UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de Ingeniero Mecatrónico

PROYECTO TÉCNICO:

"DISEÑO, CONTROL Y SIMULACIÓN DE UNA CÁMARA DE DESHIDRATACIÓN PARA LA EMPRESA DE FIDEOS Y TALLARINES "RICA PASTA""

AUTORES:

JUAN FRANCISCO DURÁN SIGÜENZA

DANIEL ALEJANDRO RODRÍGUEZ CABRERA

TUTOR:

ING. JOHN IGNACIO CALLE SIGÜENCIA. PhD

CO-TUTOR:

ING. MARIELA CERRADA LOZADA. PhD

CUENCA – ECUADOR

2021

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Juan Francisco Durán Sigüenza con documento de identificación Nº 0302154349 y Daniel Alejandro Rodríguez Cabrera con documento de identificación Nº 0106041445 manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación: **"DISEÑO, CONTROL Y SIMULACIÓN DE UNA CÁMARA DE DESHIDRATACIÓN PARA LA EMPRESA DE FIDEOS Y TALLARINES "RICA PASTA""**, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: *Ingeniero Mecatrónico*, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, octubre del 2021.

Juan Francisco Durán Sigüenza.	Daniel Alejandro Rodríguez Cabrera.
C.I: 0302154349	C.I: 0106041445

CERTIFICACIÓN

Yo, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: **"DISEÑO, CONTROL Y SIMULACIÓN DE UNA CÁMARA DE DESHIDRATACIÓN PARA LA EMPRESA DE FIDEOS Y TALLARINES "RICA PASTA""**, realizado por Juan Francisco Durán Sigüenza y Daniel Alejandro Rodríguez Cabrera obteniendo el *Proyecto Técnico* que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, octubre del 2021.

Firmado electrónicamente por:
JOHN IGNACIO CALLE SIGUENCIA

Ing. John Ignacio Calle Sigüencia, PhD.
C.I: 0102118213

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, Juan Francisco Durán Sigüenza con documento de identificación Nº 0302154349 y Daniel Alejandro Rodríguez Cabrera con documento de identificación Nº 0106041445, autores del trabajo de titulación: **"DISEÑO, CONTROL Y SIMULACIÓN DE UNA CÁMARA DE DESHIDRATACIÓN PARA LA EMPRESA DE FIDEOS Y TALLARINES "RICA PASTA""**, certificamos que el total contenido del *Proyecto Técnico*, son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Cuenca, octubre del 2021.

Juan Francisco Durán Sigüenza.	Daniel Alejandro Rodríguez Cabrera.
C.I: 0302154349	C.I: 0106041445

Declaratoria de Responsabilidad

Nosotros, Juan Francisco Durán Sigüenza con documento de identificación Nº 0302154349 y Daniel Alejandro Rodríguez Cabrera con documento de identificación Nº 0106041445, autores del trabajo de titulación: **"DISEÑO, CONTROL Y SIMULACIÓN DE UNA CÁMARA DE DESHIDRATACIÓN PARA LA EMPRESA DE FIDEOS Y TALLARINES "RICA PASTA""**, certificamos que el total contenido del *Proyecto Técnico*, son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Cuenca, octubre del 2021.

Juan Francisco Durán Sigüenza.	Daniel Alejandro Rodríguez Cabrera.
C.I: 0302154349	C.I: 0106041445

Dedicatoria

Este trabajo de titulación va dirigido para Dios y toda mi familia, pero de una manera especial para mi madre Maribel y mi tío Christián Sigüenza, que han estado conmigo durante todo este tiempo apoyándome de manera incondicial, dándome animos, fuerzas, etc. Sin ellos, no hubiese sido posible alcanzar cada uno de los logros y metas, mucho menos este grande objetivo como lo es mi titulación.

Juan Francisco Durán Sigüenza

Agradecimientos

De manera especial quiero agradecer a mi madre y a mi tío, sin ellos no hubiese sido posible nada de lo que hoy he conseguido.
De igual forma, a mis abuelos, tíos, hermanos y primos, que han sido la alegría y uno de los motivos mas importantes por los que no me he rendido nunca.
A mi pana Daniel Rodríguez por ser un excelente colega y sobre todo un buen amigo, que ha sido clave fundamental para el desarrollo del proyecto.
A mi mejor amigo, Daniel Illescas, por su amistad a lo largo de este largo trayecto lleno de anécdotas e historias.
A mi mejor amiga, Dayanna Ramos, por ser una de las mejores personas que me regaló el paso por la universidad.
Un agradecimiento especial a mis tutores, John y Mariela, que han sido unos excelentes profesores que han aportado de manera considerable con sus conocimientos y han permitido el desarrollo exitoso del proyecto.
Finalmente, agradecer a todos aquellos familiares, profesores, amigos y conocidos que han aportado con su grano de arena a lo largo de este camino, haciéndolo mas llevadero, grato y fructuoso.

Juan Francisco Durán Sigüenza

Dedicatoria

La culminación del proyecto aquí presente, al ser una meta más en mi vida y que significa algo muy importante para mí, quiero darlo como dedicatoria a todas las personas que me ayudaron a realizarlo. Dedicar el proyecto de titulación a Dios y a la Virgen Auxiliadora en señal de agradecimiento por sus santas bendiciones y por cobijarme con el espíritu santo para hacer posibles mis objetivos y metas propuestas. De la misma manera dedicar este logro importante a mi familia que, con su apoyo incondicional, me han educado y formado con lo necesario para llevar una vida en la que pueda lograr metas y objetivos. Y por último a mis amigos que son como mi segunda familia. A ellos, ya que me han brindado su valiosa amistad y hemos compartido muchas vivencias, risas, pelas, tristezas y demás recuerdos que uno se los lleva en el corazón.

Daniel Alejandro Rodríguez Cabrera

Agradecimientos

Mis agradecimientos, inicialmente, a Dios y a la Virgen Auxiliadora porque ellos son los que han sabido guiarme por el mejor camino, observándome, protegiéndome y apoyándome para nunca rendirme en los obstáculos que he encontrado en mi vida estudiantil. Agradezco a toda mi familia porque cada uno de ellos siempre ha sabido como brindar su apoyo en los buenos y malos momentos y me han dado ánimos para dar mi mayor esfuerzo y dedicación en pro de cumplir con los sueños planteados. Cada uno de ellos conocen el sacrificio que se he realizado durante todos estos años de estudio y por la misma razón han sabido soportarme y conducirme a través de todas las sendas de retos que se han ido presentando. Agradezco a los Ingenieros John Calle y Mariela Cerrada, ya que han sido pilares fundamentales en el desarrollo de este proyecto, así como también excelentes docentes y guías en la formación académica. Hago extensivo mis agradecimientos también, a mis amigos/as y futuros colegas con los que hemos llevado la vida estudiantil. Amistades que se han forjado a lo largo de los años y que hoy sé que, gracias a ellos, el proceso de profesionalización ha sido fructuoso y grato. A todos los que conforman el grupo Manolas Melcochas gracias por ser como una segunda familia. Y finalmente, agradecer a la institución Universidad Politécnica Salesiana y a su personal que han velado por nuestra educación fundamentados en los ideales de Don Bosco para formar buenos cristianos y honrados ciudadanos.

Daniel Alejandro Rodríguez Cabrera

Resumen

El proyecto de titulación que se presenta a continuación se centra en la solución de un problema específico dentro de la línea de producción de pastas de la empresa de fideos y tallarines “Rica Pasta”. El proceso consta de maquinaria para la mezcla, laminación, extrucción, secado y empaquetado de productos referentes a la pasta. Sin embargo, uno de los equipos con mayor problema y que retrasa el ciclo productivo es la cámara de deshidratación, ya que opera bajo condiciones poco eficientes que consecuentemente generan tiempos de operación bastante largos.

El trabajo en una primera instancia determina las condiciones iniciales del proceso de deshidratación de pastas en función de una revisión bibliográfica y los requerimientos de la empresa, posteriormente se realiza una caracterización de los diferentes equipos que se utilizan en la deshidratación de alimentos para determinar la opción mas adecuada dentro del proceso de fideos y tallarines.

Una vez establecido parámetros y condiciones iniciales, se procede con el diseño y modelado del equipo, el mismo que se puede dividir en 3 partes fundamentales que son: diseño del cuarto de secado, diseño del medio calefactor y diseño del sistema de control. Cada uno soportado por conceptos de transferencia de calor, termodinámica y teoría de control.

En una tercera parte, se realiza el proceso de simulación para la verificación de los diseños planteados, de tal modo que se garantice un sistema óptimo con las características de funcionamiento pertinentes.

Finalmente, se presenta un análisis financiero por medio de precios unitarios donde se muestra el costo de cada uno de los rubros que conforman el equipo, considerando materiales, equipos, mano de obra y transporte.

Este documento fue realizado enteramente en LaTeX

Índice

Cesión de Derechos de Autor **I**

Certificación **II**

Declaratoria de Responsabilidad **III**

Dedicatoria **IV**

Agradecimientos **IV**

Dedicatoria **V**

Agradecimientos **V**

Resumen **VI**

1. Introducción **1**

2. Problema **2**

2.1. Antecedentes 2
2.2. Importancia y alcances 2
2.3. Delimitación 3
2.4. Problema General 5
2.5. Problemas Específicos 5

3. Objetivos **6**

3.1. Objetivo General 6
3.2. Objetivos Específicos 6

4. Marco Teórico **7**

4.1. Proceso de producción de pastas alimenticias 7
4.2. Proceso de secado de pastas alimenticias 9
4.3. Variables que intervienen en el proceso de secado 10
4.4. Tipos de secadores para pastas alimenticias 11
4.4.1. Secadores directos 11
4.4.2. Secadores Indirectos 18

4.4.3. Secadores por radiación 21
4.4.4. Secadores dieléctricos 22
4.5. Intercambiadores de calor 22
4.5.1. Intercambiador de contacto directo 22
4.5.2. Intercambiador de contacto indirecto 23
4.5.3. Intercambiador de tubos concéntricos 24
4.5.4. Intercambiador compacto 25
4.5.5. Intercambiador de tubos y coraza 26
4.6. Procesos de filtrado de aire 27
4.7. Controladores implementados en hornos de pastas alimenticias 29

5. Hipótesis **32**
5.1. Hipótesis de Investigación 32

6. Marco Metodológico **32**
6.1. Definición de las variables que intervienen en el proceso de deshidratación de pasta alimenticias 32
6.1.1. Determinación de las variables de temperatura, humedad y velocidad del aire 32
6.1.2. Alternativas para el diseño del equipo 33
6.1.3. Dimensionamiento de la cabina en función de la capacidad de producción de la empresa 34
6.1.4. Determinación del medio calefactor 35
6.2. Diseño y Simulación de la cámara de deshidratación, partiendo de los requerimientos del proceso 36
6.2.1. Diseño de la cabina de secado 36
6.2.2. Selección del intercambiador 38
6.2.3. Selección de materiales para la cabina 39
6.2.4. Selección de materiales para el intercambiador de calor 41
6.2.5. Diseño térmico de la cabina de secado 43
6.2.6. Diseño térmico del intercambiador de calor 55
6.2.7. Determinación de la eficiencia del equipo 67
6.2.8. Selección del equipo quemador 68
6.2.9. Determinación del ventilador para el equipo 69
6.3. Diseño del sistema de control de la temperatura y humedad. 74

6.3.1. Determinación de la función de transferencia del cuarto de secado. . . 74
6.3.2. Determinación de la función de transferencia del intercambiador de calor. 85
6.3.3. Diagrama en lazo abierto de la planta completa. 88
6.3.4. Implementación del controlador 90
6.3.5. Consideraciones para la propuesta del control de humedad 92
6.4. Análisis Técnico Financiero 93

7. Resultados y discusión **103**
7.1. Definición de las variables consideradas para el diseño. 103
7.2. Resultados del diseño y simulación de la cámara de deshidratación 105
7.2.1. Resultados del diseño y modelado de la cámara de deshidratación . . 105
7.2.2. Resultados de la simulación de la parte termodinámica de la cámara . 109
7.2.3. Resultados del diseño del sistema de control de temperatura 115
7.2.4. Resultados del sistema eléctrico para el control de actuadores 122
7.3. Resultados del análisis técnico financiero 124

8. Conclusiones **125**

9. Recomendaciones **126**

Referencias **131**

ANEXOS **132**

Lista de Tablas

1. Cronograma de actividades planteado. 5
2. Condiciones atmosféricas de la cámara de secado de la Empresa ”Rica Pasta" 32
3. Matriz de ponderación para determinación del tipo de secador. 34
4. Medidas y capacidades de distintos secadores de pastas alimenticias comerciales. 35
5. Costos de operación de los diferentes medios calefactores. 36
6. Ponderación para selección de intercambiador de calor 38
7. Materiales para la construcción de la cabina. 40
8. Materiales de construcción para el intercambiador de calor. 41
9. Calculo de humedad en base seca del producto. 44
10. Propieades psicrométricas del aire de entrada y salida de la cámara. 45
11. Propiedades del aire en el interior de la cabina. 51
12. Parámetros para el cálculo de las resistencias térmicas de cada material. . . . 53
13. Propiedades de los fluidos del intercambiador. 56
14. Características del intercambiador de calor. 57
15. Características de los tubos del intercambiador. 58
16. Cálculo de potencia generada a diferentes diámetros de la cámara de combustión. 66
17. Eficiencia del equipo. 68
18. Características de los quemadores disponibles en el marcado global. 68
19. Factor F de pérdidas en accesorio tipo campana.(Comité en Ventilación Industrial, 1988) 71
20. Caracteristicas del extractor CRHL-T-12 (ver Anexo 4) 73
21. Temperatura diaria en la ciudad de Cuenca. 76
22. Parámetros de ajuste calculados para la función de transferencia. 78
23. Datos fuente del valor estable de temperatura a diferentes temperaturas ambiente. 81
24. Condiciones iniciales para la función de transferencia del horno. 84
25. Parámetros para ajuste de la función de transferencia del intercambiador de calor. 86
26. Objetivos de control para la planta. 90
27. Efectos del incremento de las constantes del controlador PID ante una entrada escalón 91
28. Constantes de PID ajustadas y tuneadas. 92
29. Análisis de costos por medio de precios unitarios del subsistema del soporte estructural y recubrimientos de la cabina 95

30. Análisis de costos por medio de precios unitarios del subsistema de calefacción 97
31. Análisis de costos por medio de precios unitarios del subsistema de ventilación 99
32. Análisis de costos por medio de precios unitarios del subsistema de control eléctrico 101
33. Costo total del equipo. 102
34. Resumen de las condiciones iniciales que intervienen en el proceso de secado de pastas alimenticias. 103
35. Condiciones de frontera para la simulación del intercambiador de calor. . . . 110
36. Condiciones de frontera para la simulación del comportamiento térmico de las paredes. 113
37. Matriz de Consistencia 133

Lista de Figuras

1. Croquis de la ubicación de la empresa. 4
2. Diagrama de flujo del proceso de elaboración de pasta 8
3. Secado de pastas por medio de luz solar 9
4. Sección esquemática de un secador de estufa 12
5. Diagrama de funcionamiento de un secador de armario 13
6. Ejemplo de secador de túnel en corriente directa 13
7. Esquema de un secador de cinta transportadora 14
8. Esquemático de un secador rotario 15
9. Secador de lecho fluidizado. 1. ventilador, 2. válvula de paso, 3. Placa orificio, 4. Manómetro tupo U. 5. Display digital, 6. Calentador, 7. termocupla. 8. Celda de secado, 9. Higrómetro y 10. variador de voltaje. 16
10. Secador de arrastre neumático 17
11. Esquemático de un secador de sublimación 19
12. Secador de tornillo 19
13. Disposiciones varias para secadores por rodillos 20
14. Tipos de secadores por radiación solar 21
15. Intercambiador de calor directo 23
16. Intercambiador de calor indirecto 24
17. Principio de intercambio de calor por tubos concéntricos 25
18. Sentido de flujo en intercambiadores de calor 25
19. Configuración de intercambiadores de calor compactos mezclado y no mezclado 26
20. Intercambiadores de tubos y coraza 27
21. Grupos de filtros 28
22. Diagrama de bloques del sistema con control PID anticipado 29
23. Diagrama de bloques del controlador híbrido propuesto 30
24. Diagrama de bloques de un sistema con compensación por lógica difusa . . . 31
25. Dimensionamiento del cuarto de deshidratación del horno en función de los bastidores a contener 37
26. Disposición de las paredes de la cabina de secado 39
27. Partes principales del intercambiador de calor. 41
28. Esquema del horno con los parámetros de entrada y salida 47
29. Balance de energía planteado para el cálculo de potencia necesaria para el calentamiento 48

30. Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de las paredes de la cabina 50
31. Longitud característica para una placa vertical 52
32. Diferencia de temperatura a lo largo de un intercambiador de calor 63
33. Factor de corrección para un intercambiador de calor de un paso por la carcasa y un número de pasos par por los tubos 64
34. Factor de fricción f y factor de corrección X para una disposición escalonada 70
35. Características del ventilador CEB-T de la marca S&P (ver Anexo 2) 73
36. Comportamiento transitorio de la cabina sometida a diferentes temperaturas ambiente 75
37. Comportamiento transitorio de la cabina a temperatura ambiente de 287 K (14 °C) 77
38. Respuesta al escalón de la función de transferencia obtenida, conjuntamente con la respuesta real del sistema, en torno al punto de operación. 79
39. Respuesta al escalón de la función de transferencia obtenida, conjuntamente con la respuesta real del sistema, a una temperatura ambiente de 26°C. . . . 79
40. Diagrama de bloques para el modelo de la cabina de secado, considerando a la temperatura como perturbación externa. 80
41. Variación lineal de la temperatura en estado estable de la cámara con respecto a la temperatura ambiente. 82
42. Diagrama de bloques para el modelo ajustado de la cabina de secado. 83
43. Diagrama de bloques para el modelo ajustado de la cabina de secado. 83
44. Valor en estado estable de la cámara sin ingreso de aire caliente. 84
45. Resultado del modelado dinámico térmico de la cabina de secado 85
46. Modelado de un sistema térmico. 86
47. Modelo del intercambiador de calor obtenido. 87
48. Respuesta transitoria del modelo obtenido 88
49. Planta en lazo abierto con las funciones de transferencia de la cabina y el intercambiador. 89
50. Respuesta transitoria del sistema considerando solo la cabina vs el sistema completo. 89
51. Diagrama de bloques con la planta en lazo cerrado y el bloque del controlador. 90
52. Respuesta transitoria de prueba de la aplicación "Tune"de matlab 92
53. Esquematización para el proceso de diseño del control de humedad 93
54. Vista explotada del conjunto diseñado 94

55. Diseño de soporte estructural. 106
56. Corte de la cabina de deshidratación. 107
57. Intercambiador de calor resultante 108
58. Deshidratadora de Pasta 109
59. Simulación de la distribución y temperatura del aire dentro del intercambiador de calor 110
60. Simulación de la distribución y temperatura del aire dentro de la cámara de secado 112
61. Simulación de la distribución y velocidad del aire en el interior de la cámara 113
62. Simulación de la transferencia de calor y temperatura de las paredes de la cabina.114
63. Respuesta al escalón del sistema de control de la planta implementado en la figura 51 115
64. Señal de control generada por el bloque PID. 116
65. Diagrama de bloques considerando la acción de los extractores 117
66. Respuesta del control ante la perturbación del extractor 117
67. Respuesta del control ante la perturbación del extractor 118
68. Diagrama de bloques para la simulación de la cámara cuando se varía la temperatura ambiente a lo largo del proceso 119
69. Respuesta de la planta (tomate) cuando se realiza la variación de la temperatura ambiente positiva (azul) a lo largo del proceso 119
70. Señal de control ante la variación de temperatura positiva a lo largo del proceso120
71. Respuesta de la planta (tomate) cuando se realiza la variación de la temperatura ambiente negativa (azul) a lo largo del proceso 121
72. Señal de control ante la variación de temperatura negativa a lo largo del proceso121
73. Circuito eléctrico de control para accionamiento de actuadores. 123

1. Introducción

El proceso de secado de alimentos es una de las técnicas más antiguas utilizadas por el ser humano para garantizar la preservación de estos a lo largo del tiempo, siendo un punto esencial dentro de los procesos industriales que refieren a la producción de alimentos, puesto que además de mantener la vida útil del producto, también define sus propiedades organolépticas. Esta técnica ha ido evolucionando, buscando tecnologías cada vez más específicas que garanticen lo anteriormente mencionado, de modo que se ha pasado desde el secado por radiación solar hasta equipos especializados que utilizan condiciones de secado puntuales que reducen tiempos, optimizan procesos y brindan productos de calidad. Dentro de estos productos y donde se aplica la técnica de secado, están las pastas alimenticias (Kill y Turnbull, 2007).

Una de las empresas encargadas de la producción de pastas en la ciudad de Cuenca, es la empresa de Fideos y Tallarines "Rica Pasta", que cuenta con una línea de producción de este alimento en diversas presentaciones y que utiliza la técnica de secado para garantizar lo que se ha mencionado anteriormente. Sin embargo, el proceso actual no cuenta con las condiciones óptimas de funcionamiento, lo que representa un costo alto de operación, por lo que el presente trabajo se centra en el diseño de una cámara con condiciones adecuadas de trabajo pudiendo generar un ahorro de recursos, los mismos que pueden ser destinados al mejoramiento de otros aspectos importantes dentro de la línea de producción.

Dentro del presente trabajo de titulación se realizará el diseño de la cámara, que empezará por establecer las condiciones iniciales de la misma, donde se tomarán en cuenta los requisitos y requerimientos de la empresa así como también una serie de criterios y condiciones de diseño ingenieriles que serán fundamentados en un estudio del estado del arte sobre el proceso de secado de pastas alimenticias; seguidamente se realizará el modelo del diseño de concepto utilizando software de ingeniería, que permita aproximar el funcionamiento a condiciones reales y así obtener un modelo matemático que describa de forma adecuada el sistema y que permita desarrollar un control que mantenga las condiciones atmosféricas adecuadas para el funcionamiento, finalmente se realizará un estudio técnico financiero que determine la factibilidad del diseño para la empresa.

2. Problema

2.1. Antecedentes

La empresa de fideos y tallarines “Rica Pasta” es una compañía cuencana con producción de pastas alimenticias elaboradas de forma artesanal que cuenta con una línea de producción que sirve para abastecer la demanda en Cuenca, Riobamba y la mayor parte del oriente. El proceso de fabricación comienza con el mezclado de las materias primas, harina y agua, así formando la sémola que mediante varias pasadas en máquinas de laminación se obtiene rollos uniformes de masa, a los cuales después se les dan diferentes formas y tamaños, mediante una cortadora en caso de los tallarines y mediante maquinaria con distintos moldes en caso de los fideos, seguidamente se lleva el producto a la etapa más crítica del proceso que es el secado y después de un tiempo aproximado de 60 horas el fideo se encuentra en condiciones de empaquetado; todas las operaciones descritas anteriormente se realizan de manera manual y en base a la experiencia de los operarios que laboran dentro de la planta, llegando a producir aproximadamente 500 Kg en una jornada de 8 horas.

Dentro del proceso de producción la operación que demanda mayor supervisión y atención, es la del secado puesto que esta define las características organolépticas y el tiempo de conservación del producto; en este caso esta operación se realiza en 3 cuartos de dimensiones de 3.4x3.2x2.5 m y cuenta con un sistema calefactor a base gas, que se encuentra ubicado en la parte central de la cámara, adicionalmente tiene 4 ventiladores que sirven como recirculadores de aire para tratar de mantener una temperatura homogénea a lo largo de todo el cuarto. Dentro de la habitación se montan los bastidores y su cantidad depende de la demanda. Como se ha mencionado anteriormente, los cuartos de secado tardan largos periodos de tiempo en completar el objetivo, esto debido a que sus características no son las óptimas ya que existen perdidas de calor, falta de control en las variables de temperatura y humedad relativa del ambiente, distribución del calor poco confiable, entre otros.

Todas las condiciones que han sido mencionadas generan un tiempo excesivo de proceso, un alto consumo de recursos (gas licuado de petróleo y electricidad) y, en algunos casos, el producto no cuenta con la calidad adecuada, resultando en un fideo extremadamente seco o en su defecto, húmedo.

2.2. Importancia y alcances

Actualmente, el proceso de secado implementado en la fábrica de fideos y tallarines “Rica Pasta” representa costos de operación relativamente altos debido a las condiciones ineficientes

de operación bajo las cuales trabaja, de este modo el diseño de una cámara con condiciones adecuadas de funcionamiento puede generar el ahorro de recursos, los mismos que pueden ser destinados para el mejoramiento de otros aspectos importantes dentro de la línea de producción de la empresa. Adicionalmente se pretende que el impacto generado sea corregir las deficiencias en la estación, derivando en la mejora de la línea de manufactura general. Este aporte desencadena en una serie de factores que se verán potencializados, tales como aprovechamiento de recursos (tiempo y economía), seguridad y espacio.

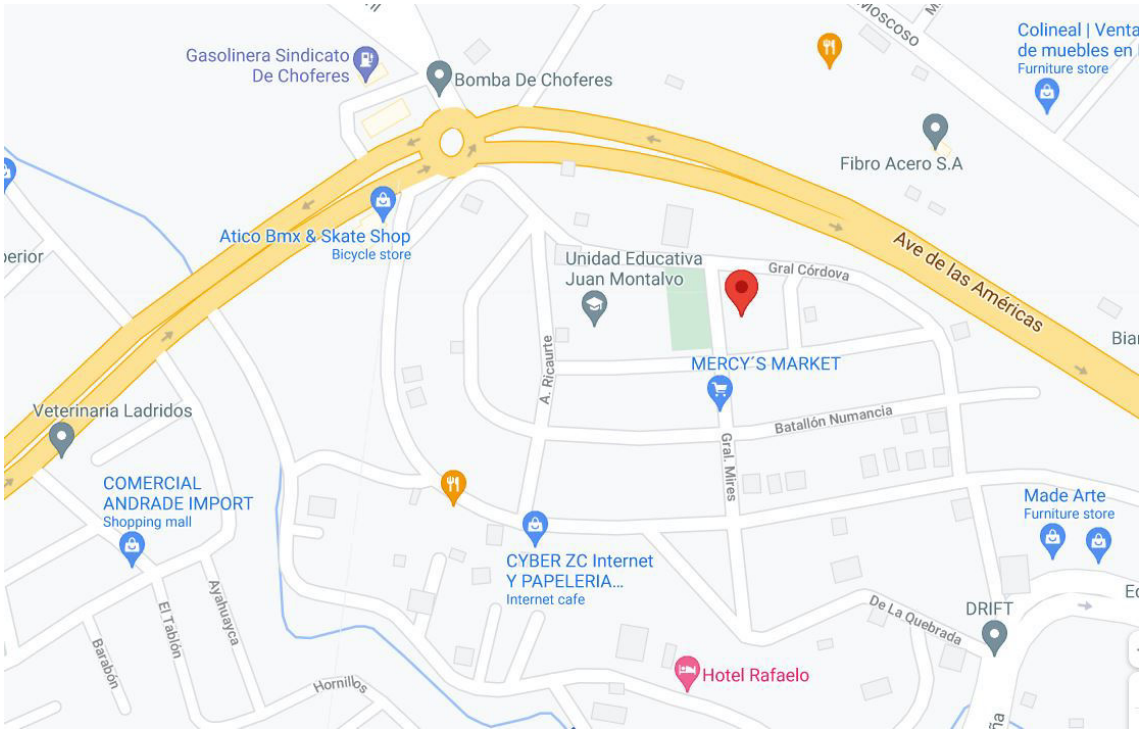
El dimensionamiento de la cámara para cubrir la necesidad de la empresa es posible, gracias a que se tiene acceso a toda la información necesaria para el proceso de diseño, es decir se cuenta con datos de producción y variables, bajo las cuales opera actualmente la cámara, que servirán como material base para complementar información bibliográfica acerca de los procesos actuales de secado.

Considerando lo mencionado, el presente trabajo de titulación se centrará en el diseño y control de una cámara de pastas fundamentado en los conceptos de termodinámica, transferencia de calor y teoría de control; con el objetivo de crear un sistema eficiente que garantice las condiciones óptimas de operación, tanto de temperatura y humedad relativa en el interior de la cámara; de forma que la empresa cuente con el diseño de un equipo desarrollado en función de sus necesidades y que permita optimizar los recursos que se le brinda a este.

2.3. Delimitación

a.- **Delimitación Espacial:** el presente trabajo de titulación se realizó en la empresa de Fideos y Tallarines "Rica Pasta" que se encuentra en la provincia del Azuay, en la ciudad de Cuenca, en las calles General Mires 3-08 y General Córdova, en la Cdla Calderón. A continuación en la figura 1 se indica el croquis de la ubicación de la empresa.

Figura 1: Croquis de la ubicación de la empresa.



Fuente: GOOGLE MAPS

b.- **Delimitación Temporal:** el trabajo de titulación se realizó en el año 2021, en un período aproximado de 6 meses siguiendo el cronograma de actividades presentado en la tabla 1:

Tabla 1: Cronograma de actividades planteado.

		MES 1				MES 2				MES 3				MES 4				MES 5				MES 6				HORAS
OBJETIVOS ESPECIFICOS	**ACTIVIDADES**	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	
Definir las variables que intervienen en el secado para el diseño de una cámara de deshidratación para la obtención de un proceso con parámetros de secado eficientes.	Análisis del estado del arte en el proceso de deshidratación de pastas alimenticias.	x	x																							35
	Caracterización de sensores para medición de temperatura y humedad.			x	x																					35
Diseñar una cámara de deshidratación, partiendo de los requerimientos del proceso, validando los sistemas propuestos a través de software de Ingeniería que permitan evidenciar la eficiencia de los componentes mecánicos y el sistema de control de temperatura y humedad definidos para garantizar la obtención de un producto con las características de calidad requeridas en el menor tiempo posible.	Realización del diseño del concepto.					x	x	x	x																	120
	Modelamiento mediante software de ingería del diseño de concepto									x	x	x	x													70
	Determinación de las ecuaciones que describen el comportamiento dinámico de la cámara de deshidratación.													x	x	x	x									50
	Diseño del controlador																	x	x	x	x					40
	Evaluación del controlador mediante simulación.																			x	x	x				20
Realizar un análisis técnico financiero para definir la factibilidad económica de la implementación.	Determinación de costos de diseño y construcción de la cámara de deshidratación.																						x	x		20
	Redacción del documento.	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	20
TOTAL DE HORAS.																										410

Fuente: Autores

2.4. Problema General

- ¿Partiendo de los requerimientos de producción y variables del proceso definidas en la empresa Rica Pasta, es factible diseñar una cámara de secado con control automático de temperatura y humedad para la obtención de un producto con los estándares de calidad exigidos?

2.5. Problemas Específicos

- ¿Es posible definir las variables que interviene para el diseño de una cámara de deshidratación para la obtención de un proceso con parámetros eficientes?
- ¿El diseño y la simulación de una cámara de deshidratación considerando las variables del proceso y un sistema de control de temperatura y humedad garantiza la funcionalidad del sistema y la obtención de un proceso eficiente en tiempos adecuados y con la calidad requerida en el producto?
- ¿Con un análisis técnico financiero es posible definir la factibilidad económica para la implementación de la cámara de secado?

3. Objetivos

3.1. Objetivo General

- Diseñar una cámara de deshidratación con control automático de temperatura y humedad, partiendo de los requerimientos de producción y variables del proceso definidas en la empresa Rica Pasta favoreciendo la obtención de un producto con los estándares de calidad exigidos.

3.2. Objetivos Específicos

- Definir las variables que intervienen en el proceso de deshidratación de pasta que permitirán un diseño eficiente de una cámara de secado para garantizar las propiedades finales del producto.

- Diseñar una cámara de deshidratación, partiendo de los requerimientos del proceso, validando los sistemas propuestos a través de software de Ingeniería que permitan evidenciar la eficiencia de los componentes mecánicos y el sistema de control de temperatura y humedad definidos para garantizar la obtención de un producto con las características de calidad requeridas en el menor tiempo posible.

- Realizar un análisis técnico financiero para definir la factibilidad económica de la implementación.

4. Marco Teórico

La producción de pastas es un proceso que está conformado por una serie de etapas que transforman las materias primas en productos elaborados para el consumo humano; entre ellas se destaca la operación del secado, que es donde se definen las propiedades organolépticas y la calidad del producto. Es por ello, que para entrar en contexto el presente marco referencial gira en torno a la descripción del proceso de producción de pasta, la etapa del secado y las variables que tienen influencia en el tiempo del mismo, los equipos que existen para la realización de esta operación y finalmente lo tipos de control que se encuentran comúnmente en estos secadores.

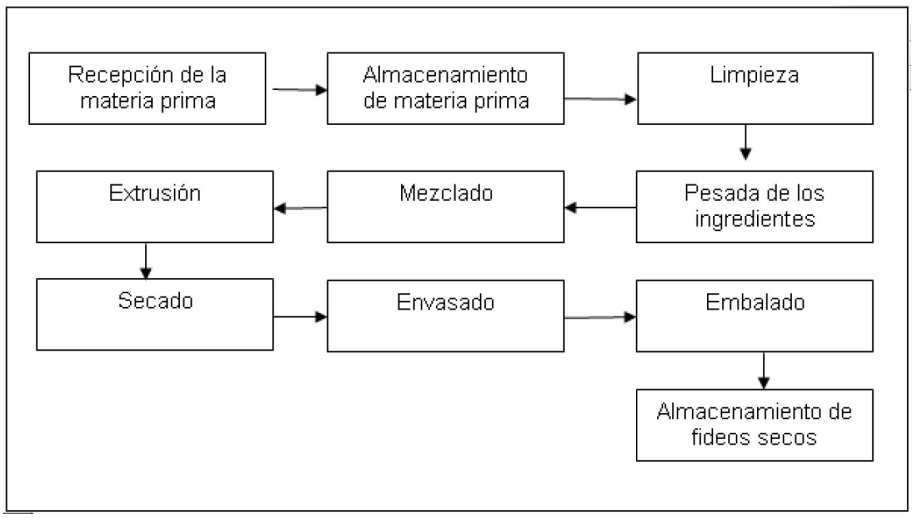
4.1. Proceso de producción de pastas alimenticias

La producción de pastas ha tenido una evolución en la historia humana gracias a la creciente demanda de alimento relacionada con el incremento de las poblaciones cada año. Sin embargo, el nacimiento de la pasta se remota a tiempos antiguos donde el proceso era muy simple, pues se cultivaban los cereales, eran molidos para transformarlos en harinas y mezclarlos con agua para obtener la masa que, al dejarla a la luz del sol, se secaba para mejorar su conservación. Existen diversas teorías y evidencias de los orígenes de la pasta y son recopiladas por Diaz Yubero (2017); remontándose a diferentes momentos históricos y a distintos lugares como China, India, Italia, entre otros. Las fechas más antiguas de su nacimiento datan 4000 años A.C. en la zona noroeste de China, elaborados a partir de mijo. Otra fecha se sitúa al siglo V D.C.; los árabes, en sus escritos, afirman que ya consumían una especie de pasta antecesora a la actual. Para el siglo XIII, al norte de Italia, se hallan indicios de comercio de pastas en ciudades como Génova y Sicilia. Adicional a ellos, en la misma época, se manifiestan las primeras referencias de ravioli y pastas, tanto frescas como secas. Para el siglo XV, en el mismo país se publica el primer manual de elaboración de macarrones secos y posterior a ellos surge la primera fábrica de producción pastas. Por otra parte, la historia también recalca un posible indicio de origen en el medio Oriente y Mediterráneo; sin mencionar hallazgos adicionales en otras culturas y épocas (Galindo Galindo y Siavichay Valdez, 2015)
Actualmente, el debate por atribuir el origen de la pasta alguna cultura o personaje se ha dejado de lado, ya que se ha llegado a la conclusión de que el proceso de moler granos para convertirlos en materia que se amase con agua y ser cocinados ha tenido lugar en diferentes culturas y lugares, incluso en América. La diferencia radica en el cereal a utilizar, pues se ha utilizado mijo, arroz, trigo y maíz.

Para la elaboración, en sus primeros años de fabricación un tanto reduciendo el esfuerzo humano, se empleaban lo que se conoce como bigolaro; un aparato que permitía la extrusión de pasta en diferentes formas. Los ingredientes principales son el trigo y el agua para un proceso básico. Conforme al tipo y características de la pasta, se pueden adicionar otros componentes como huevo, aceites finos y otros productos adicionales (Sánchez Pineda de las Infantas, 2003).

Hoy por hoy, los procesos de fabricación de pasta siguen fundamentados en la serie de etapas utilizadas desde la antigüedad; los cambios que se han generado son la implementación de distintos tipos de maquinaria para suprimir cada vez más la presencia humana y lograr grandes producciones en masa a tiempos reducidos, por lo tanto, las etapas del proceso son simples, como se muestra en la figura 2. Se parte de la mezcla de sémola de trigo (harina) y agua, la humedad de la mezcla dependerá de la calidad del trigo y de las características que se buscan lograr en el producto. El paso consiguiente es trabajar la mezcla; para ello, se lamina el producto para obtener una masa homogénea al grosor establecido por la marca. Con la masa lista, se extruye para obtener diferentes formas, tamaños y longitudes según la demanda. El producto estaría casi terminado, lo siguiente es el secado. Lo operación de secado es una de las operaciones que mayor atención requieren puesto que de la forma en que se haga, dependerán las características finales del producto previo al empaquetado (Velazque y Roda, 2012).

Figura 2: Diagrama de flujo del proceso de elaboración de pasta



Fuente: Velazque y Roda (2012)

.

4.2. Proceso de secado de pastas alimenticias

El secado de los alimentos es un proceso de conservación con gran trayectoria a lo largo del desarrollo de los seres humanos pues, al eliminar un gran porcentaje de agua, se regula el deterioro biológico y aumenta el porcentaje de conservación (Singh y Heldman, 2006). Desde un punto de vista económico, disminuye costes de envasado, manejo, almacenado y trasporte gracias a la reducción de peso y volumen. Cabe recalcar que, aparte de secado, a la operación también se la describe como deshidratación, que consiste en la eliminación total o parcial de agua de una sustancia. Dicha sustancia se puede encontrar en estados como:líquido, sólido o gaseoso (Mauopey y colaboradores, 2020).

El secado de alimentos no tiene mucha innovación sino hasta la revolución industrial, donde se empiezan a desarrollar procesos con maquinaria que busca una mejor calidad y cumplir con la demanda. Conforme transcurrieron los años, los modelos de secadores se fueron patentando y evolucionando hasta obtener equipos sofisticados de gran capacidad.

Para el secado de alimentos existen diversas técnicas que difieren de la inicial que utilizaba el calor del sol (figura 3); estas técnicas son: prensado, centrifugación, evaporación superficial, ósmosis, liofilización, absorción, adsorción, congelación, entre otras. No obstante, en el caso concreto de las pastas alimenticias, no todas estas técnicas son aplicadas. Siendo así, llegado el momento de la selección del equipo se debe tener en consideración diversos mecanismos y acciones que se dan en el producto al momento de comenzar con el secado; en otras palabras, es imprescindible sentar relaciones cuantitativas entre la operación, el tiempo de duración y las condiciones del secado previo al cálculo mismo. Profundizando en las variables involucradas, se mencionan algunas: temperatura, velocidad másica, humedad, tamaño, forma, estructura, etc.

Figura 3: Secado de pastas por medio de luz solar

Fuente: Jones (2014).

La velocidad de secado del alimento va de la mano de varios factores que pueden estar relacionados directamente con el aire de secado o con el producto en sí. Dichas variables se mencionan a continuación: isoterma de sorción del producto, dimensión, temperatura del aire, humedad relativa, porcentaje de llenado, velocidad superficial del aire, etc. (Mauopey y colaboradores, 2020).

4.3. Variables que intervienen en el proceso de secado

El control del proceso de secado es fundamental y debe realizarse de manera cuidadosa, ya que una operación bajo condiciones inadecuadas puede producir agrietamiento del alimento, generado por un gradiente de contenido de humedad excesivo entre el núcleo y la superficie del producto (Aguilar, 2017); (Kill y Turnbull, 2007).

Según Larrosa y colaboradores (2016), el proceso de secado es un proceso lento y difícil por la presencia de fenómenos adsortivos y osmóticos, por ello se debe realizarlo en un régimen específico que facilite el transporte de humedad desde el interior hasta el exterior por medio de los capilares, garantizando un producto de buena calidad, además indica que en pastas producidas a nivel industrial las condiciones de secado pueden variar entre 40 y 105 ℃ con humedades de 40 % a 95 %. Adicionalmente, en este estudio se plantea un modelo matemático que describe el proceso de secado en pastas alimenticias libres de gluten y la influencia de las variables de temperatura y humedad del aire en la velocidad del proceso. El modelo se obtuvo en base a balances de energía y materia considerando propiedades de transporte dependientes del contenido de humedad y temperatura, llegando así, a la conclusión de que el tiempo de secado es dependiente de las condiciones operativas; el tiempo puede variar entre 190 y 560 minutos para llegar a una humedad final de 0.13 g/g, siendo el tiempo más bajo cuando se utiliza alta temperatura y baja humedad relativa, mientras que a baja temperatura y alta humedad relativa el tiempo aumenta considerablemente.

El aire con altas temperaturas acelera el proceso de secado de la pasta, e incluso características como el coeficiente de difusión del agua, el coeficiente de convección de masa, la humedad en el secado y la isoterma de desorción se ven afectados en gran medida por la temperatura del aire. Adicionalmente, El porcentaje de humedad relativa presente en el aire influye en la concentración promedio de humedad presente en la pasta, especialmente cuando la pasta está seca (De Temmerman y colaboradores, 2008).

Otro parámetro es le velocidad del viento, un aumento de este parámetro produce que la tasa de secado aumente, debido al crecimiento de los coeficientes de transferencia de calor y masa, al mismo tiempo que disminuye la resistencia de transferencia de masa externa

(Veladat y colaboradores, 2012). Sin embargo, velocidades 1 a 5 m/s no tienen influencia en la tasa de secado debido a que el transporte interno es el mecanismo de control. En Chigal y colaboradores (2019), se realiza el modelado del secado de pastas libres de gluten bajo parámetros constantes de temperatura (40 °C) y humedad relativa (entre 60 % y 65 %), y únicamente se varió la velocidad de secado en 3 valores a 0.4 m/s, 0.8 m/s y 1.5 m/s; llegando a la conclusión de que la velocidad del aire es inversamente proporcional al tiempo de secado, puesto que para alcanzar una humedad relativa en las muestras de pasta del 14 % los tiempos fueron: para 0.4 m/s se logró 160 min, para 0.8 m/s se tuvo 120 min y para 1.5 m/s el tiempo fue de 60 min.

Adicionalmente, la forma y el tamaño también influyen de manera esencial en la determinación de calor y coeficiente de masa, consecuentemente la velocidad de secado es una función de forma y tamaño de la pasta; incluso la velocidad de secado y el espesor de la pasta son magnitudes inversamente proporcionales, de modo que a mayor espesor menor velocidad de secado. Finalmente, parámetros como la presión y porosidad también afectan en el proceso de secado; por ejemplo, en pastas densas el proceso es casi independiente de la presión a la que se encuentre la pasta, puesto que el mecanismo de movimiento de humedad durante el proceso es mediante la difusión de líquido. Sin embargo, en pastas porosas, la velocidad de secado aumenta al disminuir la presión y esto se debe a que gran parte del agua existe en fase de vapor, por lo que la transferencia de agua sucede como una difusión de vapor (Veladat y colaboradores, 2012).

4.4. Tipos de secadores para pastas alimenticias

En la industria agroalimentaria existen diversos tipos de secadores con varios principios de funcionamiento y que pueden utilizarse en el sector de pastas. Según Mauopey y colaboradores (2020) se pueden tener dos tipos de secadores en función a la transmisión de calor al sólido húmedo, es por ello que se tiene

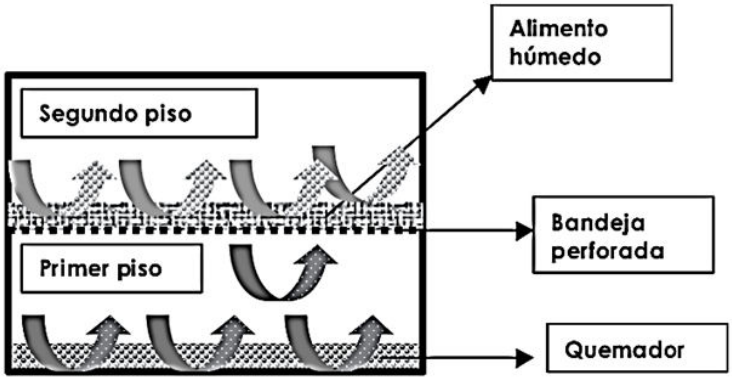
4.4.1. Secadores directos

Son aquellos donde se aprovechan gases calientes en contacto con el sólido húmedo suministrando calor y arrastrando el líquido vaporizado. El consumo de combustible es tanto mayor y además más bajo es el contenido de humedad residual del producto final. Al mismo tiempo, estos secadores se clasifican como se indica a continuación:

- **Secadores de horno o estufa:** De toda la clasificación, se lo considera como el de

mayor simplicidad. Está compuesto de una estructura de dos pisos, de los cuales en el piso inferior se calienta el alimento, ver figura 4, ya sea por convección forzada o natural, y es dirigido hacia el segundo piso donde se encuentra el alimento. Dentro de la industria de alimentos, su uso ha ido decreciendo hasta la actualidad y siendo caracterizado por conseguir un secado homogéneo del producto, disponer de un control de temperatura eficiente que disminuye las mermas durante el proceso, ahorro en el consumo de combustible gracias al control de temperatura. Las fuentes de calor que se emplean pueden ser vapor, electricidad, agua caliente, etc. Es factible su aplicación para distintas materias primas. No obstante, presentan la particularidad de ser un proyecto relativamente largo.

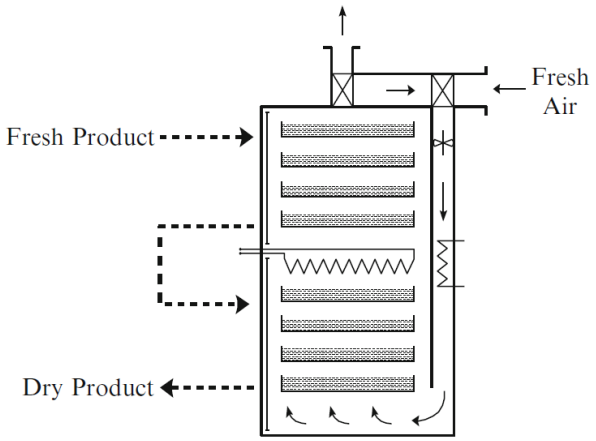
Figura 4: Sección esquemática de un secador de estufa



Fuente: Mauopey y colaboradores (2020).

- **Secadores de bandeja o armario:** Como se ve en la figura 5, son aparatos que se componen de una cámara en cuyo interior se colocan bastidores que abarcan el producto a secar. Un ventilador sopla aire hacia un calentador y posterior hacia el producto. Adicionalmente, a través de un conducto se evacua el aire húmedo y por medio de una abertura ingresa aire fresco. Normalmente funcionan en régimen semicontinuo o intermitente para producciones pequeñas o medianas y son aplicables, prácticamente a cualquier material. A ello suma su polivalencia y buena calidad comercial, generalmente menos costoso de construir, facilidad de mantenimiento y algo grado de flexibilidad.

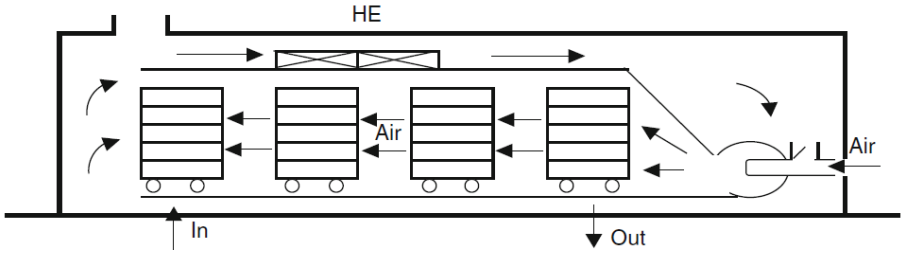
Figura 5: Diagrama de funcionamiento de un secador de armario



Fuente: Saravacos y Kostaropoulos (2016).

- **Secadores de túnel:** Son secadores que constan de vagonetas con bandejas en las que se colocan el producto y son desplazados a lo largo del túnel, como en la figura 6. Cuando ingresa una nueva vagoneta por un extremo, las consiguientes se desplazan una posición y la que se encuentra al final del extremo contrario es retirada con el producto secado. Como puntos a favor se resalta que conservan la flexibilidad de los secadores de bandeja referente a la variedad de productos disponibles a deshidratar; por otro lado, se adaptan a elevadas capacidades de producción con un funcionamiento prácticamente continuo o semicontinuo; puede alcanzar grandes velocidades de evaporación en el extremo húmedo del túnel, derivando en la posibilidad de emplear temperaturas del aire relativamente elevadas sin riesgos de recalentar el producto.

Figura 6: Ejemplo de secador de túnel en corriente directa

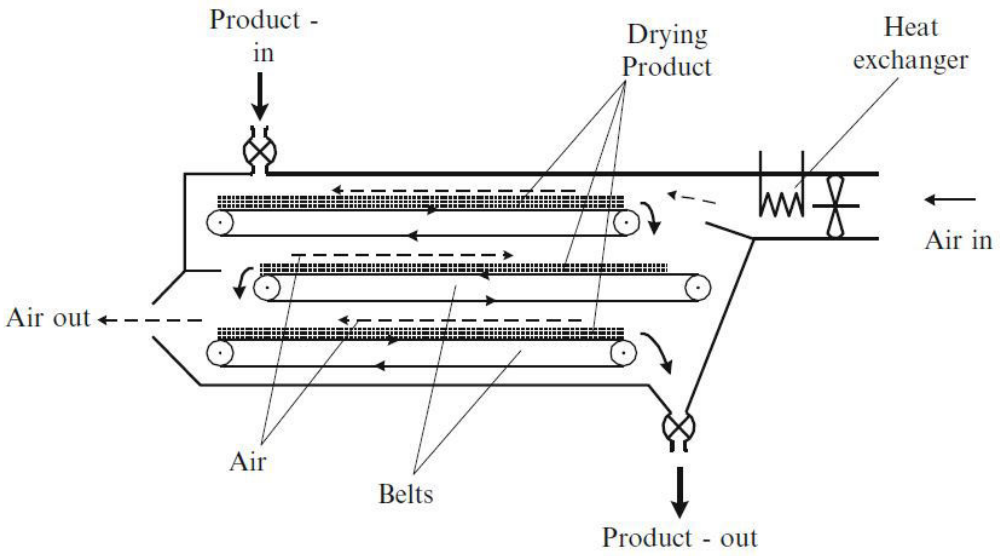


Fuente: Saravacos y Kostaropoulos (2016)

- **Secadores de cinta transportadora:** Presenta grandes similitudes con los de túnel,

diferenciándose por la forma de transporte del producto, mismo que es llevado a cabo mediante cintas transportadoras. Son de tipo continuo en donde el aire circula a través del producto que es transportado a una velocidad fija en función del tiempo de secado. Están concebidos fundamentalmente para el secado a gran escala de un solo producto a lo largo de su campaña de recolección. Son poco versátiles, no son adecuados para procesos en los que se deba cambiar frecuentemente la materia prima o condiciones de secado. Su gráfico esquemático se puede ver en la figura 7.

Figura 7: Esquema de un secador de cinta transportadora



Fuente: Saravacos y Kostaropoulos (2016)

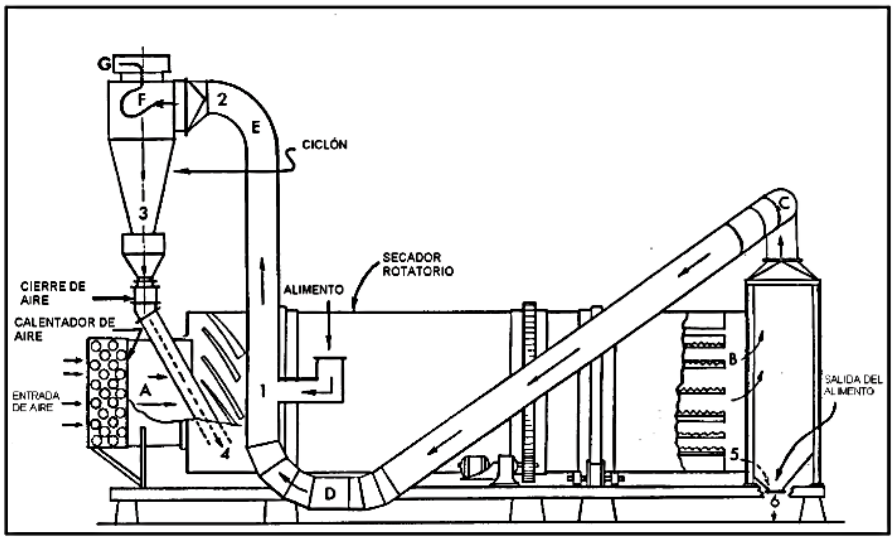
- **Secadores rotatorios:** Son equipos de funcionamiento continuo que de manera muy sencilla consisten en un contenedor cilíndrico que gira sobre su eje y presentan una pequeña inclinación con respecto a la horizontal. El elemento a secar ingresa por uno de los extremos del cilindro, y por efectos de rotación y gravedad, el producto avanza por el contenedor hasta su otro extremo donde sale con el porcentaje de humedad necesaria, durante este proceso de rotación se inyecta aire caliente que entra en contacto directo con el material, y que puede circular en el interior de manera paralela o en contracorriente. Usando el flujo paralelo en materiales sensibles al calor y en contracorriente cuando se busca un rendimiento mayor con una temperatura de gas determinada. Adicionalmente, estos secadores pueden estar equipados con aletas en la superficie interior del cilindro, con la finalidad de elevar y esparcir el material húmedo a través de los gases calientes

durante su trayectoria; sin embargo, estos elementos causan aumento en los costes de limpieza y mantenimiento (Mauopey y colaboradores, 2020).

Según Van't Land (2011), la elección de la velocidad del aire están en función del arrastre del producto, de tal forma que la velocidad no puede proporcionar un arrastre más allá del 5 a 10% en peso del sólido seco, de forma que el 90% de secadores de tambor rotatorio operan a velocidad no mayores a 2 m/s.

A continuación, en la Figura 8, se puede ver de manera esquemática un secador rotario:

Figura 8: Esquemático de un secador rotario



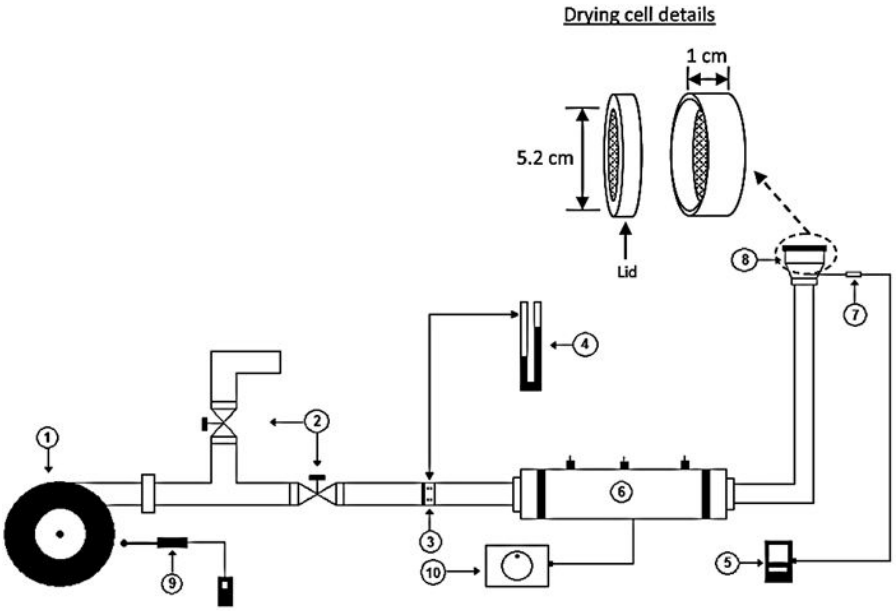
Fuente: Mauopey y colaboradores (2020).

Una ventaja de estos secadores es que requieren de poca atención, haciéndolos ideales para aplicaciones de supervisión mínima, sin embargo, la principal desventaja es la complicidad mecánica generando un mantenimiento constante del tren de rodaje, brechas de alimentación y descarga, por lo que el costo anual de mantenimiento puede representar un 10% del costo de inversión (Van't Land, 2011).

- **Secadores de lecho fluidizado:** Son secadores donde utilizan el aire caliente como agente de secado y fluidización de manera simultánea, de manera que se consigue una superficie efectiva de secado muy alta entre el producto y el aire caliente, a esto se le añade que por la acción de mezcla intensa que permite, es posible el uso de temperaturas sumamente elevadas, beneficiando a las velocidades de secado. Adicionalmente, presentan

una uniformidad del proceso perfecta, de tal modo que se puede trabajar con la temperatura máxima soportable por el producto, encontrando valores normales de 150 °C (Mauopey y colaboradores, 2020). Según Perazzini y colaboradores (2020) este secador funciona extrayendo aire del ambiente e ingresándolo al sistema por medio de un ventilador centrífugo, seguidamente es calentado por medio de resistencias eléctricas controladas por un variador de voltaje, seguidamente el aire pase hacia un tubo ascendente, recubierto de lana de vidrio y láminas de aluminio corrugada, relleno de placas perforadas que garantizan la velocidad y la temperatura de homogenización en la celda de secado. Adicionalmente, existen una serie de sensores de humedad, temperatura y velocidad que brindan información acerca de las condiciones del aire seco dentro del sistema. Incluso, estos sistemas pueden verse apoyados por otros medios de calentamiento tales como: infrarrojos o microondas. En la Figura 9 se puede apreciar un secador de lecho fluidizado y las partes que lo conforman:

Figura 9: Secador de lecho fluidizado. 1. ventilador, 2. válvula de paso, 3. Placa orificio, 4. Manómetro tupo U. 5. Display digital, 6. Calentador, 7. termocupla. 8. Celda de secado, 9. Higrómetro y 10. variador de voltaje.

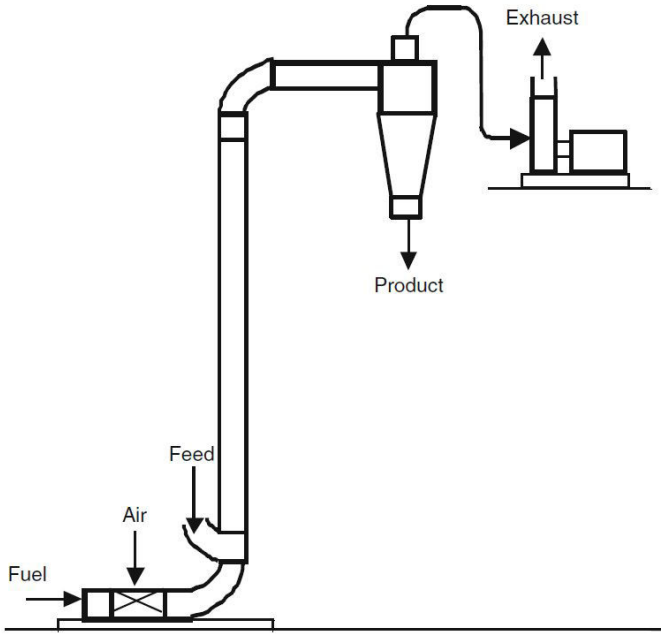


Fuente: Perazzini y colaboradores (2020)

- **Secadores por arrastre neumático:** Son secadores de calentamiento directo y de funcionamiento continuo, donde la extracción de humedad es mediante la dispersión del material a secar en una corriente de gases calientes que los transportan a velocidades

elevadas, produciendo el secado durante el transporte. Como existe una gran superficie expuesta al aire de secado y el producto, la gran turbulencia originada genera que la velocidad de transmisión de calor sea alta, reduciendo de manera considerable los tiempos de secado. En base a la figura 10, el producto húmedo se introduce en la tubería por donde fluye una corriente de aire caliente, utilizando un dispositivo de alimentación como un molino de martillos, que tritura el material pegajoso en partículas finas, las mismas que son arrastrada por el aire caliente mientras viajan a lo largo de la tubería hasta llegar a un ciclo que separan las partículas del aire caliente y el entorno húmedo. En procesos a gran escala, los diámetros de la tubería pueden medir de 1 a 2 metros y tener longitudes de 40 a 60 metros, alcanzado temperaturas de 170 a 180 °C y una velocidad de entrada de 15 a 25 m/s. Adicionalmente, el flujo de aire se realiza mediante succión, utilizando un ventilador ubicado en la salida de aire, generando una pequeña presión negativa, que evita que el producto salga disparado en caso de fallo (Chapuis y colaboradores, 2017).

Figura 10: Secador de arrastre neumático



Fuente: Saravacos y Kostaropoulos (2016)

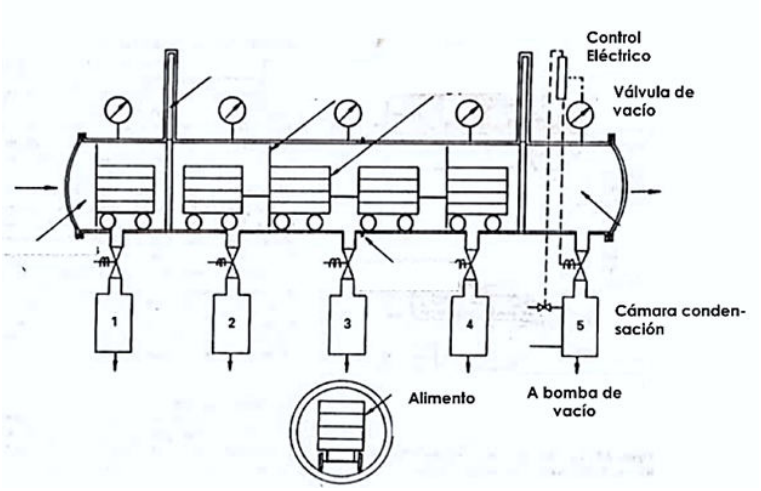
4.4.2. Secadores Indirectos

Estos equipos transmiten calor al producto por medio de la pared que lo contienen, sin importar en medio calefactor. Son utilizados para trabajo a presiones reducidas en atmósferas inertes, haciéndolos precisos para su uso en productos termolábiles o fácilmente oxidables, pudiendo implementar medios de agitación para asegurar una mejor transmisión de calor y eliminar gradientes de humedad en el producto. De igual manera se clasifican como se indica a continuación:

- **Secadores de bandeja a vacío:** Son equipos intermitentes conformados por una cámara hermética donde se encuentran las bandejas con el producto, placas calefactoras, una bomba de vacío y un condensador. Las bandejas del producto se sitúan sobre la superficie calefactora y el calor es transmitido por conducción. Los gases húmedos desprendidos del producto son conducidos hacia un condensador para su eliminación. El costo de operación por unidad de superficie es ocho veces mayor al de un aparato atmosférico equivalente. Su eficiencia térmica, como en los demás secadores conductivos, es mayor que en aparatos convectivos. Empleados industrialmente para deshidratación de productos altamente valiosos sensibles a la temperatura o fácilmente oxidables (Mauopey y colaboradores, 2020).

- **Secadores por sublimación:** Empleados en operaciones de liofilización que involucran la congelación y sublimación. Son secadores de bandejas al vacío donde la humedad es eliminada por sublimación Es acertada para la mayoría de alimentos, no obstante, está limitada a aquellos que no son adecuadamente deshidratados por otros métodos. El tiempo de secado puede oscilar entre 7 a 24 horas. Con este método se conservan las propiedades organolépticas del producto; aunque los costos de operación son cuatro veces más que el secado tradicional. A continuación en la figura 11, se ve una vista superior de este tipo de secador.

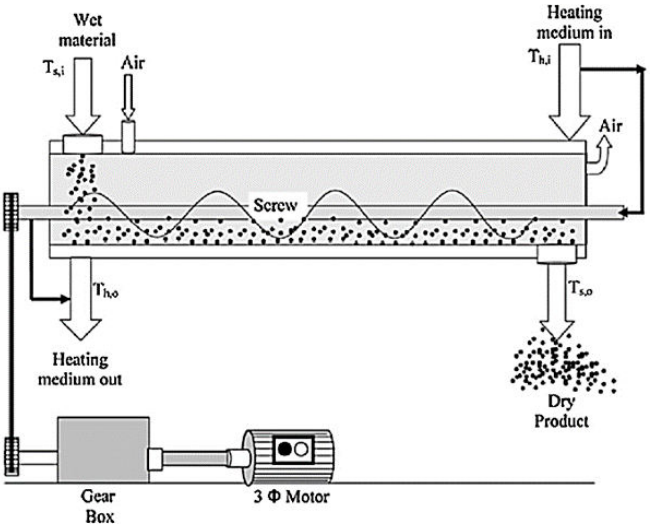
Figura 11: Esquemático de un secador de sublimación



Fuente: Mauopey y colaboradores (2020).

- **Secador por tornillo:** Son secadores continuos de calentamiento indirecto, que consiste en un transportador de tornillo sin fin horizontal ubicado en la parte interna de una carcasa cilíndrica que es calentada. En este secador, el producto entra por un extremo y se transporta lentamente a lo largo de la carcasa caliente, descargándose completamente seco por el otro extremo (Mauopey y colaboradores, 2020). Un ejemplo de estos secadores se ve en Figura 12:

Figura 12: Secador de tornillo

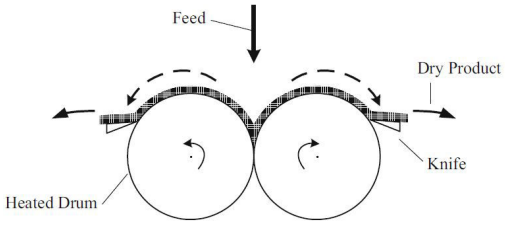


Fuente: Mustaffar y colaboradores (2018).

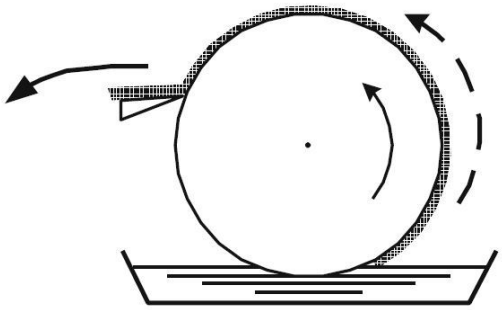
Estos secadores presentan tubos de calor que mejoran el transporte y transferencia de calor dentro del equipo; generalmente están compuestos de 3 secciones que son: evaporador para la entrada de calor por medio del fluido de trabajo, el condensador para la liberación de calor del condensado y la sección adiabática donde no hay un intercambio de calor con el ambiente.

- **Secadores de rodillo:** el secado de alimentos mediante esta técnica consiste en aplicar el producto sobre un rodillo horizontal con una velocidad de giro lenta y en cuyo interior se encuentra un fluido a presión con elevada temperatura, de modo que el producto se seca a medida que avanza a lo largo de la circunferencia del cilindro hasta llegar a una cuchilla que lo separa del mismo. La configuración de estos secadores depende en gran medida de la cantidad de rodillos a implementar, teniendo varios ejemplos en la figura 13:

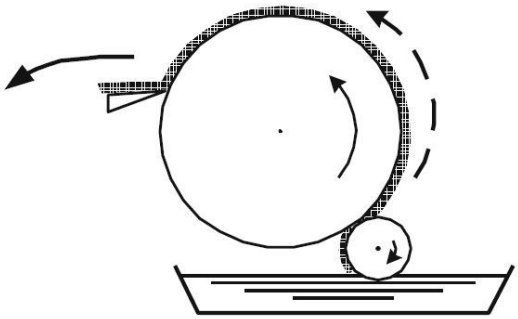
Figura 13: Disposiciones varias para secadores por rodillos



(a) Disposición de secador de un rodillo



(b) Disposición de secador de dos rodillos



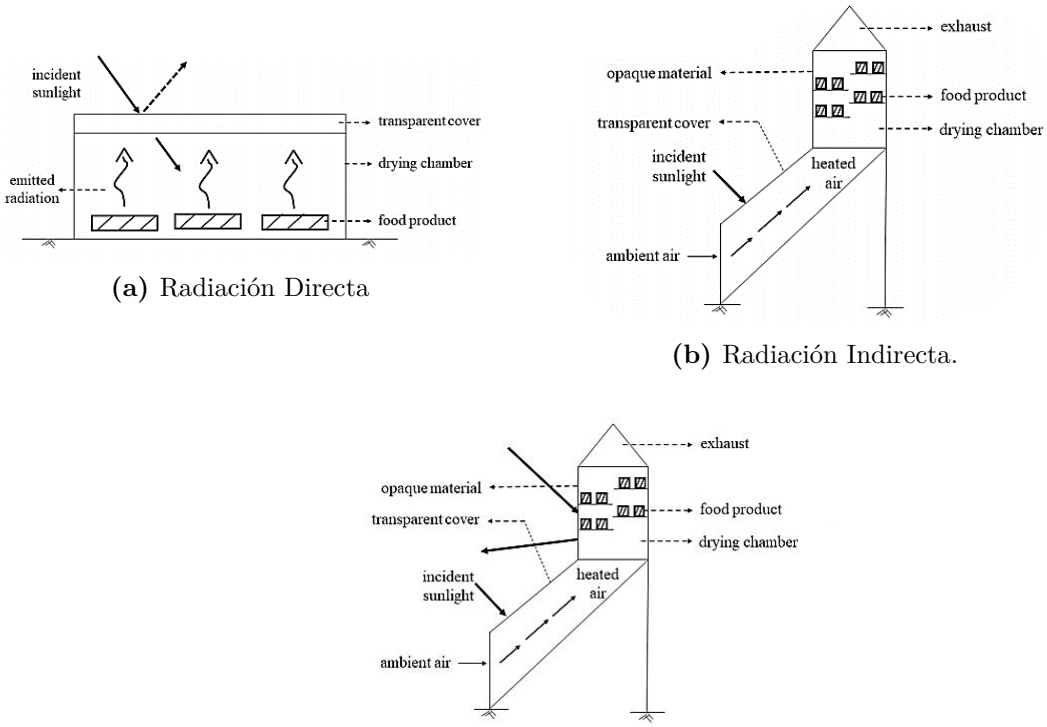
(c) Diagrama de secador de rodillos, con rodillo auxiliar

Fuente: Saravacos y Kostaropoulos (2016)

4.4.3. Secadores por radiación

Este tipo de secador son aquellos que suministran calor por medio de fuentes de radiación, ya sea de tipo solar o infrarroja. Sus ventajas son significativas con respecto a otros sistemas, por ejemplo: tienen un ahorro de tiempo, ahorro de energía, no alteran las propiedades físicas ni organolépticas del producto, etc (Pabón y colaboradores, 2019).
Dentro de este tipo, los sistemas más comunes son aquellos que utilizan la radiación solar siendo capaces de aprovechar la energía radiante del sol con el fin de migrar la humedad del producto desde su interior hasta el exterior, para su posterior evaporación; debido al tipo de energía que utilizan, suponen un gran ahorro al eliminar el uso de combustibles fósiles. Adicionalmente, es una tecnología que ha tenido un amplio desarrollo tecnológico tiene clasificaciones basadas en el movimiento del aire caliente, en base a la incidencia de la radiación sobre el producto y en base al diseño/construcción (Mohana y colaboradores, 2020). En la figura 14 se pueden apreciar algunos tipos de secadores de radiación solar:

Figura 14: Tipos de secadores por radiación solar



(a) Radiación Directa

(b) Radiación Indirecta.

(c) Tipo Mixto

Fuente: Mohana y colaboradores (2020)

4.4.4. Secadores dieléctricos

En este tipo de secadores se realiza la operación mediante campos eléctricos de altas frecuencias logrando producir calor en el interior del producto. Dicho secado se puede llevar a cabo a todas las frecuencias electromagnéticas superiores o iguales al espectro de infrarrojos. En estos equipos, es imprescindible considerar el gradiente de temperatura. Este sistema dispone de ventajas como: la rapidez, ya que seca de manera global, es uniforme, no es necesario invertir en energía debido a que no se tiene que calentar el aire o paredes del horno, control eficaz y sencillo, pues basta con controlar la potencia del generador dando un exacto control, mejora la calidad del producto, ya que no se generan elevadas temperaturas en la superficie, es factible para piezas de dimensiones grandes, pues no cunde peligro de recalentamiento de superficie. Sin embargo, su campo de aplicación se limita en consecuencia de los altos costos de operación que puede llegar a ser diez veces mayor al del combustible en secadores directos y un elevado costo en equipo auxiliar para generar este tipo de energía (Cevallos, 2016).

4.5. Intercambiadores de calor

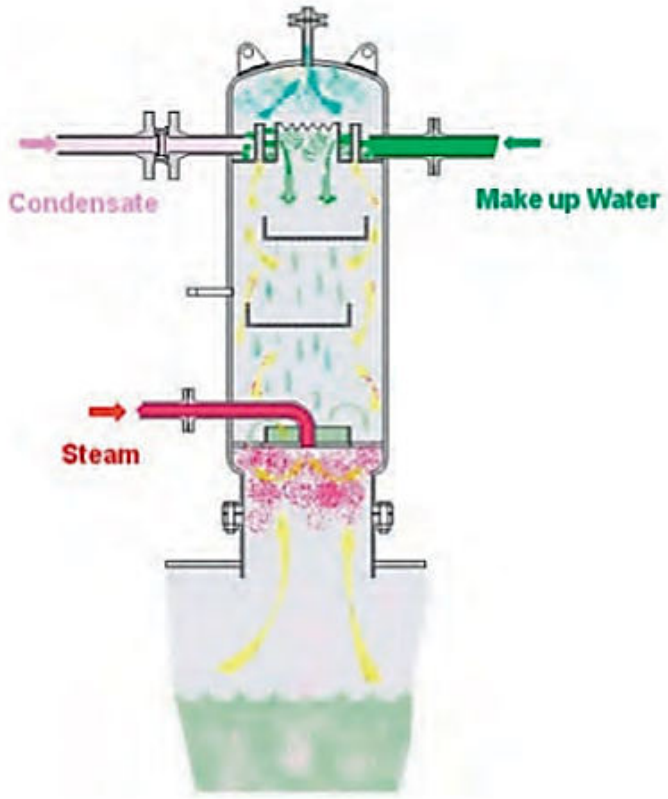
En la industria existen diversos dispositivos que emplean calor para sus procesos; por lo cual, utilizan un componente llamado intercambiador de calor. Dicho dispositivo se ve asociado con la transmisión de calor. La transmisión de calor viene dada de tres formas: radiación, conducción y convección. Esta última será de especial atención ya que se involucrada a lo largo del proyecto, debida razón para centrarse en su concepto. La convección se define como un tipo de transferencia de energía entre un gas o líquido adyacente en movimiento y una superficie sólida. A mayor velocidad de movimiento del fluido, mayor será la transferencia de calor. Los intercambiadores de calor son dispositivos que permiten una transferencia de calor entre dos fluidos de diferentes temperaturas evitando que se mezclen entre sí. Debido a este funcionamiento, son aplicables a una variedad de sectores como los deshidratadores de alimentos, entre otros (Cengel y Ghajar, 2011) (Montes y colaboradores, 2014). A continuación, se mencionaran algunos tipos de intercambiadores de calor.

4.5.1. Intercambiador de contacto directo

Como indica Montes y colaboradores (2014) y como se ve en la figura 15 son equipos donde la transmisión de calor lo hacen directamente sin la presencia de algún elemento intermedio. A su vez se subdividen en:

- **Radiativo de contacto directo:** aquellos en los que la radiación térmica recae directamente sobre partículas de un fluido generando una reacción termoquímica.
- **Convectivo de contacto directo:** esta tipología se caracteriza por la presencia de la transmisión de calor entre dos fluidos mediante convección.

Figura 15: Intercambiador de calor directo



Fuente: Montes y colaboradores (2014)

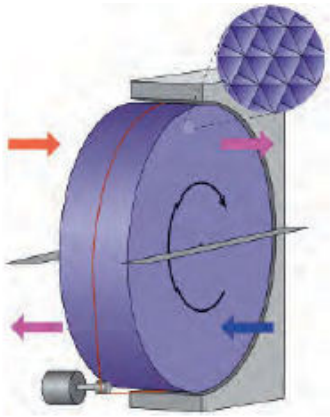
4.5.2. Intercambiador de contacto indirecto

Como se ve en la figura 16, son dispositivos en los cuales la transmisión de calor es indirecta, existiendo un elemento intermedio entre un medio y otro (Montes y colaboradores, 2014). De igual manera, se subdividen en:

- **Radiativo de contacto indirecto:** su nombre es debido a que su mecanismo de transmisión es por radiación en un extremo, conducción por un panel como elemento intermedio y convección al fluido en el otro extremo.

- **Convectivo de contacto indirecto:** la transmisión de calor se caracteriza por existir convección de un extremo, conducción por un panel como elemento intermedio y convección del otro lado. De esta tipología se dividen en:
    - **Tipo alternativo:** son llamados así ya que los dos fluidos recorren el mismo espacio de forma alternada, por lo que la mezcla entre estos fluidos resulta despreciable.
    - **De superficie:** su nombre parte del funcionamiento que aplica, pues la transferencia de calor entre ambos fluidos viene dada a través de una superficie sin contacto directo. Asimismo, se subdividen en: a) Intercambiadores de flujos paralelos, denominado así ya que los fluidos circulan en la misma dirección paralelamente en el espacio. b) Intercambiadores de flujos cruzados, caracterizados por la circulación de los fluidos que forman un ángulo en el espacio, generalmente las corrientes de los fluidos son perpendiculares.

Figura 16: Intercambiador de calor indirecto

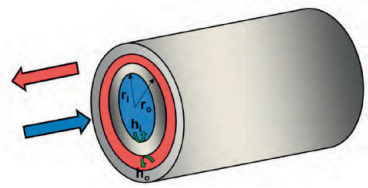


Fuente: Montes y colaboradores (2014).

4.5.3. Intercambiador de tubos concéntricos

También conocido como intercambiador de doble tubo es un equipo donde se tiene dos tubos concéntricos, como en la figura 17, de modo que uno de los fluidos pasa por el diámetro mas pequeño, en tanto que el otro pasa por el espacio anular existente entre los tubos.

Figura 17: Principio de intercambio de calor por tubos concéntricos

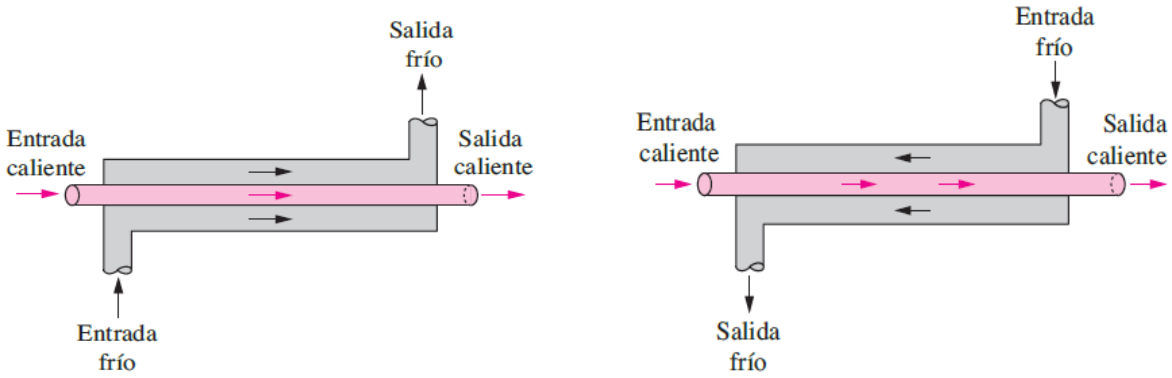


Fuente: Montes y colaboradores (2014)

Adicionalmente el sentido de flujo de los fluidos, como indica la figura 18, puede ser:

- **Flujo paralelo:** es cuando ambos fluidos, tanto frío como caliente, entran por el mismo extremo del intercambiador y se mueve en la misma dirección.
- **Contraflujo:** a diferencia del flujo anterior, aquí los fluídos entran por extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas.

Figura 18: Sentido de flujo en intercambiadores de calor



(a) Sentido de flujo paralelo **(b)** Sentido en contraflujo

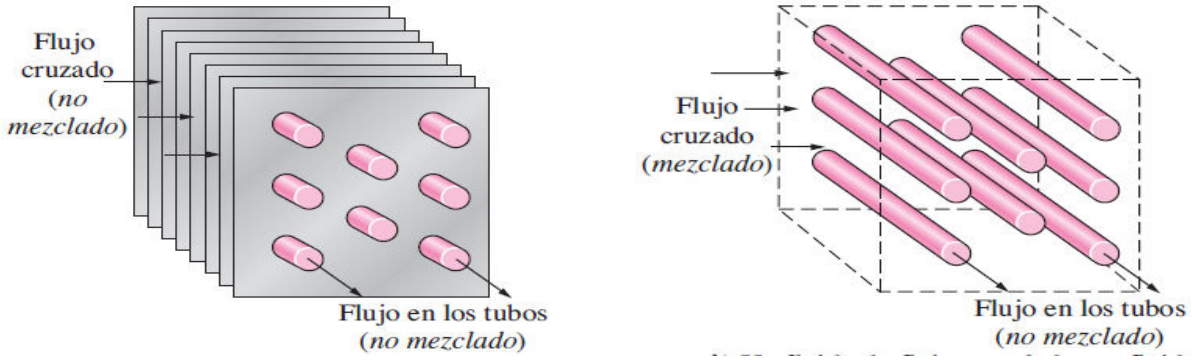
Fuente: (Cengel y Ghajar, 2011)

4.5.4. Intercambiador compacto

Según Cengel y Ghajar (2011), es un intercambiador con una alta transferencia de calor, debido a la gran área de contacto superficial, están conformados por placas delgadas o aletas corrugadas con poco espacio entre sí por donde se mueven los dos fluidos, en lo que se conoce como flujo cruzado, es decir el sentido de movimiento del uno es perpendicular al otro. Como se ve en la figura 19, puede considerar dos tipos de flujo cruzado:

- **No mezclado:** es donde las aletas de la placa fuerzan al fluido a moverse por un espaciamiento particular entre ellas, impidiendo el movimiento transversal del fluido.
- **Mezclado:** en este caso el fluido tiene mayor libertad para moverse de manera transversal.

Figura 19: Configuración de intercambiadores de calor compactos mezclado y no mezclado



(a) Fluidos de flujo no mezclado **(b)** Fluido de flujo mixto

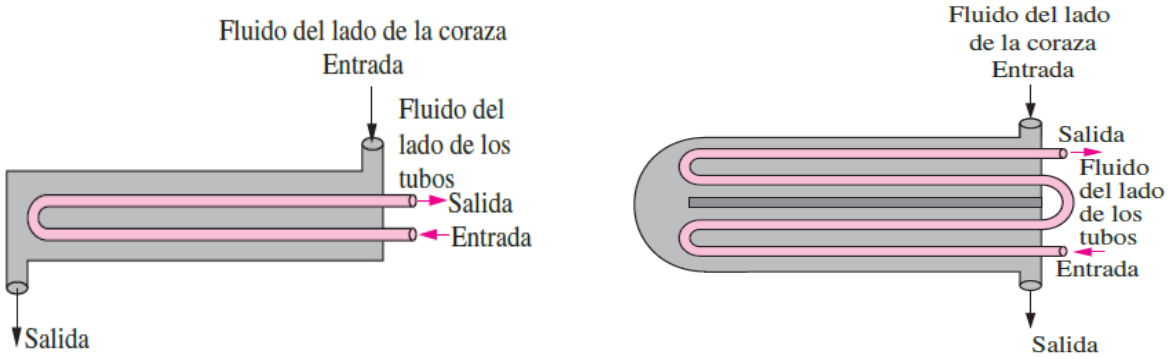
Fuente: Cengel y Ghajar (2011)

4.5.5. Intercambiador de tubos y coraza

Consisten en un conjunto de tubos empacados en una carcasa, como de la figura 20, con sus ejes paralelos a esta, de modo que la transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, y el otro se mueve por fuera de estos pasando por la coraza. Hay que notar, que en este intercambiador, los tubos se abren hacia zonas grandes de flujo, llamadas cabezales, que se encuentran en ambos extremos de la carcasa, de modo que el fluido del lado de los tubos se acumula antes de entrar o salir de ellos. Este tipo de equipo puede clasificarse a su vez por el numero de pasos que se realizan por la coraza y los tubos (Cengel y Ghajar, 2011),de modo que se tienen:

- **Intercambiador de paso simple:** si el fluido tanto de los tubos como de la coraza realizan un solo paso a través de ellos.
- **Intercambiador de paso múltiple:** si el fluido pasa dos o mas veces ya sea por la carcasa o por los tubos.

Figura 20: Intercambiadores de tubos y coraza



(a) Paso Simple **(b)** Paso múltiple

Fuente: Cengel y Ghajar (2011)

4.6. Procesos de filtrado de aire

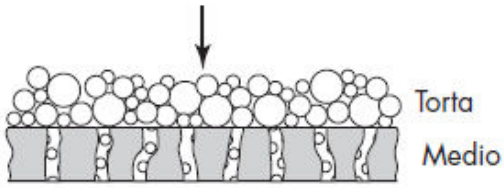
Como indica McCabe y colaboradores (2007) la filtración es la separación de partículas sólidas a partir de un fluido mediante su paso a través de una pared separadora sobre la cual se depositan los solidos.La circulación del fluido se da por la acción de una diferencia de presión a través del medio, por ello es que los filtros pueden clasificar como:

- Filtros con presiones de operación superior a la atmosférica en la corriente superior del medio filtrante.
- Filtros que operan con presión atmosférica en la corriente superior del medio filtrante y vacío en la corriente inferior.

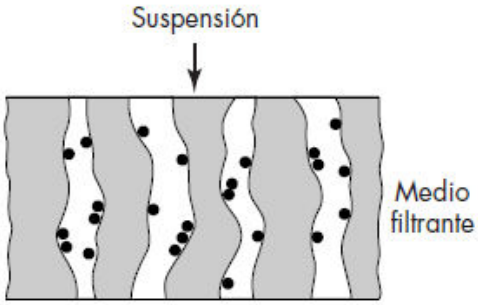
Por otro lado, se puede encontrar 3 grupos principales filtros, que son:

- **Filtros de torta:** son aquellos que separan grandes cantidades de sólidos en forma de una torta de cristales o un lodo, figura 21a, por ello incluyen un sistemas de lavado de la torta.
- **Filtros clasificadores:** son aquellos que retiran cantidades pequeñas de sólidos para producir un gas limpio o líquidos transparentes, de modo que las partículas del sólido son atrapadas en el interior del medio filtrante, como se ve en la figura 21b.
- **Filtros de flujo transversal:** como se ve en la figura 21c, en este tipo de la suspensión la alimentación fluye bajo la presión a velocidades ligeramente altas atravesando el medio filtrante.

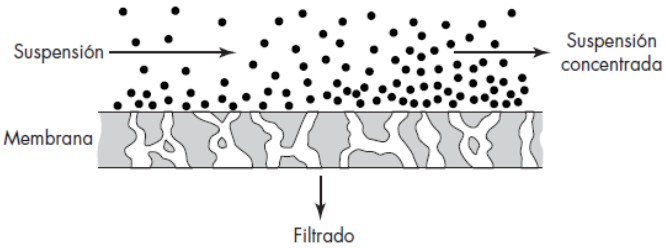
Figura 21: Grupos de filtros



(a) Filtro tipo torta



(b) Filtro de tipo clasificador



(c) Tipo de flujo transversal

Fuente: McCabe y colaboradores (2007)

Por otro lado, el medio filtrante debe cumplir algunos requerimientos, que según McCabe y colaboradores (2007) son:

- Dar lugar a un filtrado razonablemente claro mediante la retención de sólidos.
- No obstruirse ni cegarse.
- Ser químicamente y físicamente resistente para soportar condiciones del proceso.
- Permitir que la torta formada se desprenda de manera limpia y completa.
- Económicamente razonable.

Según Juskowiak (2021), para la instalación de filtros se deben considerar dos áreas que representan un riesgo principal para contaminación del producto, que son:

1. Puntos donde se genera o introduce contaminación.

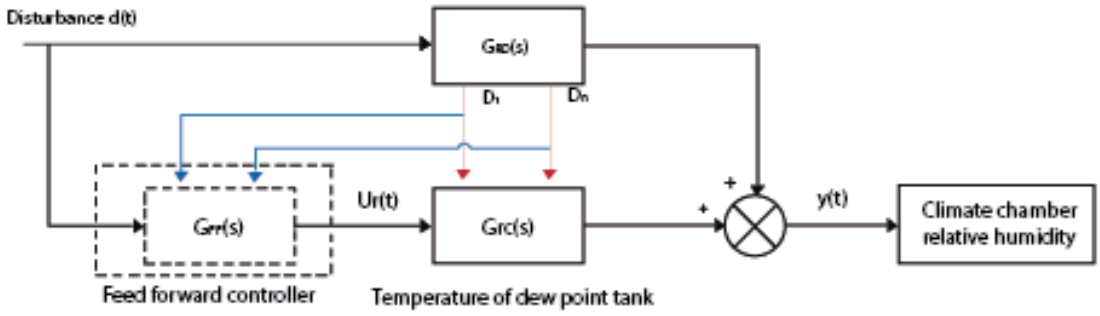
2. Puntos donde el proceso presenta mayor exposición a riesgos.

Además, acota que en las fuentes de donde proviene el servicio o se genera algún tipo de vapor, gas o aire comprimido es recomendable instralar prefiltros con capacidad de filtrado de 10 micrones con el fin de atrapar el 98 % de los contaminantes de mayor tamaño. Incluso en aplicaciones donde el aire es altamente contaminado una serie de prefiltros de 50,20 y 10 micrones pueden ser esenciales antes de aplicar el filtro mas fino, de tal forma que se garantice la vida útil de este.

4.7. Controladores implementados en hornos de pastas alimenticias

Como ya se ha mencionado anteriormente, las variables que se deben considerar en el control de la cámara de secado son la temperatura y la humedad relativa del ambiente, es por ello que existen una serie de artículos donde se han diseñado varios tipos de controladores para estabilizar estos parámetros, no específicamente en secadores de pasta, pero su principio sigue manteniéndose, por lo que se puede aprovechar esa información para la implementación en la cámara a diseñar. A continuación, se detalla información sobre estos controladores.
En Zheng y colaboradores (2019) se plantea el diseño de un controlador PID anticipado inteligente, para mantener constante la temperatura y humedad relativa de una cámara climática, durante la reposición de agua que se realiza en el tanque del punto de rocío. Este tipo de compensador realiza la acción de control en función de la desviación del objeto controlado, de modo que permite mantener la salida en un valor esperado; de esta forma en la figura 22 se puede ver el diagrama de bloque del sistema a diseñar:

Figura 22: Diagrama de bloques del sistema con control PID anticipado



Fuente: Zheng y colaboradores (2019)

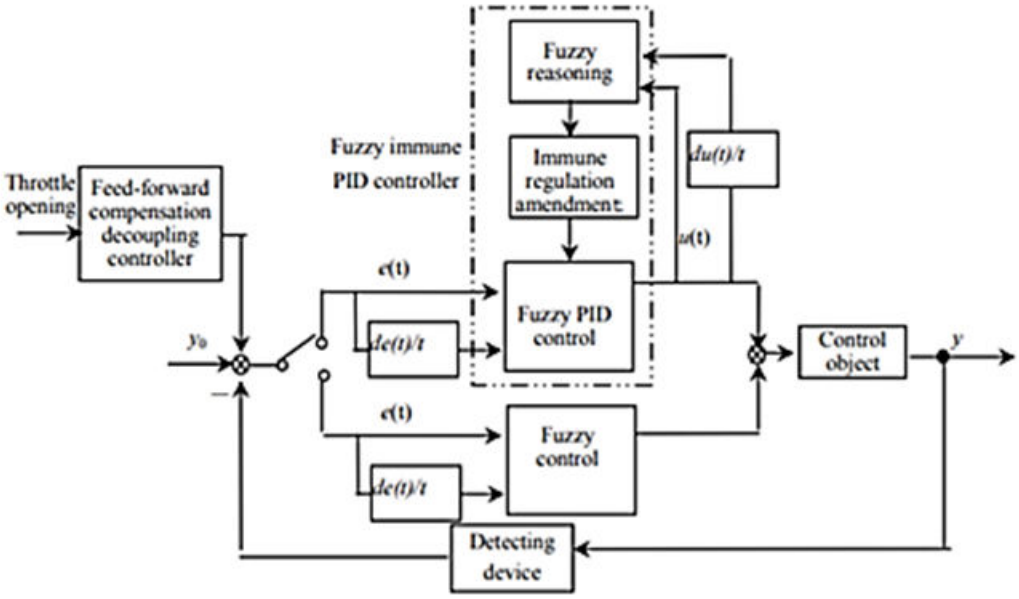
La ecuación característica del controlador PID a diseñar se muestra a continuación:

$$u_r(t) = k_p e_r(t) + k_i \int_0^t e_r(t)dt + k_d \frac{de_r(t)}{dt}$$

De modo que con la implementación de este control en la cámara climática se consiguió lo siguiente: la exactitud en los valores de temperatura y humedad relativa fue de $\pm 0{,}1°C$ y $\pm 1{,}5\,\%$; el tiempo de oscilación de estos parámetros con respecto al punto de consigna en cada reemplazo de agua, se redujo a menos de 1 hora y el tiempo que demoró el proceso para alcanzar el estado estable es de 6 horas en verano y menos de 4 horas en invierno. Se concluye que el control resuelve problemas de estabilidad y respuesta en estado estable en el proceso (Zheng y colaboradores, 2019).

En otro artículo menciona que debido a la no linealidad, gran retraso e inercia que presenta la temperatura y humedad, las técnicas de control convencionales no tienen un desempeño adecuado, es por ello que en Wu y colaboradores (2008) se plantea una técnica de control híbrida, un controlador PID inmune difuso implementada en una cámara de incubación, donde la temperatura, la humedad relativa y la concentración de oxígeno son claves para el éxito del proceso. En la Figura 23 se puede ver el diagrama de bloques que implementa el controlador propuestos.

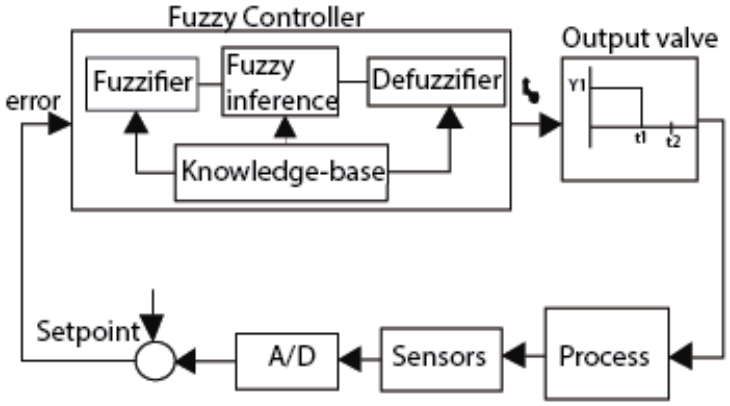
Figura 23: Diagrama de bloques del controlador híbrido propuesto



Fuente: Wu y colaboradores (2008)

Los autores plantean 2 reglas, cuando la temperatura se mantiene entre un rango determinado utiliza el control PID inmune difuso, debido a su inmunidad y regulación precisa y en tiempo real; por otro lado, cuando el parámetro se sale de este rango específico cambia la regulación utilizando control difuso, que tiene una respuesta más rápida, pero con menor precisión. En cuanto a la humedad, se utiliza exactamente el mismo criterio mencionado, con estos controladores se obtuvieron rendimientos de hasta el 99 % en el control de los parámetros mencionados (Wu y colaboradores, 2008).
En Fernando y colaboradores (2017) se realiza el diseño de un control de temperatura, humedad relativa y CO2 mediante lógica difusa, para su implementación en una cámara de crecimiento de tomate, con el fin de mejorar el desarrollo y crecimiento del producto, así como la reducción del consumo de energía dentro del secador. Esta técnica de control tiene un enfoque de control en base a decisiones; básicamente describe la entrada y la salida proporcionando una conclusión a partir de información de entrada imprecisa, ambigua y vaga. El diagrama de bloques, que implementa el control de un proceso por medio de lógica difusa se ve en la figura 24:

Figura 24: Diagrama de bloques de un sistema con compensación por lógica difusa



Fuente: Lim y colaboradores (1995)

Como se ve en la figura 24, este controlador esta conformado por un difusificador para activar el conjunto de reglas y generar una salida específica en el desdifusificador; de este modo, el funcionamiento del controlador gira en torno al planteamiento adecuado de las reglas de lógica condicionadas por el proceso.

5. Hipótesis

5.1. Hipótesis de Investigación

La obtención de productos con estándares de calidad exigidos, producidos por la empresa "Rica Pasta", será favorecida con el diseño de una cámara de deshidratación con control automático de temperatura y humedad, considerando los requerimientos de producción y variables definidas del proceso de la fábrica.

6. Marco Metodológico

6.1. Definición de las variables que intervienen en el proceso de deshidratación de pasta alimenticias

6.1.1. Determinación de las variables de temperatura, humedad y velocidad del aire

Como se ha podido evidenciar en el marco teórico, las condiciones atmosféricas de las cámaras de secado pueden variar en función de algunos parámetros propios del proceso e incluso de la experiencia del productor. Es por ello, qué a continuación se muestra en la tabla 2, las condiciones de secado actuales bajo la cual opera el secador de la empresa objetivo:

Tabla 2: Condiciones atmosféricas de la cámara de secado de la Empresa "Rica Pasta"

Hora	Temperatura (°C)	Humedad Relativa (%)
9:00	29.9	49
10:00	29.1	58
11:00	28.3	65
12:00	27.5	70
13:00	26.7	71
19:00	36.7	66
7:00	42.3	42
8:00	44	37
9:00	42.7	34
10:00	41.9	30
12:00	39.3	29

13:00	44.8	26
14:00	45.7	24

Fuente: Autores

Como se puede notar, la temperatura media de operación es de 37 °C, mientras que la humedad es de 46 %; contrastando que, en ninguno de los dos casos existen algún medio regulador por el cual las variables se mantengan en un punto de consigna, de modo que existe una fluctuación importante gracias a las condiciones atmosféricas externas. Desde el punto de vista bibliográfico las condiciones óptimas de operación son de 40°C a 105°C en cuánto a temperatura y de 60 % a 80 % de humedad relativa, por lo que el diseño se verá orientado a satisfacer estas condiciones dentro de la cámara.
Otro parámetro que juega un papel importante dentro del proceso de secado de pastas alimenticias es la velocidad del aire en el interior de la cámara, el mismo que puede variar en rangos desde 0.4 m/s hasta 1.5 m/s; para este diseño se considerará una velocidad del viento de 0.8 m/s que, según varios estudios mencionados anteriormente, es un parámetro medio y aceptable para realizar el proceso de secado.

6.1.2. Alternativas para el diseño del equipo

Como se mencionó en el marco teórico existe un amplio rango de posibilidades que permiten realizar el proceso de secado de alimentos; mediante la tabla 3, se indica una calificación de estos en función de diferentes parámetros, para determinar cuál es la opción que mejor se apega al secado de pastas alimenticias, como para las condiciones de diseño propuestas y los requerimientos de la empresa.

Tabla 3: Matriz de ponderación para determinación del tipo de secador.

		Tipo de secador.													
Parámetro	**Calificación**	**Radiación**	**Dieléctrico**	**Estufas**	**Bandejas**	**Túnel**	**Cinta**	**Torre**	**Rotatorio**	**Lecho fluidizado**	**Arrastre neumático**	**Bandeas a vacío**	**Sublimación**	**Tornillo sin fin**	**Rodillo**
Control de temperatura	**10**	5	10	10	10	10	10	10	6	9	8	10	10	7	5
Control de humedad	**10**	5	5	2	8	8	8	8	5	3	5	10	10	6	2
Flujo de aire.	**5**	2	1	1	5	5	5	5	5	5	5	2	2	5	0
Capacidad	**5**	2	1	2	3	5	5	5	5	5	5	2	2	2	3
Materiales	**25**	25	20	25	25	16	12	10	10	18	25	13	10	19	10
Seguridad	**20**	25	20	25	25	25	20	20	15	25	25	25	25	22	15
Manejo	**15**	15	15	15	15	15	15	10	10	12	15	15	10	15	10
Flexibilidad	**5**	2	5	5	5	5	5	2	2	2	2	3	5	3	1
Consumo energético	5	5	1	3	3	2	2	2	2	1	1	1	1	3	3
Total	100	86	78	88	99	91	82	72	60	80	91	81	75	82	49

Fuente: Autores

En función de las características consideradas, se puede determinar que el secador de bandejas es la opción más pertinente para el secado de pastas alimenticias y el que mejor se apega a las características requeridas en la empresa; puesto que, con respecto a los demás equipos, el control de temperatura y humedad se puede realizar de una manera más sencilla; la distribución y flujo de aire es más homogéneo ya que no cuenta con geometrías complicadas ni partes móviles; con respecto a su capacidad por lo general son utilizados en procesos de baja y mediana producción, con un consumo energético regular; en cuanto al manejo es bastante sencillo ya que solo hace falta cargar el material en los bastidores, configurar los parámetros de secado y comenzar el proceso. Desde el punto de vista de la flexibilidad es un equipo que aparte de pastas alimenticias puede destinarse al secado de diferentes productos siempre que se respete la capacidad para la cual está diseñada.

6.1.3. Dimensionamiento de la cabina en función de la capacidad de producción de la empresa

Para determinar adecuadamente el dimensionamiento de la cámara de secado, se remite a la capacidad de producción semanal con la que cuenta actualmente la empresa, que es de aproximadamente 2250 kg por semana, con una producción diaria de aproximadamente 450 kg; sin embargo, existen situaciones específicas donde la producción puede llegar a 600 kg por día. Esta demanda actualmente se encuentra cubierta por 2 cuartos de secado con dimensiones de 3.5x3.5x3.5 m. De este modo, con estas consideraciones, se adjunta en la tabla 4 modelos comerciales de secadores de pasta tradicionales que pueden cubrir con la demanda requerida:

Tabla 4: Medidas y capacidades de distintos secadores de pastas alimenticias comerciales.

Secadores comerciales para pastas alimenticias.										
	Secadores de la línea "Italgui"					Secadores de la línea "Lineapasta"				
Equipo	**EC25GE**	**EC50GE**	**EC100GE**	**EC150GE**	**EC20GE**	**EC25**	**EC50**	**EC100**	**EC150**	**EC20**
Capacidad (Kg)	100	200	400	600	800	100	200	400	600	800
Dimensiones del secador (m)	2.2x1.3x2.4	2.2x1.9x2.4	2.2x3.1x2.4	2.2x4.3x2.4	2.2x5.5x2.4	1.6x0.735x2.26	1.67x1.5x2.26	1.67x2.6x2.26	1.67x3.810x2.26	1.67x5x2.26
Dimensiones del bastidor (cm)	60x120x5					60x120x5.5				

Fuente: Autores

En función de lo presentado, se puede concluir que los secadores EC150GE y EC150, cuenta con las dimensiones ideales para abastecer la capacidad de producción, sin embargo, debido a que la empresa tiene planes a corto plazo de trasladar la planta, no es conveniente construir un equipo con estas dimensiones, especialmente por motivos de transporte. Es por ello, que en base a lo recomendado por el encargado de planta se concluyó que el secador a diseñar, debe tener la capacidad de 200 kg, para que con un máximo de 3 secadores se pueda cumplir con la demanda requerida. Por lo tanto, el dimensionamiento que servirá como referencia para el secador será de 2.2x1.9x2.4 m.

6.1.4. Determinación del medio calefactor

Una tercera condición inicial de diseño, es el medio calefactor a implementar dentro del secador, para esta función se tiene dos tipos de fuentes de energía térmicas: una producida por electricidad y la otra por combustión. Para la selección entre uno u otro se procede, a plantear análisis de costo aproximado en función del consumo energético que genera el secador mencionado anteriormente, dicho equipo tiene una potencia de calefacción de 6.6 kW, de modo que en la tabla 5 se presenta el costo de operación de cada uno de ellos:

Tabla 5: Costos de operación de los diferentes medios calefactores.

Costo de consumo energético aproximado.					
Potencia	**Período de trabajo**	**Energía consumida**			
6.6 kW	8 horas	52.8 kWh			
	Calefactor eléctrico	**Calefactor térmico**			
	Costo por kWh consumido	**Energía genereada por un cilindro de GLP**	**Costo de un cilindro de GLP.**	**Número de ciclos que rendiría un tanque**	**Número de tanques necesarios para un mes de operación**
	$ 0.099	190.8 kWh	$3.00	3.6	8
Costo total de operación mensual.	$ 156.816	$24.00			

Fuente: Autores

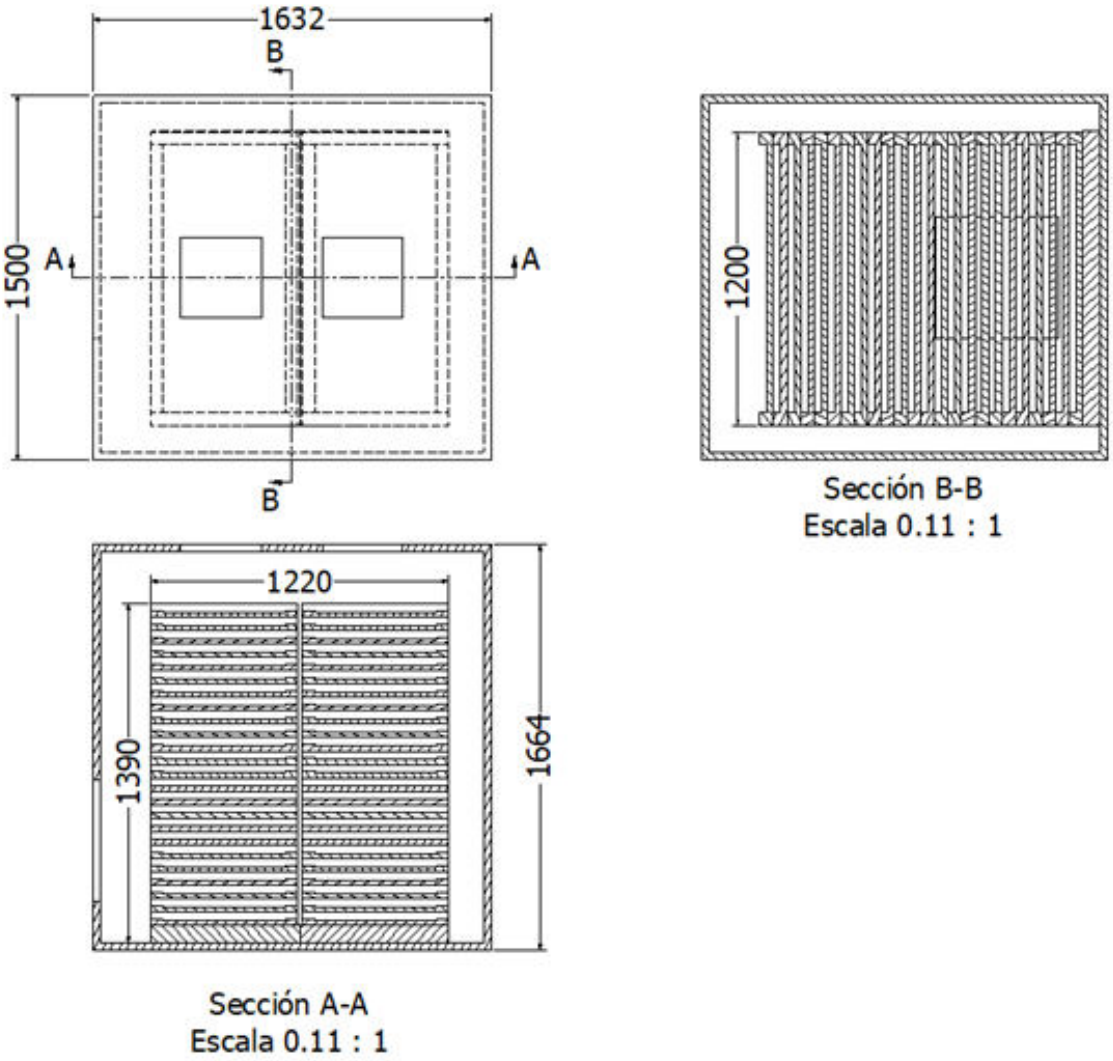
Como se puede notar el costo de operación de un medio calefactor eléctrico es aproximadamente 7 veces mayor que uno por medio de Gas Licuado de Petróleo (GLP); por lo tanto, explicada esta situación al encargado de la empresa, este optó por la opción de utilizar el medio calefactor con combustión usando GLP.

6.2. Diseño y Simulación de la cámara de deshidratación, partiendo de los requerimientos del proceso

6.2.1. Diseño de la cabina de secado

Para el diseño de la cabina de secado, se debe considerar los parámetros dimensionales y geométricos mencionados anteriormente, en cuanto al tema dimensional se debe tener en cuenta la medida de los bastidores, así como su cantidad a ser introducidos en la cámara. De este modo, la medida de un bastidor es de 1200x600x55 mm con una capacidad de almacenamiento de 4kg cada uno, de modo que se requiere de 50 bastidores para alcanzar una producción de ciclo de 200kg. Con el fin de obtener un equipo, de dimensiones adecuadas se decide colocar los bastidores en dos columnas de 25 bastidores, dando un área de trabajo 1200x1220x1390 mm. De esta forma, las dimensiones del cuarto quedan especificadas como se muestra en la figura 25:

Figura 25: Dimensionamiento del cuarto de deshidratación del horno en función de los bastidores a contener



Fuente: Autores

Como se ve en la figura 25, la cabina se ha dimensionado de tal forma que el volumen no sea totalmente cubierto por los bastidores, puesto que se debe garantizar que el flujo de aire caliente pueda circular de manera adecuada por el cuarto, ya que el principio de secado de pastas radica en la remoción de humedad por medio de difusión, en otras palabras el aire caliente en movimiento se encarga de remover las partículas de humedad por su paso o contacto con el sólido, por ende, si se genera un espacio de flujo muy pequeño, existe más probabilidad de generar estancamiento de aire en zonas determinadas (Larrosa y colaboradores, 2016).

6.2.2. Selección del intercambiador

La razón de implementar un intercambiador de calor en este tipo de secador, es principalmente evitar que aires productos de la combustión entren en contacto directo con el producto a secar, puesto que se podría producir algún tipo de contaminación en este, pudiendo afectar la salud del consumidor final. Es por ello, que al igual que los tipos de secadores, existen varias configuraciones de intercambiadores de calor, es por ello que en base a la tabla 6 se realiza la ponderación de los diferentes tipos de intercambiadores.

Tabla 6: Ponderación para selección de intercambiador de calor

Estructura del intercambiador			
	Ponderación.	**Tubo y carcaza**	**Platos.**
Técnicos	100	94	75
Menor complejidad de construcción	30	27	23
Sellado confiable entre juntas.	35	34	25
Resistencia a presiones de operación alta.	35	33	27
Sentido de flujo.			
Aspectos.	**Ponderación**	**Paralelo**	**Contraflujo**
Técnicos	100	70	70
Variación de temperatura.	100	65	75
Número de pasos			
Aspectos	**Ponderación**	**Simple**	**Múltiple**
Técnicos.	100	92	73
Menos complejidad de construcción.	30	27	23
Intercambio de calor a temperatura cte.	70	65	50

Fuente: Autores

En función de la tabla presentada, se puede determinar que el intercambiador de calor a diseñar es uno de tubos y carcasa, de flujo cruzado de paso simple. Cabe mencionar, que la selección de este equipo, se hizo en función de un intercambiador diseñado en Cuzco y Domínguez (2019) para una cabina de curado que tiene el mismo principio de funcionamiento que el secador a diseñar.

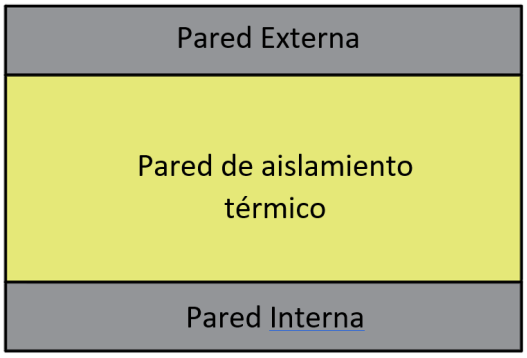
6.2.3. Selección de materiales para la cabina

Para la selección de los materiales de la cabina, se debe considerar algunas características de funcionamiento bajo las cuales va a trabajar el equipo, las mismas que se mencionan a continuación:

- Al ser un horno, se debe evitar la transferencia de calor hacia el exterior, por lo tanto la presencia de un aislamiento térmico es fundamental así como escoger un material que no se tóxico o nocivo para el ser humano.
- En la parte interna del cuarto, se debe garantizar que el material no genere ningún tipo de reacción química con el alimento, adicionalmente debe presentar un cierto grado de resistencia térmica y a la oxidación.
- Para la parte externa, se puede pensar en la implementación de un material con resistencia térmica y a la oxidación.

Con estas consideraciones, la disposición de las paredes de la cabina de secado será en forma de sandwich, en el medio de las paredes metálicas se pondrá la capa de aislante térmico, tal como se muestra en la figura 26.

Figura 26: Disposición de las paredes de la cabina de secado



Fuente: Autores

A continuación, en la tabla 7, se puede apreciar los materiales seleccionados para cada aplicación:

Tabla 7: Materiales para la construcción de la cabina.

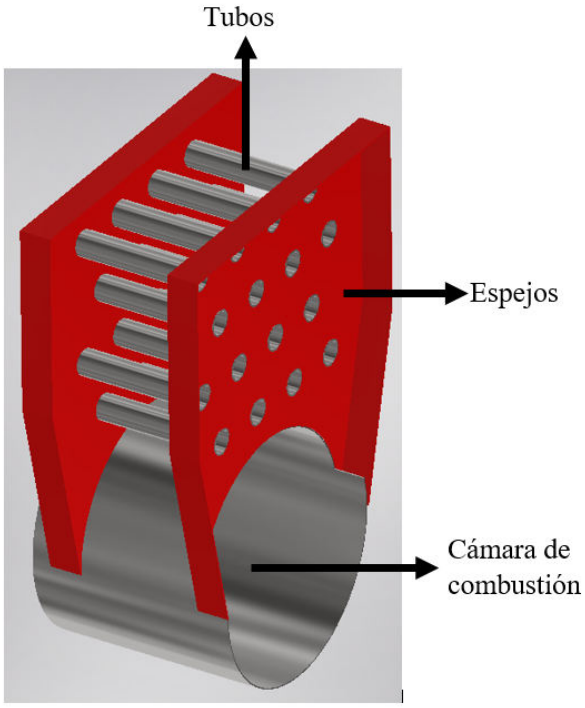
Aplicación.	Material.	Características.
Soporte estructural	Tubo estructural cuadrado galvanizado	• Acero estructural de bajo carbono • Resistencia a la oxidación • Temperatura de operación de hasta 500 grados centígrados • Alta soldabilidad • Norma INEN 2415 • Calidad SAE J 403 1008
Paredes internas	Plancha de acero inoxidable	• Acero austenítico compuesto de cromo y níquel • Buena resistencia a la corrosión atmosférica • Buena opción para trabajo con alimentos a temperatura moderadas • Máxima temperatura de trabajo 925 °C • Norma INEN 115 • Calidad AISI 304
Paredes externas	Plancha de acero galvanizada	• Acero de bajo carbono • emperatura máxima de operación 500 °C • Recubrimiento de zinc para garantizar la resistencia a la corrosión • Norma INEN 115 • Calidad JIS 3141
Aislamiento térmico	Panel de mineral de lana de roca	• Panel semirrígido de lana de roca revestido en una cara con velo mineral • Ideal para aislamiento térmico y acústico en máquinas • Químicamente inerte. • Temperatura máxima de operación 150 °C • Modelo 211.652

Fuente: Autores

6.2.4. Selección de materiales para el intercambiador de calor

Para el intercambiador de calor, se debe considerar las partes fundamentales que conforma este equipo, para ello se tiene un esquemático en la figura 27, donde se puede apreciar los espejos, los tubos y la cámara de combustión como partes principales. De tal forma que en la tabla 8, se indica cada uno de los materiales para la construcción de este equipo.

Figura 27: Partes principales del intercambiador de calor.



Fuente: Autores

Tabla 8: Materiales de construcción para el intercambiador de calor.

Aplicación	Material	Características.

Cámara de combustión	Plancha de acero inoxidable	• Acero austenítico compuesto de cromo y níquel • Buena resistencia a la corrosión atmosférica • Buena opción para trabajo con alimentos a temperatura moderada • Máxima temperatura de trabajo a 925 °C • Norma INEN 115 • Calidad AISI 304
Soporte estructural	Tubo estructural cuadrado galvanizado	• Acero estructural de bajo carbono • Resistencia a la oxidación • Temperatura de operación de hasta 500 °C • Alta soldabilidad • Norma INEN 2415 • Calidad SAE J 403 1008
Aislamiento térmico.	Panel de mineral de lana de roca	• Panel semirrigido de lana de roca revestido en una cara con velo mineral • Ideal para aislamiento termico y acústico en máquinas. • Químicamente inerte • Temperatura máxima de operación 150 °C
Tubos	Cañería de acero galvanizado.	• Acero estructural de bajo carbono • Resistencia a la oxidación • Temperatura hasta 500 °C • Alta soldabilidad • Norma INEN 2415 • Calidad SAE J 403 1008
Espejos	Plancha de acero galvanizada.	
Coraza		
Paredes externas		

Fuente: Autores

6.2.5. Diseño térmico de la cabina de secado

El diseño térmico de la cabina se enfoca hacia la determinación de la cantidad de calor que requiere esta para retirar una determinada cantidad de agua del producto en un tiempo determinado, es por ello que para la realización del balance de energía que permite este cálculo es necesario determinar las características de entrada y salida de todos los elementos que intervienen dentro del proceso. Es por ello, que para el cálculo se empieza con la determinación de las propiedades físicas del producto (cantidad de humedad, masa de sólido seco, cantidad de agua evaporada, etc) así como las propiedades psicrométricas del aire antes y después de su paso por la cabina. De modo que Cerón y Guerrero (2015) estos parámetros se calculan como se muestra a continuación:

- **Cálculo de humedad del producto en base húmeda**
  Primero, se empieza definiendo la cantidad de agua contenida por el sólido seco o también conocida como humedad en base seca del producto, mediante la ecuación (1).

$$X = \frac{X_h}{1 - X_h} \tag{1}$$

  Donde:

$$X = \text{Humedad en base seca}$$

$$X_h = \text{Humedad en base húmeda}$$

  En base a lo mencionado en Aguilar (2017) y con la ecuación (1), se muestra la tabla 9, que contiene los datos de humedad que tiene un fideo antes y después de realizar el proceso de secado; el contenido de humedad en base húmeda inicial que se indica fue resultado de la realización de varios análisis experimentales en el producto, mientras que la norma NTE INEN 1375 indica la cantidad máxima de humedad en base húmeda final.

Tabla 9: Calculo de humedad en base seca del producto.

Humedad en base húmeda inicial del fideo.	**Humedad en base húmeda final del fideo**
33 %	14 %
Humedad en base seca inicial del fideo	**Humedad en base seca final del fideo**
0.4925	0.1628

Fuente: Autores

- **Cantidad de agua evaporada.**

  Otro parámetro fundamental que se debe considerar para el dimensionamiento de la potencia térmica es la cantidad de agua a evaporar del producto, que básicamente es la diferencia entre la humedad inicial y final en base seca, calculadas anteriormente en la tabla 9.

$$\text{Agua evaporada} = X_{hinicial} - X_{hfinal} \tag{2}$$

$$\text{Agua evaporada} = 0{,}4925 - 0{,}1628 = 0{,}3297 \ \frac{g\ agua}{g\ masa\ seca}$$

- **Propiedades psicrométricas del aire de entrada y salida**

  Por otro lado, las condiciones de entrada y salida del aire también son factores cruciales para el dimensionamiento térmico. Es por ello que en la tabla 10, se indican estas propiedades del aire en la ciudad de Cuenca que se encuentra a 2560 m.s.n.m. Por un lado, se tiene el aire de entrada, que según registro meteorológicos, la temperatura mas baja que se ha registrado es de 10 °C y la humedad promedio del aire ronda el 80 %. Mientras que para las condiciones de salida del aire, se sabe que la máxima temperatura y humedad de trabajo que puede utilizarse dentro del proceso son 105 °C y 40 % respectivamente. Con estos de partida, se revisa el gráfico de propiedades psicrométricas del aire y se determina la humedad absoluta y su entalpía.

Tabla 10: Propieades psicrométricas del aire de entrada y salida de la cámara.

Parámetro	aire de entrada	Aire de salida
Temperatura (° C)	10	105
Humedad relativa	80 %	40 %
Humedad absoluta	0.0089 (y1)	1.7023 (y2)
Entalpía (kJ/kg)	32.6648	115.1506

Fuente: Autores

- **Calculo de la masa del sólido seco (G).**

  La masa de sólido seco, se considera como la cantidad de producto a secar por unidad de tiempo. Como se sabe, que en instancias iniciales el producto se encuentra con una cantidad de humedad determinada, no es la masa real del producto seco, por lo tanto considerando la cantidad de agua evaporada a extraer y mediante la ecuación (3) se calcula la masa exacta del producto seco antes del proceso de secado.

$$P_{seco} = \text{Masa del producto inicial} \cdot (1 - \text{Agua evaporada}) \tag{3}$$

  Una vez determinado este parámetro, mediante la ecuación (4) se calcula la cantidad de producto a secar por unidad de tiempo; cabe acotar que de acuerdo a la bibliografía, el proceso de secado de pastas alimenticias ronda en un tiempo de 8 horas, por lo tanto se considera este valor para el diseño propuesto (Aguilar, 2017).

$$T_{secado} = 8\ horas$$

$$G = \frac{P_{seco}}{T_{secado}} \tag{4}$$

$$G = \frac{198{,}32}{8} = 24{,}79\ \frac{kg}{h}$$

- **Cantidad de aire seco (L).**

  Para garantizar la cantidad de producto seco por hora, es necesario entregar a la cámara un flujo másico de aire caliente determinado; es por ello que considerando la variación de humedad en base seca del producto, la diferencia de humedad del aire y la cantidad de producto seco, mediante la ecuación (5) se tiene la cantidad de aire a introducir:

$$L = \frac{G \cdot (X_{hinicial} - X_{hfinal})}{y_2 - y_1} \tag{5}$$

$$L = \frac{24{,}79 \cdot (0{,}3297)}{0{,}02912 - 0{,}0089}$$

$$404{,}21 \ \frac{kg}{hr}$$

- **Cantidad de agua a retirar (M).**

  Como parámetro adicional, en la ecuación (6) se indica la cantidad de agua que se ha de retirar del producto por unidad de tiempo, la misma que va en función de variación de humedad en base seca, la masa del producto seco y el tiempo de secado.

$$M = \frac{(X_{hinicial} - X_{hfinal}) \cdot P_{seco}}{T_{secado}} \tag{6}$$

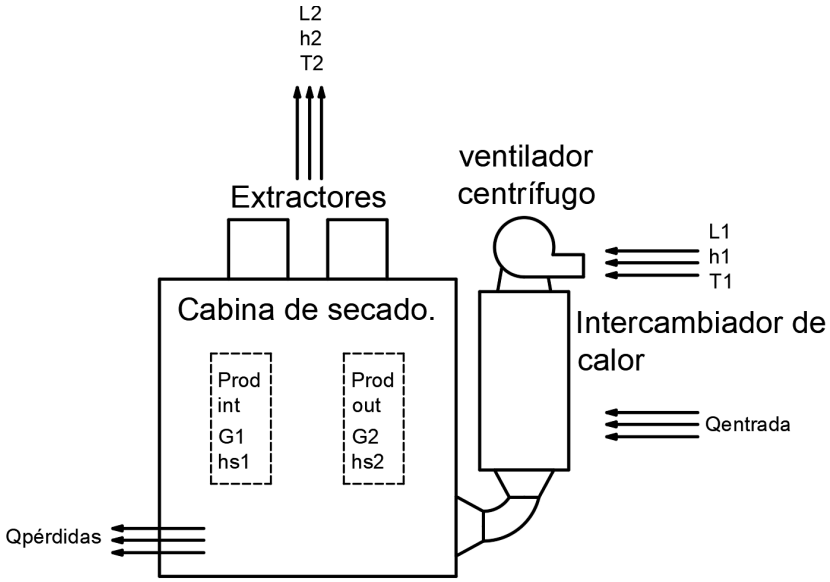
$$M = \frac{0{,}3297 \cdot 198{,}32}{8} = 8{,}1733 \ \frac{kg}{h}$$

- **Balance de energía**

  Debido a las interacciones de diferentes energías que existe en el sistema, una forma de determinar la potencia calorífica requerida por la carga de secador es mediante el uso de balance de energía; este análisis se basa en el principio de conservación de energía y explica que: *el cambio neto de la energía total de un sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total del sistema durante el proceso* (Cengel y Boles, 2014). Pero para ello, es indispensable considerar que los medios de transferencia de energía son: por transferencia de trabajo, transmisión de calor y flujo másico, siendo estos dos últimos los que se presentan en la cámara de secado.

Finalmente en las figuras 28 se puede apreciar las formas de transferencia de energía que intervienen en la cabina.

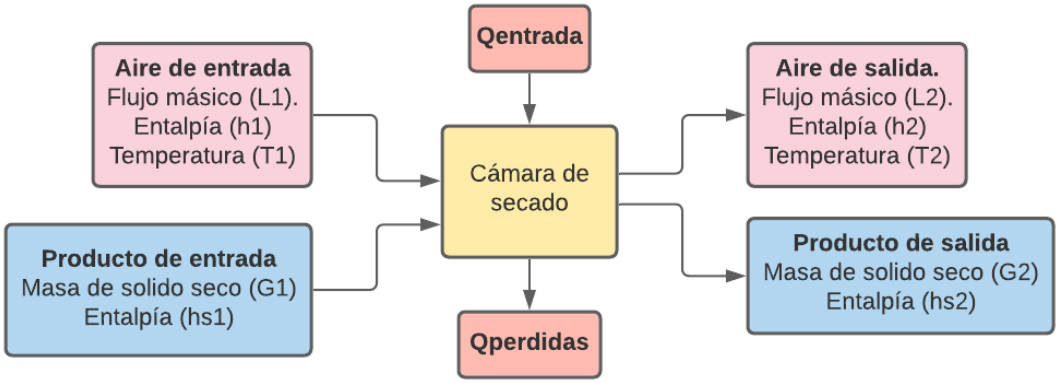
Figura 28: Esquema del horno con los parámetros de entrada y salida



Fuente: Autores

En función a lo presentado, las transmisión de calor viene dada por la potencia calorífica entregada por el intercambiador y las pérdidas ocasionadas en las paredes; por otro lado, se cuenta con flujo de energía ocasionada por los flujos másicos del aire de entrada y salida. Todos estos parámetros con sus propiedades termodinámicas, se ven presentadas en la figura 29.

Figura 29: Balance de energía planteado para el cálculo de potencia necesaria para el calentamiento



Fuente: Autores

Para continuar, con el cálculo se debe considerar que la cabina trabaja en régimen estacionario por lo que el $\Delta E = 0$, por lo tanto la energía que entra va a ser exactamente la misma que sale, teniendo:

$$Entra = Sale$$

$$Q_{entrada} + L_1 \cdot h_1 + G_1 \cdot h_{s1} = L_2 \cdot h_2 + G_2 \cdot h_{s2} + Q_{perdidas} \tag{7}$$

Considerando que las entalpías del aire son:

$$h_1 = 32{,}6648 \ \frac{kJ}{kg}$$

$$h_2 = 115{,}1506 \ \frac{kJ}{kg}$$

Las entalpías del producto a secar se calculan con la siguiente ecuación, mencionada en Cerón y Guerrero (2015), y considerando que el calor específico del producto es igual al C_p de la harina del trigo que es el componente principal del producto a secar, por lo que:

$$h_{s1} = C_{psolido} \cdot \text{temp} + X_i \cdot C_{pagua} \cdot \text{temp}$$

$$h_{s1} = 2{,}72 \cdot 283{,}15 + 0{,}33 \cdot 4{,}183 \cdot 283{,}15 = 1161{,}025\ \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{s2} = C_{psolido} \cdot \text{temp} + X_f \cdot C_{pagua} \cdot \text{temp}$$

$$h_{s1} = 2{,}72 \cdot 313{,}15 + 0{,}1628 \cdot 4{,}183 \cdot 313{,}15 = 1065{,}021\ \frac{kJ}{kg}$$

Con todos los parámetros definidos, se despeja cuanta potencia de entrada se debe suministrar, de forma que se tiene:

$$Q_{entrada} = L(h_2 - h_1) + G(h_{s2} - h_{s1}) + Q_{perdidas}$$

$$Q_{entrada} = 404{,}21(115{,}1506 - 32{,}6648) + 24{,}79(1065{,}021 - 1161{,}025) + Q_{perdidas}$$

En varias bibliografías, se mencionada que las pérdidas rondan en torno a un 10 % del total de energía suministrada, sin embargo para presentar un dato exacto, en la siguiente sección se analizan las pérdidas generadas por la transferencia de calor en las paredes, por lo que el cálculo, por el momento, queda definido por:

$$Q_{entrada} = 30961{,}1352\ \frac{kJ}{h} + Q_{perdidas}$$

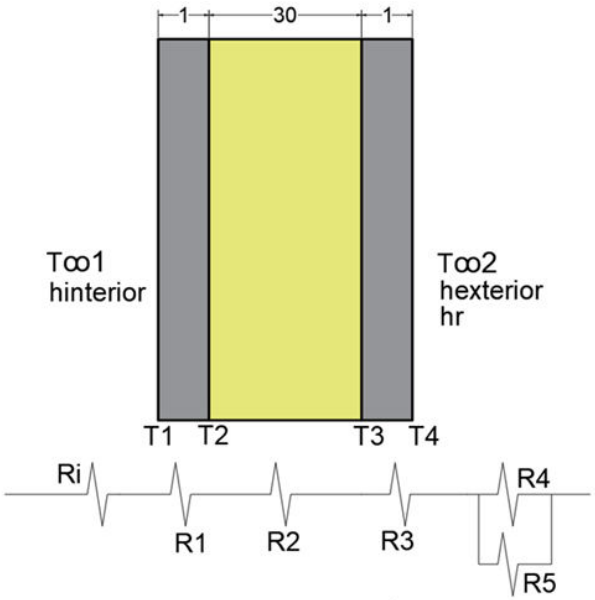
$$Q_{entrada} = 8{,}6\ \frac{kJ}{s} + Q_{perdidas} = 8{,}6\ kW + Q_{perdidas}$$

- **Cálculo de pérdidas ocasionadas por las paredes.**

  Como indica Cengel y Ghajar (2011) debido al gradiente de temperatura existente entre el exterior y el interior de la cabina de secado, existe una transferencia de calor en dirección normal a las paredes generado por los efectos de conducción, convección y radiación que se producen en estas, por lo que es importante su consideración, puesto que son pérdidas que reducen el rendimiento del sistema. Es por ello, que se utiliza el concepto de redes de resistencias térmicas, que es hacer una analogía a las resistencia eléctricas, pero considerando la capacidad que tiene un material para oponerse al flujo

de calor, de tal modo que diferentes disposiciones de materiales formaran un circuito térmico diferente. Para el caso de la cabina, esta red de resistencia se muestra en la figura 30.

Figura 30: Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de las paredes de la cabina



Fuente: Autores

Pero antes de comenzar con el cálculo, se deben determinar los coeficientes de convección interna (h_{in}) y externa (h_{out}) de la cabina. De modo que, para el h_{in} se utiliza la teoría de convección interna forzada, la misma que basa el cálculo en la determinación del número de Nusselt (N_u) del fluido en el interior de la cámara, pero para ello se debe calcular el número de Reynolds (R_e), el diámetro hidráulico (D_{h1}) de la cabina y el número de Prandtl (P_r) (Cengel y Ghajar, 2011).

$$R_e = \frac{\delta_{aire} \cdot V_t \cdot D_{h1}}{\mu_a} \tag{8}$$

$$D_{h1} = \frac{4 \cdot A_{t1}}{P_m} \tag{9}$$

Para ello, se ha considerado las siguientes características del aire dentro de la cabina:

Tabla 11: Propiedades del aire en el interior de la cabina.

Densidad a 105°C (kg/m^3)	**Velocidad** (m/s)	**Viscosidad dinámica a 105°C** ($kg/m \cdot s$)
0.933	0.8	$2{,}16735 \times 10^{-5}$

Fuente: Autores

$$D_{h1} = \frac{4 \cdot 1{,}523 \cdot 1{,}423}{2 \cdot 1{,}523 + 2 \cdot 1{,}423} = 1{,}2104\ m$$

$$R_e = \frac{0{,}933 \cdot 0{,}8 \cdot 1{,}2104}{2{,}16735 \times 10^{-5}} = 41684{,}202 > 2100\ \therefore\ \text{flujo turbulento}$$

Como se puede apreciar, el número de Reynolds indica que el flujo en el interior del cuarto es turbulento, por lo tanto la aproximación para el número de Nusselt, viene dada por la ecuación (10), donde la potencia de n, en aplicaciones de calentamiento tiene el valor de 0.4 (Cengel y Boles, 2014).

$$N_u = 0{,}023 \cdot {R_e}^{0{,}8} \cdot {P_r}^{n} \tag{10}$$

$$N_u = 0{,}023 \cdot 41684{,}202^{0{,}8} \cdot 0{,}710075^{0{,}4} = 99{,}5925$$

Finalmente, con la ecuación (11) se puede calcular el coeficiente de convección generado en el interior de la cabina.

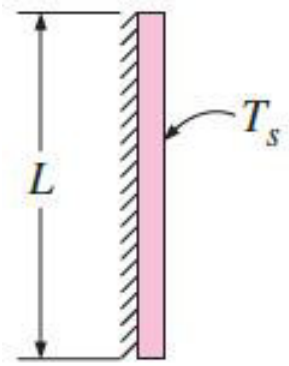
$$h_{interno} = \frac{k_a \cdot N_u}{D_{h1}} \tag{11}$$

$$h_{interno} = \frac{0{,}0313 \cdot 99{,}5925}{1{,}2104} = 2{,}5754\ \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Por otro lado, para el cálculo de h_{out}, se debe considerar que la lámina externa se encuentra sometida a convección natural, por lo tanto según Cengel y Ghajar (2011) para determinar este parámetro se empieza calculando el número Rayleigh (R_a) para posteriormente obtener el número de Nusselt (N_u). Para R_a, se debe determinar la

temperatura superficial de la pared, que en Cuzco y Domínguez (2019), se menciona que para un panel con espesor de 30 mm de material aislante, la temperatura superficial a alcanzar bajo la acción de una temperatura de 105 °C es de 34.77 °C, por otro lado el coeficiente de expansión volumétrica (B_a) es el inverso de la temperatura a la cual se encuentra sometida la placa, que para este caso es 10 °C. Finalmente, para una placa vertical con un lado sometido a una potencia de calor determinada y con el otro sometido a convección natural, la longitud características viene dada como se indica en la figura 31:

Figura 31: Longitud característica para una placa vertical



Fuente: Cengel y Ghajar (2011)

$$R_a = \frac{g \cdot B_a \cdot (T_s - T_{min}) \cdot {L_c}^3}{{V_a}^2} \tag{12}$$

$$R_a = \frac{9{,}81 \cdot \frac{1}{10} \cdot (34{,}77 - 10) \cdot 1{,}6^3}{(1{,}426 \times 10^{-3})^2} = 4{,}9152 \times 10^{11}$$

Considerando la disposición de la placa de la figura 31, según Cengel y Ghajar (2011), para este caso el numero de Nusselt viene dado por:

$$N_u = 0{,}1 \cdot {R_a}^{\frac{1}{3}} \tag{13}$$

$$N_u = 0{,}1 \cdot (4{,}9152 \times 10^{11})^{\frac{1}{3}} = 789{,}1878$$

Finalmente, el coeficiente de convección externo viene dado por:

$$h_{externo} = \frac{0{,}02439 \cdot 789{,}1878}{1{,}6} = 12{,}0201 \ \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Una vez determinados los coeficientes de convección se calculan las resistencias térmicas de cada material, pero para ello se debe considerar la tabla 12, donde se ven los coeficientes de conductividad térmica de cada material:

Tabla 12: Parámetros para el cálculo de las resistencias térmicas de cada material.

	Acero galvanizado	**Acero inóxidable**	**Mineral de lana de roca**
Espesor	1 mm	1 mm	30 mm
Conductividad térmica	52 W/K·m	17.928 W/K·m	0.055 W/K·m
Área		14.854 m^2	
Emisividad	0.26	-	

Fuente: Autores

$$R_i = \frac{1}{h_{interno} \cdot A_s} = \frac{1}{2{,}5754 \cdot 14{,}854} = 0{,}0261 \ \frac{k}{W}$$

$$R_i = \frac{1}{h_{interno} \cdot A_s} = \frac{1}{2{,}5754 \cdot 14{,}854} = 0{,}0261 \ \frac{k}{W}$$

$$R_1 = \frac{L_1}{k_{inox} \cdot A_p} = \frac{0{,}001}{17{,}928 \cdot 14{,}854} = 3{,}755 \times 10^{-6} \ \frac{k}{W}$$

$$R_2 = \frac{L_2}{k_{MLA} \cdot A_p} = \frac{0{,}03}{0{,}055 \cdot 14{,}854} = 0{,}03672 \ \frac{k}{W}$$

$$R_3 = \frac{L_3}{k_{galv} \cdot A_p} = \frac{0{,}001}{52 \cdot 14{,}854} = 1{,}294 \times 10^{-6} \ \frac{k}{W}$$

$$R_4 = \frac{1}{h_{externa} \cdot A_p} = \frac{1}{12{,}0301 \cdot 14{,}854} = 5{,}5961 \times 10^{-3} \ \frac{k}{W}$$

Al igual que los coeficientes de convección, es fundamental determinar el coeficiente de radiación generada por la cabina hacia el exterior, para de manera análoga encontrar la resistencia eléctrica generada por este efecto de transferencia. Según Cengel y Ghajar (2011):

$$h_r = \sigma \cdot \varepsilon \cdot \frac{{T_s}^4 - {T_{min}}^4}{T_s - Tmin} = 5{,}7 \times 10^{-8} \cdot 0{,}26 \cdot \frac{307{,}92^4 - 283{,}15^4}{307{,}92 - 283{,}15} = 1{,}5328 \ \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$R_5 = \frac{1}{h_r \cdot A_p} = \frac{1}{1{,}5328 \cdot 14{,}854} = 0{,}0439 \ \frac{k}{W}$$

Finalmente, se encuentra la resistencia térmica total, considerando que se tienen 2 resistencias en paralelo (convección externa y radiación) conectadas en serie a las 4 resistencias restantes (convección interna, conducción del acero galvanizado, inoxidable y lana de roca).

$$R_T = R_1 + R_1 + R_2 + R_3 + \frac{1}{\frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_5}}$$

$$R_T = 0{,}0261 + (3{,}755 \times 10^{-6}) + 0{,}03672 + (1{,}294 \times 10^{-6}) + (4{,}963 \times 10^{-3})$$

$$R_T = 67{,}788 \times 10^{-3} \ \frac{k}{W}$$

Una vez determinado la resistencia total, según Cengel y Ghajar (2011) las pérdidas ocasionadas por las transferencia de calor en las paredes viene dada por:

$$Q_{perdidas} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}}$$

$$Q_{perdidas} = \frac{378{,}15 - 283{,}15}{67{,}788 \times 10^{-3} \cdot 1000} = 1{,}4014 \ kW$$

Finalmente, calculadas todas las pérdidas ocasionadas, se puede determinar la potencia calorífica necesaria que ha de manejar el deshidratador, de modo que se tiene:

$$Q_{total} = Q_{entrada} + Q_{perdidas} = 8{,}6 + 1{,}4014 = 10{,}001\ kW$$

6.2.6. Diseño térmico del intercambiador de calor

Para el diseño del intercambiador se va utilizar el procedimiento de análisis basado en la diferencia media logarítmica de temperatura puesto que considera las temperaturas de entrada y salida para ambas corrientes fluidas, además de ser el método mas común en el diseño de intercambiadores (Montes y colaboradores, 2014).

- **Temperatura de los gases de combustión**

  Como se mencionó es importante determinar la temperatura de los fluidos que circulan por el intercambiador; es por ello, que el flujo de aire caliente vienen dado por los gases de combustión generados por el quemador en la cámara de combustión del intercambiador, para la determinación de la temperatura de estos, se ha de utilizar el proceso utilizado por Cuzco y Domínguez (2019) basado en la determinación del flujo másico de los gases, características propias del GLP y la potencia necesaria de la cámara.
  Por lo tanto, primero se determina el flujo másico total que viene a ser la suma del flujo masico del GLP mas el del aire, teniendo:

$$\dot{m_{total}} = \dot{m_{GLP}} + \dot{m_{aire}} \tag{14}$$

  Al mismo tiempo, los flujos másicos del GLP y del aire pude escribirse en función de la potencia de operación (potencia mínima del quemador), el calor específico del GLP (C_{pGLP}) y la fracción molar (A/F) debido a la relación aire combustible, de modo que se tiene la ecuación (15):

$$\dot{m_{total}} = \frac{P_{op}}{C_{pGLP}} + \frac{P_{op}}{C_{pGLP}} \cdot \frac{A}{F} \tag{15}$$

$$\dot{m_{total}} = \frac{791291{,}889}{49651{,}528} \cdot (1 + 54{,}74) = 888{,}323\ \frac{kg}{h} = 0{,}2468\ \frac{kg}{s}$$

  La temperatura máxima de la flama adiabática generada por el GLP (T_{GLP}) es de 1075.424 K, por lo tanto la temperatura de los gases de combustión se puede determinar mediante la ecuación (16):

$$T_{gcomb} = T_{GLP} - \frac{Q_{total}}{\dot{m}_{total} \cdot C_{paire}} \tag{16}$$

$$T_{gcomb} = 1075{,}424 - \frac{10{,}001 \times 10^3}{0{,}2468 \cdot 1153{,}436} = 1040{,}291\ K$$

Un parámetro útil para cálculos posteriores, es el flujo volumétrico de los gases de combustión, por lo tanto estos se pueden calcular utilizados la ecuación (17):

$$Q_{comb} = \frac{\dot{m}_{total}}{\delta_{aire} \cdot G} \tag{17}$$

$$Q_{comb} = \frac{0{,}2468}{0{,}3403 \cdot 0{,}766} = 0{,}9467\ \frac{m^3}{s}$$

Finalmente, la temperatura del aire después del paso por el intercambiador de calor (tubos) alcanzará una temperatura que viene dada por:

$$T_{pos} = \frac{Q_{total}}{\dot{m}_{aire} \cdot C_{paire}} + T_i \tag{18}$$

$$T_{pos} = \frac{10{,}001 \times 10^3}{0{,}2423 \cdot 1006} + 283{,}15 = 324{,}79\ K$$

- **Datos de los fluidos del intercambiador**

Como punto siguiente, se indican las propiedades termodinámicas de los fluidos caliente y frió del intercambiador, como en ambas situación se tiene una temperatura mínima y máxima se utiliza un promedio de estos valores para determinar mencionadas propiedades, con estas consideraciones se obtiene la tabla 13.

Tabla 13: Propiedades de los fluidos del intercambiador.

Parámetro.	**Aire frío.**	**Aire caliente.**
Temperatura mínima ($°C$)	10	801.85
Temperatura máxima ($°C$)	51.64	766.194
Temperatura media ($°C$)	30.82	784.022
Densidad (kg/m^3)	1.1609	0.3343

Calor específico $(J/kg \cdot K)$	1007	1150.123
Viscosidad dinámica $(kg/m \cdot s)$	1.875x10^{-5}	4.3217x10^{-5}
Conductividad térmica $(W/m \cdot K)$	0.02594	0.06964
Número de Prandtl	0.7279	0.7139

Fuente: Autores

- **Características del intercambiador**

  Como se indicó en la tabla 6, la opción más útil y apropiada para esta aplicación, es un intercambiador de tubos y carcasa, de paso simple y flujo cruzado, por lo que en la tabla 14 se indican las características del equipo a diseñar. Adicionalmente se muestran las medidas del paso longitudinal, transversal y diagonal del banco de tubos, puesto que la configuración a utilizar es una disposición escalonada ya que permite reducir estancamientos y vórtices mejorando el flujo del fluido (Cengel y Ghajar, 2011).

Tabla 14: Características del intercambiador de calor.

Número de pasos por la carcasa (P_c)	**Número de pasos por los tubos** (P_L)	**Paso longitudinal** (S_L)	**Paso transversal** (P_t)	**Paso diagonal** (S_d)
1	2	$100 \times 10^{-3}\ m$	$50 \times 10^{-3}\ m$	$103{,}078 \times 10^{-3}\ m$

Fuente: Autores

Según Montes y colaboradores (2014), el siguiente paso es determinar el flujo volumétrico de aire en función de las necesidades que requiere la cabina, para ello se utiliza la ecuación (19) que relaciona el área transversal del flujo (A_{t1}) con la velocidad (V_f) que se requiere en el interior, de modo que se tiene:

$$\dot{Q}_{cab} = A_{t1} \cdot V_f \tag{19}$$

$$\dot{Q}_{cab} = 1{,}783 \cdot 0{,}8 = 1{,}4264\ m^3/s$$

Seguidamente, se determina la velocidad con la que se debe ingresar el aire al intercambiador de tubos con el fin de garantizar el flujo volumétrico requerido, de modo que se utiliza la ecuación (20):

$$V_a = \frac{\dot{Q}_{cab}}{A_{itcm}} \tag{20}$$

$$V_a = \frac{1{,}4264}{0{,}5 \cdot 0{,}5} = 5{,}705\ m/s$$

Sin embargo, es recomendable la determinación del numero de tubos bajo un exceso de trabajo, es decir cuando con una velocidad de operación superior a la requerida, con el fin de garantizar un régimen turbulento sin pérdidas de carga (Montes y colaboradores, 2014). Es por ello, que la velocidad máxima que se puede utilizar viene descrita por la ecuación (21)

$$V_{max} = \mu_{c,max} = \frac{P_t}{P_t - \phi_o} \cdot V_a \tag{21}$$

Por otro lado, teniendo presente la ecuación de conservación de la masa y considerando la sección del paso de los tubos del intercambiador, el número de tubos a implementar queda definido por la ecuación (22) (Montes y colaboradores, 2014). Que prácticamente queda en función del diámetro interior del tubo, de modo que para las mismas características de funcionamiento pueden haber varias opciones, como se aprecia en la tabla 15.

$$\text{Número de tubos} = \frac{4 \cdot \dot{m}c}{\pi \cdot {d_i}^2 \cdot \mu_{c,max} \cdot \delta_{caliente}} \tag{22}$$

Tabla 15: Características de los tubos del intercambiador.

Diámetro extermo $\phi_o\ (mm)$	**Diámetro interno** $\phi_i\ (mm)$	**Velocidad maxima** $\mu_{c.max}\ (m/s)$	**Número de tubos** N_t
21.35	17.35	9.985	312.7316
26.90	22.3	12.389	152.571
33.70	28.7	17.558	64.998
42.40	37.4	37.658	16.450
48.30	43	168.353	3.019

Fuente: Autores

De acuerdo a la tabla 15, por razones de construcción, dimensionamiento, cantidad de material y costos, la medida de tubos a implementar es la de $\phi_o = 42{,}4\ mm$, de modo que se utilizarán un total de 16 tubos.

- **Coeficiente de convección interna de los tubos**

Para la determinación del coeficiente de convección de los tubos se sigue un procedimiento similar al utilizado anteriormente en las paredes, basado en la teoría de la convección interna forzada. Por lo tanto, para calcular el número de Reynolds, primero se obtiene la velocidad de los gases en el interior de los tubos, parámetro que viene dado por la ecuación (23), donde se considera el flujo másico de los gases ($\dot{m}c$), la densidad del aire a temperatura de 784 °C ($\delta_{caliente}$), número de tubos (n_t) y diámetro interior (ϕ_i).

$$V_{interior,tubos} = \frac{4 \cdot \dot{m}c}{\delta_{caliente} \cdot n_t \cdot \pi \cdot {\phi_i}^2} \tag{23}$$

$$V_{interior,tubos} = \frac{4 \cdot 0{,}2468}{0{,}3343 \cdot 16 \cdot \pi \cdot (37{,}4 \times 10^{-3})^2} = 42\ m/s$$

Con lo que el número de Reynolds, que además considera la viscosidad dinámica (μ_c), viene dado por:

$$R_e = \frac{\delta_{caliente} \cdot V_{interior,tubos} \cdot \phi_i}{\mu_c} \tag{24}$$

$$R_e = \frac{0{,}3343 \cdot 42 \cdot (37{,}4 \times 10^{-3})}{4{,}3217 \times 10^{-5}} = 12150{,}7379\ \therefore\ \text{turbulento}$$

Por lo tanto, como indica Montes y colaboradores (2014) para un intercambiador de tubos y coraza, el cálculo del numero de Nusselt, viene dada por la ecuación de Dittus-Boelter, presentada a continuación:

$$N_u = 0{,}023 \cdot {R_e}^{0{,}8} \cdot {P_r}^{0{,}3} \tag{25}$$

$$N_u = 0{,}023 \cdot 12150{,}7379^{0{,}8} \cdot 0{,}7139^{0{,}3} = 38{,}5035$$

Finalmente, el coeficiente de convección viene dado por:

$$h_i = \frac{N_u \cdot K_{caliente}}{\phi_i} \tag{26}$$

$$h_i = \frac{38{,}5035 \cdot 0{,}06964}{37{,}4 \times 10^{-3}} = 71{,}69475 \ \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- **Calculo del coeficiente de convección externo de la carcasa**

  Para el cálculo del coeficiente de la carcasa, según Montes y colaboradores (2014), se debe empezar calculando la superficie libre de paso que es la sección recta perpendicular a la circulación de fluido por la que realmente circula este. De forma que, este parámetro se calcula considerando el flujo másico ($\dot{m}f$) y la velocidad (V_f) del fluido circulante por la carcasa, por lo que se tiene:

$$A_{lps,s} = \frac{\dot{m}f}{V_f} \tag{27}$$

$$A_{lps,s} = \frac{0{,}1412}{0{,}8} = 0{,}1765 \ m^2$$

  Seguidamente se calcula la sección total de la carcasa, de tal forma que se considera el número de pasos por la carcasa (P_t), número de paso por los tubos (P_t), numero de tubos por paso (n_t) y el diámetro exterior de los tubos (ϕ_o), por lo tanto:

$$A_{total,s} = P_c \cdot A_{lps,s} + n_t \cdot P_L \cdot \pi \cdot \frac{{\phi_o}^2}{4} \tag{28}$$

$$A_{total,s} = 1 \cdot 0{,}1765 + 16 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{(42{,}4 \times 10^{-3})^2}{4} = 0{,}2216 \ m^2$$

  Una vez obtenida la sección total de la carcasa, se puede determinar el diámetro aproximado de esta, ya que el real va a ser un tanto mayor ya que debe alojar los espejos, los tabiques de separación entre pasos, etc.

$$\phi_c = \sqrt{\frac{A_{total} \cdot 4}{\pi}} \tag{29}$$

$$\phi_c = \sqrt{\frac{0{,}2216 \cdot 4}{\pi}} = 0{,}531 \ m$$

  Una vez determinado todos estos parámetros, para el cálculo del coeficiente de convección de la carcasa, se va a utilizar el método del diámetro hidráulico equivalente para el

fluido que circula por el interior de la carcasa, que según Montes y colaboradores (2014) se obtiene de la siguiente manera:

$$\frac{S_T}{P_T \cdot n_T} = \frac{\pi \cdot \phi_{equivalente}}{4} \tag{30}$$

$$\phi_{equivalente} = \sqrt{\frac{S_T \cdot 4}{P_T \cdot n_T \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{0{,}05 \cdot 4}{2 \cdot 16 \cdot \pi}} = 0{,}0446\ m$$

Con el diámetro hidráulico se puede determinar el número de Reynolds del fluido que circula por la carcasa, teniendo:

$$R_e = \frac{\delta_{frio} \cdot V_{frio} \cdot (\phi_{equivalente} - \phi_o)}{\mu_{frio}} \tag{31}$$

$$R_e = \frac{1{,}1609 \cdot 0{,}8 \cdot (0{,}0446 - 0{,}0424)}{1{,}875 \times 10^{-5}} = 108{,}96\ \therefore\ laminar$$

Como se puede observar, se tiene un flujo laminar en la parte de la carcasa, por lo tanto, el numero de Nusselt debe ser calculado con una de las correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt, la misma que se presenta a continuación en la ecuación (32):

$$N_u = \left(0{,}6 + \frac{0{,}387 \cdot R_a D^{1/6}}{(1 + (\frac{0{,}559}{P_r})^{9/16})^{8/27}}\right)^2 \tag{32}$$

Como se puede ver la ecuación (32), es necesario determinar el número de Rayleigh, que viene por expresado por la ecuación (33):

$$R_a D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{gcomb} - T_{min}) \cdot (\phi_{equivalente} - \phi_o)}{{\mu_f}^2} \tag{33}$$

$$R_a D = \frac{9{,}81 \cdot \frac{1}{\frac{607{,}79}{2}} \cdot (324{,}790 - 283{,}15) \cdot (0{,}0446 - \ 0{,}0424)}{(1{,}875 \times 10^{-5})^2} = 158{,}284$$

Con este parámetro calculado, se puede determinar el número de Nusselt, dando como resultado:

$$N_u = \left(0{,}6 + \frac{0{,}387 \cdot (158{,}284)^{1/6}}{(1 + (\frac{0{,}559}{0{,}7279})^{9/16})^{8/27}}\right)^2 = 1{,}8159$$

Finalmente, el coeficiente de convección de la carcasa se puede determinar usando la ecuación que se ha venido utilizado hasta el momento, teniendo:

$$h_o = \frac{N_u \cdot k_{frio}}{\phi_{equivalente} - \phi_o} = \frac{1{,}8159 \cdot 0{,}02594}{0{,}00446 - 0{,}0424} = 21{,}411 \ \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- **Coeficiente global de transmisión de calor**

  Como indica Cengel y Ghajar (2011), en el análisis de intercambiadores de calor es importante definir el coeficiente global de transmisión de calor que se considera como una relación entre todas las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria del flujo de calor del fluido caliente hacia en frío en una sola resistencia R y expresarla como una razón de transferencia de calor entre los dos fluidos. Por ello, este coeficiente en un intercambiador de tubos viene dado por la ecuación (34), donde se relaciona el radio de tubos exterior e interior (r_o y r_i), los coeficientes de convección de la carcasa y de los tubos (h_o y h_i) y el calor específico de los tubos (k_{tubos}).

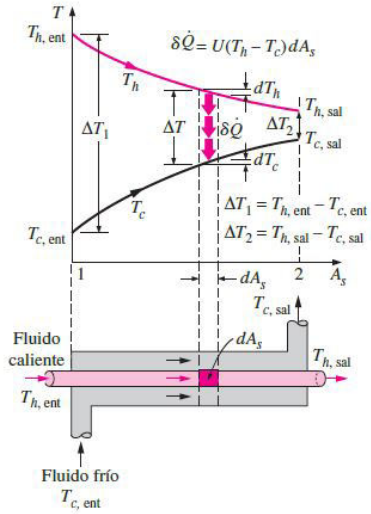
$$U = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i \cdot h_i} + r_o \cdot \frac{ln(r_o/r_i)}{k_{tubos}} + \frac{1}{h_o}} \tag{34}$$

$$U = \frac{1}{\frac{0{,}0212}{0{,}0187 \cdot 71{,}69475} + 0{,}0212 \cdot \frac{ln(0{,}0212/0{,}0187)}{487} + \frac{1}{21{,}411}} = 15{,}99 \ \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- **Diferencia de temperaturas logarítmico media**

  En un intercambiador de calor la diferencia de temperaturas entre los fluidos en cuestión es mucho mas grande en la entrada que en la salida, como se ve en la figura 32. Por lo tanto, definir una diferencia media logarítmica de temperatura es una de las formas mas apropiadas para el análisis de intercambiadores de calor, puesto que se obtiene siguiendo el perfil real de temperaturas de los fluidos a lo largo del intercambiador,lo que permite una representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre estos considerando el decaimiento exponencial de la diferencia de temperatura local (Cengel y Ghajar, 2011).

Figura 32: Diferencia de temperatura a lo largo de un intercambiador de calor



Fuente: Cengel y Ghajar (2011)

Con esta consideración, en la ecuación (35), se describen las relaciones para calcular este parámetro:

$$\Delta T_{lm,cc} = \frac{(T_{airecalientein} - T_{airefrioin}) - (T_{airecalienteout} - T_{airefrioout})}{ln((T_{airecalientein} - T_{airefrioin})/(T_{airecalienteout} - T_{airefrioout}))} \tag{35}$$

$$\Delta T_{lm,cc} = \frac{(801{,}85 - 51{,}64) - (766{,}194 - 10)}{ln((750{,}21)/(756{,}194)} = 753{,}198°C$$

- **Factor de corrección del intercambiador**

  Sin embargo, la diferencia de temperaturas calculada anteriormente, es válida para un intercambiador de flujo paralelo o contraflujo, ya que para otros tipos de intercambiadores las relaciones matemáticas que se obtienen son bastante complejas. Pero gracias a un factor de corrección F, que varía en función de la geometría y las temperaturas del intercambiador, se puede establecer una relación entre el valor calculado con la ecuación (35) y el intercambiador de tubos y corasa que se ha diseñado (Cengel y Ghajar, 2011). Pero antes de ello, según Montes y colaboradores (2014) y Cengel y Ghajar (2011), se deben detener dos razones de temperatura, R y P, que se calculan con las ecuaciones a continuación:

$$R = \frac{T_{airecalientein} - T_{airecalienteout}}{T_{airefrioout} - T_{airefrioin}} \tag{36}$$

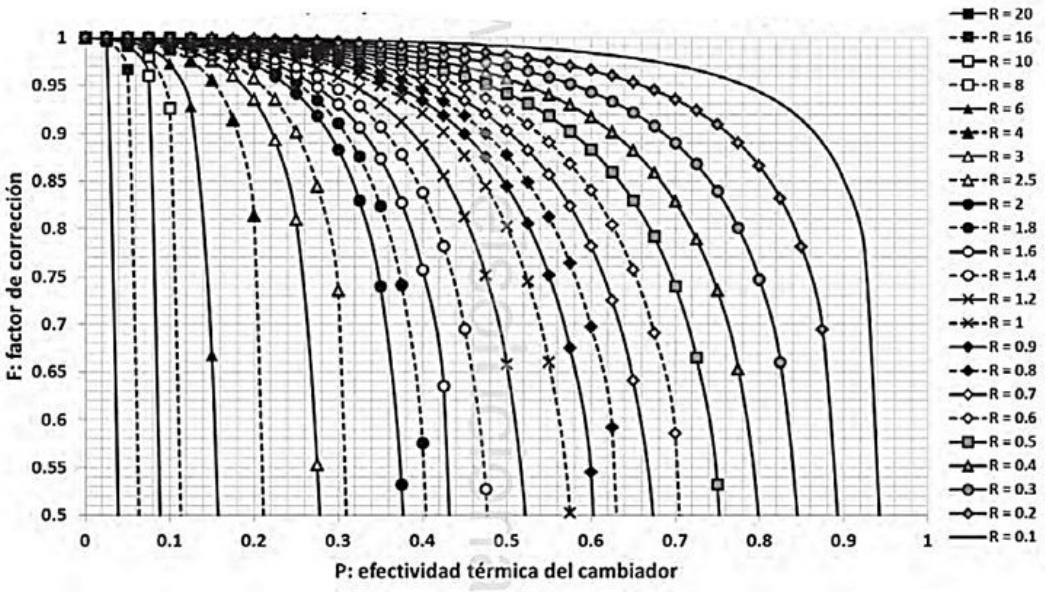
$$P = \frac{T_{airefrioout} - T_{airefrioin}}{T_{airecalientein} - T_{airefrioin}} \tag{37}$$

$$R = \frac{801{,}85 - 766{,}194}{51{,}64 - 10} = 0{,}85$$

$$P = \frac{51{,}64 - 10}{801{,}85 - 10} = 0{,}0525$$

Una vez calculadas estas razones de temperatura, en base a la figura 33, se determina que el factor de corrección F es igual a 1.

Figura 33: Factor de corrección para un intercambiador de calor de un paso por la carcasa y un número de pasos par por los tubos



Fuente: Montes y colaboradores (2014)

- **Cálculo de la longitud de tubos.**

  Finalmente, el último parámetro para definir completamente el intercambiador es la longitud de los tubos, según Montes y colaboradores (2014) este parámetro se calcula en función de la potencia entregada y el área de transferencia total, como se muestra en la ecuación (38)

$$\dot{Q}_{total} = A \cdot \Delta T_{lm,cc} \cdot U \cdot F \tag{38}$$

$$A = \frac{\dot{Q}_{total}}{\Delta T_{lm,cc} \cdot U \cdot F} = \frac{10{,}001 \times 10^3}{15{,}99 \cdot 753{,}198 \cdot 1} = 0{,}844\ m^2$$

Donde el área se refiere específicamente a la superficie de intercambio de calor que viene definida por el área de los tubos, de modo que se tiene:

$$A = \pi \cdot \phi_o \cdot L \cdot n_t \cdot P_L \tag{39}$$

$$L = \frac{A}{\pi \cdot \phi_o \cdot n_t \cdot P_L} = \frac{0{,}844}{\pi \cdot 0{,}0424 \cdot 2 \cdot 16} = 0{,}199\ m \approx 200\ mm$$

- **Calor transferido por el arreglo de tubos del intercambiador.**
  Una vez determinados todos los parámetros principales del intercambiador, se puede calcular la transferencia total de calor que genera el arreglo de los tubos del equipo mediante la ecuación (40):

$$Q_{int} = U \cdot \pi \cdot \phi_o \cdot L \cdot N_t \cdot P_{simple} \cdot \Delta T_{lm,cc} \tag{40}$$

$$Q_{int} = 15{,}99 \cdot \pi \cdot 0{,}0424 \cdot 0{,}2 \cdot 16 \cdot 1 \cdot 753{,}198 = 5133{,}615\ W = 5{,}13\ kW$$

- **Calor generador por la cámara de combustión.**
  Por otro lado, una las partes que aporta energía al sistema es la convección generada por la cámara de combustión, que es la zona donde se conecta la boquilla del quemador y se genera el flujo másico del fluido caliente, para determinar la potencia aportada, se debe calcular la velocidad de flujo de los gases de combustión, que está en función del flujo másico requerido por la cabina y la sección transversal de la cámara de combustión, tal como se ve en la ecuación (41).

$$V_{fcc} = \frac{\dot{Q}_{cab}}{A_{fcc}} \tag{41}$$

Una vez determinada la velocidad del flujo, se puede calcular el número de Reynolds, que según Cengel y Boles (2014), para convección forzada externa a una tubería, viene dado por la ecuación (42):

$$R_e = V_{fcc} \cdot \frac{dcc}{V_{gc}} \tag{42}$$

Para la aproximación del número de Nusselt para un fluído que atraviesa un cuerpo cilindro de manera cruzada, existen una serie de aproximaciones válidas, sin embargo en Cengel y Ghajar (2011) se menciona la ecuación (43), donde se utiliza el número de Reynolds (R_e) y el número de Prandtl (P_r) a una temperatura de aire de 780 °C.

$$N_u = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot {R_e}^{1/2} \cdot {P_r}^{1/3}}{(1 + (0{,}4/P_r)^{2/3})} \cdot \left(1 + \left(\frac{R_e}{282000}\right)^{5/8}\right)^{4/5} \tag{43}$$

Con el número de Nusselt, se aplica la ecuación con la que se ha venido determinando los coeficientes de convección en posteriores ocasiones, solo que considerando la conductividad térmica del aire a la temperatura de 780 °C y el diámetro de la cámara de combustión (d_{cc}).

$$h_{cc} = \frac{k_{gcomb} \cdot N_u}{dcc} \tag{44}$$

De este modo, la potencia generada por la cámara de combustión viene expresada por la ecuación (45):

$$Q_{cc} = \frac{h_{cc} \cdot \pi \cdot d_{cc} \cdot L \cdot T_{gcomb}}{1000} \tag{45}$$

Sin embargo, tanto la ecuación (44) como la ecuación (45), están en función de las características dimensionales de la cámara; es decir, depende tanto del diámetro como de la longitud, la misma que debe ser igual a la longitud de los tubos del intercambiador, por lo tanto $L = 200$. Por otro lado, se puede generar mas o menos potencia variando el diámetro de la cámara, pero como se verá en la siguiente sección esto afecta en la eficiencia del sistema, por ello en la tabla 16 se ve la potencia generada a distintos diámetros.

Tabla 16: Cálculo de potencia generada a diferentes diámetros de la cámara de combustión.

Párametros de la cámara de combustión con diferentes diámetros.					
Diametro (mm)	**Velocidad de flujo (m/s)**	**Numero de Reynolds** (R_e)	**Numero de Nusselt** (N_u)	**Coeficiente de conveccion** ($\frac{W}{m^2 \cdot K}$)	**Potencia generada (kW)**
100	181.6149	$4{,}3242 \times 10^5$	$2{,}011 \times 10^3$	$1{,}3074 \times 10^3$	86.7492
200	45.4037	$2{,}1621 \times 10^5$	585.3139	190.227	25.2433
300	20.1794	$1{,}4414 \times 10^5$	310.0102	67.1689	13.3701
320	17.358	$1{,}3513 \times 10^5$	281.8041	57.2414	12.1536
340	15.7106	$1{,}2718 \times 10^5$	258.015	49.3264	11.1276

360	14.0135	$1{,}2012 \times 10^5$	237.7237	42.9223	10.2525
380	12.5772	$1{,}1379 \times 10^5$	220.2431	37.6732	9.4986
400	11.3509	$1{,}081 \times 10^5$	205.05	33.3206	8.8434
420	10.2956	$1{,}0296 \times 10^5$	191.7405	29.6741	8.26963
440	9.3809	$9{,}8276 \times 10^4$	179.998	26.5906	7.7629

Fuente: Autores

6.2.7. Determinación de la eficiencia del equipo

Finalmente, para determinar la eficiencia del intercambiador, se debe considerar las dos partes que generan potencia calorífica que son: el arreglo de tubos y la cámara de combustión, por lo que la potencia total entregada viene dada por la expresión 46:

$$Q_{intercambiador} = Q_{arreglo,tubos} + Q_{camara,combustion} \tag{46}$$

De este modo, teniendo en cuenta que la eficiencia de un equipo térmico viene dada por la razón entre la potencia útil y la potencia(Cengel y Boles, 2014); para el caso del intercambiador estos parámetros vendrían a ser: la potencia requerida por la cabina y la potencia dada por intercambiador, respectivamente. La eficiencia se puede calcular con la ecuación (47):

$$\eta = \frac{Q_{cabina}}{Q_{intercambiador}} \tag{47}$$

Otra consideración crucial que menciona Cuzco y Domínguez (2019),es que la potencia total entregada debe ser un tanto mayor a la requerida por la cabina (aproximadamente 20 %) puesto que el equipo se diseña en torno a condiciones ideales; por otro lado la potencia del quemador a medida que aumenta su altura sobre el nivel del mar, pierde aproximadamente un 17 % de rendimiento, por lo que, con estas condicionales es necesario que la relación planteada en 48 se cumpla.

$$Q_{intercambiador} - 17\,\% \geq Q_{cabina} + 20\,\% \tag{48}$$

Por lo tanto, con todas las consideraciones descritas anteriormente, se muestra la tabla 17, que es un resumen de las eficiencias que se generan con distintos diámetros en la cámara de combustión; evidenciando que a medida que aumenta este parámetro la eficiencia también lo hace, sin embargo para diámetros mayores o iguales a 400 mm, la potencia generada no es suficiente para cubrir la necesidad. Por lo que, se escoge el diámetro de 380 mm que produce

una eficiencia del 68 % y adicionalmente cumple con la condición estipulada en la ecuación (48).

Tabla 17: Eficiencia del equipo.

Potencia entregada por el arreglo de tubos (kW).	Diámetro de la cámara de combustión (mm)	Potencia entregada por la cámara (kW)	Potencia total (kW)	Condición de pérdidas.	Eficiencia (%)
5.12	100	86.7492	91.8972	76.2746≥12.0012	10.88
	200	25.2433	30.3373	25.1799≥12.0012	32.96
	300	13.3701	18.5001	15.355≥12.0012	54.05
	320	12.1536	17.2883	14.3492≥12.0012	57.84
	340	11.1276	16.2576	13.4938≥12.0012	61.51
	360	10.2525	15.3825	12.7674≥12.0012	65.01
	380	9.4986	14.6286	12.1417≥12.0012	68.36
	400	8.8434	13.9734	11.5979≥12.0012	n/a
	420	8.26963	13.39963	11.1216≥12.0012	n/a
	440	7.7629	12.8929	10.701≥12.0012	n/a

Fuente: Autores

6.2.8. Selección del equipo quemador

Una vez determinados todos los parámetros necesarios del intercambiador de calor con su respectiva cámara de combustión, se pudo concluir que la potencia mínima a generar para el equipo es de 14.6286 kW. Por lo tanto, con la revisión de algunos distribuidores de este tipo de equipos a nivel nacional, se pudo determinar dos quemadores totalmente útiles para la aplicación, cuyas características vienen dadas en la tabla 18.

Tabla 18: Características de los quemadores disponibles en el marcado global.

Características-quemador.	Powerflame FDM 75	Baltur BTG 3
Rango de potencia térmica (kW)	9-220	16.6-42.7
Medio de control de potencia.	• Control por etapas (on/off) • Control modular para regulación de aire	Válvula proporcional de 4-20 mA comandada por equipo Honeywell T775A2009 con salida modular.
Costo ($)	• 6600 • 9500	1200

Fuente: Autores

Como se puede observar en la tabla 18, el equipo que cumple con las características idóneas para su implementación en el equipo, es el FDM 75, sin embargo su costo es bastante elevado y las prestaciones adicionales que incluye, sobredimensionarían el equipo de manera innecesaria. Por ello, sacrificando en cierta medida, la eficiencia del horno se escoge el equipo baltur BTG 3 (ver Anexo 3) el cual su costo es menor y las características que otorga son mas apegadas a lo que requiere la cámara de deshidratación.

6.2.9. Determinación del ventilador para el equipo

La selección del ventilador adecuado para el sistema en cuestión involucra la determinación de la presión requerida por el sistema. Dicha presión se divide en varias secciones como son: la caída de presión en el intercambiador de calor y la presión existente en las campanas de inyección de aire. Estos valores son finalmente sumados obteniendo un valor a considerar en la selección del componente tratado.
El cálculo de la caída de presión del intercambiador tiene su sustento en la teoría expuesta en Cengel y Ghajar (2011), donde la expresión se define como la diferencia entre presiones de entrada y salida del banco de tubos. La expresión empleada es:

$$\Delta P = N_L \cdot f \cdot X \cdot \frac{\rho \cdot V_{max}^2}{2} \tag{49}$$

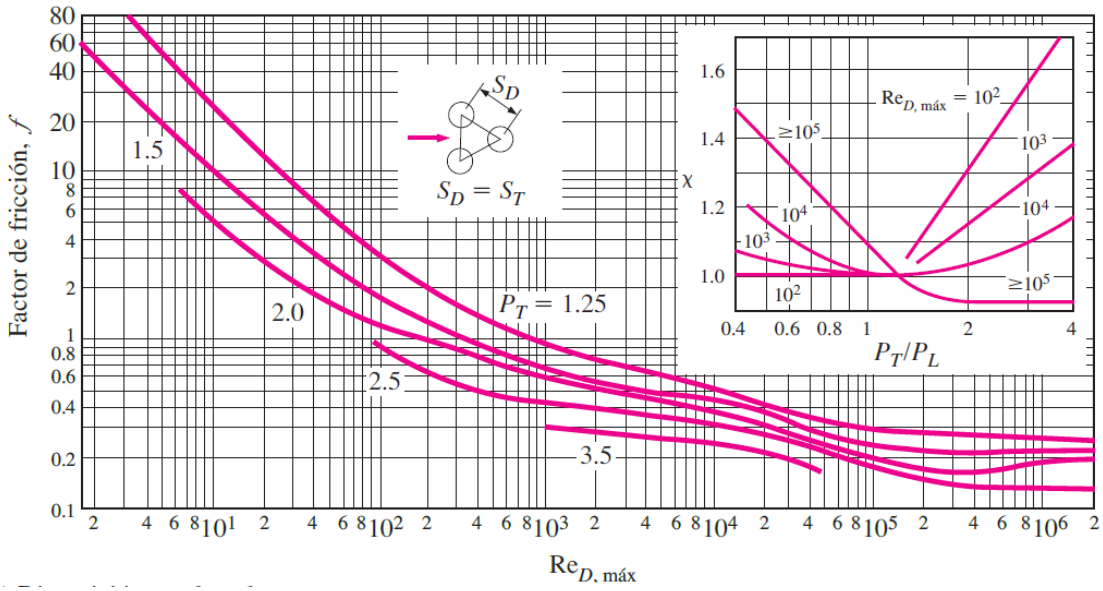
Donde f es el factor de fricción, X es el factor de corrección, V_{max} es la velocidad máxima y N_L es el número de filas de tubos del intercambiador. Cabe mencionar que la densidad del aire (ρ) es la comprendida para una temperatura media igual a:

$$T_{med} = \frac{T_{min} + T_{pos}}{2} \tag{50}$$

$$T_{med} = \frac{10 + 51{,}64}{2} = 30{,}82°C$$

Los factores de fricción y corrección son determinados en función de una gráfica de curvas que a su vez, dependen de si la disposición de tubos alineada o escalonada. Como ya se ha determinado, la disposición del intercambiador es de tipo escalonada; por lo tanto:

Figura 34: Factor de fricción f y factor de corrección X para una disposición escalonada



Fuente: Cengel y Ghajar (2011)

Finalmente, con los datos estimados se tiene la siguiente caída de presión:

$$\Delta P = 4 \cdot 0{,}17 \cdot 1{,}4 \cdot \left(\frac{1{,}161 \cdot 37{,}533^2}{2} \right) = 778{,}51 Pa$$

Debido a que el diseño del equipo posee campanas de conducción de aire; éstas deben ser tomadas a consideración en el cálculo actual de pérdidas de presión. Tomando como sustento teórico los manuales de ASHRAE (2019) y el documento publicado por Comité en Ventilación Industrial (1988), las pérdidas en accesorios viene dada por el siguiente proceso en el cual, para la campana de inyección de aire en la cámara se considera que la velocidad media de los gases es $v = 0{,}375 m/s$. El área transversal del horno tiene un valor de $A_h = 1438 \cdot 1538 = 2{,}212 m^2$. Con estos valores se emplea la relación velocidad-área para la obtención del caudal Q.

$$Q = v \cdot A_h \tag{51}$$

$$Q = 0{,}375 \cdot 2{,}212 = 0{,}8295 m^3/s$$

Con las medidas del accesorio (campana), se determina su área transversal menor $a = 0{,}2 \cdot 0{,}2 = 0{,}04 m^2$. Con este valor y el caudal previamente determinado, se despeja la velocidad necesaria dento de los ductos de la expresión 51.

$$V = 0{,}8295/0{,}04 = 20{,}738 m/s$$

Como paso final, la caída de presión viene definida por:

$$h = F \cdot PD \tag{52}$$

Donde F viene definida por la tabla 19 en función del ángulo de la campana y de su forma.

Tabla 19: Factor F de pérdidas en accesorio tipo campana.(Comité en Ventilación Industrial, 1988)

θ	Circular	Rectangular
15°	0.15	0.25
30°	0.08	0.16
45°	0.06	0.15
60°	0.08	0.17
90°	0.15	0.25
120°	0.26	0.35
150°	0.40	0.48

Fuente: Autores

Por otra parte, PD es la presión dinámica del accesorio; definiéndose de la siguiente manera:

$$PD = \left(\frac{V}{1{,}289}\right)^2 \tag{53}$$

En consecuencia, la expresión (52) quedaría de la siguiente manera:

$$h = F \cdot \left(\frac{V}{1{,}289}\right)^2 \tag{54}$$

$$h_{cab} = 0{,}17 \cdot \left(\frac{20{,}738}{1{,}289}\right)^2 = 44 Pa$$

Para la campana de admisión de aire del intercambiador de aire se sigue el mismo procedimiento. Se dispone de una área de $A = 0{,}304 \cdot 0{,}531 = 0{,}1614 m^2$; por lo que resulta en un caudal $Q = 0{,}375 \cdot 0{,}1614 = 0{,}06053 m^3/s$. A continuación, su velocidad resulta en un valor de $V = 0{,}06053/0{,}04 = 1{,}513 m/s$. Aplicando la expresión (54), se obtiene:

$$h_{inIC} = 0{,}17 \cdot \left(\frac{1{,}513}{1{,}289}\right)^2 = 0{,}234Pa$$

En el cálculo del último accesorio (campana de salida del intercambiador), gracias a que el flujo de aire se encuentra en dirección contraria a las situaciones anteriores, se introduce una expresión para la determinación del flujo:

$$Q = 0{,}75 \cdot v \cdot \left(10 \cdot X^2 + A\right) \tag{55}$$

donde v es la velocidad de los gases, X es la distancia focal de admisión de aire hacia la campana y A es el área de entrada de aire. Por lo tanto, reemplazando valores:

$$Q = 0{,}75 \cdot 0{,}375 \cdot \left(10 \cdot 0{,}859^2 + 0{,}093636\right) = 2{,}102m^3/s$$

Ya con el caudal obtenido, se determina la velocidad $V = 2{,}102/0{,}093636 = 22{,}449m/s$ y se obtiene una caída de presión igual a:

$$h_{outIC} = 0{,}17 \cdot \left(\frac{22{,}449}{1{,}289}\right)^2 = 51{,}56Pa$$

Como proceso final, la caída de presión del sistema es la sumatoria de los valores previamente determinados.

$$h_{total} = 778{,}51 + 44 + 0{,}234 + 51{,}56 = 874{,}304Pa = 3{,}51inH2O$$

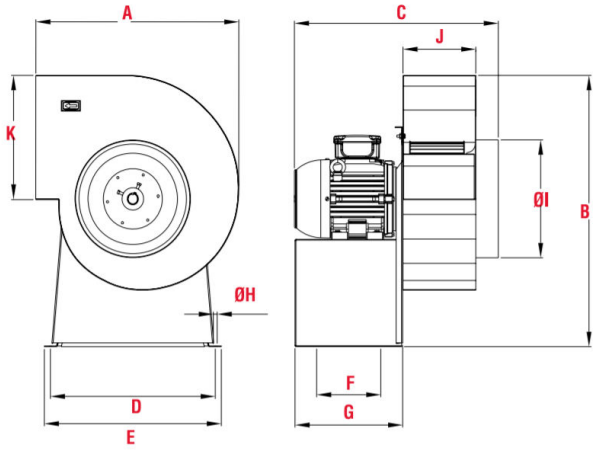
La selección del ventilador se encuentra en función de la potencia necesaria para el sistema. Dicho valor es influenciado por la caída de presión previamente determinada(h_{total}), el caudal requerido por la cabina Q_{cab} y la eficiencia del ventilador η; como se indica en la siguiente expresión tomada de Airtec (2012):

$$HP = \frac{Q_{cab} \cdot h_{total}}{6356 \cdot \eta} \tag{56}$$

$$HP = \frac{3022{,}37 \cdot 3{,}51}{6356 \cdot 0{,}75} = 2{,}23HP$$

En base a lo obtenido, se opta por escoger un ventilador centrífugo de álabes curvos adelantados de la marca S&P, de la familia CEB-T, modelo CET-5000. Sus características son aproximadas a lo determinado, y se exponen a continuación:

Figura 35: Características del ventilador CEB-T de la marca S&P (ver Anexo 2)



*Los valores de velocidad, potencia, voltaje e intensidad son nominales

Modelo	Velocidad RPM	Potencia HP	Tensión Volts	Intensidad A	Caudal a descarga libre m³/hr / CFM	Potencia sonora dB(A)*	Peso aprox. kg
CEB-800	1550	1/20	127	1.60	800 / 471	53	6
CEB-1200	1625	1/10	127	1.35	1,200 / 706	56	6
CEB-2000	1740	1/2	127 / 220	10.8 / 4.6	1,900 / 1,118	60	11
CEB-2600	1755	3/4	127 / 220	13.6 / 6.10	2.600 / 1,529	63	25
CET-2000	1725	1/2	208-230 / 460	1.98-2.2 / 1.1	1,900 / 1,118	60	11
CET-2600	1725 / 1425	3/4	208-230 / 460	2.8-3.2 / 1.6	2,600 / 1,529	63	25
CET-4000	1760	1 1/2	208-230 / 460	4.20 / 2.10	3,950 / 2,324	72	28
CET-5000	1750	2	230 / 460	5.70 / 2.80	5,200 / 3,059	75	32
CET-6000	1765	3	230 / 460	7.80 / 3.90	6,500 / 3,824	80	34

*Nivel sonoro medido de acuerdo con las normas AMCA 300 / 05 y 301 / 05

Fuente: Soler&Palau Ventilation Group (2021)

Mediante simulación se pudo determinar que para garantizar una velocidad de 0.8 m/s dentro de la cámara, en las salidas de extracción debe existir un flujo másico de 0.31 kg/s en cada, de tal forma que si se considera la densidad del aire a 105 $^{\circ}$ C se obtiene que el flujo volumétrico de extracción debe ser de 1195.148 m^3/h, de tal forma que el extractor disponible en el mercado local es el equipo CRHL-T-12 de la marca S&P, y cuyas características se puede ver a continuación:

Tabla 20: Caracteristicas del extractor CRHL-T-12 (ver Anexo 4)

Caracteristicas-extractor.	**CRHL-T-12**
Caudal máximo de operación (m^3/h)	1620
Presión estática. (mmwg)	4

Altitud (m)	2560
Potencia (Hp)	0.25

Fuente: Autores

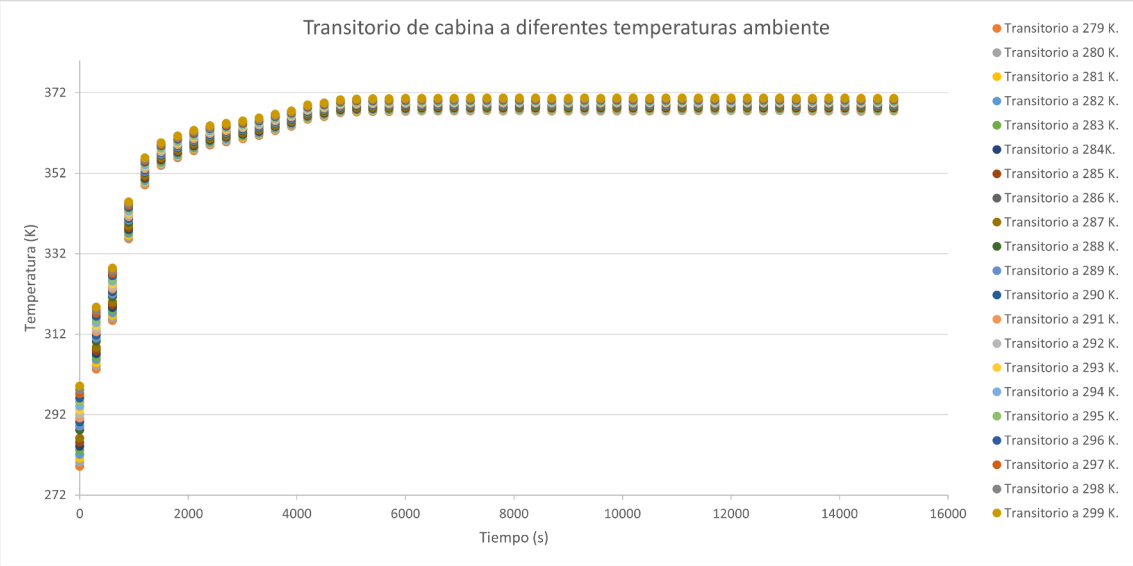
6.3. Diseño del sistema de control de la temperatura y humedad.

Para la realización del sistema de control de temperatura de la cámara, es de crucial importancia definir las funciones de transferencia de cada uno de los componentes que intervienen dentro del proceso, es por ello que esta subsección se encuentra dividida en 4 partes fundamentales que son: determinación de la función de transferencia de la cámara de secado, función de transferencia del intercambiador de calor, definición de la planta completa y diseño del controlador.

6.3.1. Determinación de la función de transferencia del cuarto de secado.

Para esta parte, se recurre al proceso de simulación para obtener un comportamiento transitorio de la temperatura en función del tiempo dentro de los primeros instantes de funcionamiento de la cámara. Para ello, se realizó la medición de temperatura en el interior de la cámara cuando se le ingresa aire caliente a una temperatura de 105 °C a una velocidad de ingreso 0.8 m/s, considerando el comportamiento convectivo de las paredes con el medio externo y la influencia de la temperatura ambiente como perturbación. Como este último parámetro varía a lo largo de día, se realizó varias simulaciones para aproximar el comportamiento del cuarto, dando como resultado la figura 36:

Figura 36: Comportamiento transitorio de la cabina sometida a diferentes temperaturas ambiente



Fuente: Autores

Como se aprecia en la figura 36, el comportamiento de la cabina puede ser fácilmente ajustable a un modelo de primer orden, sin embargo, se debe considerar que entre la temperatura inferior (279 K) y la temperatura superior (299 K) existe una diferencia en el valor estable de aproximadamente de 5 grados; por lo que el ajuste del comportamiento debe limitarse en torno a un punto de operación, que para este caso será una temperatura media basada en el comportamiento de este parámetro a lo largo del día. Para ello, se tiene la tabla 21, donde se indican las mediciones de temperatura de un día en la ciudad de Cuenca y la temperatura media a la que se va ajustar el modelo.

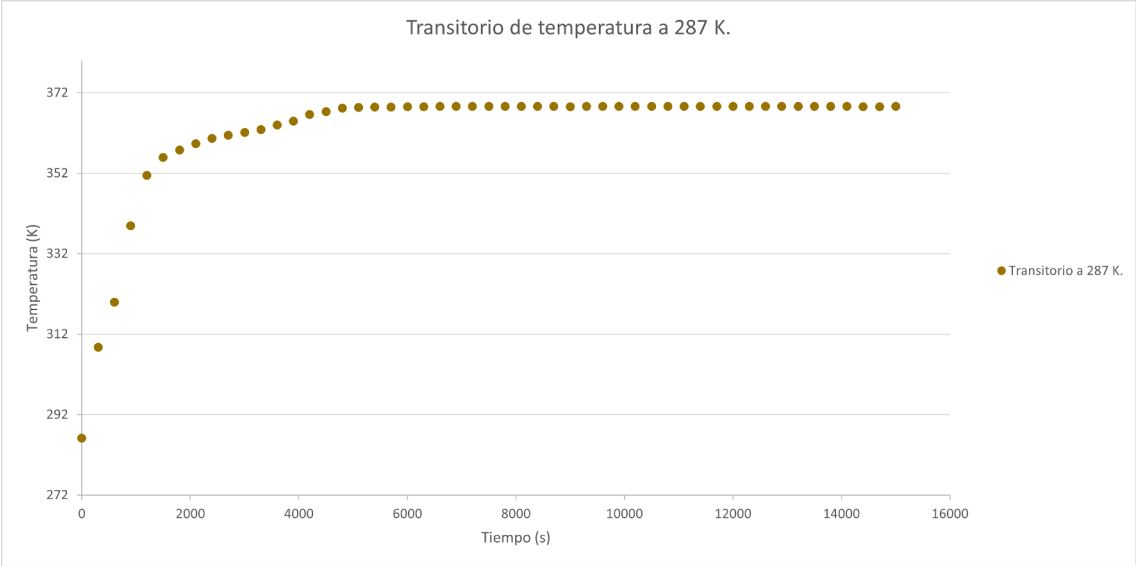
Tabla 21: Temperatura diaria en la ciudad de Cuenca.

Mediciones de temperatura en la ciudad de Cuenca en un período de un dia.			
N de muestra	**Temperatura (°C)**	**N de muestra**	**Temperatura (°C)**
1	18.6	12	12.9
2	18.4	13	11.7
3	20.3	14	11.4
4	18.9	15	10.6
5	19.4	16	9.9
6	18.9	17	9.6
7	19	18	9.3
8	17.6	19	8.9
9	16.2	20	8.6
10	15.2	21	9.4
11	14.4	22	11
Temperatura media (°C)			
14.00			

Fuente: Autores

Como se puede notar en la tabla 21, el punto de operación para realizar el ajuste es de 14 °C, por lo tanto, se considera la respuesta transitoria del sistema en torno a este valor, pudiéndose apreciar en la figura 37 esta curva:

Figura 37: Comportamiento transitorio de la cabina a temperatura ambiente de 287 K (14 °C)



Fuente: Autores

Para el ajuste, de la curva se utilizará el proceso experimental mencionado en Favela (2017) que utiliza dos puntos ubicados en la región de máxima razón de cambio y que coinciden con la respuesta al escalón proporcionada por el modelo y la respuesta obtenida por el proceso real, de modo que se aproxima a una función de transferencia de primer orden de la forma:

$$G(s) = \frac{K \cdot e^{-\theta \cdot s}}{\tau \cdot s + 1} \tag{57}$$

Para ello, los pasos establecidos para realizar el ajuste son:

1. Cálculo del valor de la ganancia K, por medio de la razón entre la magnitud del cambio escalón de entrada Δm y el cambio de magnitud de la respuesta de salida Δc.

2. Encontrar los dos puntos de interés, que de manera muy resumida son los puntos cuando la curva alcanza el 28.3 % y el 63.2 % de su valor final.

3. Encontrar los valores de tiempo donde ocurren estos puntos, siendo T_1 y T_2 respectivamente.

4. Finalmente, con estos datos calcular los parámetros de la función de transferencia por medio de la siguientes ecuaciones:

$$\tau = \frac{3}{2} \cdot (t_2 - t_1) \tag{58}$$

$$\theta = t_2 - \tau \tag{59}$$

No está por demás indicar, que estas ecuaciones determinan valores de referencia y que una vez encontrados todos los parámetros, estos pueden modificarse entorno a estos valores para generar un mejor ajuste. Con estas consideraciones, en la tabla 22 se muestra los parámetros calculados.

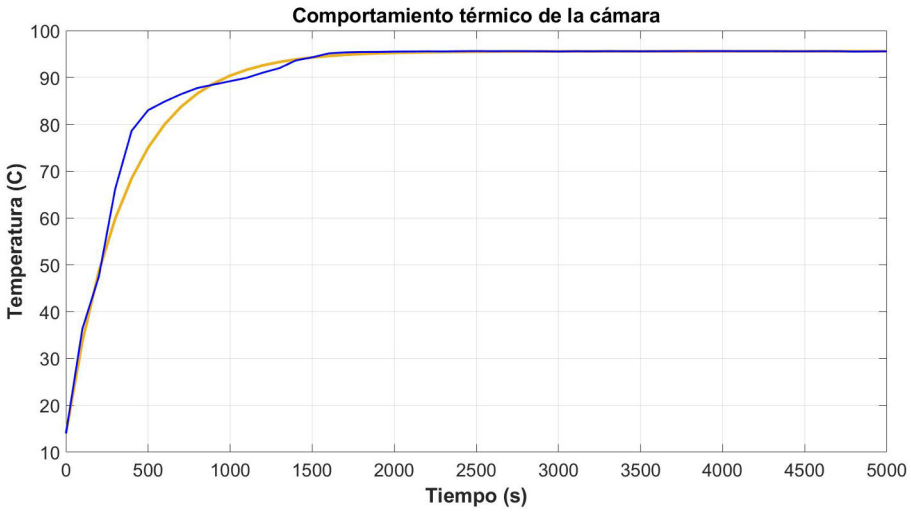
Tabla 22: Parámetros de ajuste calculados para la función de transferencia.

Parámetros	**Valor.**	**Parámetro**	**Valor**
Δm	105	T_1	298.108
Δc	81.6007	T_2	55.9058
K	0.7771	τ	363.3036
P1 (63.2 %)	51.5815	θ	0
P2(28.3 %)	23.1312		

Fuente: Autores

Como se ve en la tabla, se ha anulado el valor de θ puesto que es el parámetro que se encarga de generar un retardo de tiempo, y como se vio en las figuras 37 y 36, la señal de salida no presenta un retardo de tiempo. Para evaluar, el ajuste realizado, se utilizará el coeficiente de correlación como referencia, y será medido con respecto a la señal obtenida con la señal simulada. De esta forma, el valor de correlación calculado es de 0.9917, indicando que la aproximación de la curva obtenida, con la real es bastante buena. A manera de comprobación gráfica, se muestra la figura 38:

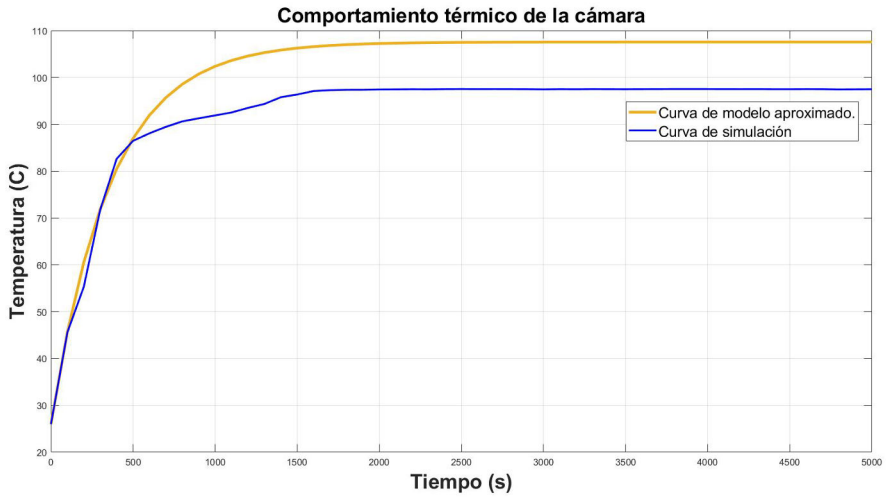
Figura 38: Respuesta al escalón de la función de transferencia obtenida, conjuntamente con la respuesta real del sistema, en torno al punto de operación.



Fuente: Autores

Sin embargo, el ajuste que se realiza por medio de este método no considera la variación de la temperatura ambiente, por lo que para valores fuera del punto de operación existe una diferencia considerable respecto al punto de valor estable de la señal simulada vs la obtenida con el modelo, un claro ejemplo se puede ver en la figura 39.

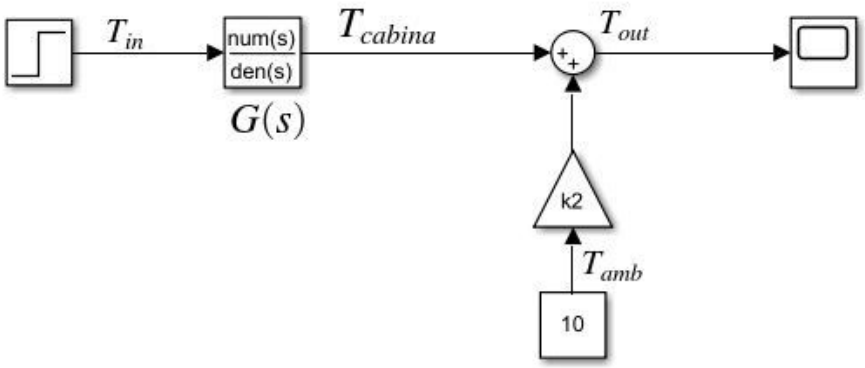
Figura 39: Respuesta al escalón de la función de transferencia obtenida, conjuntamente con la respuesta real del sistema, a una temperatura ambiente de 26°C.



Fuente: Autores

Para la corrección de este error, se debe considerar en el modelo el efecto de la temperatura ambiente como se muestra en el diagrama de bloques de la figura 40, donde se considera una entrada escalón de temperatura de 105° C (T_{in}) que representa la temperatura proveída por el intercambiador (ver sección 6.2.6) de calor, la función de transferencia de la cámara (G(s)) y la temperatura ambiente (T_{amb}) que se representa como una perturbación constante y se la modela como una ganancia dentro del sistema. Para tener la temperatura interna de la cámara (T_{out}).

Figura 40: Diagrama de bloques para el modelo de la cabina de secado, considerando a la temperatura como perturbación externa.



Fuente: Autores

En base a la figura 40, la ecuación de temperatura de salida de todo el sistema puede establecerse como:

$$T_{out}(s) = G(s) \cdot T_{in}(s) + T_{amb}(s) \cdot k_2$$

$$T_{out}(s) = \frac{k_1}{363{,}1s + 1} \cdot \frac{105}{s} + \frac{T_{amb}}{s} \cdot k_2$$

Aplicando el teorema del valor final Nise (2014), se puede obtener el valor de las constantes de la siguiente manera:

$$T_{out}(\infty) = \lim_{s \to 0} s \cdot T_{out}(s) \tag{60}$$

$$T_{out}(\infty) = k_1 \cdot 105 + T_{amb} \cdot k_2$$

Como se observa, esta ecuación debe cumplirse para un rango de temperatura ambiente alrededor del valor nominal. Bajo la suposición de aproximación lineal alrededor de la

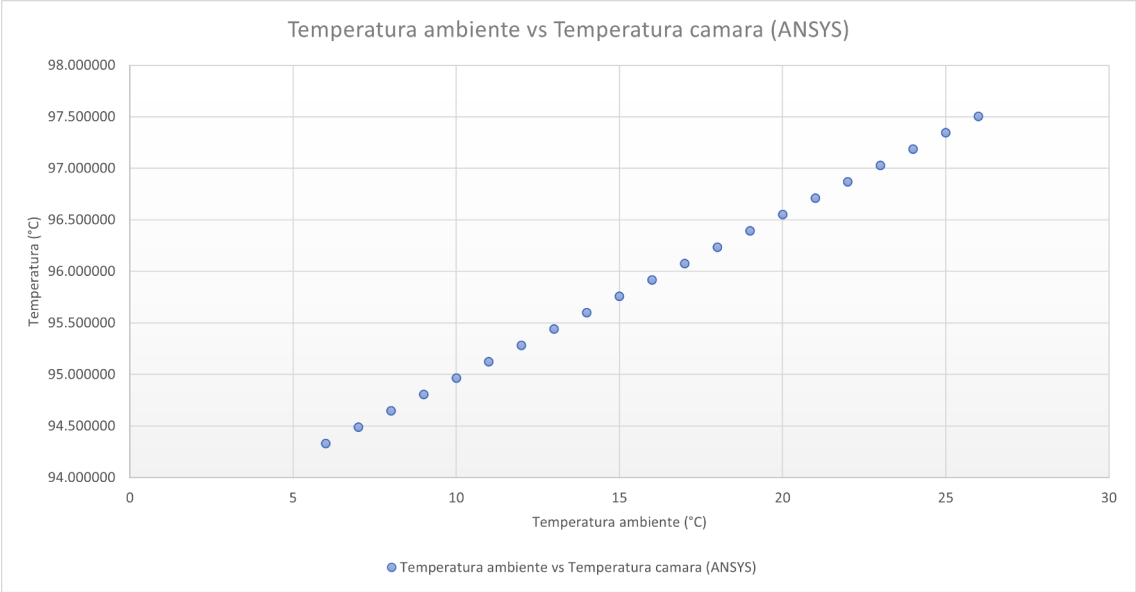
condición de operación nominal se va a considerar esta ecuación para una temperatura ambiente de 14 °C con $T_{out}(\infty) = 95{,}6439$ °C y para una temperatura ambiente de 26 °C con $T_{out}(\infty) = 95{,}6439$ °C, esta suposición se puede tomar en cuenta ya que el comportamiento de la planta en estado estable ante la variación de temperatura ambiente tiene un cambio lineal, tal como se aprecia en la figura 41. Para más detalle en la tabla 23 se indican los valores de estado estable a las diferentes temperaturas ambiente simuladas:

Tabla 23: Datos fuente del valor estable de temperatura a diferentes temperaturas ambiente.

Temperatura ambiente $(T_{amb})°C$	**Temperatura en estado estable** $(T_{out})°C$	**Temperatura ambiente** $(T_{amb})°C$	**Temperatura en estado estable** $(T_{out})°C$
6	87.6	**17**	96.1
7	88.6	**18**	96.2
8	89.6	**19**	96.4
9	90.6	**20**	96.6
10	91.6	**21**	96.7
11	92.6	**22**	96.9
12	93.6	**23**	97.0
13	94.6	**24**	97.2
14	95.6	**25**	97.4
15	95.8	**26**	97.5
16	95.9		

Fuente: Autores

Figura 41: Variación lineal de la temperatura en estado estable de la cámara con respecto a la temperatura ambiente.



Fuente: Autores

De tal modo que el sistema de ecuaciones que se forma es:

$$95{,}6439 = 105 \cdot k_1 + 14 \cdot k_2$$

$$97{,}5434 = 105 \cdot k_1 + 26 \cdot k_2$$

Donde $k_1 = 0{,}8898$ y $k_2 = 0{,}1583$ dando como resultado final el modelo de la cabina en lazo abierto, tal y como se muestra en la figura 43:

Figura 42: Diagrama de bloques para el modelo ajustado de la cabina de secado.

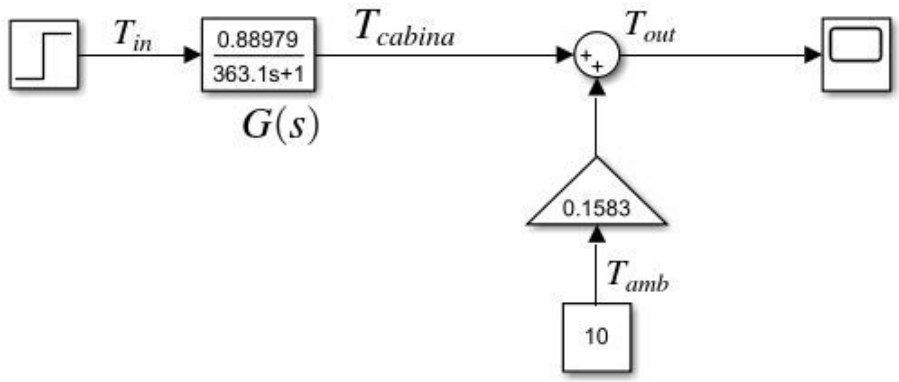


Figura 43: Diagrama de bloques para el modelo ajustado de la cabina de secado.

Fuente: Autores

Sin embargo, como la temperatura ambiente no es obligatoriamente la condición inicial de la función de transferencia al interior del horno, se debe determinar el valor de este parámetro para cada una de las temperaturas ambientes; para ello, se utiliza la solución de la ecuación de estado, mostrada en la ecuación (61):

$$x(t) = x(0) \cdot e^{A \cdot t} + \int_0^t e^{A(t-\tau)} \cdot B \cdot u(\tau) \cdot d\tau \tag{61}$$

Como se puede notar en la ecuación (61), es necesario migrar el modelo hacia su representación en espacio de estados, por lo tanto pasando la planta a esta forma de representación se tiene:

$$A = \frac{-1}{363{,}3} = -2{,}7525 \times 10^{-3} \quad B = \frac{0{,}8894}{363{,}3} = 2{,}4481 \times 10^{-3}$$

$$C = 1 \qquad\qquad D = 0$$

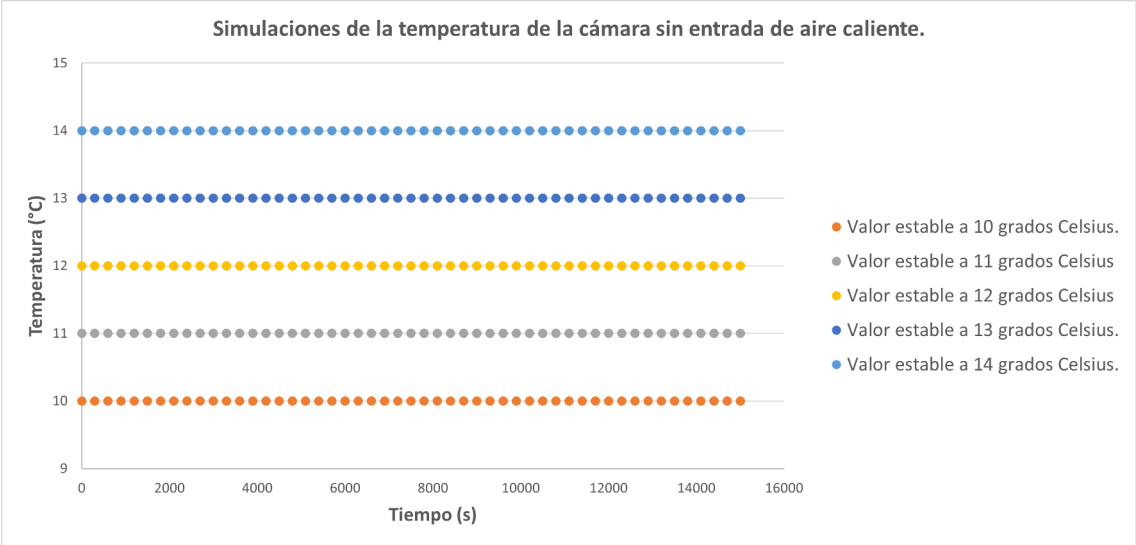
Por lo tanto, aplicando la ecuación (61) y considerando t=0, se tiene:

$$T_{out}(0) = T_{cabina}(0) \cdot e^{\frac{-1}{363} \cdot 0} + \int_0^0 e^{\frac{-1}{363}(t-\tau)} \cdot \frac{0{,}8894}{363{,}3} \cdot u(\tau) \cdot d\tau + 0{,}1583 \cdot T_{amb}(0) \tag{62}$$

$$T_{out}(0) = T_{cabina}(0) + 0{,}1583 \cdot T_{amb}(0)$$

Como se puede observar en la figura 44, si a la cámara se le ingresa aire a una $T_{in} = 0$ a una determinada temperatura ambiente, por equilibrio térmico el valor estable de temperatura que alcanzará la cámara tenderá a igualar al de temperatura ambiente, por lo que se puede asumir que $T_{out}(0) = T_{amb}$, de modo que se tiene la siguiente expresión de la ecuación (63):

Figura 44: Valor en estado estable de la cámara sin ingreso de aire caliente.



Fuente: Autores

$$T_{cabina}(0) = T_{amb} - 0{,}1583 \cdot T_{amb}(0) \tag{63}$$

Por lo que en base a la ecuación (63), se obtiene la tabla 24:

Tabla 24: Condiciones iniciales para la función de transferencia del horno.

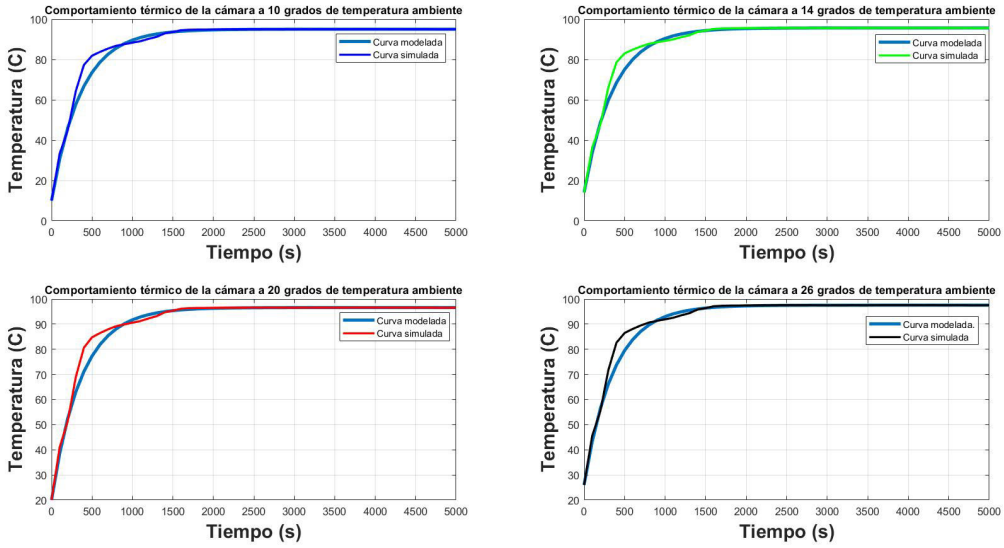
$T_{out}(0)$	$T_{amb}(0)$	**CI**	$T_{out}(0)$	$T_{amb}(0)$	**CI**
9	9	7.5753	18	18	15.1506
10	10	8.417	19	19	15.9923
11	11	9.2587	20	20	16.834
12	12	10.1004	21	21	17.6757
13	13	10.9421	22	22	18.5174
14	14	11.7838	23	23	19.3591
15	15	12.6255	24	24	20.2008
16	16	13.4672	25	25	21.0425
17	17	14.3089	26	26	21.8842

Fuente: Autores

Con el nuevo modelo de estado de G(s) de la figura 43 se obtienen los resultados de la figura

45:

Figura 45: Resultado del modelado dinámico térmico de la cabina de secado

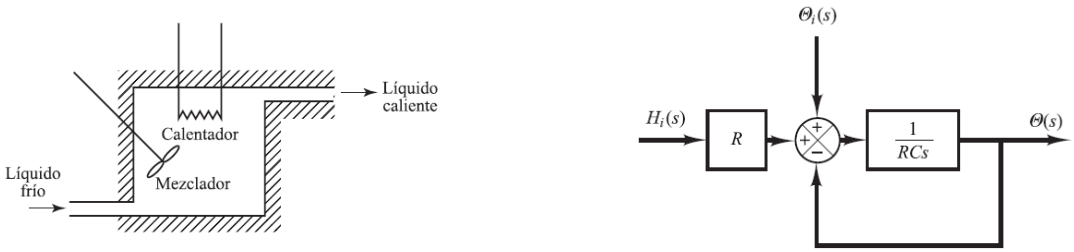


Fuente: Autores

6.3.2. Determinación de la función de transferencia del intercambiador de calor.

Para la determinación de la función de transferencia del intercambiador de calor, se va a utilizar un modelo de parámetros concentrados, el mismo que considera a los fluidos en juego como sustancias que presentan una resistencia al flujo de calor y una capacitancia térmica insignificante (Ogata, 2010). Con esta consideración, el modelo a determinar se puede apreciar en la figura 46 donde se muestra la estructura del sistema térmico como el diagrama de bloques a considerar, que si bien es cierto toma en cuenta en la entrada y la salida un flujo de líquido, su aplicación puede ampliarse hacia el aire, teniendo en cuenta las propiedades térmicas de este como su calor específico, resistencia y capacitancia térmica, adicionalmente el modelo no considera el estado físico del fluido que circula por su interior, por lo que es indiferente si es un líquido o un gas.

Figura 46: Modelado de un sistema térmico.



(a) Estructura del sistema térmico a modelar.

(b) Diagrama de bloques del sistema térmico

Fuente: Ogata (2010)

Donde:

$$\Theta_i = \text{Temperatura en estado estable del fluido que entra (°C)}$$
$$\Theta_o = \text{Temperatura en estado estable del fluido que sale (°C)}$$
$$G = \text{velocidad del flujo del fluido en estado estable (kg/s)}$$
$$M = \text{masa del fluido en el tanque (kg)}$$
$$c\text{=calor específico del fluido (J/kg· C)}$$
$$R = \text{resistencia térmica } (°C \cdot s/J)$$
$$C = \text{capacitancia térmica } (J/°C)$$
$$\bar{H} = \text{entrada del flujo de calor en estado estable (kJ/s)}$$

De este modo, la función de transferencia del sistema térmico de la temperatura de salida con respecto a la potencia calorífica entregada es:

$$\frac{\Theta(s)}{H_i(s)} = \frac{R}{RCs + 1} \tag{64}$$

Instanciando todos estos parámetros hacia el intercambiador de calor diseñado, se tiene la tabla 25, donde los datos fueron extraídos mediante análisis CFD del intercambiador de calor:

Tabla 25: Parámetros para ajuste de la función de transferencia del intercambiador de calor.

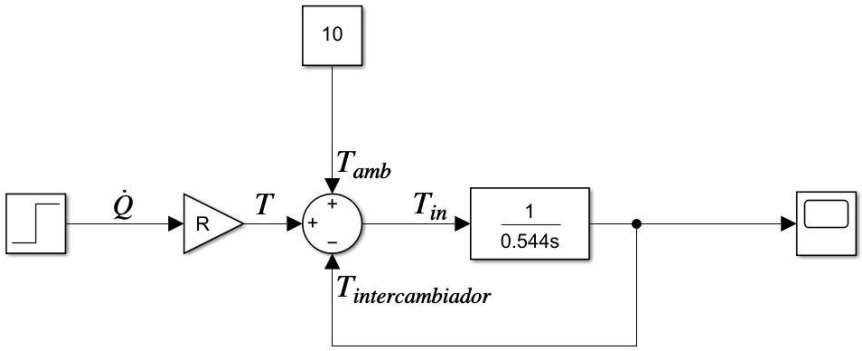
Parámetros	Valor
Velocidad de flujo (G)	0.12941233
Masa del fluido dentro de la corasa (kg).	0.0704
Calor específico del aire (J/kg· C).	3.6865

Resistencia térmica ($°C \cdot s/J$)	0.0077
Capacitancia térmica ($J/°C$)	70.8527

Fuente: Autores

Con los datos de la tabla 46, el modelo obtenido es:

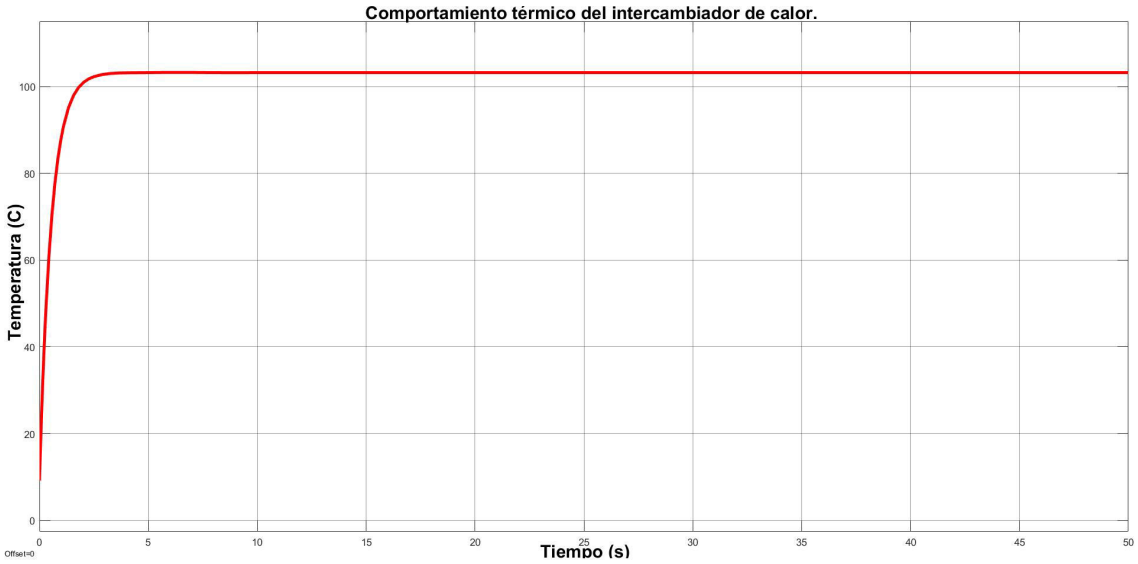
Figura 47: Modelo del intercambiador de calor obtenido.



Fuente: Autores

Con el diagrama de bloques de la figura 47, se obtiene la curva de comportamiento de la figura 48, la misma que se obtiene al aplicar una entrada de $\dot{Q}$ de $12{\cdot}10^3$ kW.

Figura 48: Respuesta transitoria del modelo obtenido



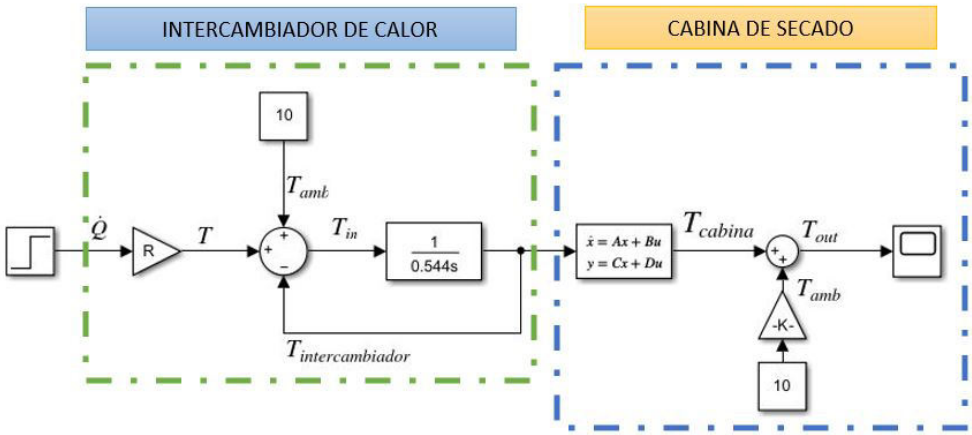
Fuente: Autores

Como se puede ver la figura 48, el valor en estado estable que alcanza el modelo es de 103.2 °C. Siendo una aproximación bastante aceptable a la temperatura real que se requiere, teniendo en consideración que: el proceso no requiere valores con alta precisión y que la implementación de la acción de control generada por el controlador puede corregir este comportamiento obtenido en lazo abierto.

6.3.3. Diagrama en lazo abierto de la planta completa.

Para finalizar con la parte de modelo, finalmente se unen los bloques de las funciones de transferencia ya determinadas para formar el sistema completo, tal como se puede ver en la figura 49:

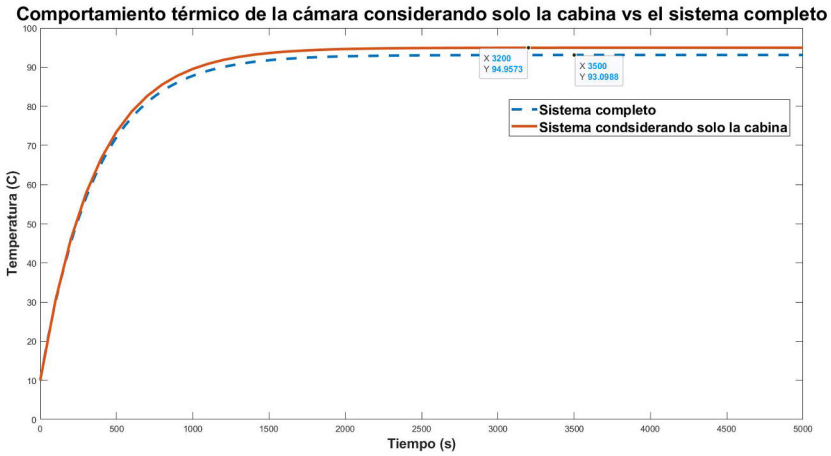
Figura 49: Planta en lazo abierto con las funciones de transferencia de la cabina y el intercambiador.



Fuente: Autores

Con el fin de verificar el funcionamiento adecuado de la planta, en la figura 50, se muestra la respuesta transitoria de la planta completa (intercambiador-cabina) con la respuesta únicamente de la cabina, teniendo:

Figura 50: Respuesta transitoria del sistema considerando solo la cabina vs el sistema completo.



Fuente: Autores

Como se puede apreciar en la figura 50, en el caso de la planta, considerando un sistema completo, la temperatura alcanzada en estado estable es de 93.0988 °C y en la planta considerando solo la cabina es de 94.9573 °C; es decir, se tiene un error relativo de 1.9571 %; un error, que para el tipo de proceso es bastante aceptable, puesto que como se indicó

anteriormente la diferencia de 1 o 2 grados es realmente despreciable; por lo que, se puede concluir que el ajuste realizado mediante las funciones de transferencia del sistema completo se apegan de manera correcta a la simulaciones del comportamiento realizado.

6.3.4. Implementación del controlador

Antes de iniciar con el diseño del control se debe plantear los objetivos de control que se desean alcanzar, para ello en la tabla 26 se indican estos parámetros:

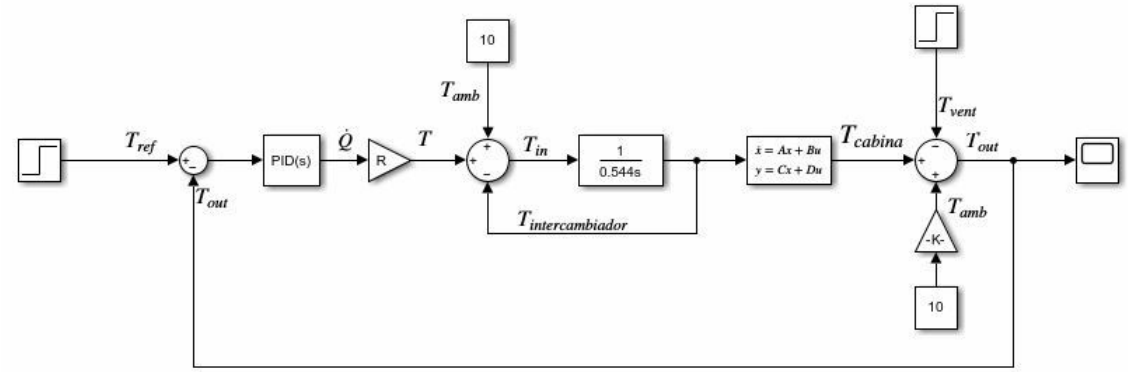
Tabla 26: Objetivos de control para la planta.

Sobrepaso máximo	Tiempo de asentamiento (s)	Error en estado estable
$\leq$ 5 %	$\leq$ 1500	$\leq$ 5 %

Fuente: Autores

Para la implementación del controlador, se utilizará la acción de un compensador proporcional-integral y derivativo (PID) ubicado en cascada con la planta y que simulará la acción de control aplicada sobre el quemador que es el encargado de entregar la energía hacia el intercambiador. En la figura 51 se muestra el diagrama de bloques en realimentación unitaria.

Figura 51: Diagrama de bloques con la planta en lazo cerrado y el bloque del controlador.



Fuente: Autores

Para la sintonización del controlador se va a utilizar la función “tune” que dispone el bloque de PID de la herramienta de simulink de Matlab, esta aplicación sintoniza de manera automática las ganancias de un controlador PID para una planta de entrada y salida única (SISO),

logrando un equilibrio entre rendimiento y robustez. Adicional a ello, permite configurar el tipo de controlador, teniendo opciones como: PI, PID con filtro derivativo o controles PID con dos grados de libertad. El proceso de sintonización, se basa en la linealización de la planta, que puede estar representada como un modelo LTI numérico, una función de transferencia o un modelo en espacio de estados, permitiendo el diseño basado en la respuesta dentro del dominio del tiempo (tiempo de establecimiento, sobrepaso, error en estado estable) o el dominio de la frecuencia (margen de fase y ganancia).(MathWorks., 2021).
Sin embargo, para el uso adecuado de esta herramienta de sintonización, en la tabla 27, se muestra un resumen sobre el efecto que tienen las constantes del controlador sobre la respuesta transitoria del sistema.

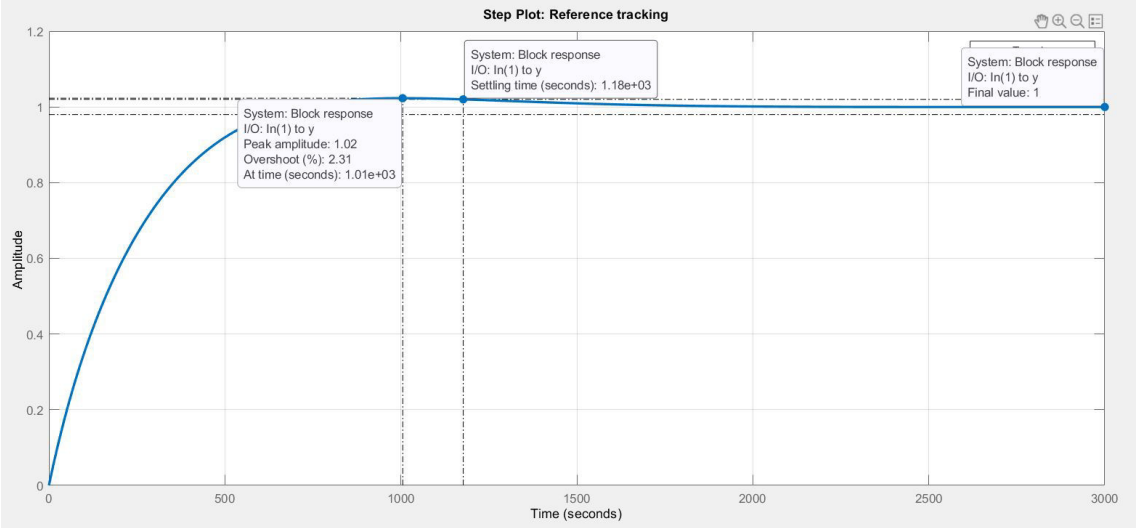
Tabla 27: Efectos del incremento de las constantes del controlador PID ante una entrada escalón

Ganancia del PID	**Porcentaje de sobrepaso**	**Tiempo de establecimiento**	**Error en estado estable**
K_p	Incrementa	Impacto mínimo	Disminuye
K_I	Incrementa	Incrementa	Error cero en estado estable.
K_D	Disminuye	Disminuye	No tiene impacto

Fuente: Dorf y Bishop (2011)

Con estas consideraciones, en la figura 52 y tabla 28 se puede apreciar la configuración del controlador sintonizado, notando que los objetivos de control se han alcanzado de manera satisfactoria:

Figura 52: Respuesta transitoria de prueba de la aplicación "Tune"de matlab



Fuente: Autores

Tabla 28: Constantes de PID ajustadas y tuneadas.

Ganancia del controlador	Valor
K_p	202.221067487605
K_I	0.764075439933418
K_D	3093.33788915927
N	0.0113888536238306

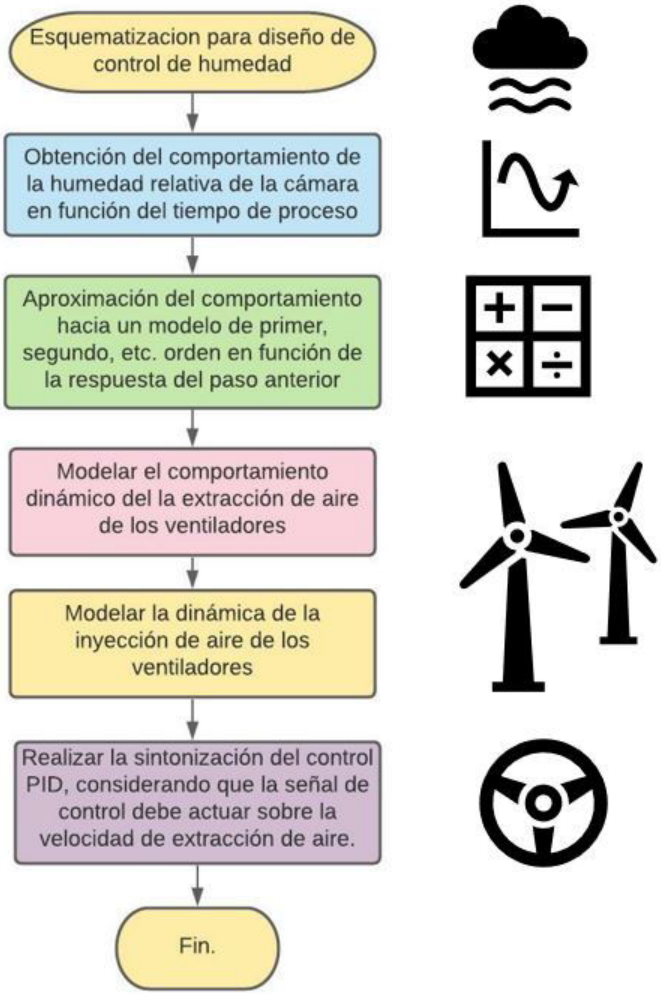
Fuente: Autores

6.3.5. Consideraciones para la propuesta del control de humedad

Por otro lado, para el control de humedad relativa del horno se consideró un sistema en lazo abierto generado por el reemplazo de aire de manera continua, producido tanto por la inyección de aire caliente mediante el conjunto de calentamiento, como la extracción de aire húmedo del interior mediante los ventiladores centrífugos. Sin embargo, si se desea mantener este parámetro de forma estable dentro de la cámara, la implementación de un control con realimentación es clave; pero para ello, es fundamental caracterizar una función de transferencia de la dinámica de la humedad interna de la cámara donde se considere la acción

de incorporación y extracción de aire y el aporte de humedad que genera el mismo proceso de secado de pastas, de tal manera que se pueda generar una señal control que permita regular la velocidad de extracción como de inyección de aire.
Para el diseño de este control se puede seguir el mismo procedimiento de diseño utilizado en el control de temperatura. Este proceso, se detalla a continuación en la figura 53:

Figura 53: Esquematización para el proceso de diseño del control de humedad



Fuente: Autores

6.4. Análisis Técnico Financiero

CONFIDENCIAL

7. Resultados y discusión

Una vez culminado con el proceso del diseño del equipo, en las siguientes subsecciones se muestran los resultados y análisis de cada una de las etapas desarrolladas.

7.1. Definición de las variables consideradas para el diseño.

Con respecto al primer objetivo que consiste en la definición de las variables que intervienen a lo largo del proceso de secado de pastas alimenticias, en la tabla 34 se muestran las condiciones y parámetros iniciales de cada uno de los aspectos del proceso que se han considerado como puntos de referencia:

Tabla 34: Resumen de las condiciones iniciales que intervienen en el proceso de secado de pastas alimenticias.

Formato del secador		**Bastidores**	
Parámetro	**Valor**	**Parámetro**	**Valor**
Tipo	Armario o bandejas	**Alto (mm)**	55
Largo (mm)	1500	**Largo (mm)**	1200
Alto (mm)	1632	**Profundidad (mm)**	600
Profundidad (mm)	1664	**Cantidad**	50
Capacidad (kg)	200 kg	**Disposición**	2 columnas de 25 bastidores
Condiciones atmosféricas		**Medio calefactor**	
Temperatura ($°C$)	40-105	Calefactor térmico a base de combustión de GLP e intercambio de calor indirecto	
Humedad (%)	40-80		
Velocidad del aire (m/s)	0.4-1.5		

Fuente: Autores

Considerando algunos parámetros descritos en la tabla 34, se tiene que el tipo de secador diseñado es de armario debido a que las características del producto exigen que el proceso de secado se realice de manera estática eliminando la posibilidad de utilizar técnicas de secado por convección y movimiento del producto simultáneamente. Por otro lado, es el equipo que mejor se apega a los requerimientos de la empresa en cuanto a dimensiones, posibilidad de transporte y capacidad de secado por ciclo.

El secador tiene una capacidad de 200 kg, lo que conlleva a una implementación de 50 bastidores de modo que cada uno puede almacenar 4 kg de pasta, ocupando un volumen de trabajo encerrado por 1200x1220x1390 mm, dispuesto en 2 columnas de 25 bastidores que al ser ingresados en la cámara dejan un volumen libre, ver figura 25, que garantiza un flujo de aire dentro de todo el cuarto y entre las bandejas, de modo que el principio de secado por medio de difusión pueda aplicarse de manera homogénea en todo el producto.

En una tercera instancia se tiene las condiciones atmosféricas de la cámara, se ha planteado un rango de operación de temperatura de 40 a 105 $°C$ permitiendo al usuario escoger un valor que garantice la calidad de su producto, puesto que como se ha visto esta condición depende en gran medida de la experiencia y el tipo de pasta a secar. Por otro lado, se ha mencionado rangos de operación de humedad que están entre el 40 y 80 %, es recomendable operar en el régimen de humedad mayor por dos razones principales, a menor humedad la entalpía del aire disminuye demandando mayor consumo de potencia y en segundo lugar la pasta tiende a entrar en un proceso de cristalización, lo cual puede producir la aparición de roturas que debilitan por completo el producto. Finalmente un tercer parámetro de interés es la velocidad del aire, mientras se mantenga en un rango de 0.4 a 1.5 m/s, se garantizará el secado por principio de difusión.

Una última consideración mencionada en la tabla 34, es que el medio calefactor seleccionado funciona en base a la combustión de GLP, pues como se ver en la tabla 5 económicamente hablando, es 6 veces mas barato la implementación de un sistema a gas que un sistema eléctrico. Por otro lado, al usar un medio de calefacción por gas implica la generación de aire caliente contaminado que no pueden entrar en contacto con productos de consumo humano, por lo tanto el diseño de un equipo intercambiador de calor de tipo indirecto es de vital importancia en esta aplicación.

7.2. Resultados del diseño y simulación de la cámara de deshidratación

7.2.1. Resultados del diseño y modelado de la cámara de deshidratación

CONFIDENCIAL

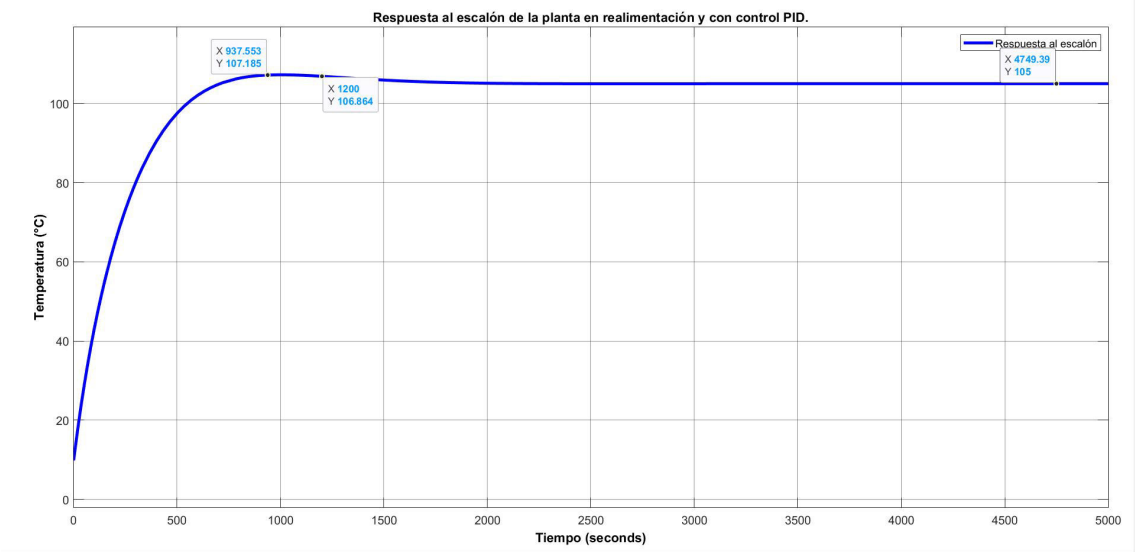
7.2.2. Resultados de la simulación de la parte termodinámica de la cámara

CONFIDENCIAL

7.2.3. Resultados del diseño del sistema de control de temperatura

En cuanto a los resultados del diseño del sistema de control, en la figura 63 se puede ver la respuesta de la planta a un escalón de temperatura de 105 $°C$:

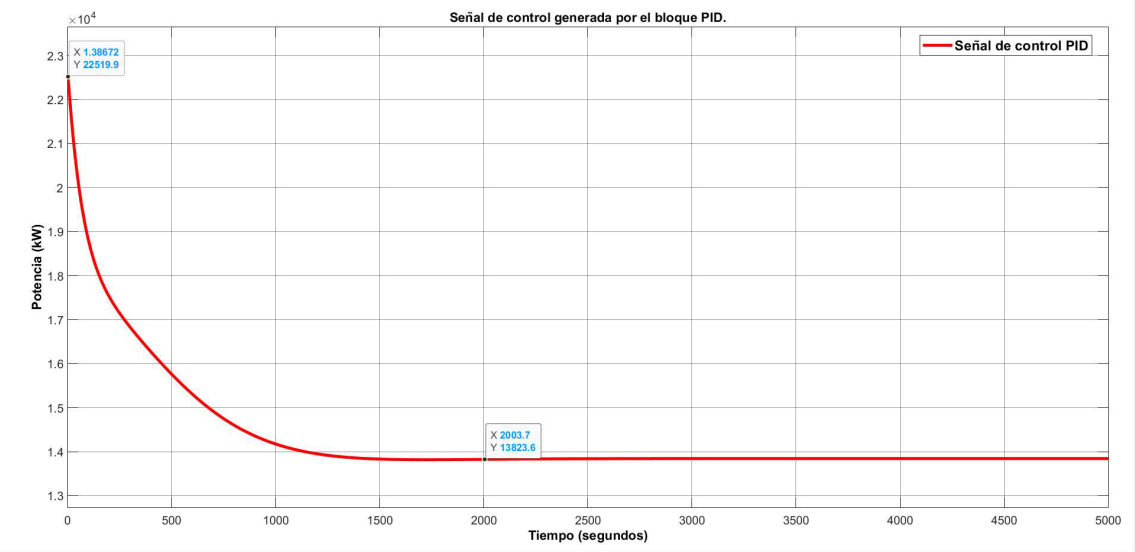
Figura 63: Respuesta al escalón del sistema de control de la planta implementado en la figura 51



Fuente: Autores

Como se aprecia en la figura 63, los objetivos de control que se propusieron en la tabla 26 se cumplen con satisfacción, se tiene un sobrepaso máximo de 2.0809 % equivalente a un valor de 107.185 $°C$, el tiempo de asentamiento esta en torno a los 1180 segundos y un valor en estado estable de exactamente 105 $°C$. Sin embargo, también se debe analizar la señal de control que genera el PID, garantizando que esta no sobrepase los valores nominales del quemador, por ello en la figura 64 se muestra la señal de control producida por el bloque PID:

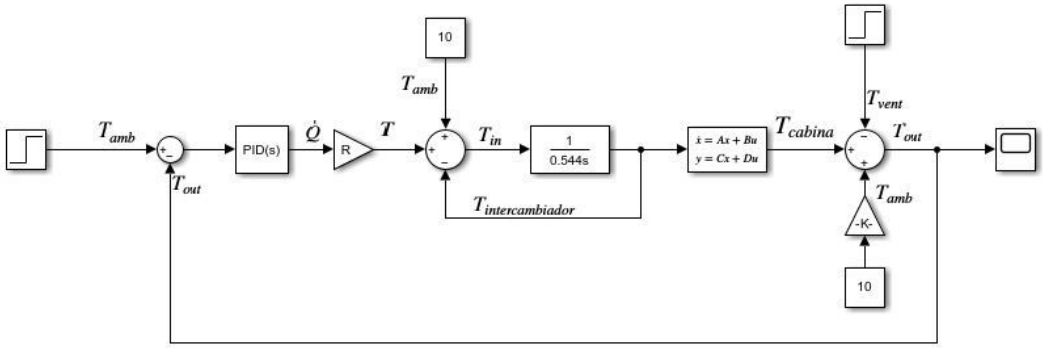
Figura 64: Señal de control generada por el bloque PID.



Fuente: Autores

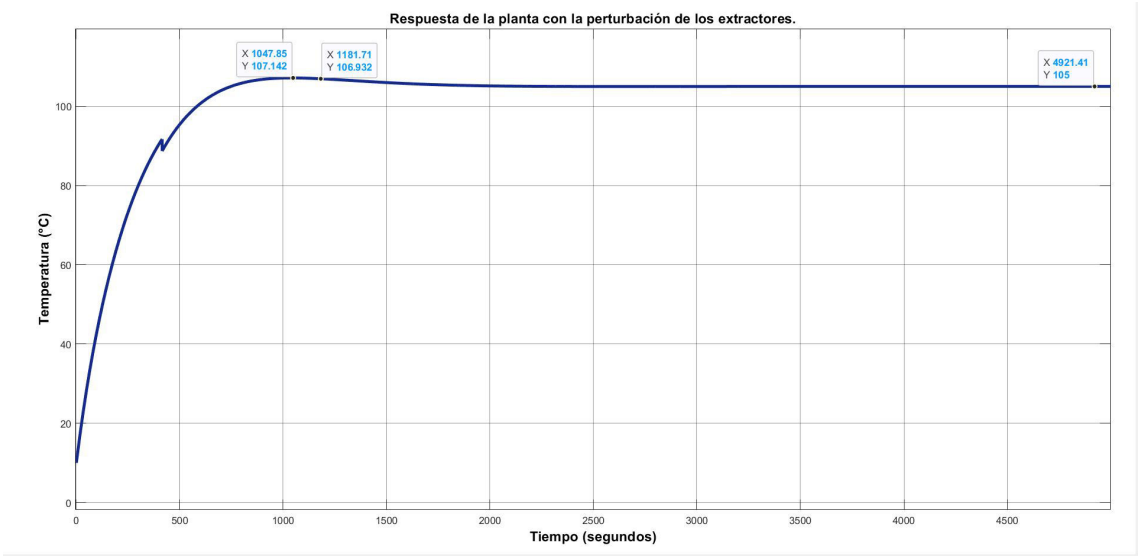
Con la figura 64, se puede ver que para el arranque de la planta se requiere una potencia de aproximadamente de 22kW, y a medida que la temperatura va acercándose hacia el punto de consigna la potencia demandada se reduce hasta alcanzar un valor de aproximadamente 14 kW; si se compara con el valor máximo obtenido con el valor nominal del quemador (42 kW) se puede decir que la señal de control no genera ningún tipo de sobre esfuerzo en el quemador. Por otra parte, como los extractores no deben encenderse en las primeras instancias del proceso, por la razón de que no permitirían un calentamiento rápido del cuarto, deben actuar después de que la c[amara haya alcanzado un valor de temperatura específico, por ejemplo 90 $°C$, en este punto comenzará la acción de extracción la misma que generará una perturbación generando la disminución en unos dos o tres grados, por lo tanto para verificar el funcionamiento del controlador ante esta situación, por ello se presenta el diagrama de bloque de la figura 65, cuya respuesta se ve en la figura 66:

Figura 65: Diagrama de bloques considerando la acción de los extractores



Fuente: Autores

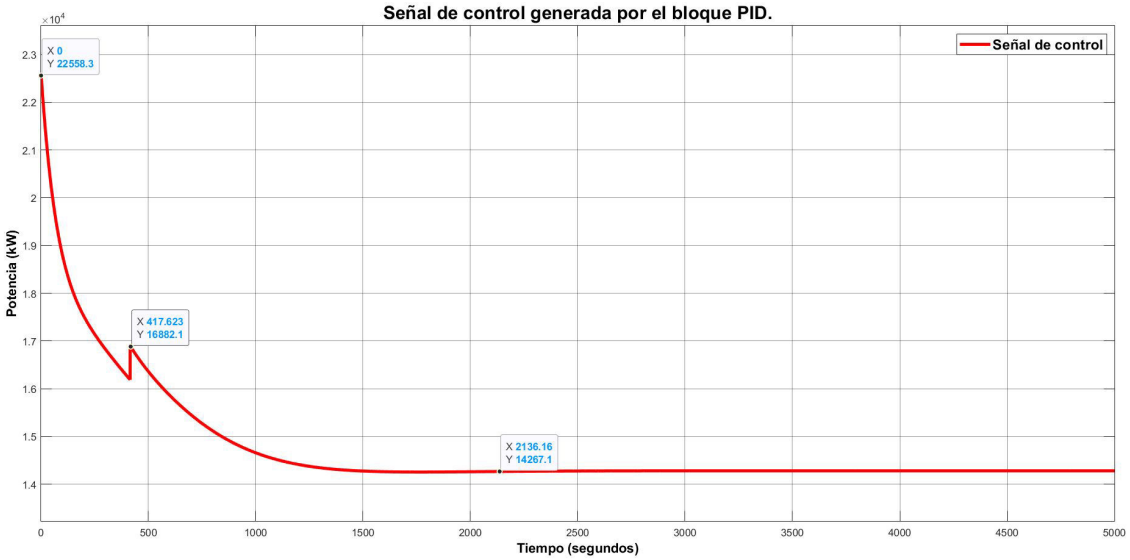
Figura 66: Respuesta del control ante la perturbación del extractor



Fuente: Autores

Como se puede ver en la figura 66, a pesar de la perturbación la respuesta del control permite mantener las características tanto de la respuesta transitoria y de estado estable de la planta de manera satisfactoria. Por otra parte, se debe considerar la señal del control ante esta perturbación, por lo tanto se muestra la figura 67:

Figura 67: Respuesta del control ante la perturbación del extractor

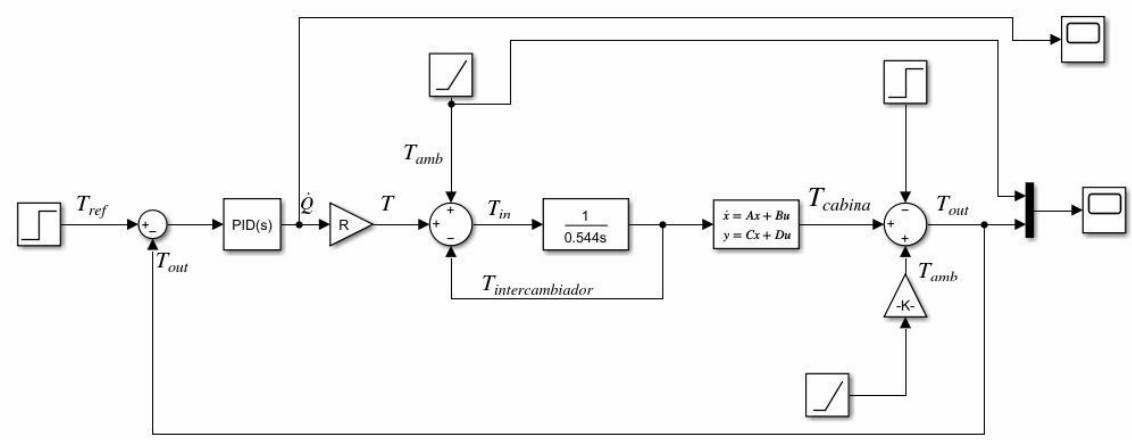


Fuente: Autores

De este modo se puede ver que en el arranque se sigue manteniendo el mismo consumo de potencia, sin embargo cuando se genera la perturbación la acción de control genera un consumo de potencia de 17 kW que se reduce a medida que la temperatura alcanza su punto de consigna, sin embargo la señal de control se mantiene en un valor ligeramente superior al caso anterior, 14 kW, justamente porque los extractores se mantiene encendidos a partir de este momento. En ambas situaciones las potencias generadas no sobrepasan el valor nominal de la capacidad del quemador, por lo tanto se puede decir que el controlador funciona de manera adecuada.

Otro resultado que vale la penar mostrar, es la acción del control y la respuesta del sistema al variar la temperatura ambiente en el transcurso del proceso, para ello se muestra el diagrama de bloques de la figura 68, donde las entradas de temperatura ambiente han sido cambiadas por entradas de tipo rampa cuyo valor inicial empieza en 10 $^\circ C$ y termina en 20 $^\circ C$, obteniendo las respuestas de las figuras 69 y 70:

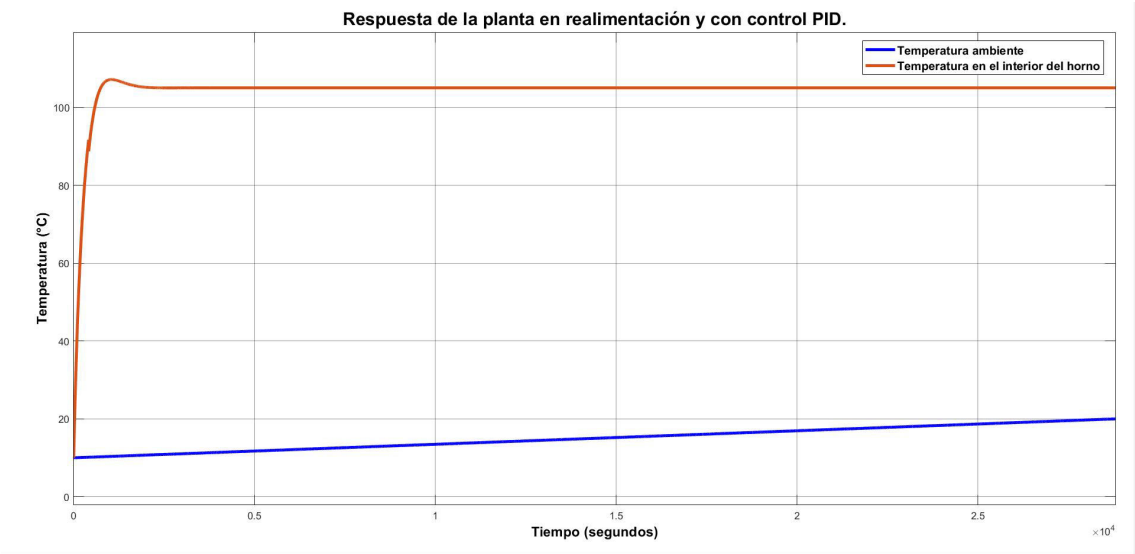
Figura 68: Diagrama de bloques para la simulación de la cámara cuando se varía la temperatura ambiente a lo largo del proceso



Fuente: Autores

Como se puede apreciar en la figura 69, la respuesta de la planta sigue manteniendo las características a pesar de que se ha considerado la acción de encendido de los ventiladores y la variación de la temperatura ambiente a lo largo del proceso, validando la acción correctiva del compensador.

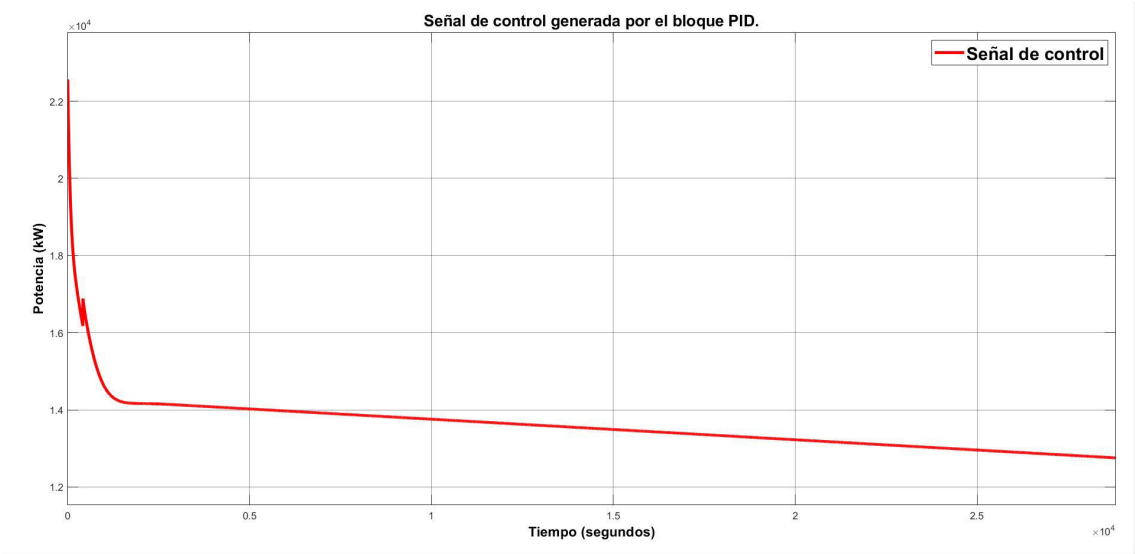
Figura 69: Respuesta de la planta (tomate) cuando se realiza la variación de la temperatura ambiente positiva (azul) a lo largo del proceso



Fuente: Autores

Por otro lado, en la figura 70 se puede ver como la señal de control tiene un comportamiento similar a las presentadas anteriormente, sin embargo a medida que la temperatura ambiente aumenta es necesario entregar menos potencia al sistema para mantener la temperatura en el punto de referencia necesario.

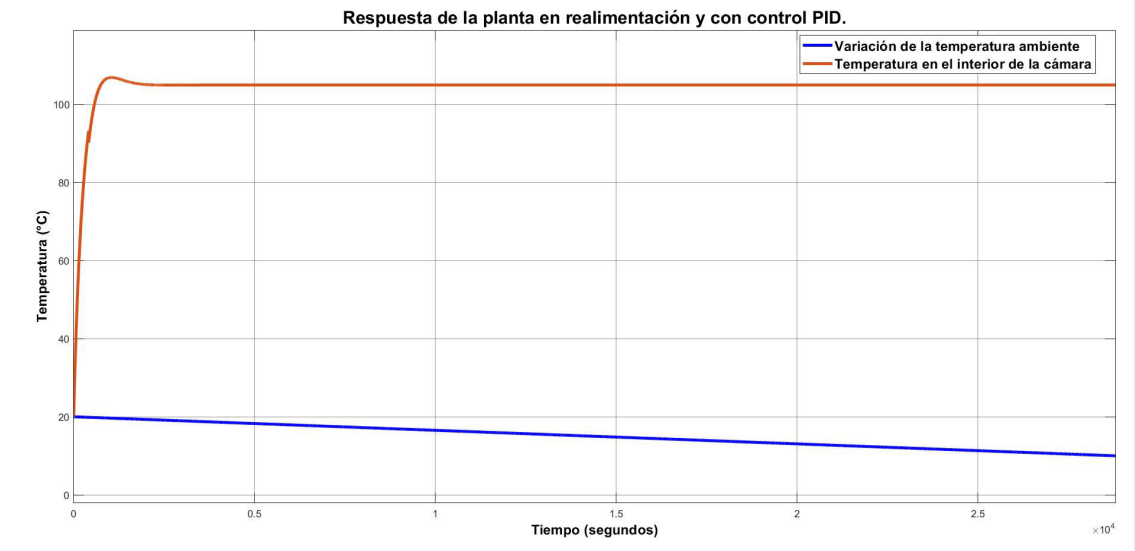
Figura 70: Señal de control ante la variación de temperatura positiva a lo largo del proceso



Fuente: Autores

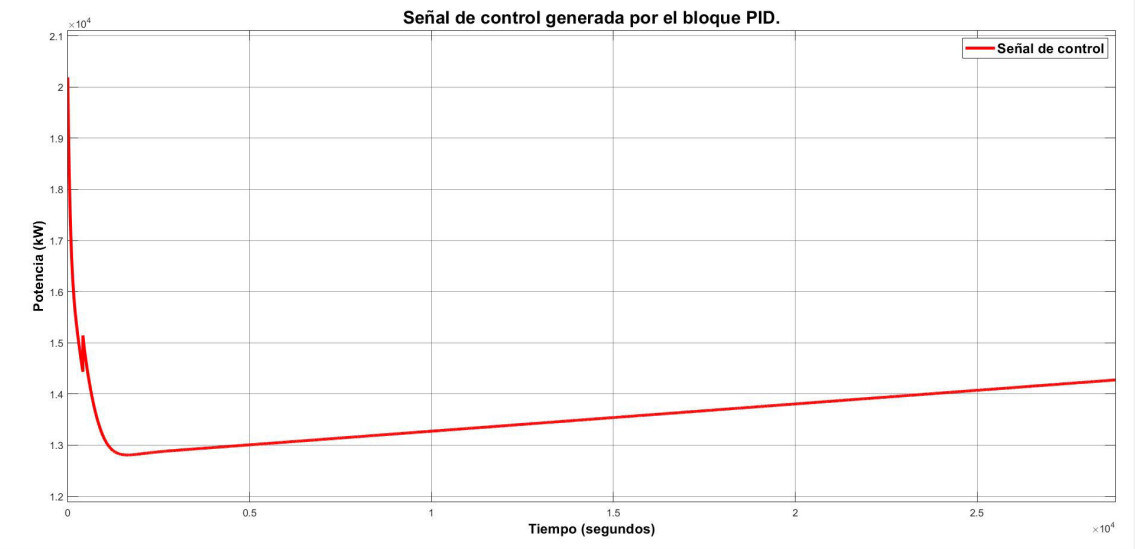
Por otro lado, cuando existe una disminución progresiva de la temperatura ambiente, como se indica en la figura 71, la respuesta de la planta sigue siendo la adecuada, sin embargo en la figura 72 se nota como la señal de control obliga al quemador a generar mas potencia para mantener la temperatura de referencia solicitada.

Figura 71: Respuesta de la planta (tomate) cuando se realiza la variación de la temperatura ambiente negativa (azul) a lo largo del proceso



Fuente: Autores

Figura 72: Señal de control ante la variación de temperatura negativa a lo largo del proceso



Fuente: Autores

7.2.4. Resultados del sistema eléctrico para el control de actuadores

CONFIDENCIAL

Como se puede ver en la figura 73, se presentan los circuitos tanto de control como de fuerza para el accionamiento de los actuadores; sin embargo, una consideración preliminar que se debe tener en cuanta es que todos aquellos componentes que se encuentran encerrados en linea interpuntada de color verde son sistemas integrales que ya vienen en el dispositivo listo para su integración dentro del circuito, y únicamente deben ser accionados por el controlador programable mediante los contactores (K2,K3,K4 Y K5). Adicionalmente, se cuenta con una botonera para inicio y paro del ciclo de secado, así como su respectivo paro de emergencia para eventualidades varias.

7.3. Resultados del análisis técnico financiero

Como se puede observar en las tablas 29, 30, 31, 32 y 33 el costo del equipo considerando materiales, equipos, mano de obra y transporte ronda los 12500 dólares. Las inversiones mas fuertes que se pueden apreciar son aquellas relacionadas con los recubrimientos internos con planchas de acero inoxidable, debido a sus características de resistencia a la oxidación y temperatura, así como su baja reacción con sustancias, es clave para el equipo ya que maneja productos de consumo humano, siendo complicado su reemplazo con algún otro tipo de material mas económico.

Por otro lado, los sistemas de ventilación y calentamiento, son equipos de una calidad bastante buena que cuentan con una serie de normativas que garantizan un funcionamiento adecuado, y por ello, su precio a comparación de otros productos del mismo tipo es notablemente mas alto. A pesar de la existencia de equipos mas económicos, no vale la pena de arriesgar la seguridad del dispositivo como del personal por abaratar costos de construcción. Incluso se debe considerar que todos estos actuadores vienen con sus respectivas garantías, soporte técnico y sistemas embebidos de fácil reemplazo, que en cierta manera justifican su precio.

Comparando con un equipo de características similares disponible en el mercado internacional y que ronda en un precio de 14000 dólares, sin envío y trámites legales en frontera, se puede ver que el precio esta bastante similar e incluso se tiene una ventaja de 1500 dólares, sin considerar que el equipo comercial probablemente tenga un costo de producción en serie.

Adicional a ello, muchos de estos equipos son de funcionamiento eléctrico y tienen potencias de pueden alcanzar los 24 kW, eso desencadena en un consumo de potencia eléctrica bastante alto, siendo un gasto considerablemente fuerte para la empresa objetivo, y esto se encuentra demostrado en la tabla 5.

8. Conclusiones

- El proceso de secado de pastas alimenticias es clave dentro de la línea de producción de la empresa de fideos y tallarines “Rica Pasta”, es por ello que la cámara de deshidratación en su funcionamiento debe operar con condiciones de temperatura, humedad y velocidad de aire específicas en su interior, con el objetivo de garantizar una homogeneidad en las características de todo el lote de producción. Concluyendo de esta manera, que los rangos de operación para cada una de las variables mencionadas son 40 a 105 ° C para temperatura, 40 al 80 % de humedad relativa y 0.4 a 1.5 m/s para la velocidad del aire. Dichos parámetros pueden variar en función de la forma de la pasta, el tipo, su composición e incluso de la misma experiencia del fabricante, teniendo siempre presente que combinaciones de temperatura alta y humedad relativa baja aumentan en gran proporción la posibilidad de producir quebraduras en la estructura del producto, disminuyendo su resistencia; por otro lado, humedades altas y temperaturas bajas mantienen una calidad adecuada pero genera tiempos de proceso extremadamente largos.

- El diseño de la cámara se pudo dividir en 3 partes fundamentales: diseño térmico de la cabina, diseño del sistema de calentamiento y ventilación y diseño del sistema de control. De tal modo, que en el primer caso se determinó que la potencia necesaria para la carga, considerando pérdidas de energía por transferencia de calor y un objetivo de temperatura de 105 ° C a 40 % de HR, es de 10 kW. Posteriormente, se obtuvo el diseño del intercambiador de calor, cuya estructura es de tubos y coraza, siendo necesario un arreglo de 16 tubos en configuración escalonada más una cámara de combustión de 380 mm de diámetro, capaz de generar una potencia en condiciones ideales de 12 kW, sin embargo considerando pérdidas del propias del intercambiador y del quemador la potencia total requerida resultó en un total de 14 kW. Adicionalmente, en los procesos de simulación se evidenció que la temperatura entregada por el intercambiador de calor es de 107 ° C permitiendo alcanzar una temperatura en el interior de la cámara de 97 ° C, una diferencia del 7.61 % con respecto a la temperatura objetivo; esta variación puede ser resultado de no haber considerado las pérdidas ocasionadas por la transferencia de calor en los bastidores del interior de la cabina. Por otro lado, la distribución de calor y flujo de aire en todo el dominio de la cámara es bastante homogéneo sin estancaciones ni remolinos que impidan el proceso de secado por difusión.

- En cuanto al sistema de control de temperatura, se pudo obtener un control PID que

permite arreglar las desviación de 7.61 % y genera una buena respuesta de la planta, pero para ello fue necesario considerar características puntuales durante el proceso de modelado como la influencia lineal de la temperatura ambiente sobre el comportamiento térmico de la cámara y definición adecuada de las condiciones iniciales, ya que el proceso de simulación engloba tanto el comportamiento de temperatura propio de la cámara como la de la temperatura ambiente. Adicionalmente, la señal de control que genera el controlador PID no genera ningún sobre esfuerzo que pueda dañar el quemador, ya que el valor máximo de la señal de control ronda los 22kW, y la potencia máxima de este equipo es de 42.7kW.

- Por la parte del control de humedad, se puede concluir que se puede aplicar un proceso de diseño similar al aplicado en la temperatura, pero se debe considerar un comportamiento de la humedad relativa de la cámara en función del tiempo, y de manera similar tener en cuenta la dinámicas de todas las perturbaciones que intervienen en el sistema, en este caso podría ser el efecto generado por la extracción de aire y la humedad expulsada por el producto, de tal forma que se tenga un modelo que permita tomar acciones de control de este parámetro mediante la regulación de velocidad de los extractores.

- Finalmente, el costo del equipo ronda los $12500, un precio que al ser comparado con sus análogos comerciales es ligeramente mas económico considerando que estos no se encuentran disponibles en el mercado local y por lo tanto generarían costos de importación que encarecerán aún mas el precio final del equipo, sin mencionar los tiempos que conlleva un proceso de importación desde países europeos, que son los mayores fabricantes de este tipo de maquinaria. Una ventaja que conlleva la construcción de este equipo para la empresa, además de ser más económico, es que la instalación, el mantenimiento y el soporte técnico puede ser brindado por los diseñadores, cosa que con un equipo importado genera costos y tiempos adicionales.

9. Recomendaciones

- En caso de una posible implementación, es recomendable que las variables de temperatura, humedad y velocidad de aire sean calibradas de acuerdo a las necesidades propias del fabricante de pastas con el fin de mantener la calidad característica de su producto.

- Buscar proveedores de materiales a nivel nacional que sea distribuidores directos con el fin de abaratar costos en materia prima, y de igual manera tener 2 o 3 posibles opciones

para realizar una comparativa de precios y escoger la mejor opción.

- Para los procesos de simulación respectivos, tratar de reducir el modelo a condiciones específicas y sencillas en función de los fenómenos que se requieren analizar, con el objetivo de reducir el gasto computacional y tiempos de operación.

- Para el proceso de modelado a través de ecuaciones matemáticas, diagramas de bloques, etc. Se debe tener muy en claro como se han obtenido las gráficas del comportamiento de la planta, es decir bajo que condiciones de trabajo se ha realizado las respectivas simulaciones, con el fin de determinar y representar de manera adecuada la dinámica del sistema y las perturbaciones que se encuentran en este.

- Revisar de manera minuciosa las hojas de datos de los diferentes actuadores que se han escogido, en muchos de los casos se detallan parámetros muy puntuales que pueden facilitar consideraciones de diseño de manera considerable, puesto que ya vienen con sistemas embebidos que facilitan parámetros de control, montaje, uso, etc.

Referencias

Aguilar, I. (2017). *OPTIMIZACIÓN DEL PROCESO DE SECADO EN PASTAS*. Ingeniería, Universidad de Cuenca.

Airtec (2012). Consumo de Pontecia (HP).

ASHRAE (2019). ASHRAE Handbook.

Cengel, Y. y Boles, M. (2014). *Termodinámica.* McGraw Hill., México, D.F, 8 edición.

Cengel, Y. y Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones.* McGraw Hill., Mexico D.F, 4 edición.

Cerón, E. E. y Guerrero, O. I. (2015). *Diseño y construcción de una secadora hibrida de alimento en hojuelas para peces de acuario, que opere con energía solar y eléctrica*. Ingeniería, Escuela Politécnica Nacional.

Cevallos, J. (2016). Secadores Dieléctricos. Technical report, Universidad de Guayaquil: Facultad de Ingeniería Química, Guayaquil.

Chapuis, A., Precoppe, M., Méot, J. M., Sriroth, K., y Tran, T. (2017). Pneumatic drying of cassava starch: Numerical analysis and guidelines for the design of efficient small-scale dryers. *Drying Technology*, 35(4):393–408.

Chigal, P. S., Milde, L. B., y Brumovsky, L. A. (2019). Modelado matemático del secado de fideos libres de gluten, influencia de la velocidad del aire. *Revista de Ciencia y Tecnología*, (32):71–75.

Comité en Ventilación Industrial (1988). *Ventilación Industrial*. Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales, 1ra edició edición.

Cuzco, J. y Domínguez, J. (2019). *Diseño, construcción e implementaación de un horno de curado para pintura electrostática.* Ingeniería., Universidad Politécnica Salesiana.

De Temmerman, J., Verboven, P., Delcour, J. A., Nicolaï, B., y Ramon, H. (2008). Drying model for cylindrical pasta shapes using desorption isotherms. *Journal of Food Engineering*, 86(3):414–421.

Diaz Yubero, I. (2017). Pastas alimenticias. *Alimentos con historia.*, 1.

Dorf, R. y Bishop, R. (2011). *Modern Control Systems.* Pearson Educación., New Jersey., 12 edición.

Favela, A. (2017). Modelacion de sistemas Lineales de Primer Orden. Technical report, Monterrey.

Fernando, E. A. H., Bandala, A. A., Lim, L. A., Maglaya, A. B., Ledesma, N., Vicerra, R. R., y Gonzaga, E. J. (2017). Design of a fuzzy logic controller for a vent fan and growlight in a tomato growth chamber. In *HNICEM 2017 - 9th International Conference on Humanoid, Nanotechnology, Information Technology, Communication and Control, Environment and Management*, volume 2018-Janua, pp. 1–5. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc.

Galindo Galindo, D. y Siavichay Valdez, M. (2015). *ELABORACIÓN DE PASTAS ARTESANALES CON OCHO TIPOS DE HARINAS Y SU APLICACIÓN EN NUEVAS RECETAS*. Licenciatura., Universidad de Cuenca.

Jones, A. (2014). Rice Noodles Drying - Hsipaw - Myanmar (Burma).

Juskowiak, R. (2021). Aspectos Básicos de los Filtros para Procesadores de Alimentos y Bebidas.

Kill, R. C. y Turnbull, K. (2007). *Pasta and Semolina Technology.*

Larrosa, V., Lorenzo, G., Zaritzky, N., y Califano, A. (2016). Mathematical modeling of the drying process of gluten-free pasta according to temperature and relative humidity. *INNOTEC*, 11:54–58.

Lim, P. P., Spooner, N. R., y Gatland, B. (1995). Climatic control of a storage chamber using fuzzy logic. In *Proceedings - 1995 2nd New Zealand International Two-Stream Conference on Artificial Neural Networks and Expert Systems, ANNES 1995*, pp. 141–144. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc.

MathWorks. (2021). Tune PID controllers.

Mauopey, P., Andres, G., Albors, A., y Barat, J. (2020). *Introducción Al Secado De Alimentos Por Aire Caliente.*

McCabe, W., Smith, J., y Harriot, P. (2007). *Operaciones unitarias en ingeniería química.* McGraw Hill., México, D.F, 7 edición.

Mohana, Y., Mohanapriya, R., Anukiruthika, T., Yoha, K. S., Moses, J. A., y Anandharamakrishnan, C. (2020). Solar dryers for food applications: Concepts, designs, and recent advances. *Solar Energy*, 208:321–344.

Montes, M., Muñoz, M., y Rovira, A. (2014). *Ingeniería Térmica*. Universidad Nacional de Educación a Distancia., Madrid.

Mustaffar, A., Phan, A., y Boodhoo, K. (2018). Hybrid heat pipe screw dryer: A novel, continuous and highly energy-efficient drying technology. *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, 128:199–215.

Nise, N. (2014). *Control Systems Engineering*. Wiley, California, 7 edición.

Ogata, K. (2010). *Ingeniería de control moderna.* Pearson Educación., 5 edición.

Pabón, J., Ayala, L., y Correra, F. (2019). Vista de Un acercamiento a los diferentes equipos de secado industrial.

Perazzini, H., Perazzini, M. T., Meili, L., Freire, F. B., y Freire, J. T. (2020). Artificial neural networks to model kinetics and energy efficiency in fixed, fluidized and vibro-fluidized bed dryers towards process optimization. *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, 156(April).

Sánchez Pineda de las Infantas, M. (2003). *Procesos de elaboración de alimentos y bebidas.* Madrid, 1 edición.

Saravacos, G. y Kostaropoulos, A. (2016). *Handbook of food processing equipment*, volume 38. Springer, Washington, 2 edición.

Singh, P. y Heldman, D. (2006). *Introducción a la ingeniería de los alimentos.*

Soler&Palau Ventilation Group (2021). Catálogo General.

Van't Land, C. (2011). *Drying in the Process Industry*. Wiley edición.

Veladat, R., Zokaee Ashtiani, F., Rahmani, M., y Miri, T. (2012). Review of numerical modeling of pasta drying, a closer look into model parameters. *Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering*, 7(2):159–170.

Velazque, M. y Roda, G. (2012). Elaboración de fideos secos para comedores escolares e la zona de concordia. Technical report, Facultad de Ciencias de la Alimentación – Mons. Tavella.

Wu, S. C., Zhou, G. X., Yan, M. Y., Zhou, K., y Zheng, R. L. (2008). Research of hybrid intelligent control for incubation. In *2008 10th International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision, ICARCV 2008*, pp. 2026–2030.

Zheng, H., Wang, X., Chu, X., y Zhou, Y. (2019). Intelligent Systems of Climate Chamber for Water Supply Based on Feedforward PID. In *2019 IEEE 6th International Conference on Industrial Engineering and Applications, ICIEA 2019*, pp. 819–823. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc.

ANEXOS

Anexo 1: Matriz de consistencia

Tabla 37: Matriz de Consistencia

Diseño, control y simulación de una cámara de deshidratación para la empresa de fideos y tallarines "Rica Pasta"			
PROBLEMA GENERAL	**OBJETIVO GENERAL**	**HIPÓTESIS DE INVESTIGACIÓN.**	**MARCO TEÓRICO**
¿Partiendo de los requerimientos de producción y variables del proceso definidas en la empresa Rica Pasta, es factible diseñar una cámara de secado con control automático de temperatura y humedad para la obtención de un producto con los estándares de calidad exigidos?	Diseñar una cámara de deshidratación con control automático de temperatura y humedad, partiendo de los requerimientos de producción y variables del proceso definidas en la empresa Rica Pasta para favorecer la obtención de un producto con los estándares de calidad exigidos	La obtención de productos con estándares de calidad exigidos,producidos por la empresa "Rica Pasta", será favorecida con el diseño de una cámara de deshidratación con control automático de temperatura y humedad, considerando los requerimientos de producción y variables definidas del proceso de la fábrica.	Proceso de producción de pastas alimenticias.
PROBLEMAS ESPECÍFICOS	**OBJETIVOS ESPECÍFICOS**		
¿Es posible definir las variables que interviene para el diseño de una cámara de deshidratación para la obtención de un proceso con parámetros eficientes	Definir las variables que intervienen en el secado para el diseño de una cámara de deshidratación para la obtención de un proceso con parámetros de secado eficientes.		Proceso de secado de pastas alimenticias.
¿El diseño y la simulación de una cámara de deshidratación considerando las variables del proceso y un sistema de control de temperatura y humedad garantiza la funcionalidad del sistema y la obtención de un proceso eficiente en tiempos adecuados y con la calidad requerida en el producto?	Diseñar una cámara de deshidratación, partiendo de los requerimientos del proceso, validando los sistemas propuestos a través de software de Ingeniería que permitan evidenciar la eficiencia de los componentes mecánicos y el sistema de control de temperatura y humedad definidos para garantizar la obtención de un producto con las características de calidad requeridas en el menor tiempo posible.		Variables que intervienen en el proceso de secado.Tipos de secadores para pastas alimenticias.
¿Con un análisis técnico financiero es posible definir la factibilidad económica para la implementación de la cámara de secado?	Realizar un análisis técnico financiero para definir la factibilidad económica de la implementación.		Controladores utilizados en hornos para pastas alimenticias

Fuente: Autores

Anexo 2: Hoja de datos soplador

Soler&Palau Ventilation Group

CEB-T Centrífugos de álabes curvos adelantados

CEB-T 800, 1200, 2000, 2600, 4000 y 6000

De construcción ligera apropiada para cada tamaño y una óptima relación entre consumo y prestaciones.
Destaca por su versatilidad al disponer de siete tamaños con cuatro alternativas en la posición de descarga.

APLICACIONES

CARACTERÍSTICAS

- Carcasa fabricada en acero electrosoldado
- Acabado de pintura en polvo poliéster electrostática, con protección anticorrosiva.
- Boca de descarga en cuatro posiciones con brida opcional.
- Motores monofásicos y trifásicos.

ACCESORIOS

Consultar pág. 145

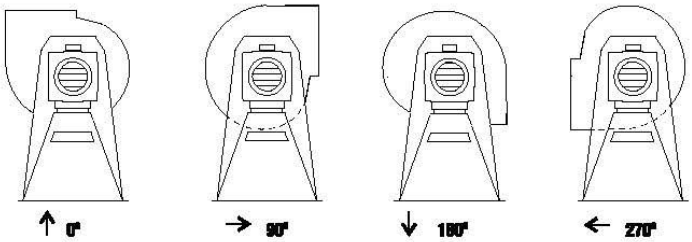
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

*Los valores de velocidad, potencia, voltaje e intensidad son nominales

Modelo	Velocidad RPM	Potencia HP	Tensión Volts	Intensidad A	Caudal a descarga libre m³/hr / CFM	Potencia sonora dB(A)*	Peso aprox. kg
CEB-800	1550	1/20	127	1.60	800 / 471	53	6
CEB-1200	1625	1/10	127	1.35	1,200 / 706	56	6
CEB-2000	1740	1/2	127 / 220	10.8 / 4.6	1,900 / 1,118	60	11
CEB-2600	1755	3/4	127 / 220	13.6 / 6.10	2.600 / 1,529	63	25
CET-2000	1725	1/2	208-230 / 460	1.98-2.2 / 1.1	1,900 / 1,118	60	11
CET-2600	1725 / 1425	3/4	208-230 / 460	2.8-3.2 / 1.6	2,600 / 1,529	63	25
CET-4000	1760	1 1/2	208-230 / 460	4.20 / 2.10	3,950 / 2,324	72	28
CET-5000	1750	2	230 / 460	5.70 / 2.80	5,200 / 3,059	75	32
CET-6000	1765	3	230 / 460	7.80 / 3.90	6,500 / 3,824	80	34

*Nivel sonoro medido de acuerdo con las normas AMCA 300 / 05 y 301 / 05

ORIENTACIÓN BOCA DE DESCARGA (CW)



Anexo 3: Hoja de datos quemador

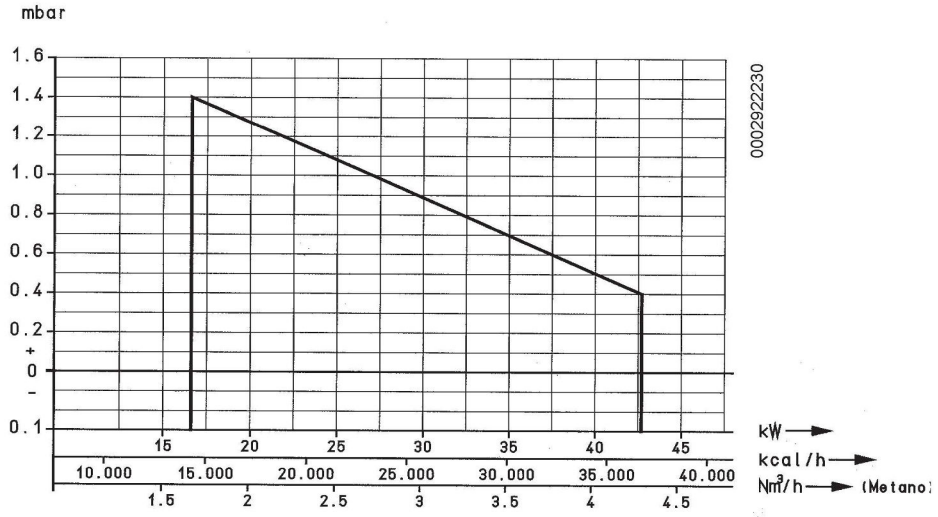
baltur

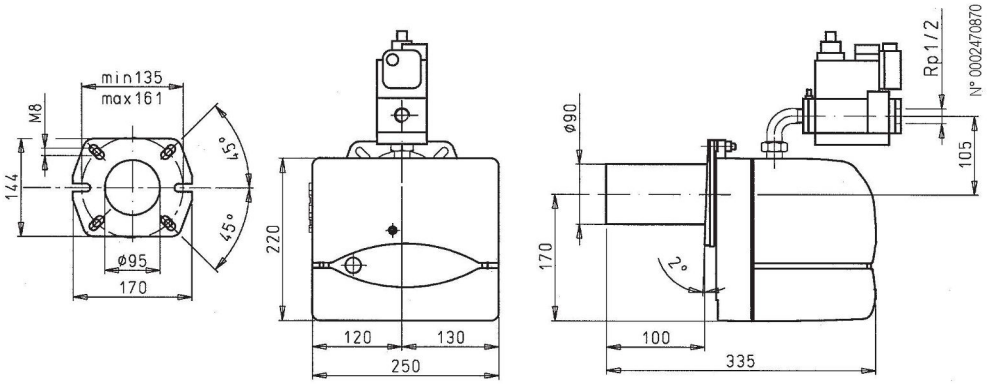
CARACTIRÍSTICAS TÉCNICAS

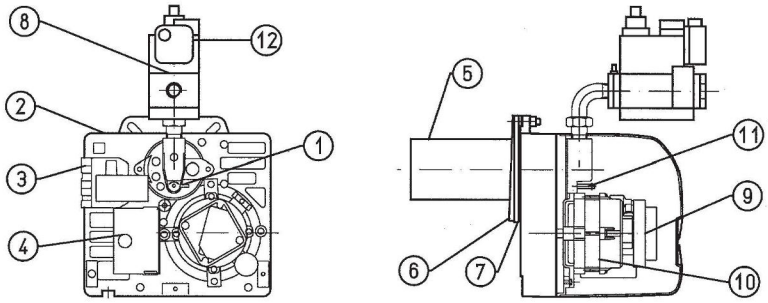
			BTG 3
POTENCIA TÉRMICA	MÍN	kW	16,6
	MÁX	kW	42,7
TENSIÓN			1N - 50Hz - 230V
MOTOR DEL VENTILADOR		kW / r.p.m	0,09 / 2800
TRANSFORMADOR DE ENCENDIDO			15kV - 25mA
Gas natural			
CAUDAL	MÍN.	m³n/h	1,7
	MÁX	m³n/h	4,3
PRESIÓN	MÍN.	mbar	12
G.P.L			
CAUDAL	MÍN.	m³n/h	0,6
	MÁX	m³n/h	1,6
PRESIÓN	MÍN.	mbar	30

MATERIAL PROPORCIONADO

	BTG 3
BRIDA DE CONEXIÓN DEL QUEMADOR	1
JUNTA AISLANTE	1
ARANDELAS PLANAS	4 ø 8
TORNILLOS	4 M 8x40
TORNILLO	M 8x25







ESPAÑOL

1) Referencia de posición del disco del cabezal
2) Tornillo de regulación de la apertura de la clapeta del aire
3) Conector de 7 polos
4) Equipo
5) Cabezal de combustión
6) Junta aislante
7) Brida de unión al quemador
8) Electroválvula del gas
9) Presostato del aire
10) Motor
11) Tornillo de regulación del disco del cabezal
12) Presóstato del gas mínima

Anexo 4: Hoja de datos extractor

CRHL-T

CRHL-T-12-0.25HP/4-1175RPM-(220~1)

Los extractores centrífugos**CR** son una amplia gama de alta eficiencia para montaje en techo.
CRHL-T Extractor centrífugo de montaje en techo, Baja Presión, marca S&P, con caudal 1.629 m³/h y presión 4,15 mmwg, para aplicaciones de extracción de aire limpio descarga horizontal, con transmisión de potencia por poleas-bandas, diseñadas y calculadas acorde a las necesidades requeridas.

Detalles constructivos:

Fabricado en aluminio rechazado, brinda una apariencia estética, peso ligero y otorga una resistencia contra agentes corrosivos del medio ambiente.
Los rodetes de álabes rectos atrasados balanceados dinámicamente, están fabricados con aleaciones especiales de aluminio.
Su diseño aerodinámico, les permite guiar el aire dentro de la estructura del ventilador, sin turbulencia.

Rangos de trabajo:

Caudal desde 937 m³ /hr (551 CFM) hasta 48585 m³/hr (28613 CFM).
Con presión máxima de hasta 33 mmca (1.30 inwg).

Aplicaciones: van desde uso comercial a industrial, donde se requiere extraer aire limpio.

SolerPalau Sistemas de Ventilación SLU certifica que este modelo tiene licencia para llevar el sello AMCA Seal for Air Performance. Los índices mostrados están basados en ensayos y procedimientos llevados a cabo de acuerdo con la publicación AMCA 211, y cumple con los requerimientos del AMCA Certified Ratings Program.

Las prestaciones están certificadas para instalaciones tipo D; conductos en admission y descarga, sin contar el efecto de accesorios. El sello AMCA Certified Ratings Seal aplica únicamente a las prestaciones de aire. Los índices de potencia excluyen pérdidas de transmisión.

Versión de revisión EasyVent v11, mayo 2020. El certificado se puede consultar en AMCA

Punto requerido

Caudal	1.600 m³/h
Presión Estática	4,00 mmwg
Temperatura	20 °C
Altitud	2560 m
Densidad	0,88 Kg / m³
Frecuencia	60 Hz

Punto de trabajo

Caudal	1.629 m³/h
Presión estática	4,15 mmwg @ 0,88 kg/m³
Presión dinámica	0,989 mmwg @ 0,88 kg/m³
Presión total	5,14 mmwg @ 0,88 kg/m³
Presión estática estándar	5,69 mmwg @ 1,2 kg/m³
Presión dinámica estándar	1,36 mmwg @ 1,2 kg/m³
Presión total estándar	7,04 mmwg @ 1,2 kg/m³
Eficiencia	32
Potencia útil	0,096 Hp @ 0,88 kg/m³
Potencia útill estándar	0,132 Hp @ 1,2 kg/m³
Factor de Servicio Req	10
Velocidad descarga	4,7 m/s
Velocidad aspiración	1,6 m/s
Velocidad ventilador	1175 rpm
Potencia específica	0,27 W/l/s

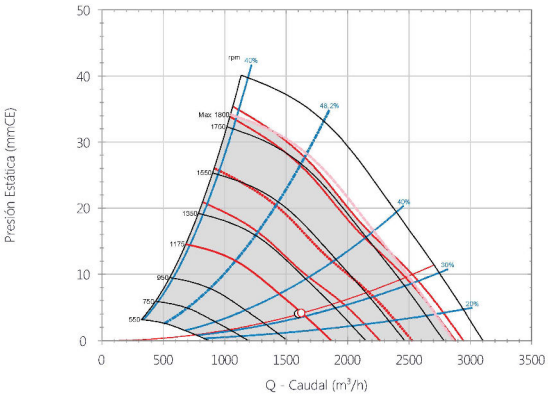
Construcción

Diámetro impulsión	12 mm
Tamaño ventilador	12
Peso	31,26 kg

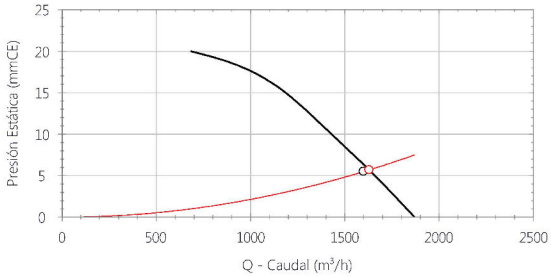
Características del motor

Número de Polos	4
Potencia motor	0,25 Hp
Tensión	1-127/220V-60Hz
Intensidad máxima absorbida	5,2 A
Índice de protección	IP21
Clase motor	F

Curva



Curva (1,204 Kg / m³)



Características acústicas

	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Total
Descarga (LwA)	53	66	68	69	68	65	69	58	76
Descarga LpA @ 1,5m	38	51	53	54	53	50	54	43	61

Anexo 5: Hoja de datos PLC

CE RoHS

c UL US
LISTED
(IND.CONT.EQ.)
3PJM

Performance & Features

- This intelligent controller, adopting function block programming, having large programming capacity, being f reely fprogrammed according to different users and different fields, can run at your desired time table and the RTC accuracy can reach second and makes your time control more accurate. And up to 128 time sessions can be set , especially suitable for time-control system.
- Safety password function makes your program absolutely safe. Before writing program, password can be set. And only after entering the correct password, can the program be modified.
- It is equipped with a removable, convenient and programmable LCD, providing 64 friendly human-machine interfaces, 32 virtual keys, having the function to display the alarming message and parameter and to modify the parameter. When needed, it can be installed. And when not needed, it can be removed and replaced with an ordinary front panel. Thus the cost will be greatly reduced.
- The input can receive not only the digital input but also the analogue input to perform the control and . transmission of fthe temperature, moisture, pressure, flow level unit and so on.
- It has well-featured and compact design with 14 point input and 8 point output. Equipped with expansion module, it can be expanded into 82 I/O better ,and to MAX 122I/O.It can be connected with telephone voice module and remote control module to perform the notification and alarming function. And the connection between the host and the module can be Bridge SR-CBA or flexible connection SR-ECBA.
- The machine has short-circuit protection (internal) and relay output protection (external) function, which makes your usage safer and easier

Power Supply:	
Power	AC110V-240V

Input parameters:	
Input No	14(A0-A7,B0-B5)
Digital input	14(A0-A7,B0-B5)
Analogue input	None
Power range	AC0-240V
Input signal0	AC0-40V
Input signal1	AC85-240V

Output parameters:	
Output No	8(QA0-QA7)
Output type	Relay output
Output voltage	AC0-240V/DC0-24V
Output current	Resistive load 10A/Inductive load 2A

Environment Temperature:	
Running temperature	20℃～70℃
Storage/shipmen	-40℃～70℃

Switch frequency:	
Mechanism	10Hz
Resistor/light load	2Hz
Sensitive load	0.5Hz

Other parameters:	
Clock buffer memory at 25℃	80h
RTC accuracy	Max±5s/day
Protection	IP20
Emission on line	EN55011(B)
The main frequency range	47-63Hz
Function block No	128个
Program storage capacity	64K
Isolation intensity	IEC1131

Anexo 6: Hoja de datos Filtro

AstroCel® I Filters

Design and Construction

Gasketed
Wood Construction
Particle Board

Gasketed
Metal Construction
Pan Style

Gel Seal
Wood Construction
Plywood

Gel Seal
Metal Construction
Galvanized Steel

AstroCel® I Selection

AstroCel I filters are available in a wide variety of standard sizes and construction materials. Special sizes can be fabricated or special materials used for unique requirements.

There are twelve criteria encompassing materials and performance that go into the makeup of an AstroCel I filter. Careful selection of the right combination will result in the filter that best meets the needs of your application.

Size
Sizes from 8″ x 8″ to 36″ x 72.″

AstroCel I filter sizes are listed with the height dimension first, followed by the width, then depth.

Minimum Efficiency
99.97% – 0.3µm
99.99% – 0.3µm
99.999% – 0.3µm

Scan Tested (Optional)
AstroCel I filters can be scan tested to eliminate pinhole leaks.

Media
Waterproof, fire-retardant microglass
Waterproof, fire-retardant, radiation resistant microglass

Cell Side Material
Plywood
Fire Retardant Plywood
Particle Board
Fire Retardant Particle Board
*Galvanized Steel
*Stainless Steel
*Aluminum

Separators
Aluminum
Vinyl Coated Aluminum

Bond
Polyurethane Elastomer
Silicone
Black Cement

Gasket
Neoprene Expanded Rubber
Silicone
Urethane

Gasket Location
None
One Side
Both Sides

Faceguards (Optional)
4 x 4 Mesh Hardware Cloth
Galvanized Steel
Stainless Steel

Faceguard Location
None
One Side
Both Sides

UL 586 Classified (Optional)
Numbered UL certification label to be applied.

**Available with antimicrobial treated media.*

High Temperature AstroCel® I Filters

AstroCel I filters are constructed with stainless steel or aluminum cell sides and are available for applications with continuous operating temperatures up to 750°F.

400°F (204°C) – Stainless Steel or Aluminum Cell Sides, White RVT Silicone Board

500°F (260°C) – Stainless Steel or Aluminum Cell Sides, Red RVT Silicone Board

750°F (399°C) – Stainless Steel or Aluminum Cell Sides, Black Cement Bond

Special Construction AstroCel® I Filters

AstroCel I Side Access Filters
AstroCel I filters are constructed with a flange at the top and bottom for installation into earlier models of AstroSeal® side access housings. The filters are available with wood or metal cell sides.

Military and Nuclear Designs
AstroCel I filters are available to comply with military and nuclear specifications (ASME AG-1) requiring special cell side material, radiation resistant media, rabbeted joints, special testing, and special packaging and marking.

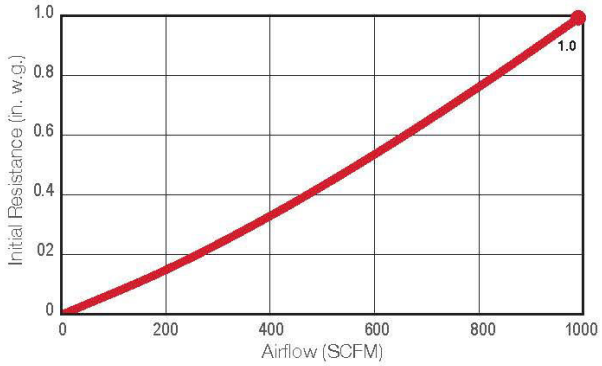
Product Information

Operating Comparison	Standard AstroCel I 24″ x 24″ x 11½″	High Capacity AstroCel I HCX 24″ x 24″ x 11½″
Rated Airflow Capacity @ 1.4 in. w.g. (350 Pa) initial resistance		2000 SCFM (3400 m³/hr.)
Rated Airflow Capacity @ 1.0 in. w.g. (250 Pa) initial resistance	1000 SCFM (1700 m³/hr.)	1500 SCFM (2550 m³/hr.)
Service Life Ratio @ 1000 SCFM (1700 m³/hr.)	1.0	2.0

Performance Data

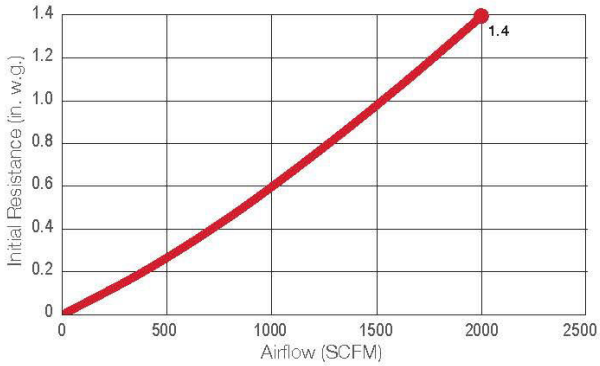
AstroCel I – 24 x 24 x 11½

Initial Resistance vs. Airflow Capacity



AstroCel I HCX – 24 x 24 x 11½

Initial Resistance vs. Airflow Capacity



Anexo 7: Planos

CONFIDENCIAL