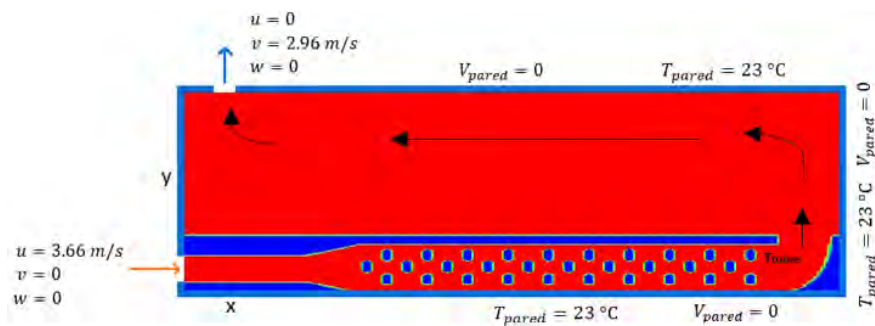


Figura 3.15 Condiciones de frontera de velocidad y temperatura utilizadas en el caso 2.

3.2.2 Análisis de la variación de la temperatura en la zona de deshidratación.

Nuevamente se comenzara realizando el análisis del comportamiento de la temperatura y velocidad utilizando un corte en el plano central del deshidratador en $Z/H=0.5$. Dicho plano se representa en la figura 3.16.

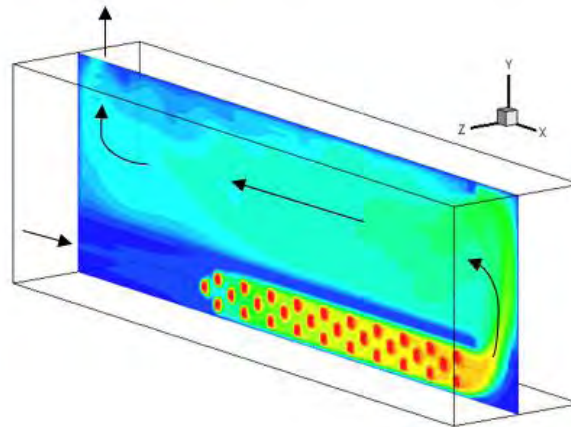


Figura 3.16 Plano central Z del deshidratador de fruta.

En este plano central es en donde se realizara el análisis de las velocidades del flujo de aire así como de la temperatura. Se comienza el análisis en la zona de deshidratación (zona 2), presentando los contornos de temperatura en la figura 3.17.

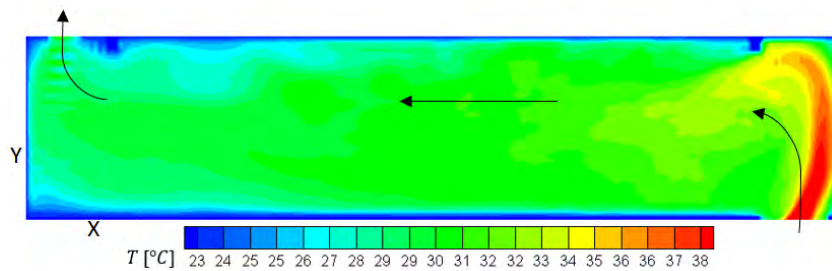
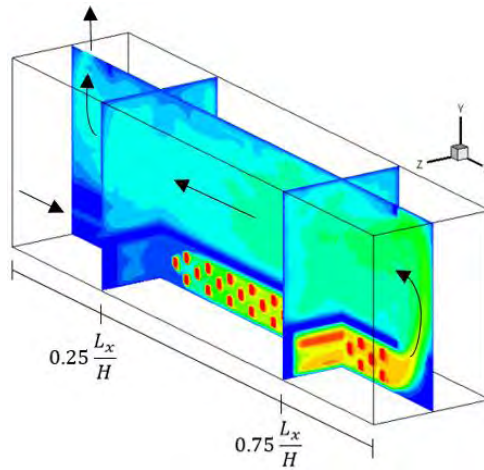


Figura 3.17 Contornos de temperatura en la zona de deshidratación.

Podemos notar la entrada de aire caliente la cual tiene una temperatura de $38\text{ }^{\circ}\text{C}$ de la misma manera que en el caso 1, con la notoria diferencia de que dicho flujo a $38\text{ }^{\circ}\text{C}$ logro llegar más cerca del techo del deshidratador conservando dicha temperatura. Después de que el flujo impacta con el techo comienza a disminuir su temperatura hasta llegar a un valor de $31\text{ }^{\circ}\text{C}$, dicho valor permanece constante a lo largo del deshidratador hasta llegar a una zona cercana a la extracción del aire en donde se llega a una temperatura mínima de $29\text{ }^{\circ}\text{C}$. Podría decirse que a lo largo del deshidratador solo se tiene una variación de $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ a excepción de las zonas cercanas al piso y al techo del deshidratador en donde se tienen variaciones más amplias y se presentan temperaturas de hasta $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ y muy cercano a dichas paredes de hasta de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Algo que es importante resaltar de este diseño del banco de tubos y de estos resultados de temperatura es que se logran las mismas

temperaturas que cuando se utiliza un arreglo cuadrado a pesar de que se cuenta con 10 tubos menos.

Ahora se realiza el análisis de la temperatura en dos planos X para poder conocer la distribución de la temperatura en cada uno de los planos así como el cambio que se tiene en un plano con respecto al otro.



3.18 Representación del plano Z central y los planos X analizados.

Se muestra en la figura 3.18 el esquema de los planos que se analizarán. Dichos planos se localizan, uno en la entrada y el otro en la salida del aire.

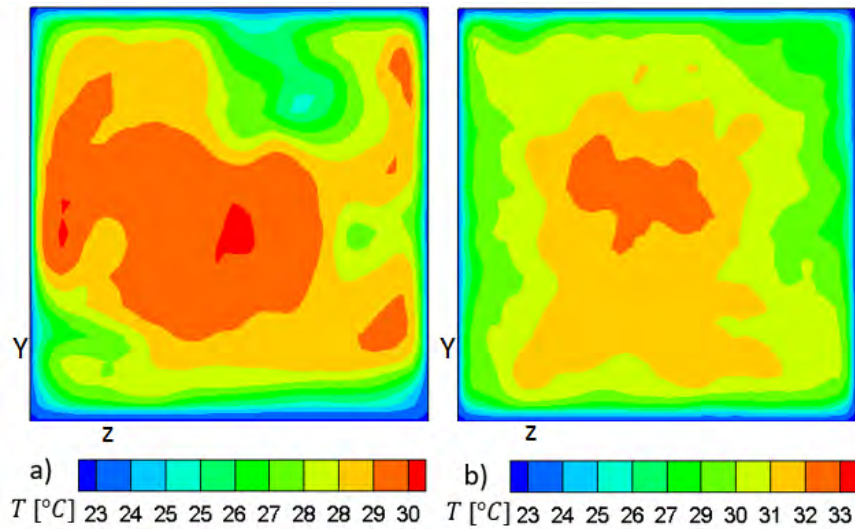


Figura 3.19 Contorno de temperaturas a) en plano $X/H=1.17$ b) en el plano $X/H=3.5$

Se presentan en la figura 3.19 los contornos de temperatura, en donde lo primero que podemos observar es que las mayores temperaturas se ubican justo en el centro, y conforme nos movemos hacia las paredes dicha temperatura comenzara a disminuir. Podemos observar en ambos casos que

la diferencia de temperaturas entre la zona central del plano y las zonas cercanas a las paredes es de 4 °C lo cual puede ser una diferencia nada despreciable.

Se puede notar que en general las temperaturas en el plano ubicado en la zona de extracción en general son menores que en la zona de entrada del aire caliente, debido esto a que el flujo de aire pierde energía al entrar en contacto con las paredes que están a una temperatura baja. Esta disminución en la temperatura del aire es bastante notorio en los resultados de esta simulación numérica ya que las temperaturas de las paredes son de 23 °C, sin embargo, esta distribución en las temperaturas se presentaría aun si se tuviera otra temperatura en las paredes.

3.2.3 Análisis de la velocidad en la zona de deshidratación.

Además de necesitar uniformidad en la temperatura se necesita también uniformidad en la velocidad. Para saber si esto sucede se analizan los contornos de módulo de velocidad y las líneas de trayectoria, para con esto, poder conocer las zonas de mayor movimiento en el fluido y el recorrido que este tiene. Dichos contornos se muestran en la figura 3.20.

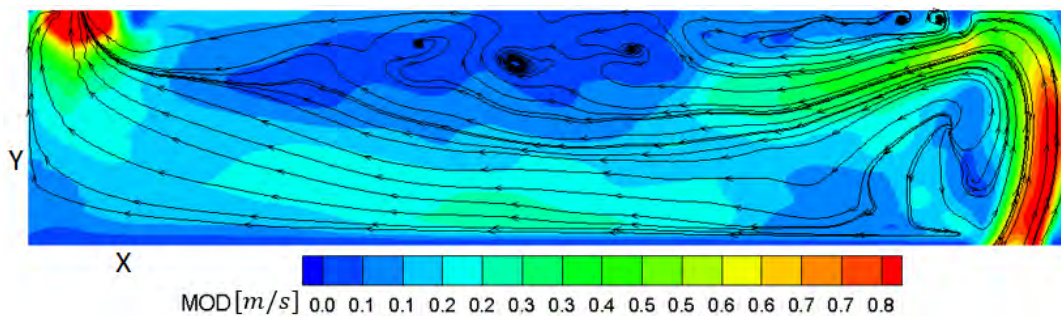


Figura 3.20 líneas de trayectoria y contornos de módulo de velocidad en la zona de deshidratación en $Z/H= 0.5$

Podemos notar en la figura 3.20 las líneas de trayectoria correspondientes al flujo de aire, en donde puede notarse una zona de recirculaciones cercana al techo justo a la mitad del plano en donde se tienen valores del módulo de velocidad demasiado pequeñas de entre 0 y 0.1 m/s, lo cual quiere decir que el fluido prácticamente no se mueve en esa zona y permanece recirculando a una baja velocidad. Debajo de esta zona se tiene una corriente de aire con un módulo de velocidad de entre 0.2 a 0.3 m/s, en donde las líneas de trayectoria muestran un recorrido sin recirculaciones. La localización de estas recirculaciones varía en comparación con el primer caso analizado debido a que al tener un arreglo escalonado el aire choca con el marco de la entrada a mayor velocidad, debido esto a que existe una mayor velocidad de flotación debido a que se presenta una mayor diferencia de temperaturas en el aire.

Se nota también un punto bastante peculiar justo al lado de la entrada de aire que a primera vista pareciera ser un punto de donde saliera flujo, sin embargo se nota de esa manera debido a que lo que estamos visualizando es solo el corte de un plano Z, por lo tanto dicho punto se ve así debido a los efectos tridimensionales del fluido, es decir el fluido gira y justo entra en ese plano.

3.2.4 Análisis del intercambiador de calor con arreglo escalonado.

Se presenta ahora un análisis en la zona del banco de tubos, en la cual se lleva a cabo el proceso de transferencia de calor entre dichos tubos y el aire. Se comienza analizando los contornos de temperatura a lo largo del banco de tubos con arreglo escalonado, de tal forma que podremos conocer el comportamiento de la temperatura del aire en su paso por los tubos, así como la temperatura que logra alcanzar al final del recorrido por el ducto. Dichos contornos se muestran en la figura 3.21.

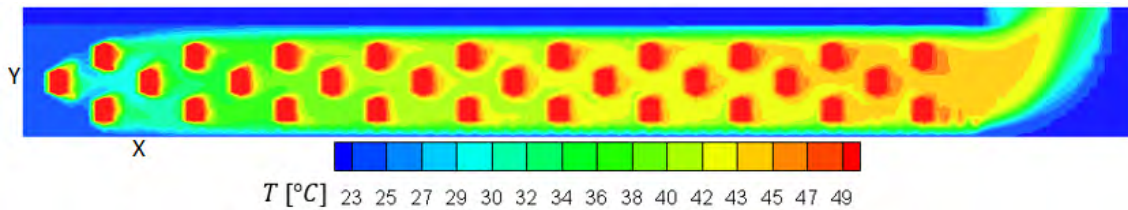


Figura 3.21 Contornos de temperatura del banco de tubos del deshidratador en plano $Z/H=0.5$

Nuevamente se comienza analizando la parte inicial del banco de tubos en la figura 3.22, en donde se puede notar el flujo entrando por el lado izquierdo a una temperatura ambiente de 23°C justo antes de entrar en contacto con los tubos.

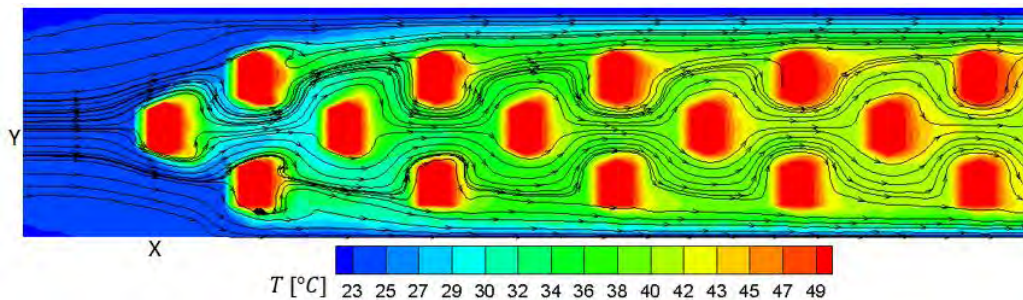


Figura 3.22 Contornos de temperatura y líneas de trayectoria al inicio del banco de tubos.

En los contornos de temperatura presentados en la figura 3.22 podemos notar que el flujo de aire alcanza una temperatura de 38°C en la quinta línea de tubos, a diferencia de la configuración cuadrada en donde en esta zona aún existía flujo sin calentarse. Esto sucede ya que existe un flujo que rodea al primer tubo y logra librarlo sin calentarse, este flujo que podemos notar en color azul avanza e inevitablemente choca con el siguiente tubo logrando elevar su temperatura, es decir, este arreglo escalonado provoca que el aire se vuelva más desordenado, logrando que este tenga un mayor contacto con los tubos, y mejore la transferencia de calor en el sistema.

Se analiza también los contornos de temperaturas y sus correspondientes líneas de trayectoria en la parte final del ducto presentados en la figura 3.23 mostrando el recorrido que toma el flujo y los valores de temperatura que se obtienen.

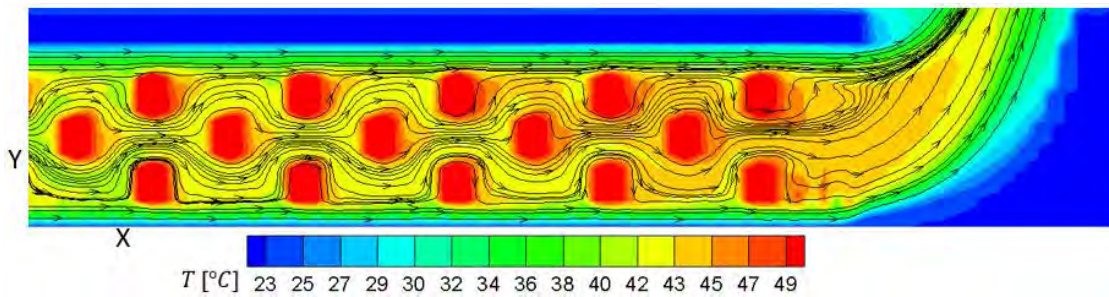


Figura 3.23 Contornos de temperatura y líneas de trayectoria en la parte final del banco de tubos

Puede notarse que el flujo de aire sigue elevando su temperatura a su paso por el banco de tubos alcanzando un valor máximo de 43°C a 45°C, un valor semejante a la configuración cuadrada, pero, a diferencia de esta la cantidad de aire que alcanza dicha temperatura es mayor. Otra característica que podemos notar en este flujo de aire es el hecho de que la temperatura es uniforme en la parte final del banco de tubos, esto debido a que como se mencionó anteriormente, esta configuración favorece que el fluido se mezcle conforme avanza a lo largo del ducto logra uniformizar su temperatura.

Para poder observar de mejor manera la distribución de temperaturas en el aire justo cuando acaba su recorrido por los tubos es necesario visualizar el plano X localizado en tal posición. Específicamente en la posición $X/H=4.25$.

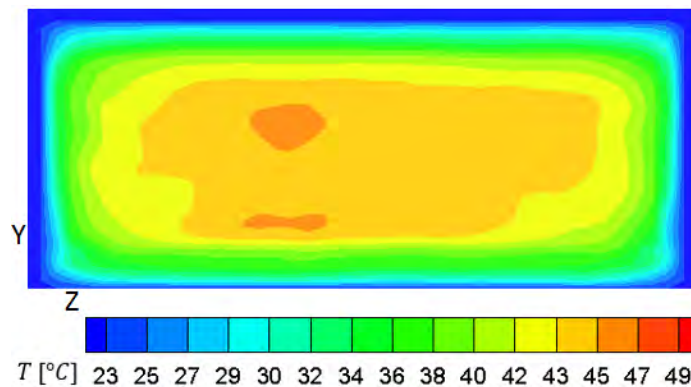


Figura 3.24 Contornos de temperatura a la salida del banco de tubos.

Lo primero que puede notarse en la figura 3.24 es que el máximo valor de temperatura alcanzado por el aire a su paso por el banco de tubos es de aproximadamente 47 °C en una pequeña área, mientras que una gran región central tiene un valor de entre 43 a 45 °C. Puede lograrse una temperatura uniforme en la región central del corte debido a la configuración que se tiene en el banco de tubos la cual logra el aire se mezcle y su temperatura sea más uniforme.

Alrededor de esta área central y dirigiéndonos hacia las paredes el aire va perdiendo temperatura debido a la transferencia de calor que se lleva a cabo con las paredes, debido a esto se tienen temperaturas de hasta 30°C en lugares cercanos a las paredes. Es importante recordar que en este diseño se consideraron únicamente 30 tubos en arreglo escalonado, es decir, se logra alcanzar la misma temperatura que en el arreglo cuadrado pero contemplando 10 tubos menos. Esto a su vez se vería reflejado en un ahorro energético y por tanto económico. Estos gradientes de temperatura en las paredes se tratan de evitar utilizando mejores condiciones de frontera y más apegadas a la realidad, dicho caso se muestra a continuación en donde se utilizaron temperaturas en la pared basadas en mediciones experimentales.

3.3 Caso 3 Arreglo cuadrado del banco de tubos con temperaturas en la pared en función de la posición.

3.3.1 Configuración del banco de tubos y condiciones de frontera.

Se presentan los resultados promedio para el caso 3 en los cuales, a diferencia de los dos casos analizados anteriormente, se usaron temperaturas en las paredes en función de la posición. Estas funciones asignadas en las paredes son las que se presentan en la tabla 2.1, las cuales se muestran señaladas en la figura 2.10.

Esto se realizó debido a que se quiere obtener una simulación lo más parecida posible a lo que sucede en la vida real, para poder tener resultados más apegados a los reales y poder validar el código numérico.

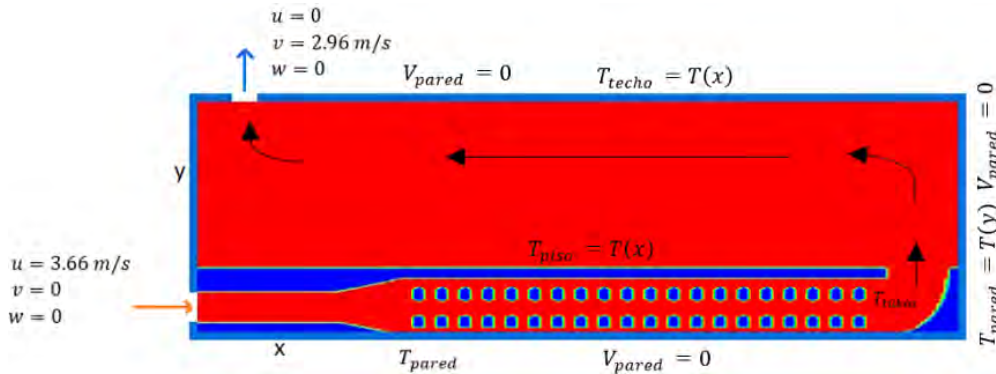


Figura 3.25 Condiciones de frontera utilizadas en la simulación numerica Vista longitudinal.

En la figura 3.25 se muestran dichas condiciones de frontera utilizadas en la simulación. Estas funciones asignadas a las paredes se obtuvieron como se explica en la sección 2.6.3. Se muestra en la figura 3.26 las condiciones de frontera en una vista transversal.

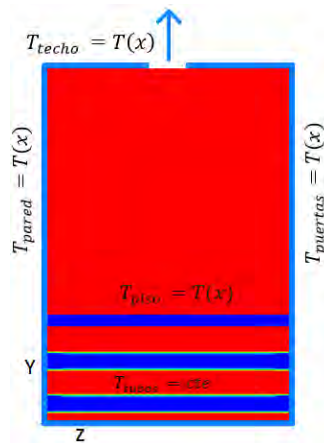


Figura 3.26 Condiciones de frontera utilizadas en la simulación. Vista transversal.

Una característica que se conserva de los dos casos antes analizados son las temperaturas en los tubos, los cuales se consideran nuevamente con una temperatura constante, así como las temperaturas en las paredes del ducto del banco de tubos.

La configuración del banco de tubos en esta simulación es la que se muestra en la figura 3.27 en donde se muestran los tubos en color rojo y el ducto en azul, además de que se muestra la entrada y salida del flujo de aire indicadas cada una con una flecha.

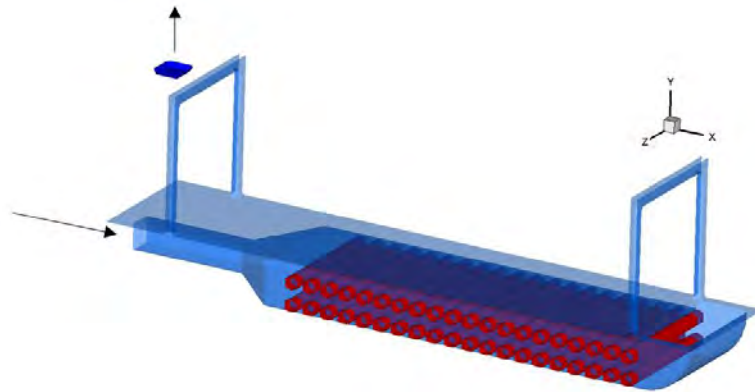


Figura 3.27 Representación del ducto, zona de extracción y banco de tubos con arreglo cuadrado

3.3.2 Análisis de la variación de la temperatura en la zona de deshidratación.

Para comenzar este análisis se muestra el corte del plano $Z/H=0.5$, en donde se analizarán los contornos de temperatura.

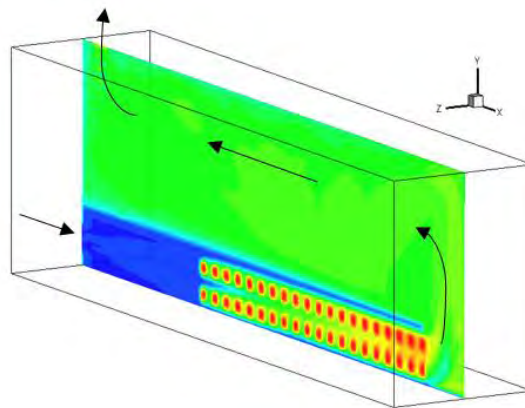


Figura 3.28 Plano central Z del deshidratador de fruta.

Dichos contornos de temperatura se muestran en la figura 3.29. Estos se presentan únicamente en la zona del recinto de deshidratación.

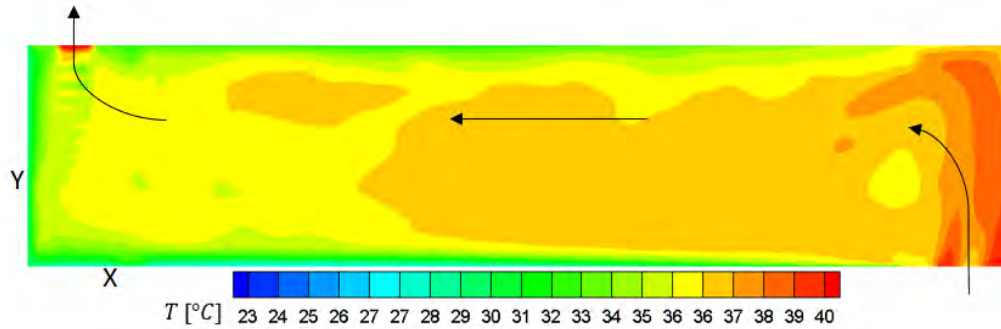


Figura 3.29 Contornos de temperatura en el plano central Y en la zona de deshidratación.

En primera instancia, lo que se puede observar en los contornos de temperatura mostrados en la figura 3.29 es que las temperaturas que se tienen en el recinto de deshidratación son más elevadas en comparación con los casos anteriormente analizados, esto es debido a los valores que se usaron en las condiciones de frontera, es decir las temperaturas de las paredes no se encuentran a una temperatura tan baja como en los casos anteriores. Dichas paredes tienen valores medidos en el modelo experimental para poder hacer que nuestro flujo de aire se comporte de una manera más real. La temperatura a la que entra el aire a la zona de deshidratación tiene un valor de entre 39 °C y 40 °C, dicho flujo entra pegado a la pared con lo cual pierde un poco de energía al tener contacto con dicha pared así como con el techo llegando a una temperatura de 37 °C justo cuando el flujo de aire cambia de dirección. Dicho flujo de aire consigue llegar hasta la salida teniendo un valor en su temperatura de 36 °C, con una zona media con valor de 37°C, esto debido a que la transferencia de calor con las paredes del deshidratador disminuyó en gran medida. A pesar de haber logrado esta disminución en la transferencia de calor puede notarse en los contornos de temperatura zonas cercanas a las paredes, en donde se tienen temperaturas de 35 °C, y muy cercanas a dichas paredes de hasta 30 °C, es decir, conforme nos acercamos a las paredes se presenta una disminución en los valores de la temperatura debido a la energía que el aire cede a las fronteras. A continuación se analiza la variación de la temperatura en dos planos a lo largo del deshidratador. La localización de dichos planos se presenta en la figura 3.30.

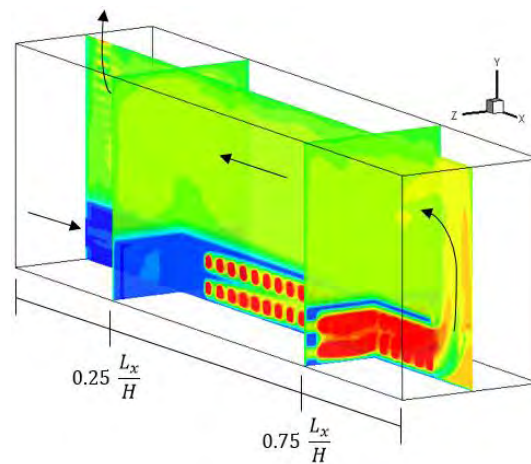


Figura 3.30 Planos analizados a lo largo del eje X en la zona de deshidratación.

Se presentan en la figura 3.31 los contornos de temperatura en los planos antes mencionados.

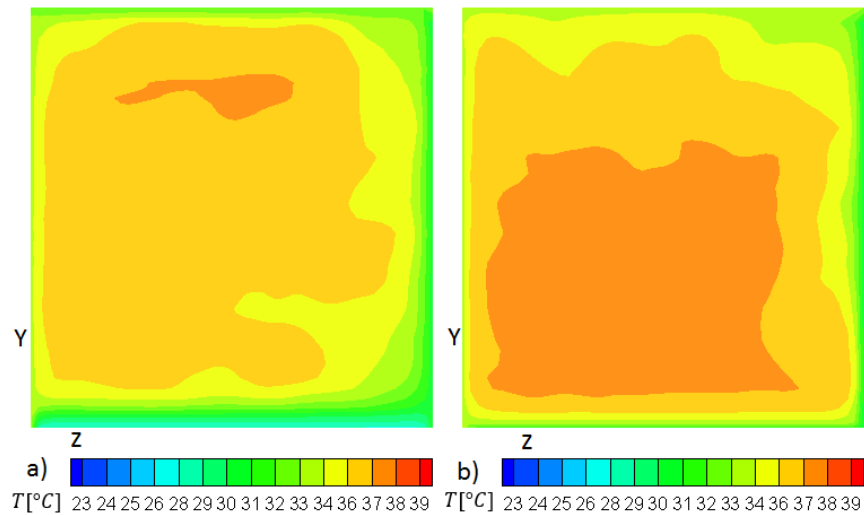


Figura 3.31 contornos de temperatura a) plano $X/H=1.7$ b) plano $X/H= 3.5$

Se puede observar que en ambos planos el enfriamiento del aire cerca de las paredes, pero, en menor medida que en los dos casos antes estudiados. En estas zonas cerca de las paredes se presentan temperaturas en el rango de 30 a 33 $^\circ\text{C}$.

El primer plano que se muestra en la figura 3.31a se localiza en $X/H=1.7$, es decir, cerca de la zona de extracción del aire, en donde puede notarse una zona bastante amplia con una temperatura entre 36°C y 37°C , y zonas de color amarillo con valor entre 34 a 36°C . Esto es debido a las condiciones de frontera utilizadas en este caso. Si se observan los valores que se presentan en ambos planos de la figura 3.31 se nota que prácticamente se encuentran en los mismos rangos de temperatura, lo cual nos quiere decir que el flujo de aire pierde muy poca energía al entrar en contacto con las paredes del recinto de deshidratación. Esto es algo conveniente para nuestro proceso de deshidratación, ya que si se tiene una zona con temperatura prácticamente uniforme a lo largo del recinto de deshidratación se podrá reflejar en una deshidratación más homogénea. Se puede encontrar entonces una superficie que tenga el valor de dicha región antes mencionada. Dicha superficie con temperatura prácticamente uniforme se muestra en la figura 3.32.

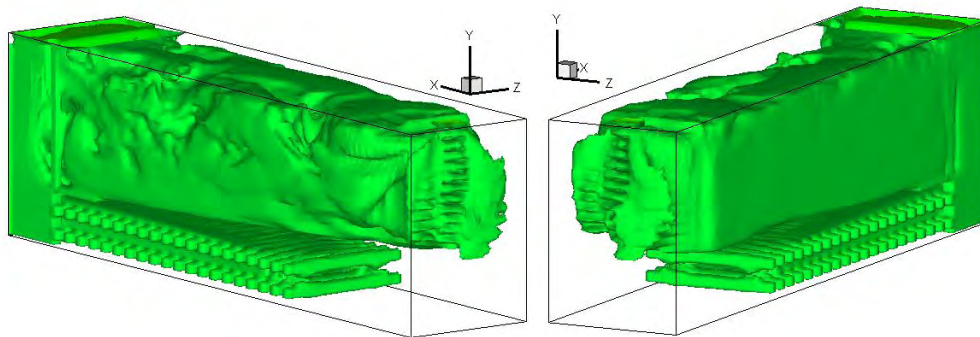


Figura 3.32 Isosuperficie con valor de temperatura en el rango de 34°C a 36°C .

Esta isosuperficie de temperatura mostrada en la figura 3.32 representa una zona en donde el flujo de aire tiene diferencias de temperatura de máximo 2°C con lo cual el colocar los frutos en esta zona podría asegurarnos un proceso de deshidratación adecuado.

3.3.3 Análisis de los contornos del número de Richardson en la zona de deshidratación.

Siguiendo con el análisis de la figura 3.33 pueden observarse los vectores que si bien no representan la magnitud de la velocidad, si nos definen la trayectoria del flujo de aire en cada uno de los planos mostrados, en donde puede notarse que en el fluido se presentan flujos secundarios, es decir, se presentan movimientos en un plano perpendicular a la dirección del flujo principal, debido esto a las fuerzas de flotación que se presentan en la zona de deshidratación. Esto puede analizarse con los contornos del número de Richardson presentados en la figura 3.33.

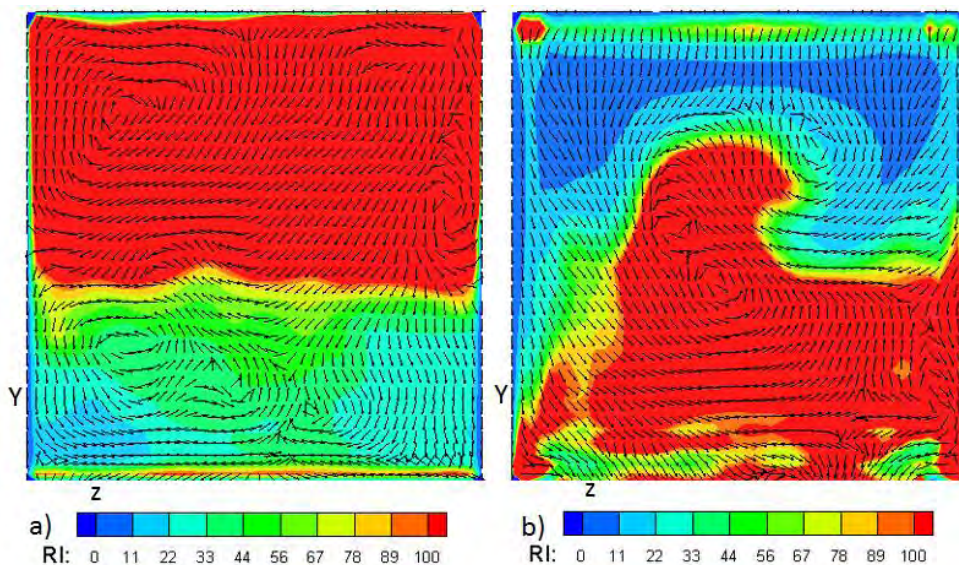


Figura 3.33 Contornos de Richardson y vectores a) plano $X/H=2.8$ b) Plano $X/H=4.2$

Estos contornos nos muestran a las fuerzas de flotación en competencia con las fuerzas inerciales del flujo, dicho de otra forma, compara las velocidades de flotación con las velocidades inducidas en el fluido por el ventilador en la entrada. En la figura 3.33a se tiene un plano ubicado justo a la mitad del deshidratador en $X/H=2.8$, en donde se presentan Ri menores en la zona inferior debido a que en esta zona las velocidades de flotación son semejantes a las velocidades del flujo de entrada, teniendo en una pequeña zona convección mixta. En la zona superior se tiene valores de Richardson mayores debido a que es aquí en donde el flujo de aire tiene velocidades muy pequeñas comparadas con las velocidades de flotación. De hecho en las únicas zonas en donde se presentan velocidades del fluido mayores es en el plano $X/H=4.2$ ya que, es justo el plano ubicado en la entrada del aire caliente al recinto de deshidratación. En este plano también se observa como el aire caliente al momento de entrar en contacto con el techo del deshidratador desciende debido a que su densidad cambia al enfriarse.

3.3.4 Análisis de los contornos de Ri y magnitud de velocidad en la zona de deshidratación.

Este número de Ri también se visualiza en un corte $Z/H=0.5$ el cual es el plano central del dominio. Se analizará aunado a los contornos del módulo de velocidad mostrados en las figuras 3.34 a y 3.34b.

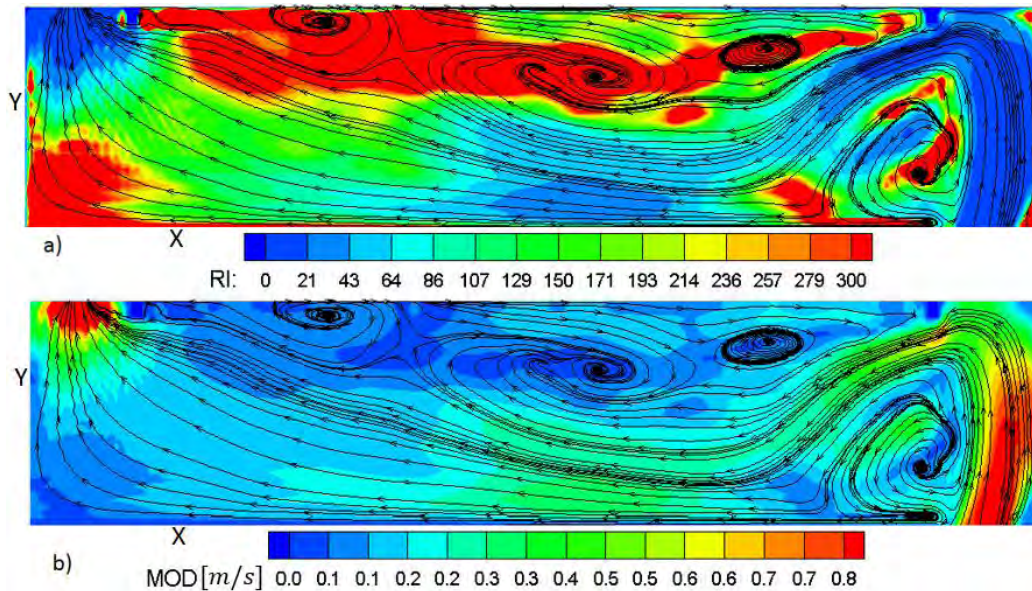


Figura 3.34 a) Contornos del número de Ri y líneas de trayectoria b) Contornos de magnitud de velocidad y líneas de trayectoria

Se presentan estos resultados de este modo ya que, se pretende hacer un análisis en conjunto con dichos elementos, de tal forma que se pueda comprender en mayor medida el fenómeno analizado en el presente trabajo. Se puede observar en dichos contornos que las zonas en donde se localizan los números de Richardson más altos es justo las mismas zonas en donde se observan los valores más pequeños de la magnitud de la velocidad. Esto es de esperarse, ya que es ahí en donde las velocidades de flotación son muchas veces mayores a la velocidad del flujo principal, además, es también ahí en donde se presentan las recirculaciones mostradas con las líneas de trayectoria. Dichas recirculaciones son generadas debido al choque del flujo de aire con el marco que se encuentra en el techo del recinto. Otra zona en la que se presenta una recirculación importante es justo a un lado del ingreso del aire caliente, es decir, este flujo de aire con magnitud de velocidad de 0.8 m/s arrastra a su paso al fluido que se encuentra cercano a él provocando su giro.

Por otra parte, se puede notar que en las zonas en donde la magnitud de la velocidad presenta los mayores valores es en donde el número de Richardson disminuye. Dichas zonas se presentan en la entrada del aire a la zona de deshidratación y en la extracción del mismo. Esto nos deja ver que, al momento de entrar el flujo de aire pierde la velocidad suministrada con el ventilador, presentándose en la entrada del deshidratador un fenómeno de convección mixta, y conforme dicho flujo de aire pierde más velocidad predomina el fenómeno de convección natural. Esto no es conveniente para nuestro proceso ya que, al presentarse dicho fenómeno en la zona de deshidratación la transferencia de calor será más lenta, debido esto a las pequeñas velocidades que se tienen.

3.3.5 Análisis del intercambiador de calor con arreglo cuadrado.

Se presentan y se analizan los resultados obtenidos en la zona del banco de tubos con arreglo cuadrado (zona 1) y se analiza a detalle la forma en la que el flujo de aire intercambia energía. Se muestran en la figura 3.35 los contornos del número de Richardson, de temperatura y de magnitud de velocidad, de tal forma que en conjunto estas variables puedan darnos una idea clara de cómo es la transferencia de calor en dicha zona.

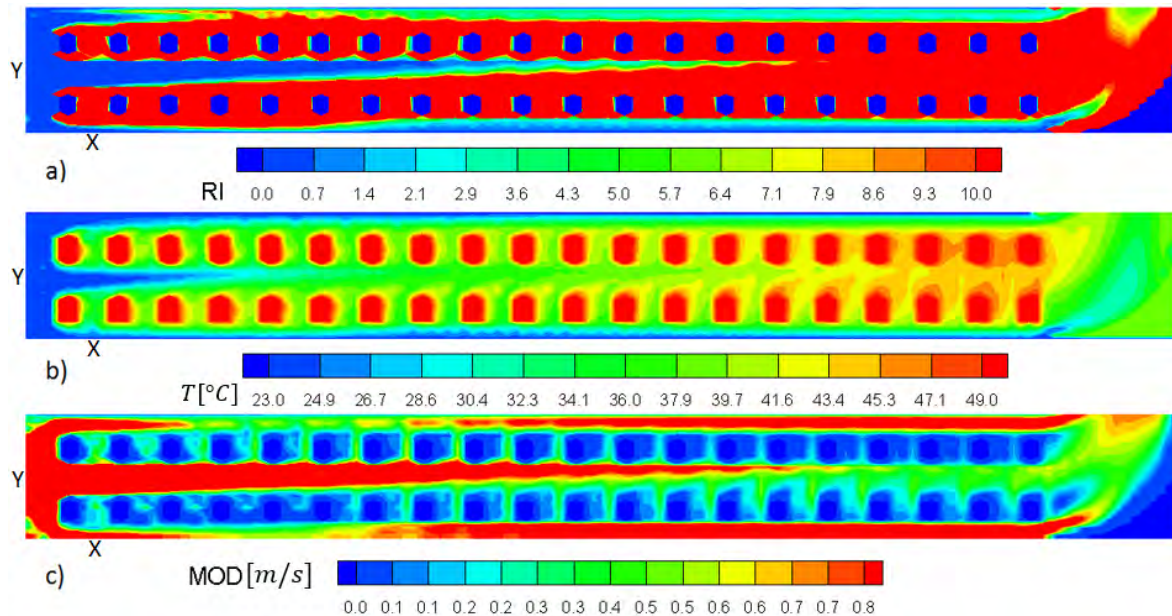


Figura 3.35 a) Contornos del número Ri b) Contornos de temperatura c) contornos de magnitud de velocidad.

Podemos observar que mientras el flujo de aire tiene valores de aproximadamente 0.8 m/s el número de Richardson permanece con valores entre 0 y 0.7 lo cual nos quiere decir que aún se tiene convección forzada. Esto se presenta en medio de las filas de tubos y en las zonas pegadas al piso y al techo del ducto. Inclusive puede notarse en estas zonas que el aire no transfiere energía con los tubos, ya que si se observa en los contornos de temperatura el aire permanece con valores alrededor de 25 °C. También puede notarse una zona de convección mixta con valores de Ri de aproximadamente 1.4 justo en medio de las dos filas de tubos.

Por otra parte puede notarse en los contornos de la magnitud de velocidad valores muy pequeños alrededor de 0.1 m/s detrás de los tubos, es por eso que justo en esas zonas se presentan números altos de Richardson de aproximadamente 10. Esto nos quiere decir que en esas zonas únicamente se está transfiriendo energía por el mecanismo de convección libre, lo cual se puede notar en los contornos de temperaturas ya que no se nota un cambio significativo en los valores de dicha variable.

Se analiza también el comportamiento que tiene el flujo de aire a su paso por el banco de tubos. Para esto se extrae un plano X/H en el cual se analiza el número de Ri así como las líneas de trayectoria. En la figura 3.36 podemos observar como en todo el corte se tienen valores de Ri altos, lo cual nos quiere decir que se está presentando convección libre en el flujo de aire. A pesar de eso hay zonas en donde se tienen valores de Ri de aproximadamente 7 a 14, con lo cual podemos saber que en esas zonas aún son considerables las velocidades producidas por el ventilador. Estas zonas se localizan en el centro del plano entre los tubos, cercano al techo y cercano al piso del ducto. Las líneas de trayectoria nos muestran el movimiento que tiene el fluido en este corte ya que, puede notarse que al elevar su temperatura por entrar en contacto con los tubos tiende a flotar hasta llegar al techo del ducto. Una vez que llega a este, pierde temperatura y al volverse más denso tiende a bajar. Esta corriente convectiva arrastra el fluido que se encuentra cercano a él y logra generar celdas de convección como las que se muestran en la figura 3.36.

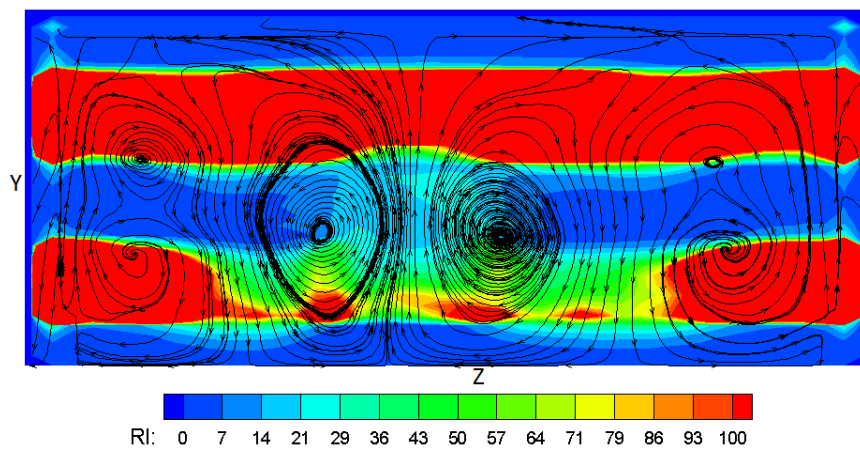


Figura 3.36 Contornos de Ri y líneas de trayectoria en el plano $X/H=3.7$

Este comportamiento es bastante parecido justo entre los tubos, lo cual se muestra en la figura 3.37.

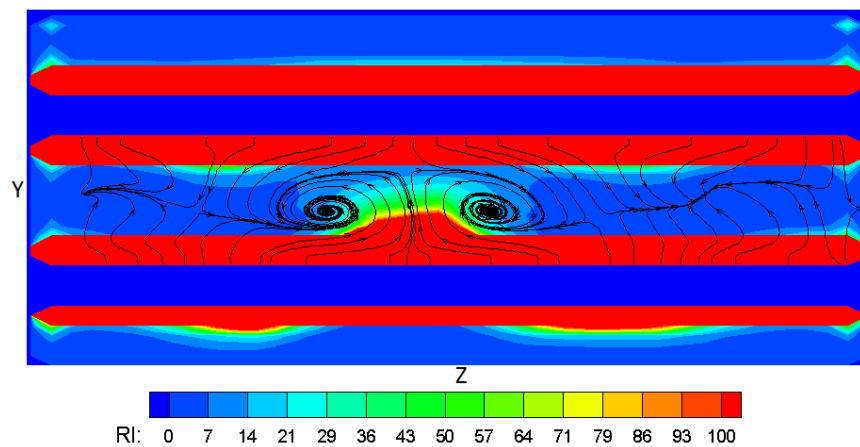


Figura 3.37 Contorno de Ri y líneas de trayectoria en el plano $X/H= 3.6$

En estos contornos de Ri pueden notarse los valores más altos justo en las zonas cercanas a los tubos, debido esto a que es ahí en donde se presenta el mayor aumento en la temperatura del

aire, y con esto las velocidades de flotación mayores. También puede observarse que los valores menores de Ri son ubicados justo en la zona central en donde se tienen las mayores velocidades del aire.

En la figura 3.37 puede notarse el mismo efecto en las corrientes convectivas, con la diferencia en que los tubos limitan el ascenso del aire hasta el techo del recinto, formándose flujos secundarios más pequeños.

Capítulo 4. Validación del código numérico.

4.1 mediciones experimentales de temperatura en el deshidratador.

En este capítulo se presenta la comparación de los valores de temperatura obtenidos en la simulación y los medidos experimentalmente en el deshidratador de fruta, específicamente en la zona de deshidratación. Esta validación se presenta al final del presente trabajo y no como normalmente se hace antes de presentar más resultados. Esto se debe a que se realizaron varias simulaciones con diferentes condiciones de frontera, de tal forma que pudiéramos elegir la que representara de mejor forma el fenómeno. De igual forma este trabajo es parte de uno más complejo y amplio que se está desarrollando, en el cual se podrán obtener mediciones y comparaciones de la velocidad del aire así como de su humedad, esto en un modelo a escala.

Para realizar dichas mediciones se utilizó un multímetro digital Fluke 179 con sonda de temperatura y un sensor de temperatura DS18B20 el cual se conectaba a un microcontrolador PIC18F4550 que transmitía la información a una interfaz diseñada en Labview. Estos instrumentos se muestran en la figura 4.1.

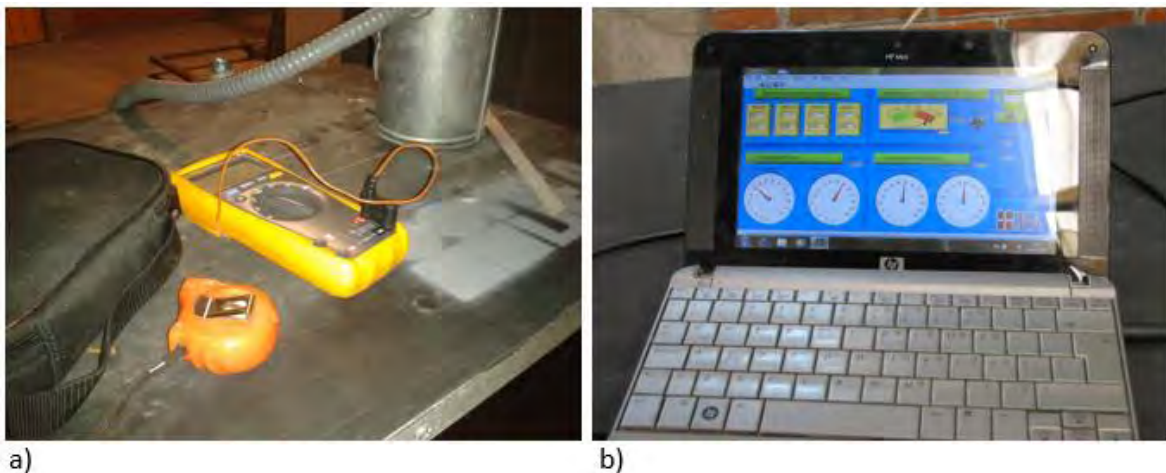


Figura 4.1 a) Termopar utilizado en mediciones

b) software para monitorear la temperatura en el deshidratador.

En la figura 4.1a se muestra el multímetro Fluke con la sonda de temperatura la cual tiene un rango de medición de -40°C hasta 400°C con una resolución máxima de 0.1°C , y una precisión del 1%. En la figura 4.1b se muestra el software con el que se recibían las mediciones obtenidas por medio del sensor que tiene un rango de medición de -55°C a 125°C con una precisión de 0.5°C . La forma de proceder con estos dos instrumentos era la siguiente: se colocaba el termopar en el lugar donde se requería la medición y se cerraba la puerta del deshidratador. Después se monitoreaba la temperatura en el sensor de tal forma que cuando se notara constante se tomaba la lectura en la sonda de temperatura.

4.2 Comparación en planos perpendiculares al flujo X/H

Las primeras mediciones que se comparan son aquellas realizadas en planos perpendiculares al flujo de aire. En total fueron 3 planos, uno en la entrada del aire al recinto de deshidratación, uno justo en medio de éste y el último en la zona de extracción. Específicamente dichos planos se encuentran ubicados en $X=0.28$ [m], $X=1.28$ [m] y $X=2.28$ [m]. Dichos planos corresponden a los planos adimensionales con valor de $X/H=0.55$, $X/H=2.34$ y $X/H=4.23$, mostrados en la figura 4.2.

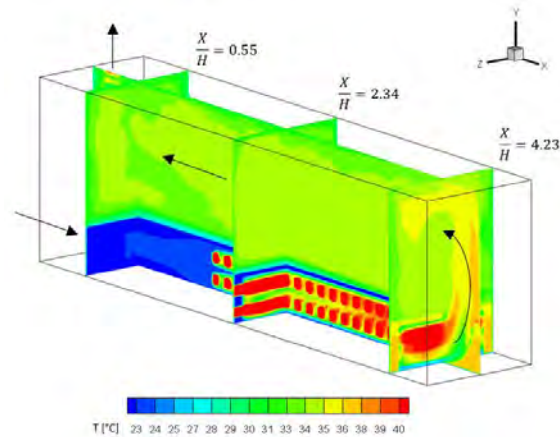


Figura 4.2 Esquema de los planos en donde se comparan los valores de temperaturas.

Para comenzar el análisis en estos planos se presenta en la figura 4.3 los contornos de temperatura así como los valores² tanto experimentales como numéricos.

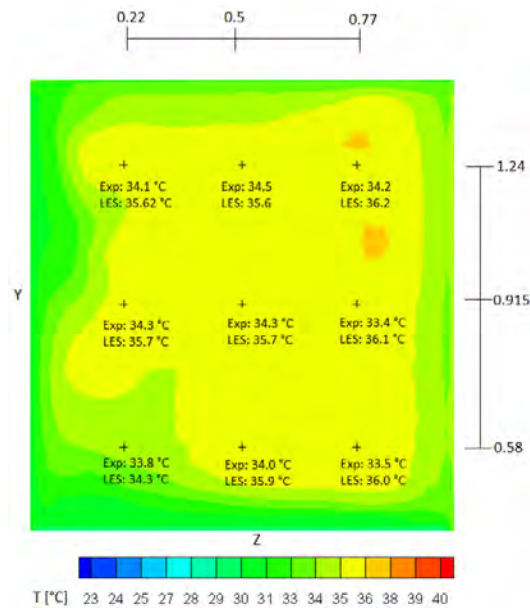


Figura 4.3 Puntos comparados en el plano $X/H=0.55$

² Los valores de temperaturas experimentales corresponden únicamente al recinto de deshidratación debido a que en el banco de tubos no fue posible el acceso con equipos de medición.

En la figura 4.3 se pueden observar diferencias entre las temperaturas medidas y las obtenidas a través de la simulación numérica no mayores a 2.7 °C, dicho cambio se encuentra en el punto (0.77, 0.915). Sin embargo puede notarse una similitud en la mayoría de los puntos teniendo cierto margen de error, debido a que en el intercambiador de calor se tienen rejillas³ que no se pudieron representar en la simulación numérica debido a su tamaño.

El siguiente plano analizado es el que se muestra en la figura 4.4 el cual se encuentra localizado justo en el plano X/H central del recinto de deshidratación.

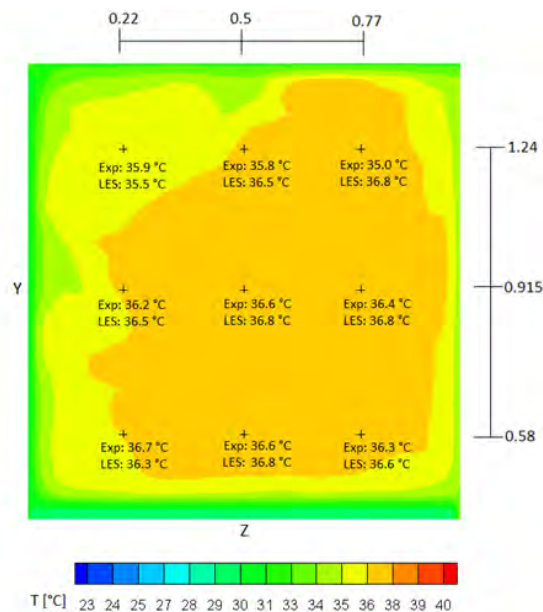


Figura 4.4 puntos comparados en el plano X/H=2.34

En este plano puede observarse que justo en el centro se localizan las temperaturas más altas tanto en las mediciones como las obtenidas en la simulación con valores de 36.6 °C y 36.8°C respectivamente. Algo importante que tienen en común los valores experimentales y numéricos es la tendencia a disminuir conforme nos acercamos a las paredes del recinto, teniendo errores de 0.4 °C.

Para terminar la comparación en los planos X/H se presenta el plano ubicado justo en la entrada del aire caliente a la zona de deshidratación. Las mediciones en dicho plano se realizaron justo antes de que el aire entrara en contacto con la primera fila de rejillas.

³ Estas rejillas son en las que se colocan las parrillas, las cuales tampoco pudieron representarse en la simulación, sin embargo, dichas parrillas del deshidratador se retiraron para realizar las mediciones.

Este plano se presenta en la figura 4.5, en donde se puede notar que las temperaturas mayores tanto de la simulación como experimentales se ubican en la zona superior, debido esto a la flotación que se presenta en el flujo de aire justo a la entrada del recinto, tal como se observa en los contornos de temperatura de la figura 3.29. En esta zona se tiene un error entre mediciones de aproximadamente 1.1°C como máximo, con lo cual se tiene una buena representación de fenómeno.

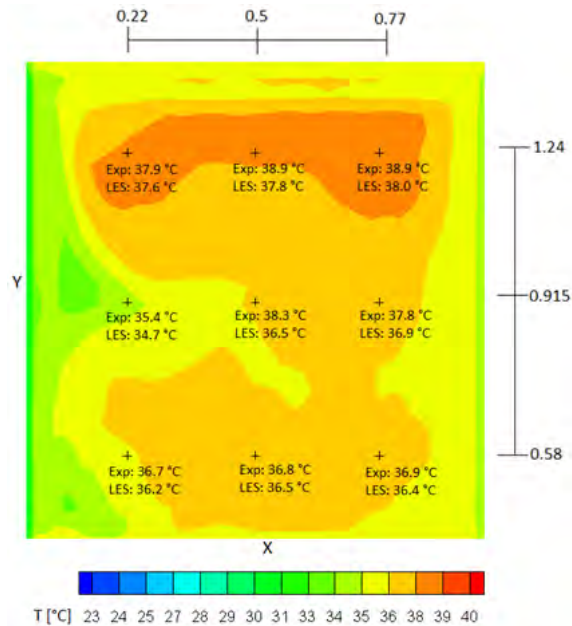


Figura 4.5 Puntos comparados en el plano $X/H=4.23$

También debido a que el aire más caliente se posiciona en la zona cercana al techo se pueden observar temperaturas menores justo en la zona inferior del corte. Dicha distribución de temperaturas es observada tanto en las mediciones como en los resultados numéricos teniendo un error entre ambos en un rango de 0.2 a 0.5 °C.

4.3 Comparación de resultados en el plano longitudinal Z/H.

Se realizaron las comparaciones de resultados en el plano central $Z/H=0.5$ en tres diferentes alturas las cuales son $Y=0.58$, $Y=0.915$ y $Y=1.24$.

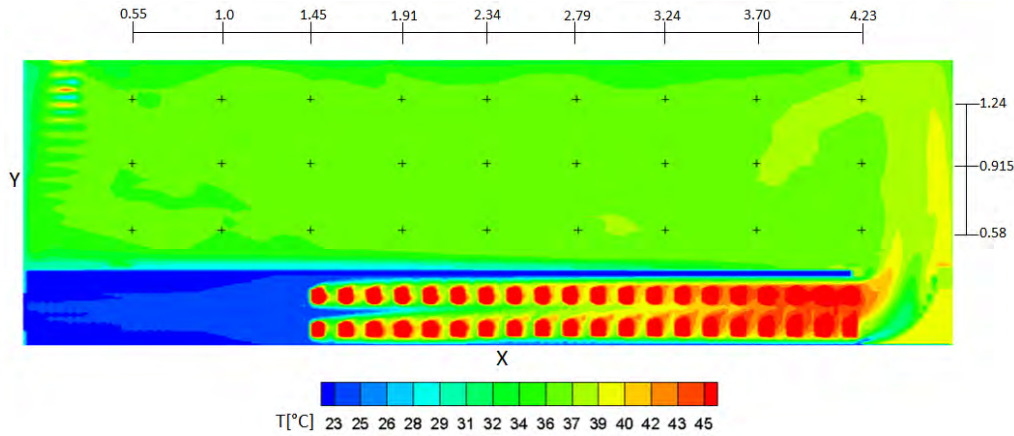


Figura 4.6 Representación de los puntos comparados en el plano $Z/H=0.5$ y a tres diferentes alturas.

En la figura 4.6 se presenta un esquema de los puntos del dominio en donde se llevaron a cabo las comparaciones de valores numéricos y experimentales. En cada una de las alturas Y se realizaron mediciones en 9 puntos, con los cuales se elaboraron graficas de temperatura versus posición X . Se comenzara comparando los valores en la altura $Y=0.58$, esto es, en la zona cercana al piso del recinto.

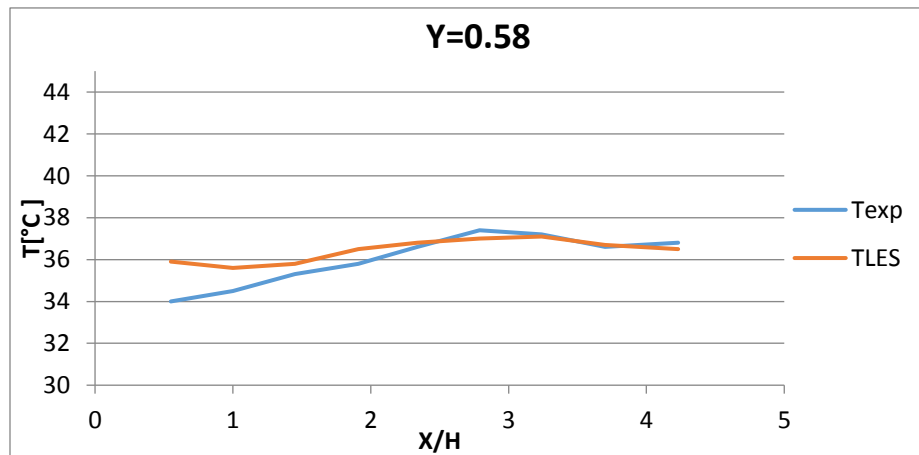


Grafico 4.1 Líneas de tendencia de la temperatura experimental y numérica a lo largo del eje X/H en la altura $Y=0.58$

En este grafico 4.1 podemos notar el comportamiento que presenta el aire a su paso por el recinto de deshidratación cercano al piso del mismo. En color azul se presentan las temperaturas experimentales mientras que en color naranja las obtenidas con la simulación numérica. En estos gráficos se tienen errores entre ambos valores de 2°C como máximo, dicho valor se presenta en $X/H=0.55$. Dicho error puede deberse a la transferencia de calor que tiene el aire con las rejillas del

recinto, sin embargo puede notarse un comportamiento muy parecido a lo largo del mismo, esto es, un descenso de la temperatura desde su ingreso hasta su extracción. Siguiendo con las comparaciones en el plano central se tiene ahora la gráfica para la altura $Y=0.91$ en donde nuevamente la tendencia es descendente desde la entrada en $X/H=4.23$ hasta $X/H=0.55$, tanto para los valores experimentales como para los valores numéricos.

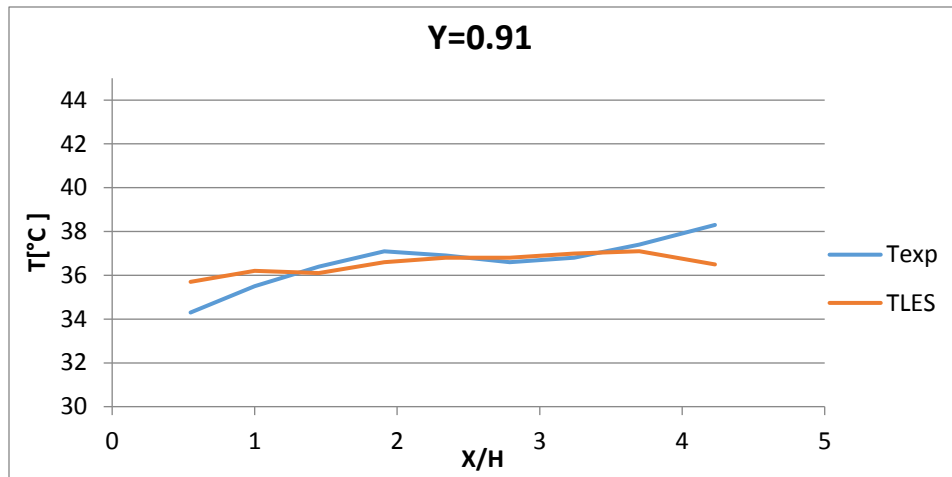


Gráfico 4.2 Líneas de tendencia de la temperatura experimental y numérica a lo largo del eje X/H en la altura $Y=0.91$

Puede observarse en este gráfico 4.2 una diferencia un poco marcada en los resultados experimental y numérico en la entrada y la salida del aire, los cuales pueden deberse en cierta medida a la variación de la temperatura del aire ambiente en el tiempo en el que se realizaron las mediciones, ya que se registró un cambio de aproximadamente $2.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ en dicha temperatura lo cual pudo alterar estos valores presentados en la gráfica. Se muestra a continuación las gráficas para la altura $Y=1.24$, es decir, en la zona cercana al techo del recinto.

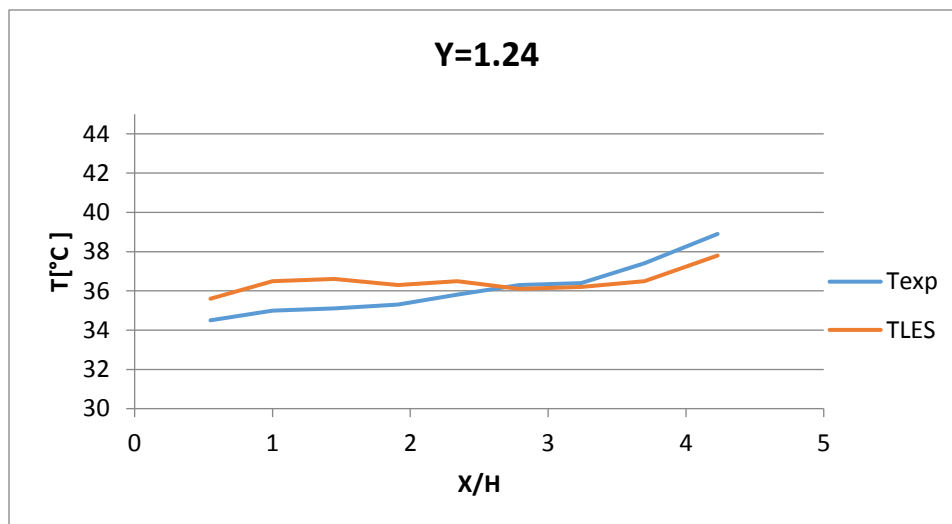


Gráfico 4.3 Líneas de tendencia de la temperatura experimental y numérica a lo largo del eje X/H en la altura $Y=1.24$

En esta grafica 4.3 puede notarse un cambio un tanto marcado a la entrada debido esto a que es en este punto en donde el aire caliente entra en contacto con las paredes del recinto de deshidratación, sin embargo dicho cambio se representa bastante bien con la simulación numérica con tan solo 1.05 °C de error con los valores medidos. En general el comportamiento de dicha temperatura es bien reproducida con los resultados numéricos. Los errores en esta altura así como en las 2 anteriores pueden deberse también a la variación de la temperatura del agua en el banco de tubos ya que el boiler con el que calentaba tenían variaciones de 3°C. También como se mencionó anteriormente se tuvo una variación de la temperatura del ambiente lo cual aunado a los errores cuando se midieron las temperaturas en las paredes pudo generar el rango de errores entre los valores numéricos y experimentales.

Capítulo 5. Conclusiones

Se puede concluir con este trabajo que se logró representar de manera correcta un flujo de aire que se encuentra pasando por un banco de tubos y que ingresa a un recinto de deshidratación. También, que en todas y cada una de las simulaciones se notó una gran influencia de las temperaturas de las paredes en la distribución de dicha propiedad en toda la zona de deshidratación, sin embargo se observó en el caso 3 que dicha influencia fue mínima y en zonas muy cercanas a la pared. Se puede decir que esta herramienta podría servirnos para conocer el enfriamiento del flujo de aire debido a las paredes y con esto conocer la zona de temperaturas uniforme e ideal para la deshidratación para cualquier caso que se requiera.

Se concluye además que se llegó a elevar más la temperatura del aire con un arreglo escalonado en el banco de tubos que en un arreglo cuadrado. Esto puede concluirse ya que se llegaron a las mismas temperaturas en las simulaciones numéricas con diez tubos menos en el arreglo escalonado. Esto nos dice que se necesita por tanto menor energía para calentar el aire si se utiliza un arreglo escalonado.

También nos pudimos dar cuenta del efecto que tiene la flotación del aire en este equipo y en estas condiciones de operación ya que en el arreglo cuadrado la flotación nos ayudó a que la transferencia de calor se llevara de una manera más eficaz, ya que provocaba que el flujo de aire entrara más en contacto con los tubos superiores del arreglo.

Se concluye por lo tanto que la simulación numérica representa de manera correcta la variación de las variables tanto en el arreglo de tubos como en el recinto de deshidratación, concluyéndose esto con la validación del código numérico.

Bibliografía.

- [1] A. J. Chorin, "A numerical method for solving incompressible viscous flow problems", *J. Comput Phys*, vol 2, pp 12-26, 1967.
- [2] Amjad, W., Munir, A., Esper, A., & Hensel, O. (2015). Spatial homogeneity of drying in a batch type food dryer with diagonal air flow design. *Journal of Food Engineering*, 144, 148-155.
- [3] A. Perrin y H. Hu "An explicit finite-difference for simulation of moving particles", *Journal of computational Physics*, vol 212, n.-. 1, pp. 166-187, 2006
- [4] Ana María Andres Grau, José Manuel Barat Baviera, Ana María Albors Sorolla "Introducción al secado de alimentos por aire caliente". Pedro Fito Maupoey Ed. Universidad Politécnica de Valencia.
- [5] Anderson, J. D., & Wendt, J. (1995). *Computational fluid dynamics* (Vol. 206). New York: McGraw-Hill.
- [6] Ateeque, M., Mishra, R. K., Chandramohan, V. P., & Talukdar, P. (2014). Numerical modeling of convective drying of food with spatially dependent transfer coefficient in a turbulent flow field. *International Journal of Thermal Sciences*, 78, 145-157.
- [7] Aversa, M., Curcio, S., Calabro, V., & Iorio, G. (2007). An analysis of the transport phenomena occurring during food drying process. *Journal of Food Engineering*, 78(3), 922-932.
- [8] Bejan, A., & Kraus, A. D. (2003). *Heat transfer handbook* (Vol. 1). John Wiley & Sons.
- [9] Baeza Zamora Alejandro, Deshidratador de tomates utilizando Energía geotérmica para ensenada B. C. Tesis de licenciatura, México: Facultad de Ingeniería, 2009.
- [10] CAMBIOS COMPOSICIONALES Y MICROBIOLÓGICOS ASOCIADOS A CICLOS SUCESIVOS DE DESHIDRATACIÓN OSMÓTICA DE TOMATE DE ÁRBOL
- [11] Darabi, H., Zomorodian, A., Akbari, M. H., & Lorestani, A. N. (2015). Design a cabinet dryer with two geometric configurations using CFD. *Journal of Food Science and Technology*, 52(1), 359-366.
- [12] Deshidratación de alimentos. Gustavo V. Barbosa-Cásanovas, Humberto Vega –Mercado,
- [13] Doymaz, I. (2007). Air-drying characteristics of tomatoes. *Journal of Food Engineering*, 78(4), 1291-1297
- [14] D. Gottlieb y E. Turkel, "Dissipative two-four methods for time-dependent problems", *Mathematics of computation*, vol. 30, n.- 136, pp 703-723, 1967
- [15] Esfahani, J. A., Majdi, H., & Barati, E. (2014). Analytical two-dimensional analysis of the transport phenomena occurring during convective drying: Apple slices. *Journal of Food Engineering*, 123, 87-93.
- [16] E. David, Modelisation des écoulements compressibles et hypersoniques: une approche instationnaire Phd thesis, Francia, 1993

- [17] Filios, A., Vouros, A., Margaris, D., Bardakas, A., & Tzempelikos, D. (2013). Design, construction and evaluation of a new laboratory convective dryer using CFD.
- [18] Frank M. White, mecánica de fluidos, Ed. Mc Graw Hill, 6ª edición.
- [19] Frank P. Incropera, David P. Dewitt, Fundamentos de transferencia de calor.
- [20] Green, M. G., & Schwarz, D. (2001). Solar drying technology for food preservation. *GTZ publication Eschborn, Germany*.
- [21] Herral, B. B., & Boon, C. R. (1997). Comparison of predicted and measured air flow patterns in a mechanically ventilated livestock building without animals. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 66(3), 221-228.
- [22] Khazaei, J., Chegini, G. R., & Bakhshiani, M. (2008). A novel alternative method for modeling the effects of air temperature and slice thickness on quality and drying kinetics of tomato slices: superposition technique. *Drying Technology*, 26(6), 759-775.
- [23] Karathanos, V. T., & Belessiotis, V. G. (1997). Sun and artificial air drying kinetics of some agricultural products. *Journal of Food Engineering*, 31(1), 35-46.
- [24] Kuppan, T. (2000). *Heat exchanger design handbook*. Marcel Dekker.
- [25] Lemus-Mondaca, R. A., Vega-Gálvez, A., Zambra, C. E., & Moraga, N. O. (2016). Modeling 3D conjugate heat and mass transfer for turbulent air drying of Chilean papaya in a direct contact dryer. *Heat and Mass Transfer*, 1-14.
- [26] Lopez Lopez Juan Christian "Simulación numérica de la ventilación dentro de recintos habitables para su acondicionamiento". Tesis de Maestría, México: Facultad de Ingeniería, 2014.
- [27] Mahmutoğlu, T., Emir, F., & Saygi, Y. B. (1996). Sun/solar drying of differently treated grapes and storage stability of dried grapes. *Journal of Food Engineering*, 29(3), 289-300.
- [28] Maldonado, R., & Delahaye, E. P. (2003). Curvas de deshidratación del brócoli (*Brassica oleraceae* L var. *Italica* Plenck) y coliflor (*Brassica oleraceae* L var. *Botrytis* L). *Revista de la Facultad de Agronomía*, 20(3).
- [29] Mathioulakis, E., Karathanos, V. T., & Belessiotis, V. G. (1998). Simulation of air movement in a dryer by computational fluid dynamics: application for the drying of fruits. *Journal of Food Engineering*, 36(2), 183-200.
- [30] M. D. I. Lama, Estudio numérico de cuerpos complejos inmersos en un flujo compresible Tesis de Maestría, México: Facultad de Ingeniería, 2009.
- [31] Monsalve, J., & Machado, M. (2007). Evaluación de dos métodos de deshidratación del tomate (*Lycopersicon esculentum* Mill) variedad manzano.
- [32] M. Lesieur y O. Metais, " New Trends in large-eddy simulation of turbulence" Annual Review of Fluids Mechanics, vol. 28,nº 1,pp 45-82,1996
- [33] Rajkumar, P., Kulanthaisami, S., Raghavan, G. S. V., Gariépy, Y., & Orsat, V. (2007). Drying kinetics of tomato slices in vacuum assisted solar and open sun drying methods. *Drying Technology*, 25(7-8), 1349-1357.
- [34] R. B. Bird, W.E. Steward, E.N. Lightfoot Fenómenos de transporte, Ed. Repla,
- [35] Román, F., Strahl-Schäfer, V., & Hensel, O. (2012). Improvement of air distribution in a fixed-bed dryer using computational fluid dynamics. *Biosystems engineering*, 112(4), 359-369.

- [36] Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons.
- [37] Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos. Jesús Manuel Fernández Oro, Ed. Reverté
- [38] Tzempelikos, D. A., Mitrakos, D., Vouros, A. P., Bardakas, A. V., Filios, A. E., & Margaris, D. P. (2015). Numerical modeling of heat and mass transfer during convective drying of cylindrical quince slices. *Journal of Food Engineering*, 156, 10-21.
- [39] Unadi, A., Fuller, R. J., & Macmillan, R. H. (2002). Strategies for drying tomatoes in a tunnel dehydrator. *Drying technology*, 20(7), 1407-1425.
- [40] Yanishlieva-Maslarova, N. V., Pokorny, J., Yanishlieva, N., & Gordon, M. (2001). Inhibiting oxidation. *Antioxidants in food: Practical applications*, 22-70.
- [41] Yunus A. Cengel, Afshin J. Ghajar, Transferencia de calor y masa, Mc Graw Hill, 4ª edición.

