

DISEÑO TERMICO DE UNA TOSTADORA DE CAFÉ EN LECHO FLUIDIZADO

RICARDO ALONSO MEDINA BUCHELI



UNIVERSIDAD DEL VALLE

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

SANTIAGO DE CALI

2011

DISEÑO TERMICO DE UNA TOSTADORA DE CAFÉ EN LECHO FLUIDIZADO

RICARDO ALONSO MEDINA BUCHELI

TRABAJO DE GRADO PARA OPTAR POR EL TITULO DE INGENIERO
MECANICO

DIRECTOR

INGENIERO ALBIO DE JESUS GUTIÉRREZ

UNIVERSIDAD DEL VALLE

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

SANTIAGO DE CALI

2011

Nota de aceptación:

Aprobado por el comité de grado en cumplimiento de los requisitos exigidos por la Universidad de Valle para optar por el título de Ingeniero Mecánico.

Director del Proyecto

Ingeniero

Jurado

Ingeniero

Jurado

Ingeniero

Santiago de Cali, 5 de Agosto de 2011

Dedico este trabajo a Dios quien es la fuerza que mueve mis pasos.

A mis padres Alonso y Rosmira, por su infinita paciencia, comprensión y entereza.

A mi hermana por, sus ánimos y empuje.

A mi mama luz que en la tierra y desde el cielo siempre estuvo conmigo.

A mi novia Stefania quien en el final de este camino fue mi apoyo incondicional.

A mis tíos y familia, por ser siempre el as bajo la manga.

A mis profesores por su vocación.

A mis amigos por... el resto.

Ricardo Alonso Medina Bucheli

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a la Universidad del Valle por haberme aceptado y brindado la posibilidad de estudiar y prepararme para aportar algo a esta nación por la cual sigo apostando.

Al profesor Albio Gutiérrez por su vital paciencia y confianza brindados para terminar este trabajo, le deseo lo mejor en su próximo camino.

A cada uno de mis profesores que compartieron siempre su conocimiento conmigo para seguir mejorando.

A todos mis compañeros de viaje por este camino, a ellos que siempre aportaron algo en los momentos que fue necesario.

CONTENIDO

	Pagina
INTRODUCCIÓN	19
1. PROBLEMÁTICA	20
2. ANTECEDENTES	23
3. MARCO TEÓRICO	27
3.1. CALIDAD DE CAFÉ	27
3.1.1. Calidad de café verde	28
3.2. REACCIONES QUÍMICAS BÁSICAS EN EL PROCESO DE TOSTADO	31
3.3. FUNDAMENTOS DE SECADO	31
3.3.1. Contenido de humedad	35
3.3.2. Mezcla de gases ideales	36
3.3.3. Humedad específica	37
3.3.4. Humedad relativa	37
3.3.5. Ecuación de estado de gases ideales	37
3.3.6. Balance de masa	38
3.3.7. Balance de energía	38
3.3.8. Cálculo del calor específico del café	39

3.4. PROCESO DE COMBUSTIÓN	39
3.4.1. Relación aire/combustible	39
3.4.2. Temperatura de llama adiabática	40
3.5. INTERCAMBIADORES DE CALOR	41
3.5.1. Método de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)	42
3.5.2. Método de la efectividad-NTU	43
3.5.3. Coeficiente global de transferencia de calor	44
3.5.4. Caída de presión en el intercambiador	45
3.6. VENTILADORES	46
3.6.1. Factores de corrección para la selección de ventiladores	47
3.6.2. Caída de presión de selección de ventiladores	48
3.7. LECHO FLUIDIZADO	48
3.7.1. El fenómeno de la fluidización	48
3.7.2. Propiedades de las partículas de fluidización	52
3.7.3. Caída de presión en el lecho	53
3.7.4. Velocidad de mínima fluidización	59
3.8. VELOCIDAD DE SECADO	60
4. JUSTIFICACION	61
5. OBJETIVOS	62

5.1. OBJETIVO GENERAL	62
5.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS	62
6. METODOLOGIA	63
7. ANALISIS Y RESULTADOS	68
7.1. CALCULO DE LOS REQUERIMIENTOS TERMICOS	68
7.2. ANALISIS DEL PROCESO COMBUSTIBLE / COMBUSTIÓN	77
7.3. DISEÑO PRE-CALENTADOR DEL AIRE DE COMBUSTIÓN	87
7.4. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	102
7.5. DIMENSIONAMIENTO DEL LECHO FIJO	115
7.6. LECHO FLUIDIZADO	115
7.7. SELECCIÓN DEL VENTILADOR	124
7.8. RESUMEN DE RESULTADOS	129
8. CONCLUSIONES	132
9. RECOMENDACIONES	133
10. BIBLIOGRAFIA	134
ANEXOS	138

LISTA DE TABLAS

	Pagina
Tabla 1. Calidad del café verde en Colombia	30
Tabla 2. Parámetros de diseño	64
Tabla 3. Entalpías de formación en estado estándar	80
Tabla 4. Calores específicos de los componentes de los humos a la temperatura requerida	83
Tabla 5. Fracción molar y de masa, numero de moles y masa molar de los componentes de los humos	84
Tabla 6. Producto de la fracción de masa por su calor especifico para los componentes de los humos	84
Tabla 7. Propiedades del aire de recirculación y ambiente a temperaturas promedio	90
Tabla 8. Entalpías de formación en estado estándar y de referencia de los componentes de los humos	98
Tabla 9. Calores específicos de los componentes de los humos a la temperatura requerida	100
Tabla 10. Producto de la fracción de masa por su calor especifico para los componentes de los humos	100

Tabla 11. Propiedades de los componentes de los humos	104
Tabla 12. Propiedades del aire y los humos a temperaturas promedio	106
Tabla 13. Propiedades de los componentes de los humos a temperatura de la pared	108
Tabla 14. Distribución del número de granos de café según su masa	116
Tabla 15. Parámetros del sitio de instalación del ventilador	125
Tabla 16. Parámetros del Lecho.	130
Tabla 16. Parámetros del intercambiador.	130
Tabla 16. Parámetros del pre-calentador.	131
Tabla 16. Parámetros del ventilador.	131

LISTA DE FIGURAS

	Pagina
Figura 1. Esquema de la máquina tostadora	21
Figura 2. Tostadora TLF-1000	24
Figura 3. Torrefactora de café	25
Figura 4. Tostadora TTA-60	26
Figura 5. Intercambiador de calor de tubos concéntricos	41
Figura 6. Ventilador centrífugo	47
Figura 7. Etapas y tipos de lecho fluidizado	51
Figura 8. Fluidización en chorro	52
Figura 9. Diagrama de diseño de la máquina tostadora	67
Figura 10. Esquema de la máquina	69
Figura 11. Volumen de control para el balance de energía en a tostadora	76
Figura 12. Entradas CH ₄ y aire, y salida de humos de la cámara de combustión	78
Figura 13. Entradas y salidas de los fluidos al intercambiador de calor	85
Figura 14. Entradas y salidas de masa en la cámara de combustión	86
Figura 15. Entradas y salidas de fluidos al pre-calentador	88

Figura 16. Esquema de la máquina donde se muestra las entradas y salidas de energía y masa de las partes que la componen	102
Figura 17. Distribución cuadrática de los tubos por dentro de la carcasa	103
Figura 18. Transferencia de calor desde el fluido caliente al fluido frío en el intercambiador	112
Figura 19. Dimensiones del lecho fijo con forma cilíndrica	118
Figura 20. Comportamiento de la altura del lecho según la velocidad	123
Figura 21. Esquema final de la máquina	128

LISTA DE ANEXOS

	Pagina
ANEXO A. Carta psicométrica	133
ANEXO B. Parámetros térmicos del café	134
ANEXO C. Parámetros hidrodinámicos y físicos del café	135
ANEXO D. Entalpías de formación	136
ANEXO E. Propiedades de algunos gases ideales	137
ANEXO F. Calores Específicos de varios gases ideales comunes como función de la temperatura	139
ANEXO G. Propiedades hidrodinámicas de algunos gases	140
ANEXO H. Diámetros de carcasa y número de tubos para esquema cuadrático	142
ANEXO I. Factores de ensuciamiento para fluidos industriales	143
ANEXO J. Factores de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica	144
ANEXO K. Rugosidad relativa de los materiales	145
ANEXO L. Diagrama Moody	146
ANEXO M. Longitudes Equivalentes para válvulas y accesorios	147

ANEXO N. Factores de corrección para selección de ventiladores	148
ANEXO O. Catalogo de selección de ventiladores centrífugos Howden	149

GLOSARIO

EXCELSO: Café que se caracteriza por homogeneidad en su aspecto, granulometría y bajo contenido de defectos es apto para exportar.

VARIEDAD COLOMBIA: Café de la especie *Coffea arabica* L., cultivado y producido en las zonas cafeteras del territorio colombiano.

CAFÉ PERGAMINO: Es el producto que comercializan los caficultores, el cual venden en las Cooperativas de Caficultores o puntos de compra de particulares.

TRIGOLENINA: Alcaloide derivado de la nicotina presente en las semillas de la de café.

NICOTÍNICO: Nutriente del complejo de la vitamina B que el cuerpo necesita en pequeñas cantidades para funcionar y mantenerse sano.

ÉSTERES: Son compuestos orgánicos en los cuales un grupo orgánico reemplaza a un átomo de hidrógeno (o más de uno) en un ácido oxigenado.

FENÓLICO: Los fenoles o compuestos fenólicos son compuestos orgánicos en cuyas estructuras moleculares contienen al menos un grupo fenol, un anillo aromático unido a al menos un grupo funcional hidroxilo.

ASPERGILLUS OCHRACEUS: El *Aspergillus* es un género de alrededor de 200 hongos, productores de penicilina.

PENICILLIUM CRYSOGENUM: Es el hongo del que se obtuvo el antibiótico penicilina, descubierto por Alexander Fleming en 1928.

ARAECERUS FASCICULATUS DEGEER: Es una plaga seria del café almacenado, también llamado gorgojo del café almacenado.

HYPOTENEMUS HAMPEI: También llamado gorgojo, es una especie de coleóptero curculiónido de la subfamilia Scolytinae originario de África, del tamaño de la cabeza de un alfiler. Es conocido por ser la plaga que más daño causa a los cultivos de café a nivel mundial.

OCHRATOXINA: La ocratoxina (OTA) es una micotoxina producida por hongos micomicetos, *Aspergillus* y *Penicillium* que se encuentra ampliamente distribuida como contaminante natural de cereales, legumbres y otros alimentos y que en estudios experimentales ha demostrado una gran diversidad de efectos tóxicos.

DESCARBOXILACIÓN: La descarboxilación oxidativa es una reacción de oxidación en la cual un grupo carboxilo es eliminado de una molécula, formando un grupo acetilo y liberando dióxido de carbono.

QUÍNICO: Compuesto fenolico importante en el café.

CLOROGÉNICO: Compuesto fenolico del café.

GLUCOSYL: O glucósidos en español son moléculas compuestas por un glúcido (generalmente monosacáridos) y un compuesto no glucídico.

FRUCTOSIL: Molécula de ácido nucleico que se codifica en sacarosa o viceversa

GLICOSÍDICO: En el ámbito de los glúcidos, el enlace glucosídico o glicosídico es el enlace para unir monosacáridos con el fin de formar disacáridos o polisacáridos.

ANHIDROGLUCOSA:

HEMICELULOSA: Las hemicelulosas son heteropolisacáridos (polisacárido compuesto por más de un tipo de monómero), formado, en este caso un tanto especial, por un conjunto heterogéneo de polisacáridos, a su vez formados por un solo tipo de monosacáridos unidos por enlaces β .

NICOTENICO: También conocida como vitamina B3, niacina, o vitamina PP, con fórmula química $C_6H_5NO_2$ es una vitamina hidrosoluble cuyos derivados, NADH y NAD^+ , y NADPH y $NADP^+$, juegan roles esenciales en el metabolismo energético de la célula

RESUMEN

En este documento se encuentra el diseño varios componentes propios de la ingeniería que juntos componen un diseño de una máquina de tostar café que funcionara en lecho fluidizado, con la teoría, que este fenómeno podrá traer mejor calidad en el producto final mermando los tiempos de tostión.

Este diseño específicamente se realizo para una máquina que logre tostar 50 Kg de café verde cada 10 minutos y que utilice el metano como combustible logrando aire a temperatura y velocidad adecuadas para que fluidize y tueste el lecho de café.

PALABRAS CLAVE: Lecho, Lecho fluidizado, Tueste, Tostadora, Fluidización.

INTRODUCCIÓN

En éste documento se realiza una propuesta para proyecto de grado, en donde se pretende calcular los requerimientos térmicos para el diseño de una máquina procesadora de café tostado que funcione bajo los principios de lecho fluidizado, teniendo como motivación que en un proceso de estos se tiene tiempos de tostado menores, tostado de todas las partículas por separado, por lo que prácticamente es a velocidad constante, la temperatura de un lecho fluido es uniforme y se puede controlar con precisión, la turbulencia de lecho hace que el producto final sea más esférico y fluya mejor, unos tiempos de tostado cortos significan que la unidad tiene una alta producción. El tipo de café para el cual se diseñará la máquina; es un café verde de tipo excelso de la variedad Colombia con una granulometría específica y una cantidad de humedad en base seca de 12%, valor recomendado en su almacenamiento como café pergamino.¹

El tipo de máquina que se pretende diseñar, tostará por medio de aire caliente, el aire atmosférico entrará un intercambiador de calor de donde saldrá a una temperatura dentro del rango óptimo para éste proceso de tostado y con capacidad para retirar el excedente de agua ligada a la almendra (café verde), el aire se calentará por medio de gas natural (metano), luego pasara al través del lecho haciendo que éste se fluidize y se lleve a cabo la transferencia de masa de vapor de agua al aire caliente, la transferencia de calor se supondrá por convección, el aire saliente, aún caliente se reutilizará para precalentar el metano para intentar mejorar la combustión en los quemadores, aumentado la temperatura de la llama o humos, mientras que el café tostado saldrá con un 4% de humedad, valor también recomendado, por personas idóneas (catadores) en pruebas de taza.

¹ **Quintero, Gloria Ines Puerta.** Calidad de Café. *Cenicafe*. [En línea] 9 de Marzo de 2005. <http://www.cenicafe.org/modules.php?name=News&file=article&sid=353>.

1. PROBLEMÁTICA

El proceso de tostado en la manufactura del café es uno de los pasos más importantes, ya que en él se puede resaltar las propiedades organolépticas de la bebida o también ocultar los defectos del grano.

Lo que se pretende en el trabajo de investigación es calcular una máquina la cual realice el tostado por medio de un flujo de aire caliente a temperaturas entre 205-217°C, ya que éste es el Mejor Rango de Reacción o en sus siglas en ingles BRR (Best Reaction Ratio), y es en éste rango de temperatura donde se dan las mejores características en una prueba de tasa, debido a que la degradación de trigolenina a ácido nicotínico es lineal.

El proceso de tostado se pretende realizar en lecho fluidizado, teniendo como hipótesis el mejoramiento de la tostión en la almendra de café, debido a que cada grano de café se tostará por separado y que junto con la presencia de aire favorecerá su crecimiento y ayudará a retirar los humos que podrían alterar el sabor de la bebida.

Además se aminorarían los tiempos de tostado por bache (50 Kg), dando mejor productividad en comparación con otras tostadoras que funcionan bajo otros métodos.

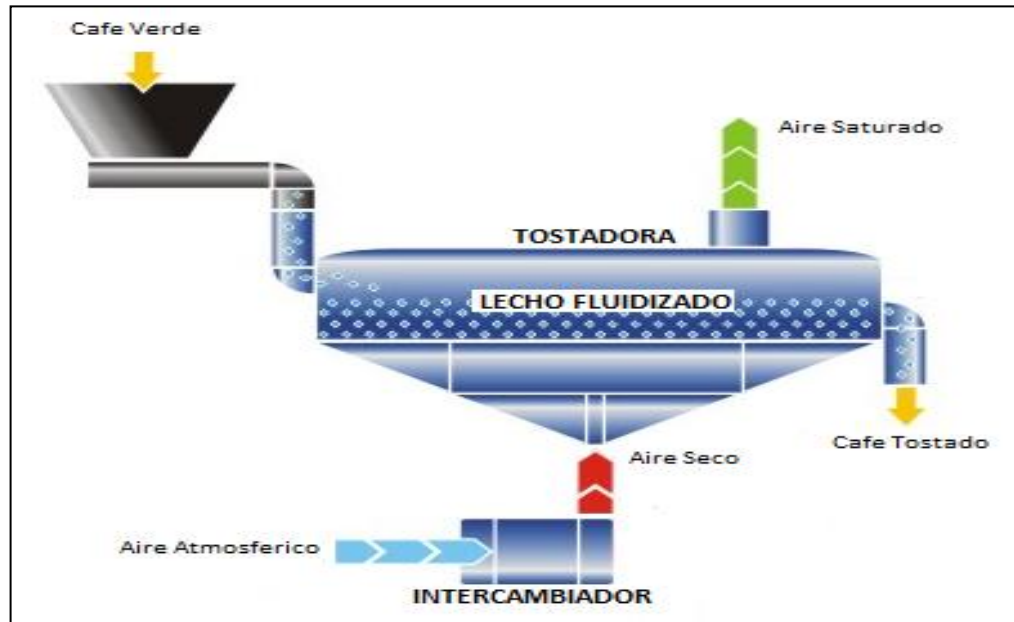


Figura 1. Esquema de la máquina tostador.

En la gráfica se observa un esquema que servirá para darnos una idea del funcionamiento de la máquina.

El proceso del tostado del café iniciará en la alimentación de café verde el cual ingresa a la tostadora con una humedad del 12%.

El café verde forma un lecho fijo, sobre una bandeja en forma cilíndrica la cual, por sus perforaciones en toda su superficie, permitirá el paso del aire caliente, aire que será calentado en un intercambiador de calor por medio de gas natural como combustible.

El aire caliente fluirá a una velocidad mínima de fluidización (V_{mf}), llamada así porque es a esta velocidad que el lecho comienza a fluidizar, cambiando de fijo a fluidizado.

En éste momento el aire que estará a una temperatura no superior a los 270°C y una humedad específica adecuada cercana a cero atravesará el lecho para que se realice la transferencia de masa (vapor de agua) desde el café hacia el aire.

Esta transferencia de masa de vapor de agua, en el café, hacia el aire seco, humedecerá el aire y retirará el vapor de agua del café dando lugar al tostado.

La Temperatura de 270°C que se menciona, es la temperatura máxima del medio o MET (Maximum Environment Temperature), siendo esta temperatura un límite en la temperatura del aire para que el grano presente el mejor grado de caramelización de los azúcares, sin presentar reacciones exotérmicas las cuales no benefician el sabor del producto en tasa.

Posteriormente el café ya tostado, con una humedad del 4% y una temperatura no superior a los 217°C será retirado de la máquina por algún medio mecánico o neumático.

2. ANTECEDENTES

En Colombia, la cultura de una buena taza de café está en crecimiento, es prueba de esto la cantidad de tiendas especializadas en venta de bebidas en base a café que han instalado su marca en todo el territorio, es por eso que el sector de diseño y fabricación de maquinaria ha visto la oportunidad de presentar tostadoras de café para estas tiendas, y han incursionado en el principio de lecho fluidizado para ello, ya que como se había mencionado, este proceso disminuye los tiempos de tueste, y mejora el producto final.

Como ejemplo tenemos la tostadora TLF-1000 diseñada y construida en Colombia por QuantiK®, quienes según conocedores del tema “son los mejores en Colombia”, es propicio señalar que este tipos de máquinas únicamente tienen capacidad de producción de $1/5 \text{ Kg/min}$ aproximadamente y no son aptas para producciones más grandes, ya que son diseñadas únicamente para tiendas de café o “coffee cars”.²

² **QuantiK.** Quantik. *TLF-1000*. [En línea] 2010.

http://www.quantik.com.co/Home/Espanol/Productos/Tostadora_Tiendas/TLF-1000/tlf-1000.html.



Figura 2. TLF-1000 Diseñada para café Kaldivia® por QuantiK®³

En el mercado colombiano también se ofrecen un tipo de “tostadoras” para producciones de mayor volumen y además que funcionan en lecho fluidizado, son llamadas torrefactoras de café, estas torrefactoras producen café tostado pero con la gran diferencia que en el proceso de la torrefacción al café en almendra se le agrega azúcar, esto con el ánimo de realzar las propiedades organolépticas del café tostado y disminuir un poco el tiempo del proceso.

Esta práctica es muy común en países ibéricos, pero no muy aceptada por los catadores latinos y especialmente por los colombianos, ya que consideran que las

³ **QuantiK.** Quantik. *TLF-1000*. [En línea] 2010.

http://www.quantik.com.co/Home/Espanol/Productos/Tostadora_Tiendas/TLF-1000/tlf-1000.html.

propiedades del café colombiano por si solas ya son muy buenas, además sacar un producto de consumo masivo como lo es el café tostado en una torrefactora, no sería muy atractivo para el consumidor, ya que al colombiano común, no le gustaría el sabor del café con azúcar quemada.



Figura 3. Torrefactora de café en lecho fluidizado con capacidad de producción de 1Kg/min. (Foto tomada de www.mercadolibre.com)

En Europa, “Los equipos con tecnología de última generación, que tuestan por aire caliente a baja temperatura y elevado caudal, provistos de sistema de recirculación para reutilización de los gases de combustión. Los modelos de tueste rápido utilizan la técnica "Fluid Bed System" llamada así por la compañía TecAIRE[®], quienes fabrican tostadoras de café en España hace mucho años” ⁴

⁴ **TecAIRE.** TecAIRE. [En línea] 2008. [Citado el: 19 de Noviembre de 2008.] www.tecaire.com.



Figura 4. Tostadora TTA-60 de TecAIRE^{®5}

No existe un sistema único que guíe todos los pasos dentro del proceso: cada fabricante y cada tostador, en función de su experiencia, de sus gustos personales y de la variedad de café tratada, le da un sello personal. Así, varían el escalado de temperatura, siempre oscilando alrededor de los 200 °C, una nueva técnica es introducir aire ambiente para abrir el grano y no requemarlo al frenar la combustión, o vaporizan el café en la última fase del tueste inyectando agua a razón de más o menos 1 litro por cada 10 kg de café.

⁵ **TecAIRE.** TecAIRE. [En línea] 2008. [Citado el: 19 de Noviembre de 2008.] www.tecaire.com.

3. MARCO TEORICO

3.1. CALIDAD DE CAFÉ

La calidad del café de Colombia es el resultado de muchos procesos y operaciones realizados por personas en las fincas, los sitios de comercialización, las cooperativas, las trilladoras, el transporte, el almacenamiento, el embarque, el tueste, la molienda y la preparación de la bebida. Cuando todas las personas de la cadena del café realizan bien las labores de producción y los procesos, se obtiene café de buena calidad; que al mismo tiempo debe presentar inocuidad, buena calidad física, buena calidad sensorial y una composición química natural.

La calidad sensorial del café permite inferir las condiciones y cuidados brindados al café, desde su cultivo hasta la obtención de la bebida.

Un café de buena calidad sensorial presenta balance en las características sensoriales. Además, es indispensable que no presente aromas ni sabores extraños que evoquen un deterioro del producto o una contaminación.

Las características organolépticas o sensoriales del café se refieren a la acidez, el amargo, el cuerpo, el aroma, el dulzor y el sabor del café, percibidas por el consumidor al probar la bebida de café.

- La fragancia es el aroma del café tostado y molido.
- El aroma es la primera cualidad que el catador percibe en la bebida del café al oler la muestra. Los aromas están compuestos por miles de sustancias

volátiles como aldehídos, cetonas, ácidos y ésteres, entre otras. Su intensidad, cualidad y tipo indican la calidad del café, frescura, condiciones de cultivo, beneficio y procesos para la obtención del producto. El tipo de aroma puede ser: tostado, dulce, herbal, frutal, terroso, químico, cereal, a especias, etc. Un aroma fuerte no significa que sea de buena calidad. Un muy buen café colombiano presenta un aroma intenso, dulce, con notas herbales, frutales o a especias.

- La acidez. Es el sabor y aroma característico de ciertos ácidos como el acético, o de frutas cítricas como el limón o la naranja. Es una cualidad propia y positiva de la especie *Coffea arabica* L. beneficiado por la vía húmeda. Su intensidad se modifica por el grado tueste.
- El amargor, es una característica normal del café debida a su composición química. Es deseable en grado moderado en el café colombiano. Su intensidad depende del grado de tueste y de la preparación de la bebida. La especie *Coffea canephora* (Robusta) presenta amargo más fuerte que el café de la especie arabica.
- El cuerpo de la bebida, se percibe en la lengua como una mayor o menor concentración. Una buena bebida de café colombiano presenta cuerpo completo, moderado y balanceado. Las calificaciones de cuerpo muy alto, lleno, sucio o ligero, son indeseables en los cafés arábicos.
- El dulzor es una cualidad propia del café arabica debida a su composición química y suavidad.

3.1.1. Calidad de café verde. Para explicar la calidad en el café verde se realizó el siguiente cuadro explicativo.

Nombre del producto	Café verde o café almendra
Lugar de producción del café almendra	Trilladoras
Método de producción	Proceso de trilla y clasificación en equipos y por personas entrenadas.
Materias primas	Café pergamino seco proveniente de fincas cafeteras, obtenido por recolección manual selectiva de frutos maduros y beneficio húmedo. Aire para limpieza de granos y equipos.
Tipo de empaque del producto	Saco de fique, limpio y seco
Peso de producto empacado	50kg
Contenido de humedad admisible	10 al 12%
Rotulación	Sobre el saco de fique, con fecha de proceso y empaque, cantidad, lote, nombre de la trilladora, ciudad y el distintivo de Café.
Transporte del producto	Se utilizan camiones cubiertos para llevar el café hasta el puerto y después <i>containers</i> sellados para su transporte en barco al exterior. Durante el transporte se evita la contaminación del café almendra con animales, frutas, pinturas, combustibles, sustancias químicas, tierra, abonos, humos, emisiones del medio de transporte y contacto con la humedad por lluvias o condensación.
Cliente	Importadores y tostadores de café
Almacenamiento del producto	Empacado en sacos de fique, arrumado sobre estibas limpias, separado al menos 30cm de las paredes y los techos. Bodega ventilada, seca, limpia y con condiciones frescas (temperaturas moderadas). Granos de café almendra almacenados aparte de otros materiales como pinturas, abonos, insecticidas, maderas, sustancias químicas, tierras, animales e insectos.

Condiciones de almacenamiento	Grano almendra con humedad del 10 al 12%, almacenado en lugares ventilados con temperaturas inferiores a 20°C y humedad relativa de 65 a 70%. El grano almendra se conserva por menos tiempo que el café pergamino bajo las mismas condiciones. Deben controlarse las variaciones drásticas de humedad y temperatura en las bodegas. En almacenamiento prolongado con altas temperatura y humedad relativa del ambiente, el grano almendra se decolora, la bebida pierde acidez, el aroma y sabor cambian a reposo, terroso, mohoso o fenólico dependiendo del deterioro.
Etapas del producto antes de llegar al consumidor final	Almacenamiento en bodegas. Tueste.
Características físicas del café almendra de buena calidad	Peso promedio del grano: 0,18g ± 0,03. Color: verde. Apariencia: homogénea, granos sanos. Olor característico a café fresco. Humedad: 10 al 12%. Tamaño del grano de 14/64' a 17/64' ó 18/64' (tamices de perforación circular para café)
Defectos no admisibles	Almendra negra, vinagre, con más de una perforación por insectos, mohos a simples vista de color verde, gris, rosa o blanco, almendra muy decolorada, olores extraños
Adulteraciones	Piedras, partículas, granos defectuosos, pasillas
Riesgos biológicos	Presencia de <i>Aspergillus ochraceus</i> , <i>Penicillium crysogenum</i> . Insectos: Gorgojo (<i>Araecerus fasciculatus</i> Degeer); Broca del cafeto (<i>Hypotenemus hampei</i>)
Riesgos químicos	Residuos de plaguicidas concentración mayor a 0,05ppm. Residuos de gases de combustión o emisiones durante el transporte. Ochratoxina A (OTA): Valores inferiores a 3ppb de OTA en café tostado son límites guía estimados como seguros. Residuos químicos por contaminación cruzada durante el proceso del café en la finca.

Tabla 1. Calidad del café verde en Colombia ⁶

⁶ **Quintero, Gloria Ines Puerta.** Calidad de Café. *Cenicafe*. [En línea] 9 de Marzo de 2005. <http://www.cenicafe.org/modules.php?name=News&file=article&sid=353>.

3.2. REACCIONES QUÍMICAS BÁSICAS EN EL PROCESO DE TOSTADO

Muchas reacciones térmicas y químicas se producen durante el proceso de tostado: descarboxilación, la deshidratación de la fracción de ácido quínico, fraccionamiento, isomerización, polimerización y reacciones complejas del azúcar. Los principales componente térmicamente reactivos son los monosacáridos y sacarosa, los ácidos clorogénico, aminoácidos libres, y trigonelina. Los carbohidratos se polimerizan y se degradan, liberando los monosacáridos inestables al calor.⁷

Sacarosa: disacárido de restos de Glucosyl y fructosil.

La sacarosa es el principal azúcar en el café. El punto de fusión de la sacarosa pura cristalina se encuentra entre 160 a 200°C con 187°C como la más comúnmente aceptada. La degradación de la sacarosa en seco puede ocurrir a tan bajas temperaturas como 90°C y comienza con la ruptura del enlace glicosídico seguida de la condensación y la formación de agua. Entre 170 y 200°C, la caramelización comienza. Es en éste punto que el agua y el dióxido de carbono salgan como gases, y se presente el primer crack. Estas son las reacciones químicas que ocurren en aproximadamente 180°C, que son exotérmicas. Una vez que comienza la caramelización, es muy importante que la masa de café no presente procesos exotérmicos (perdidas de calor) o el café tendrá sabor "a horno" en la taza. Tanto el punto de fusión real de la sacarosa y la posterior transformación o caramelización, se efectúa por la presencia de agua, amoniaco y proteínas.

⁷ *Basic Chemical Reactions Occurring in the Roasting Process.* **Staub, Carl.** 1995, SCAA.

Tostados oscuros representan un mayor grado de caramelización del azúcar que los tostados claros.

Celulosa: un polímero de unidades largas de anhidroglucosa.

La celulosa es la fibra inicial de la pared celular del café. Es parcialmente ordenado (cristalino) y parcialmente desordenado (amorfo). Las regiones amorfas son muy accesibles y reaccionan rápidamente, pero las zonas cristalinas con su forma compacta y los enlaces de hidrógeno pueden ser totalmente inaccesibles. La celulosa existe en el café incrustada en lignocelulosa (una matriz amorfa de la hemicelulosa de la lignina), que constituyen las paredes celulares de la matriz. La lignina es especial porque es un muy aromático polimerizándolo. El daño severo se produce en las paredes de las células de la matriz a temperaturas distribuidas por encima de 230°C y en la superficie de la almendra a más de 280°C. Los valores de temperatura van a cambiar debido a diversos niveles de otros componentes. El segundo crack, se asocia a tostados oscuros, ya que es la fractura de esta matriz, posiblemente asociadas a la volatilización de la lignina y otros compuestos aromáticos.

Bajo condiciones controladas de tostado, la temperatura del medio en el que éste la almendra no debe superar los 280°C. Un margen de seguridad más amplio que se lograría mediante la limitación de la temperatura máxima a 270°C. Estos límites de temperatura deben minimizar el daño a la matriz y aumenta la calidad de la taza, el rendimiento de tueste, y la vida útil del producto.

Trigonelina:

Trigonelina es 100% soluble en agua y por lo tanto va a terminar en la taza. Trigonelina es probablemente el componente más importante que contribuye a la amargura excesiva. A temperaturas de almendral de 229°C, aproximadamente el 85% de la trigonelina se degrada. Esta temperatura de almendra representa un

tueste moderadamente oscuro. Para más tostados más ligeros habrá más trigonelina, por lo tanto, mas amargura, pero también menos caramelización del azúcar. La azúcar caramelizada es menos dulce en la taza que la azúcar no caramelizada, así que estos dos componentes forman un complemento interesante. La trigonelina se derrite en su forma cristalina pura a 217°C la degradación comienza a aproximadamente 192°C. La degradación de los trigonelina es uno de los indicadores de control clave para determinar la mejor reacción.

Ácido quínico: Miembro del grupo de los ácidos carboxílicos.

El ácido quínico se derrite en forma cristalina pura a 163°C, muy por debajo de las temperaturas asociadas con el medio de tostado. El ácido quínico es soluble en agua y da una calidad ligeramente ácido, que se añade a la calidad y la complejidad de la taza. Es un compuesto estable a temperaturas de tostado.

El ácido nicotínico: Miembro del grupo de ácido carboxílico.

El ácido nicotínico se derrite en forma cristalina pura a 236°C. De origen natural el ácido nicotínico está ligado a la estructura de la celulosa de los polisacáridos. El ácido nicotínico también se deriva en forma soluble durante el tostado. Los niveles más altos de ácido nicotínico de cualquier grado de tueste se asocian con una mejor calidad de taza. El ácido nicotínico contribuye a la acidez favorable, es uno de los indicadores de control clave para determinar la temperatura de mejor reacción. Además, la interacción de ácido nicoténico fundido con otros componentes contribuye significativamente a la intensidad en tostados oscuros.

El mejor rango de reacción (BRR).

La mejor taza se producen cuando la relación entre la degradación de trigonelina a la obtención de ácido nicotínico sigue siendo lineal. El modelo de control de esta reacción es una relación tiempo / temperatura / relación energética. La

temperatura del ambiente de tueste establece la región de la pirolisis de las reacciones químicas que desee mientras que el valor de la energía y eficiencia del sistema de transferencia calor determina la velocidad de propagación de la reacción y la linealidad de los derivados del ácido nicotínico a la degradación de trigonelina.

El control de la temperatura del grano ofrece un buen método de aproximación de la distribución de reacción durante esta fase del tostado.

La temperatura ideal del medio ambiente, que da el rango de mejor reacción, (BRR), es 205 a 217°C, con 207°C como un valor aceptable⁸

Temperatura máxima del medio (MET).

Si bien es conveniente mantener los niveles de temperatura dentro de el BRR hasta las reacciones deseadas, la temperatura de BRR es muy superior a la temperatura de caramelización de la sacarosa, se debe tener cuidado de no permitir que el café tenga reacciones exotérmicas es por eso que la limitación de la máxima temperatura ambiente, MET, también es importante porque como se mencionó anteriormente, el mantenimiento de la integridad estructural de la matriz de la celulosa es de gran importancia.

Al limitar la temperatura máxima, las pérdidas se reducirán al mínimo y se mantiene la esencia de café por lo anteriormente dicho, la temperatura no debe exceder los 270°C (MET) ⁹

^{8,8} *Basic Chemical Reactions Occurring in the Roasting Process.* **Staub, Carl.** 1995, SCAA.

3.3. FUNDAMENTOS DE SECADO

El secado es la disminución de la humedad de un sólido húmedo por medio de un procedimiento térmico.¹⁰ Suele ser la operación final de un proceso de fabricación y se hace antes del envasado o expedición; con ello se reducen costes de transporte, se evita la humedad que puede ser causante de deterioro biológico y se obtienen materiales más manejables.

Generalmente, el secado se efectúa por contacto del sólido húmedo con una corriente de aire caliente. En éste proceso se da una transferencia simultánea de materia y energía, es decir, al sólido húmedo se le transfiere calor por medio del aire y éste arrastra la humedad del sólido. La velocidad de secado y el tiempo necesario para ello, dependen de estas transferencias.

3.3.1. Contenido de humedad. Para cuantificar la cantidad de humedad, se define el siguiente concepto; Contenido de humedad en base seca: Es la cantidad de agua referida al sólido seco (café).

$$w_i = \frac{\dot{m}_{w,i}}{\dot{m}_c} \quad (3.1)$$

w_i : Humedad inicial del café en base seca (Kg agua/Kg café).

$\dot{m}_{w,i}$: Masa de humedad en el café al inicio (Kg Agua/s).

$\dot{m}_c$: Masa de café (Kg Café/s).

$$w_f = \frac{\dot{m}_{w,f}}{\dot{m}_c} \quad (3.2)$$

¹⁰ **Mulero, A.** Tema 6: Fundamentos de Secado. *Termodinámica y Termotecnia*. s.l. : Escuela de Ingenierías Agrarias.

w_f : Humedad final del café en base seca (Kg agua/Kg café).

$\dot{m}_{w.f}$: Masa de humedad en el café al final (Kg Agua/s).

$\dot{m}_c$: Masa de café (Kg Café/s).

3.3.2. Mezcla de gases ideales. Ya que el diagrama psicrométrico no está diseñado para rangos de temperatura superiores a 120°C se utilizara relaciones de mezcla de gases ideales, considerando el aire y el vapor como tal, y de esa forma las entalpías solo dependen de la temperatura y el calor específico.

$$h_{gas} = C_p T \quad (3.3)$$

$$h = h_{a@T} + x \cdot h_{w@T} \quad (3.4)$$

Donde:

x : Humedad específica.

3.3.3. Humedad específica. La humedad específica o absoluta es la cantidad de vapor de agua en el aire.

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} \quad (3.5)$$

$\dot{m}_v$: Flujo másico de vapor de agua.

$\dot{m}_a$: Flujo másico de aire.

3.3.4. Humedad relativa. La humedad relativa se describe como la cantidad de humedad que el aire contiene respecto a la cantidad máxima de humedad que puede contener a la misma temperatura.

$$\phi = \frac{x \cdot P}{(0,622 + x)P_g} \quad (3.6)$$

P : Presión total.

P_g : Presión de saturación a la temperatura del estado. ($P_g = P_{sat@T}$).

3.3.5. Ecuación de estado de gases ideales. Cualquier ecuación que relacione la presión, la temperatura y el volumen de una sustancia es una ecuación de estado, en este caso la relación describe el comportamiento de un gas ideal, recordemos que el termino gas y vapor muchas veces se utilizan como sinónimo y comúnmente a la fase de vapor de una sustancia se la llama gas ya que su temperatura es más alta que la de su punto crítico¹¹.

$$P = \rho \cdot \frac{R_u}{W} \cdot T \quad (3.7)$$

Donde:

ρ : Densidad del aire.

R_u : Constante Universal de los gases.

W : Masa molar

T : Temperatura del estado.

¹¹ **Cengel, Yunus A.** *Termodinámica*. Mexico D.F : McGrawHill, 2009.

3.3.6. Balance de masa. En el proceso de secado, se supone que toda el agua que sale del producto pasa al aire:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_e \quad (3.8)$$

Donde:

$\dot{m}_3$: Flujo de humedad en el aire a la salida de la tostadora.

$\dot{m}_1$: Flujo de humedad en el aire a la entrada de la tostadora.

$\dot{m}_e$: Flujo de agua evaporada en la tostadora.

3.3.7. Balance de energía. La tostadora se modelara como un volumen de control con flujo estacionario, y se despreciara la energía cinética y potencial al igual que no se tendrá en cuenta el calor que atraviesa la frontera del volumen de control, por lo tanto el balance de energía será:

$$E_i - E_o = \frac{dE}{dt}$$

Donde:

E_i : Energía que entra.

E_o : Energía que sale.

Como el sistema es de flujo estacionario:

$$\frac{dE}{dt} = 0$$

Entonces.

$$E_i = E_o \quad (3.9)$$

3.3.8. Cálculo del calor específico del café. El calor específico es la cantidad de energía necesaria para aumentar en 1 °C la temperatura de 1 kg de café. Indica la mayor o menor dificultad que presenta una sustancia para experimentar cambios de temperatura bajo el suministro de calor.

$$Cc = \frac{k}{\alpha \cdot \rho} \quad (3.10)$$

Donde:

k : Conductividad térmica del café.

α : Difusividad térmica del café.

ρ : Densidad aparente.

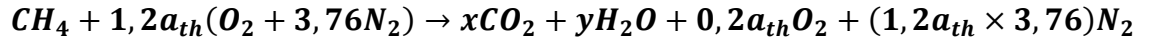
3.4. PROCESO DE COMBUSTIÓN

Como fuente de poder calorífico se utilizará el producto de la combustión entre gas natural (metano) y aire.

El gas natural (combustible hidrocarburo gaseoso), que es una mezcla de metano y cantidades más pequeñas de otros gases, se lo considerará por simplicidad como metano CH_4 .

Se asumirá que el metano reacciona completamente, además se quemará con un exceso de aire del 20%.

Se asumirá que los gases de combustión son ideales, por lo que la ecuación de combustión sería:



3.4.1. Relación Aire/Combustible. La relación aire combustible será calculada por:

$$AC = \frac{m_{ac}}{m_{comb}} \quad (3.11)$$

Donde:

m_{ac} : Masa de aire de combustión.

m_{comb} : Masa de combustible.

3.4.2. Temperatura de llama adiabática. La máxima temperatura que pueden alcanzar los gases de combustión es la temperatura adiabática de llama.¹² Es la temperatura que se obtiene si todo el calor desarrollado durante el proceso se utiliza integralmente para calentar los productos. El procedimiento de cálculo de la temperatura de llama adiabática, considerando los fenómenos de disociación, se lleva a cabo por iteración de la temperatura de los productos hasta que se cumpla la siguiente expresión.¹³

$$H_{reactivos} = H_{productos}$$

$$\sum N_p (\bar{h}_f + \bar{h} - \bar{h})_p = \sum N_r (\bar{h}_f + \bar{h} - \bar{h})_r \quad (3.12)$$

La $H_{reactivos}$ se refiere a la entalpía del combustible y del aire que hacen parte del proceso de combustión. Cuando toda esta energía es empleada para elevar la temperatura de los humos de combustión, sin pérdidas de calor hacia el medio, los

^{12,13} **Cengel, Yunus A.** *Termodinámica*. Mexico D.F : McGrawHill, 2009.

productos alcanzarán una entalpía $H_{productos}$ igual a la de los reactivos, y por ende, obtendrán su máxima temperatura.

3.5. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Un intercambiador de calor es un dispositivo que sirve para transferir calor entre dos fluidos, que estén separados por una barrera o que se encuentren en contacto. En éste caso los productos de combustión del gas natural le transfieren calor al aire. El intercambiador de calor más sencillo es aquel en que los fluidos se mueven en la misma dirección o en direcciones opuestas en un arreglo de tubos concéntricos.

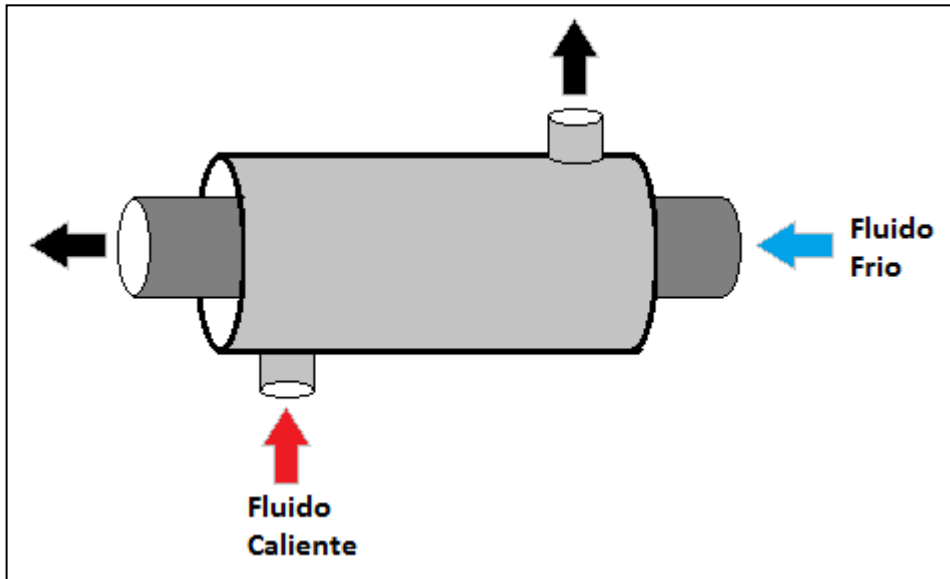


Figura 5. Intercambiador de Calor de tubos concéntricos.

3.5.1. Método de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD). La técnica de análisis más utilizada desde el punto de vista térmico¹⁴, para el diseño y selección de intercambiadores de calor es el del Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (LMTD).

La transferencia de calor en un intercambiador de calor se puede expresar de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = U \cdot A_{IC} \cdot \Delta T_m \quad (3.13)$$

Donde:

$\dot{Q}$: Flujo de calor.

U : Coeficiente global de transferencia de calor.

A_{IC} : Área de transferencia de Calor.

ΔT_m : Diferencia de temperatura media logarítmica.

La diferencia de temperatura logarítmica para flujo en contracorriente es:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (3.14)$$

$$\Delta T_1 = \Delta T_{h1} - \Delta T_{c2}$$

$$\Delta T_2 = \Delta T_{h2} - \Delta T_{c1}$$

¹⁴ **Sadik Kakac, Hongtan Liu.** *Heat exchangers selection, rating & thermal desing.* Londres : CRC press, 2002.

Donde:

Los subíndice h y c significan: caliente (hot) y frio (cool), y el 1 y 2 entrada y salida respectivamente.

Para diseño de intercambiadores de calor diferentes al de tubos concéntricos, existen factores de corrección para la diferencia media de temperatura logarítmica. Estos factores dependen de la geometría y de las temperaturas de entrada y salida del intercambiador y representa una medida de la desviación de la diferencia media de temperatura logarítmica si el intercambiador se considerara como de tubos concéntricos en contracorriente. Estos se pueden obtener de graficas y expresiones algebraicas que relacionan las temperaturas de los fluidos.

3.5.2. Método de la efectividad-NTU. Este es un método que función complementario junto con el LMTD ya que es muy efectivo para encontrar la velocidad de transferencia de calor y las temperaturas de salida de los fluidos, en base al rendimiento del intercambiador.

$$C = \dot{m} \cdot Cp_{@T} \quad (3.15)$$

Donde:

C : Razón de capacidad calorífica.

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (3.16)$$

$\dot{Q}_{max}$: Velocidad máxima de transferencia de calor.

C_{min} : Razón de capacidad calorífica mínima.

T_{hi} : Temperatura del fluido caliente a la entrada.

T_{ci} : Temperatura del fluido frio a la entrada.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (3.17)$$

ε : Efectividad del intercambiador.

3.5.3. Coeficiente global de transferencia de calor. Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se debe tener en cuenta las características de los fluidos en cuestión, debido a que éste depende de los coeficientes convectivos de cada uno. Y además la resistencia en de la pared del tubo, el coeficiente global de transferencia de calor es:

$$U = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_t} + \frac{d_o R_{ft}}{d_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k} + R_{fc} + \frac{1}{h_c}} \quad (3.18)$$

Donde:

d_o : Diámetros de los tubos.

d_i : Diámetros interno de los tubos.

k : Coeficiente de conductividad del material de los tubos.

h_t : Coeficiente convectivo de transferencia de calor lado tubo.

h_c : Coeficiente convectivo de transferencia de calor lado carcasa.

R_{ft} : Factor de encrustamiento lado del tubo.

R_{fc} : Factor de encrustamiento lado de la carcasa.

Los coeficientes convectivos de transferencia de calor se determinan por medio de factores adimensionales tales como el número de Reynolds, Prandtl y el Nusselt.

El número de Nusselt representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa de fluido.¹⁵

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (3.19)$$

Los números de Prandtl para los gases son de alrededor de 1, lo cual indica que tanto la cantidad de movimiento como el calor se disipan a través del fluido a mas o menos la misma velocidad(7).

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (3.20)$$

El numero de Reynolds relaciona el régimen de un flujo con las fuerza de inercia respecto a las fuerzas viscosas en el fluido.¹⁵

$$Re = \frac{\rho \vec{V} D}{\mu} \quad (3.21)$$

3.5.4. Caída de presión en el intercambiador. La caída de presión está asociada las pérdidas en los tubos y accesorios presentes en el intercambiador de calor. Para flujos turbulentos completamente desarrollados en tubos de sección constante, la caída de presión depende del diámetro, la longitud, rugosidad, velocidad promedio, la densidad y la viscosidad.

$$\Delta p_{IC} = \left[4f \frac{L_{IC} N_p}{d_i} + 4N_p \right] \frac{\rho_a \vec{V}_a^2}{2} \quad (3.22)$$

Donde:

Δp_{IC} : Caída de presión.

^{15, 15} **Cengel, Yunus A.** *Termodinámica*. Mexico D.F : McGrawHill, 2009.

f : Factor de fricción.

L_{IC} : Longitud del tubo.

d_i : Diámetro interior del tubo.

ρ_a : Densidad del aire.

$\vec{V}_a$: Velocidad del aire.

N_p : Numero de pasos por la carcasa.

3.6. VENTILADORES

Un ventilador esencialmente es una bomba de gas en vez de líquido. O mejor, es una turbomáquina que absorbe energía mecánica y restituye energía a un gas, comunicándole un incremento de presión tal que el influjo de la compresibilidad puede despreciarse.¹⁶

La selección de un ventilador consiste en elegir aquel que satisfaga los requisitos de caudal y presión con que debe circular el aire, para la temperatura de la operación y la altitud de la instalación y además se debe determinar su tamaño, el número de revoluciones a las que debe girar el rotor, la potencia que debe ser entregada a su eje, el rendimiento con el que funciona, la disposición de la transmisión, el ruido generado, etc.

¹⁶ **Mataix, Claudio.** *Mecanica de Fluidos y Máquinas Hidraulicas*. Madrid : Ediciones del Castillo, 1986.

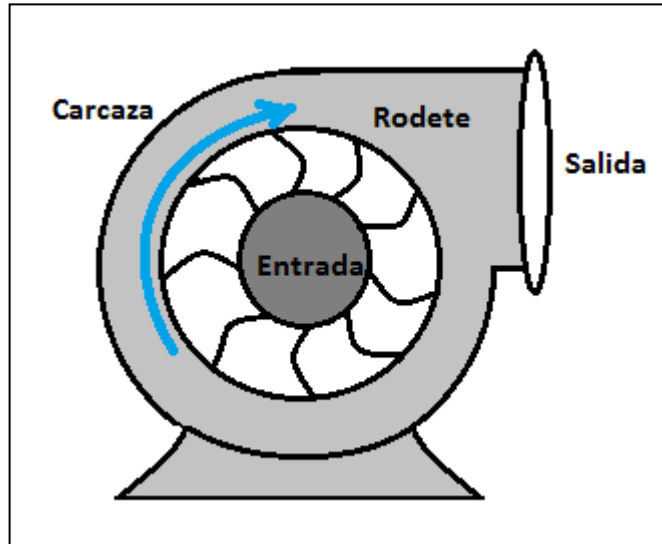


Figura 6. Ventilador centrífugo.

3.6.1. Factores de corrección para la selección de ventiladores. Los fabricantes de los ventiladores proporcionan la información necesaria para realizar una correcta selección. Esta información contenida en graficas y tablas, están referidas al aire estándar, por cuanto que en las instalaciones en donde las condiciones de operación difieren con las condiciones de aire estándar, estas deben ser corregidas.

$$F_T = F_1 F_2 F_3 \quad (3.23)$$

Donde:

F_1 : Factor de corrección por densidad.

F_2 : Factor de corrección por humedad relativa y temperatura.

F_3 : Factor de corrección por altura sobre el nivel del mar.

La corrección por densidad del sitio es:

$$F_1 = \frac{\rho_{estandar}}{\rho_{real\ in\ situ}} \quad (3.24)$$

Los factores de corrección por humedad y altura sobre el nivel del mar se encuentran expresados en tablas.

3.6.2. Caída de presión de selección de ventiladores. La caída de presión para la selección del ventilador debe estar afectada por el factor de corrección total.

$$\Delta p_{sel} = F_T \cdot \Delta p_{total} \quad (3.25)$$

3.7. LECHO FLUIDIZADO.

La fluidización es el fenómeno por el cual un lecho de partículas sólidas se suspende en el seno de un gas o un líquido, adquiriendo un comportamiento semejante al de un fluido:

- Flotabilidad, ya que cualquier cuerpo sumergido en el lecho fluido de menor densidad que este “flotará” en él, mientras que uno de mayor densidad no lo hará.
- Horizontabilidad de su superficie libre, al igual que la conseguida por la superficie libre de cualquier líquido contenido en un recipiente.
- De la misma forma aparece el fenómeno de los vasos comunicantes entre lechos conectados y con su superficie libre a la misma presión.
- La capacidad de “fluir” por un agujero practicado en una superficie en el interior del lecho.

3.7.1. El fenómeno de la fluidización. Cuando un fluido en movimiento atraviesa desde abajo hacia arriba un lecho de partículas a una velocidad baja, fluido que al inicio se filtra por en medio de los espacios entre las partículas, a estos espacios

se los conoce como la Porosidad del Lecho (ϵ), y al fluido como fluido de fluidización, valga la redundancia, ahora si la partículas del lecho continúan estacionarias, esto se conoce como *lecho fijo*.

Posteriormente con un aumento de la velocidad del fluido de fluidización las partículas comenzaran a moverse en forma aleatoria y vibrante.

Si se sigue aumentando la velocidad del fluido se alcanza un punto, donde las partículas del lecho son suspendidas por el flujo, si realizamos un diagrama de cuerpo libre a una de estas partículas, observaremos que la fuerza de fricción que causa el fluido sobre la partícula se equilibra con el peso.

De éste forma, la pérdida de carga que sufre un volumen determinado del lecho es igual al peso de sus partículas por unidad de área. Ésta etapa se denomina lecho en comienzo de fluidización y es la transición entre el *lecho fijo* y el *lecho plenamente fluidizado*. “La velocidad superficial del fluido en éste punto se denomina velocidad de mínima fluidización (U_{mf})”.¹⁷

Si la velocidad del fluido sigue en aumento y sobrepasa la velocidad de mínima fluidización, se comenzaran a formar inestabilidades como burbujas y canales así mayores velocidades, el movimiento de las partículas pasa a ser violento y vigoroso; además, el lecho no se expande mucho más de su volumen de mínima fluidización un lecho de éste tipo se denomina de *fluidización agregativa burbujeante o heterogénea*.

¹⁷ ,¹⁷ **Victor M, Barreira.** *Estudio Hidrodinamico de un lecho Fluidizado*. Madrid : Universidad Carlos III, 2007.

Cuando en el lecho la velocidad del fluido es suficientemente alta se puede apreciar arrastre de partículas con lo que desaparece la parte superior del lecho y en lugar de un lecho burbujeante se observa *un lecho con fluidización turbulenta*.

Ya con un aumento de la velocidad del fluido aun más alto, se presenta un lecho disperso y transporte neumático de partículas.

Otro modo de contacto entre el fluido y la partícula es el *lecho de chorro*. “En su operación, un chorro de gas a alta velocidad penetra a través de un lecho de partículas, transportando así algunas de ellas hasta la parte alta del lecho. El resto de partículas caen lentamente alrededor del chorro y entre el gas que se filtra con suavidad hacia arriba. En ocasiones se observa un comportamiento entre burbujeante y de chorro”.¹⁷

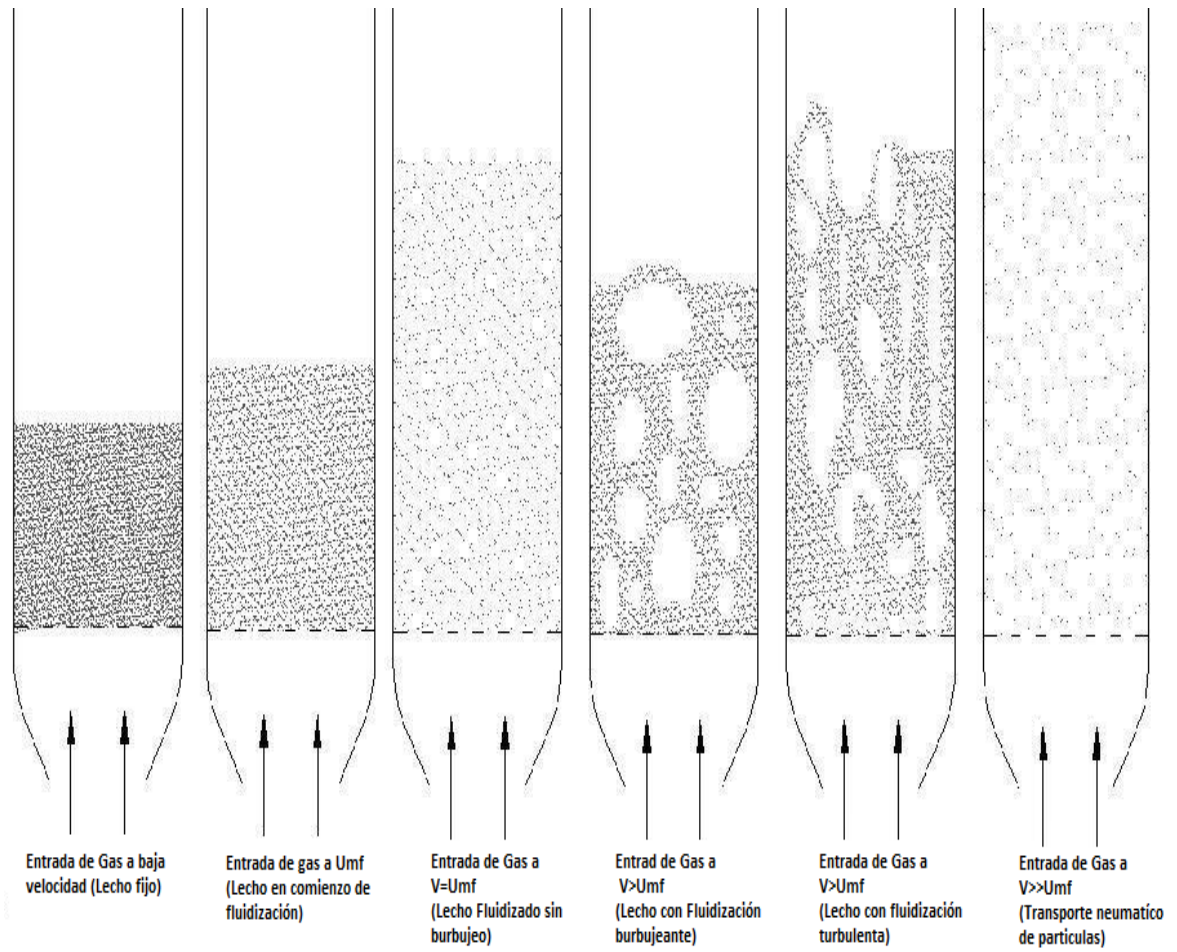


Figura 7. Etapas y tipos de lecho fluidizado.¹⁸

¹⁸ **Victor M, Barreira.** *Estudio Hidrodinámico de un lecho Fluidizado.* Madrid : Universidad Carlos III, 2007.

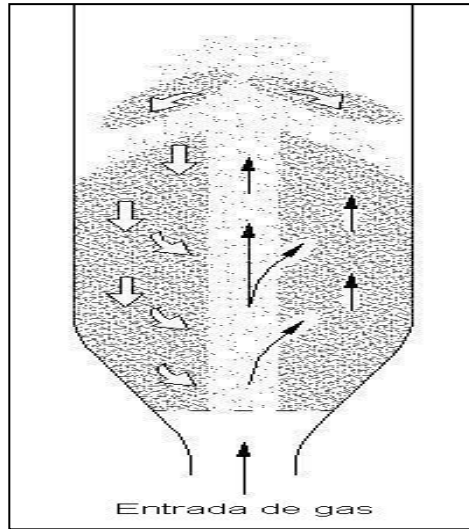


Figura 8. Fluidización en chorro.¹⁹

3.7.2. Propiedades de las partículas de fluidización. Un término que permite caracterizar el lecho de partículas es la densidad aparente del lecho, (ρ_b) que define el cociente entre la masa de todas las partículas que forman el lecho, (m_b) y el volumen que ocupan incluyendo los espacios vacíos entre ellas, denominado volumen aparente (V_{ap}).

$$\rho_b = \frac{m_b}{V_{ap}} \quad (3.26)$$

A partir de la fracción de vacío del lecho fijo, (ε), que representa la relación entre el volumen de espacios que separan las partículas del lecho y el volumen aparente de éste, se puede establecer la dependencia entre las densidades de lecho y partícula.

$$\varepsilon = 1 - \frac{\sum V_h}{V_{ap}} \quad (3.27)$$

¹⁹ **Victor M, Barreira.** *Estudio Hidrodinámico de un lecho Fluidizado.* Madrid : Universidad Carlos III, 2007.

Donde:

ε : Fracción de vacío o porosidad del lecho.

V_h : Volumen hidráulico.

$$\rho_b = (1 - \varepsilon)\rho_p \quad (3.28)$$

Donde:

ρ_b : Densidad del lecho.

ρ_p : Densidad de la partícula.

Generalmente, el término empleado para definir el tamaño de las partículas es el diámetro de partícula (d_p). En caso de no ser éstas esféricas representa el diámetro de una esfera con la misma relación superficie a volumen que la partícula no esférica en cuestión.

3.7.3. Caída de presión en el lecho. Si existe un flujo de una sola fase (aire) a través de una columna de partículas solidas estacionarias (lecho), este tendrá una resistencia, que se presenta por el paso del fluido a través de los huecos que se forman por el lecho.

Esta resistencia es causada por la fricción o frotamiento total de todas las partículas que conforman el lecho.

Dependiendo de la velocidad y por lo tanto del número de Reynolds el flujo a través de los huecos o canales del lecho pueden ser turbulento o laminar.

Aunque se han hecho adelantos en relacionar la caída de presión (Δp) con el frotamiento de cada una de las partículas individuales en un lecho, hasta ahora, la

forma más común se basa en “estimar el frotamiento total del fluido sobre la superficie de los sólidos que forman los canales tortuosos del lecho de partículas”.²⁰

Para llegar a estimar una relación que calcule la caída de presión en un lecho de partículas solidas Ergun realizo las siguientes suposiciones:

- Los canales reales pueden ser sustituidos por canales idénticos paralelos entre si y de sección transversal variable.
- El radio hidráulico (r_H) medio de los canales es el apropiado para tener en cuenta las variaciones de la sección transversal y la forma del canal.
- La fuerza de frotamiento total por unidad de área de la pared del canal es causada por la superposición de la fuerza de frotamiento viscosa (F_v) por unidad de área y la fuerza de inercia (F_i) por unidad de área.

$$\frac{Fd}{As} = \frac{Fv}{As} + \frac{Fi}{As} \quad (3.29)$$

Donde:

As : Área transversal del canal.

- Las partículas están ubicadas y dispersas al azar, sin orientación común alguna.
- La rugosidad y sus efectos son despreciables.
- Todas las partículas del lecho tienen el mismo tamaño y forma.
- El numero de partículas a la entrada del fluido de fluidización y cercanas a la pared son pocas en relación con el número total de partículas que componen el lecho.

²⁰ **Warren L, McCabe, Julian C, Smith y Peter, Harriott.** *Operaciones unitarias en Ingenieria quimica.* Madrid : Mc Graw Hill, 1991.

Dadas las anteriores suposiciones se puede definir la fuerza viscosa por unidad de área como:

$$\tau = \frac{Fv}{As} = \frac{K_1 \mu \vec{V}}{g_c r_H} \quad (3.30)$$

Y la fuerza de inercia por unidad de área:

$$\tau = \frac{Fi}{As} = \frac{K_2 \rho_g \vec{V}^2}{g_c} \quad (3.31)$$

Donde:

K_1 y K_2 : Constantes empíricas.

r_H : Radio hidráulico.

μ : Viscosidad.

$\vec{V}$: Velocidad en el canal.

g_c : Factor de conversión $\left(1 \frac{Kg \cdot m}{N \cdot s^2}\right)$

Como ya se menciona la fuerza de frotamiento total por unidad de área es causada por la adición de las fuerzas inerciales y viscosas.

$$\frac{Fd}{As} = \frac{Fv}{As} + \frac{Fi}{As} = \frac{1}{g_c} \left(\frac{k_1 \mu \vec{V}}{r_h} + k_2 \rho \vec{V}^2 \right)$$

Ahora pues, la velocidad $\vec{V}$ en esta ecuación es la velocidad del fluido en el canal pero resulta difícil o poco práctico, por lo tanto se utiliza $\vec{V}_0$ que es la velocidad del fluido justo antes de tocar la primera capa de sólido.

Para calcular la velocidad $\vec{V}$ es necesario definir una propiedad del lecho; la porosidad (ε) o fracción de hueco y lo definen como: “la relación entre el volumen de huecos del lecho y el volumen total”.²¹

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_b}{\rho_p} \quad (3.32)$$

ρ_b : Densidad del lecho.

ρ_p : Densidad de la partícula.

Con lo anterior se define la velocidad $\vec{V}$ como:

$$\vec{V} = \frac{\vec{V}_0}{\varepsilon} \quad (3.33)$$

Ahora denotamos el área total del lecho como:

$$A_s = N_p \cdot S_p \quad (3.34)$$

N_p : Numero de partículas que conforman el lecho.

S_p : Área de una partícula.

El número de partícula (N_p) viene dado por el volumen total de sólidos dividido por el volumen de partículas (v_p).

Si llamamos (L) a la altura del lecho y (S_0) al área transversal del lecho, el volumen total de sólidos es:

$$v_s = S_0 L (1 - \varepsilon) \quad (3.35)$$

Entonces:

²¹ **Warren L, McCabe, Julian C, Smith y Peter, Harriott.** *Operaciones unitarias en Ingeniería química*. Madrid : Mc Graw Hill, 1991.

$$Np = \frac{v_s}{v_p} = \frac{S_0 L (1 - \varepsilon)}{v_p} \quad (3.36)$$

Reemplazando en la ecuación de área total tenemos:

$$A_s = \frac{S_0 L (1 - \varepsilon) S_p}{v_p} \quad (3.37)$$

Se define el radio hidráulico (r_H) como:

$$r_H = \frac{S_0 L \varepsilon}{A_s} \quad (3.38)$$

La anterior ecuación la reemplazamos en la de área total y despejamos r_H :

$$r_H = \frac{\varepsilon v_p}{(1 - \varepsilon) S_p} \quad (3.39)$$

La caída de presión en el lecho Δp puede utilizarse en vez de la fuerza total F_D teniendo en cuenta que esta fuerza tiene que ser igual al producto de la caída de presión por el área de la sección transversal de los canales $S_0 \varepsilon$. Por tanto:

$$\Delta p \cdot \varepsilon \cdot S_0 = F_D \quad (3.40)$$

“el diámetro equivalente de una partícula no esférica se define como el diámetro de una esfera que tiene el mismo volumen que la partícula. La esfericidad (ϕ_s) es la relación entre la superficie de esta esfera y la superficie real de la partícula”.²²

Para una esfera:

$$s_p = \pi D_p^2 \quad v_p = \frac{\pi}{6} D_p^3 \quad (3.41) \quad y \quad (3.42)$$

²² **Warren L, McCabe, Julian C, Smith y Peter, Harriott.** *Operaciones unitarias en Ingeniería química.* Madrid : Mc Graw Hill, 1991.

Y para una partícula la relación de esfericidad será:

$$\frac{s_p}{v_p} = \frac{6}{\phi_s D_p} \quad (3.43)$$

Las constantes empíricas k_1 y k_2 según los experimentos realizados por Ergun tiene valores de:

$$k_1 = 150/36 \quad k_2 = 1,75/6$$

Reemplazando y reacomodando todo lo anterior en la ecuación de fuerza de frotamiento total, tenemos:

$$\frac{\Delta_p g_c}{L} = \frac{150 \mu \vec{V}_0 (1 - \varepsilon)^2}{\phi_s^2 D_p^2 \varepsilon^3} + \frac{1,75 \rho_g \vec{V}_0^2 (1 - \varepsilon)}{\phi_s D_p \varepsilon^3} \quad (3.44)$$

La anterior ecuación se conoce con el nombre de ecuación de Ergun y lleva su nombre por sus aportes realizados a la ingeniería de fluidización en especial a la caída de presión en lechos.

Con la ecuación de Ergun se pretende encontrar un valor muy cercano de la caída de presión (Δ_p), ya que las suposiciones utilizadas lo obligan a no ser un valor exacto.²³

²³ **Daizo, Kunii and Octave, Levenspiel.** *Fluidization Engineering*. Stoneham : Butterworth-Heinemann, 1991.

3.7.4. Velocidad de mínima fluidización. Si se considera un lecho descansando sobre un distribuidor de flujo, diseñado para entregar un flujo ascendente y uniforme, el comienzo de la fluidización ocurre cuando, La fuerza de frotamiento es igual a peso de la partícula en este momento a la altura del lecho se la conoce como altura mínima de fluidización (L_{mf}) y La porosidad es la porosidad de mínima fluidización (ε_{mf}):

$$\left(\begin{array}{c} \text{Fuerza de Frotamiento} \\ \text{o Arrastre por el movimiento} \\ \text{del aire hacia arriba} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Peso} \\ \text{de la} \\ \text{Partícula} \end{array} \right)$$

Ó

$$\left(\begin{array}{c} \text{Caida} \\ \text{de Presión} \end{array} \right) \left(\begin{array}{c} \text{Área} \\ \text{Transversal} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Volumen} \\ \text{del Lecho} \end{array} \right) \left(\begin{array}{c} \text{Fracción} \\ \text{de Sólido} \end{array} \right) \left(\begin{array}{c} \text{Peso Específico} \\ \text{de Sólido} \end{array} \right)$$

$$\Delta_p A_t = A_t L_{mf} (1 - \varepsilon_{mf}) \left[(\rho_s - \rho_g) \frac{g}{g_c} \right]$$

Si reacomodamos, tenemos:

$$\frac{\Delta_p}{L_{mf}} = (1 - \varepsilon_{mf}) (\rho_s - \rho_g) \frac{g}{g_c}$$

ρ_s : Densidad del sólido.

ρ_g : Densidad del gas.

Para encontrar la velocidad de mínima fluidización se combinan la ecuación anterior y la ecuación de Ergun aplicada al punto de mínima fluidización, y reordenándola tenemos:

$$\frac{1,75}{\varepsilon_{mf}^3 \phi_s} \left(\frac{d_p \overrightarrow{V_{mf}} \rho_g}{\mu} \right)^2 + \frac{150(1 - \varepsilon_{mf})}{\varepsilon_{mf}^3 \phi_s^2} \left(\frac{d_p \overrightarrow{V_{mf}} \rho_g}{\mu} \right) - \frac{d_p^3 \rho_g (\rho_p - \rho_g) g}{\mu^2} = 0 \quad (3.45)$$

Donde el término $\left(\frac{D_p \overrightarrow{V_{mf}} \rho_g}{\mu}\right)$ se lo conoce como el número de Reynolds de mínima fluidización:

$$\frac{D_p \overrightarrow{V_{mf}} \rho_g}{\mu} = Re_{mf}$$

Y el término $\left(\frac{D_p^3 \rho_g (\rho_p - \rho_g) g}{\mu^2}\right)$ se conoce como el número de Arquímedes también el número de Galileo.²⁴

$$\frac{D_p^3 \rho_g (\rho_p - \rho_g) g}{\mu^2} = Ar$$

3.8. VELOCIDAD DE SECADO.

Entendemos por velocidad de secado a la cantidad de agua que se consigue eliminar por unidad de tiempo.²⁵

El secado tiene lugar desde la superficie del sólido saturada de líquido, por difusión del vapor de agua hacia la corriente de aire. La ecuación que regula el proceso es:

$$\frac{dw}{dt} = \frac{hA_t(T - T_w)}{\lambda_w} \quad (3.46)$$

Donde:

²⁴ **Daizo, Kunii and Octave, Levenspiel.** *Fluidization Engineering*. Stoneham : Butterworth-Heinemann, 1991.

²⁵ **Mulero, A.** Tema 6: Fundamentos de Secado. *Termodinámica y Termotecnia*. s.l. : Escuela de Ingenierías Agrarias.

$\frac{dw}{dt}$: Es la velocidad de secado, o sea la cantidad de agua retirada por unidad de tiempo, por evaporación, o sea $\dot{m}_e$.

T: Es la temperatura del aire para tostar el café.

T_w : La temperatura del café al terminar el proceso.

λ_w : Calor latente de vaporización a T_w .

4. JUSTIFICACIÓN

Debido a que las empresas fabricantes de tostadoras de café en Colombia han utilizado las características del lecho fluidizado en máquinas de baja producción exclusivas para tiendas de café, se ve necesario que las empresas tostadoras que producen café como producto de consumo masivo en los hogares, dirijan sus esfuerzos a utilizar el tueste en lecho fluidizado para mejorar la calidad de su producto, es por eso que se requiere comenzar a incursionar en un diseño de máquina que utilice el lecho fluidizado para tostar café con volumen de producción más alto (5 Kg/min).

Éste diseño térmico también se realizara con el ánimo de incluir nuevas tecnologías a procesos ya existentes como lo es el tueste del café. Ya que la adición de un lecho fluidizado traería para el proceso beneficios de índole económicos y prácticos, como por ejemplo:

- Tiempos de tostado rápidos.
- Tostado de todas las partículas por separado, por lo que prácticamente es a velocidad constante.

- La temperatura de un lecho fluidizado es uniforme y se puede controlar con precisión.
- La turbulencia de lecho hace que el producto final sea más esférico y fluya mejor.
- El inmediato retiro de los humos, productos de la tostión hace que el producto no altere el sabor.
- Tiempos de tostado cortos significan que la unidad tiene alta producción.
- Debido a que el proceso se puede controlar con precisión se puede automatizar para asegurar estandarización en producción.
- La utilización de aire como fluido convectivo favorecería el crecimiento de grano.

5. OBJETIVOS

5.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar una tostadora de café en lecho fluidizado con capacidad de producción de 50 Kg cada 10 minutos, que utilice aire caliente como fluido de fluidización y gas natural como fuente de energía.

5.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Encontrar los requerimientos térmicos fundamentales de secado del café para el diseño de la máquina.
- Analizar el proceso de combustible/combustión utilizando metano para encontrar la temperatura de los humos, necesarios para calentar el aire de fluidización.

- Diseño del pre-calentador útil para precalentar el aire de combustión, con el aire recirculado del tostador.
- Diseño del intercambiador de calor para la adición de calor al aire de fluidización.
- Dimensionamiento de lecho fijo mediante el cálculo de sus propiedades físicas.
- Caracterización de lecho fluidizado utilizando sus parámetros hidrodinámicos.
- Selección del ventilador que cumpla con los requerimientos necesarios de aire para la fluidización.

6. METODOLOGIA

Se establecen las condiciones de entrada del aire de tostado como también las del café verde. Para el café, se conocen la humedad de entrada y salida en base seca, el rango de temperatura para la mejor tostión (BRR) y la temperatura máxima permisible del aire (MET) además se conoce la cantidad de café a tostar; también se sabe que el aire entra al intercambiador a condiciones ambientales del sitio.

Parámetros	
Humedad del café verde	12%
Temperatura del café a la entrada de la máquina	25°C
Humedad permisible del café tostado	4%
Rango de mejor temperatura del café tostado (BRR)	205-217°C
Humedad relativa del aire a la entrada del intercambiador ($\emptyset$)	50%
Temperatura del aire a la entrada del intercambiador	25°C
Temperatura máxima del aire en el tostador (MET)	270°C
Masa de café verde a tostar	50 kg
Tiempo de tostado	10 min

Tabla 2. Parámetros de diseño.

Una vez conocidos los parámetros anteriores y junto con las relaciones expuestas en el marco teórico, además de los conocimientos desarrollados a través de la carrera, se puede proceder a calcular las variables de diseño de la máquina tostadora, como las entalpías, humedad y flujos másicos del aire de fluidización.

Como ya se conoce el flujo necesario y la temperatura requerida, se puede proceder a analizar el combustible y al combustión, siendo el metano (CH_4) la fuente de energía escogida para el funcionamiento de la máquina, cabe aclarar que también es necesario una fuente de energía eléctrica para el funcionamiento del ventilador, volviendo a la combustión del metano, se analizara su reacción en conjunto con el aire, realizando algunas consideraciones de conveniencia aquí, entonces, se calcula la relación aire/combustible y seguido el flujo másico de

humos y combustible necesario para elevar la temperatura del aire de fluidización y tostar la cantidad de café solicitada.

Ya que esta máquina se diseña en lecho fluidizado, esto quiere decir que el aire de fluidización que ingresa a la tostadora a 270°C sale de ella a 217°C y puesto que no existen pérdidas de masa el flujo másico de aire que entra es el mismo que sale, de esta manera se decide recircular el aire saliente de la tostadora y pre-calentar el aire necesario para la combustión y disminuir el consumo de combustible, entonces procedemos a diseñar el pre-calentador, encontrando sus dimensiones, como longitud, diámetros de tubos y carcasa.

Ahora que la temperatura del aire de combustión aumenta se debe recalcular la temperatura de los humos a la salida de la cámara de combustión, humos que son necesarios para calentar de 25°C a 270°C el aire de fluidización que va a tostar el café.

Con los parámetros de diseño necesarios ya encontrados, se diseña el intercambiador de calor, que es el encargado de transferir calor desde los humos de combustión al aire de fluidización, se encuentra entonces las dimensiones del intercambiador y su disposición.

Posteriormente encontramos el volumen del lecho fijo y junto con la porosidad de se puede hallar el área base del lecho su altura en estado fijo, esta área base, que es de forma circular, nos da el diámetro (D_L) del reactor o tostadora.

Ahora, con los parámetros físico del café tostado, consignados en estudios encontrados durante la fase de documentación y cuya referencia está en la bibliografía, y junto con las propiedades hidrodinámicas del fluido, encontramos la velocidad de mínima fluidización (V_{mf}) y seguido la longitud del lecho en este estado de mínima fluidización (L_{mf}), se continua hallando la velocidad crítica (V_c), que es la velocidad cuando comienza el arrastre o el transporte neumático de

partículas, una vez se tiene la velocidad de mínima fluidización y la velocidad crítica se tiene el rango de velocidad de funcionamiento de la máquina. Se considera entonces una velocidad de funcionamiento la cual está en este rango, como velocidad única de funcionamiento (V_o) y seguido se encuentra la altura del lecho en este estado de funcionamiento, siendo esta altura (L_o), la longitud mínima del reactor o tostadora.

Se sigue, encontrando la caída de presión en la máquina, que no es otra cosa que la suma de las caídas de presión de cada uno de componentes que conforman la máquina en general, Intercambiador, Lecho y accesorios, anteriormente calculados. Esta caída de presión total debe ser corregida con los factores de instalación del ventilador al igual que su caudal para con ellos entrar a seleccionar de un catalogo el ventilador indicado, encontrando así sus dimensiones, revoluciones por minuto y potencia requerida. Ventilador que será el encargado de impulsar el aire de fluidización.

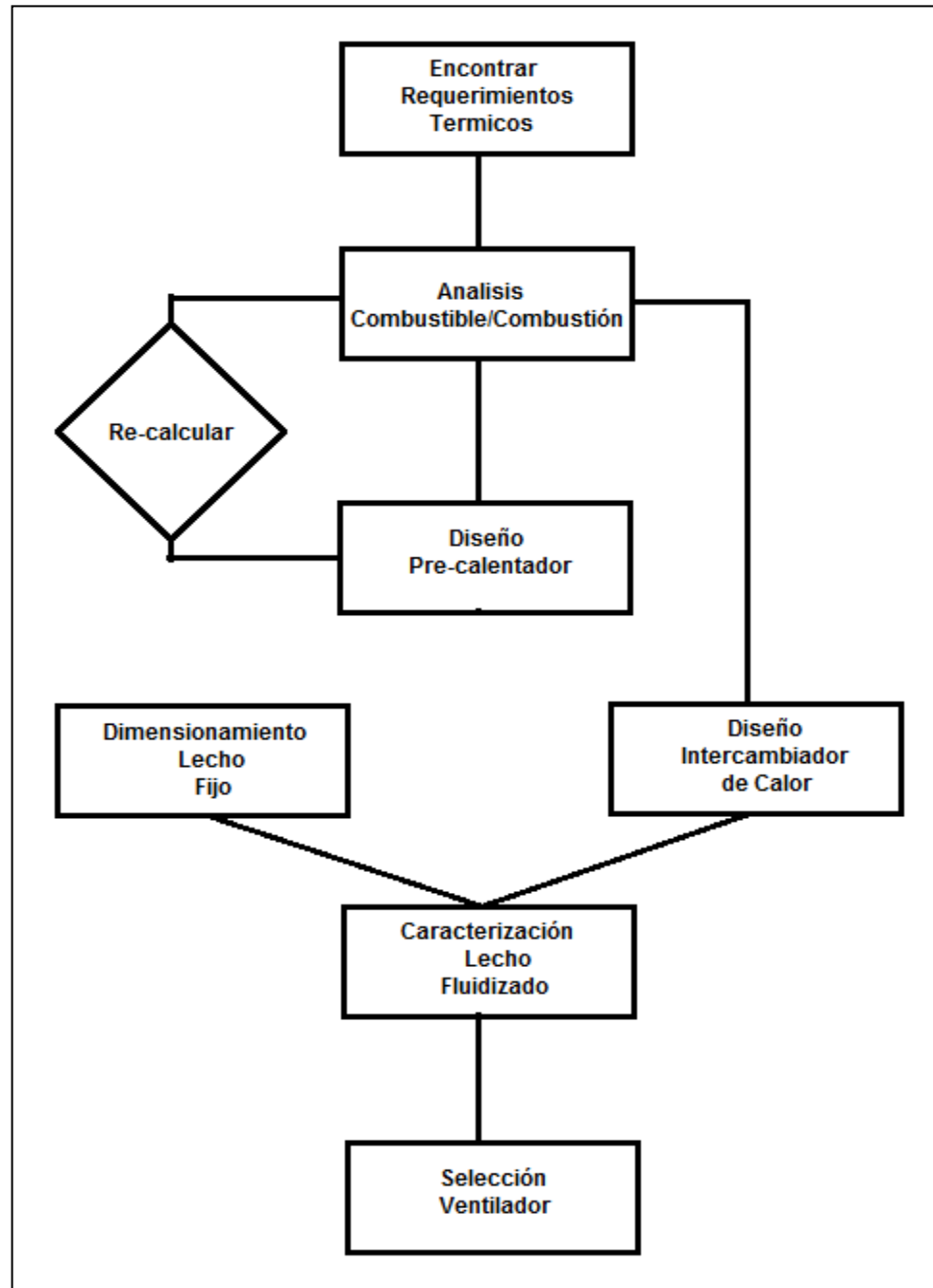


Figura 9. Diagrama de diseño de la máquina tostadora

7. ANALISIS Y RESULTADOS

7.1. CALCULO DE LOS REQUERIMIENTOS TÉRMICOS

Se desea tostar 50 Kg de café, cada 10 minutos, cabe aclarar que se escoge 50 Kg ya que es la medida comercial del bulto de café, así que la máquina tostará un bulto de café cada 10 minutos, por medio de un tostador en lecho fluidizado utilizando aire como fluido de fluidización. El café ingresa a la tostadora con una humedad de 12% en base seca y al terminar el proceso saldrá de la tostadora con un 4% de humedad en base seca.

$$5 \frac{KgC}{min} \left(\frac{1 min}{60 seg} \right) = 0,0833 \frac{KgC}{seg} = \dot{m}_c$$

Utilizando la ecuación (3.1) se obtiene la cantidad de agua presente en el café al inicio del proceso.

$$w_i = \frac{\dot{m}_{w.i}}{\dot{m}_c} \quad (3.1)$$

$$w_i \cdot \dot{m}_c = \dot{m}_{w.i}$$

$$0,12 \frac{KgW}{KgC} \cdot 0,0833 \frac{KgC}{s} = \dot{m}_{w.i}$$

$$0,0100 \frac{KgW}{s} = \dot{m}_{w.i}$$

Como la cantidad de café ($\dot{m}_c$) no varía en el proceso de tostado, la cantidad de humedad al final del proceso:

$$w_f \cdot \dot{m}_c = \dot{m}_{w,f} \quad (3.2)$$

$$0,04 \text{ KgW/KgC} \cdot 0,0833 \text{ KgC/s} = \dot{m}_{w,f}$$

$$0,0033 \text{ KgW/s} = \dot{m}_{w,f}$$

La cantidad de agua a retirar del café entonces es la diferencia entre la masa de agua en el café al inicio del proceso y al final, utilizamos la relación (3.8):

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{w,i} - \dot{m}_{w,f}$$

$$\dot{m}_e = (0,0100 - 0,0033) \text{ KgW/s}$$

$$\dot{m}_e = 0,0067 \text{ KgW/s}$$

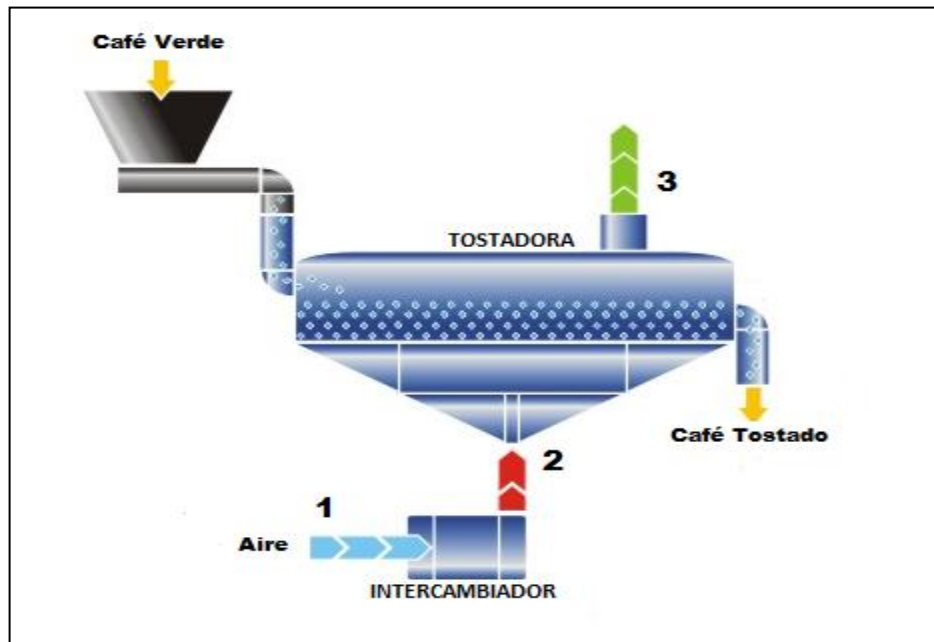


Figura 10. Esquema de la máquina.

Conociendo los datos de Temperatura (T_1) y humedad relativa (ϕ_1) del aire (aire atmosférico) a la entrada del intercambiador (1), se hace uso del diagrama psicrométrico (Ver anexo 1) y se obtiene la humedad absoluta o específica:

$$x_1 = 0,010 \text{ Kg } W / \text{Kg } A \quad \left\{ \begin{array}{l} T_1 = 25^\circ\text{C} \\ \phi_1 = 50\% \end{array} \right.$$

En el intercambiador la humedad específica del aire se mantiene constante, pero cambia la humedad relativa, así que:

$$x_1 = x_2 = 0,010 \text{ Kg } W / \text{Kg } A$$

Como la temperatura del medio circundante donde se tueste el café no debe exceder los 270°C (543 K), consideramos entonces que esta es la temperatura del aire a la a la entrada del tostador y que proviene del intercambiador.

$$T_2 = 543 \text{ K } (270^\circ\text{C})$$

Su entalpia, entonces será encontrada por medio de relaciones típicas de la Mezcla de Gases Ideales (ver anexo 4) tratando al aire y a la humedad presente en él (vapor de agua) como tal, por lo tanto, utilizando la ecuación (3.4) la entalpia será:

$$h_2 = h_{a@543K} + x_2 \cdot h_{w@543K} \quad (3.4)$$

$$h_2 = 547,6 \text{ KJ} / \text{Kg} + (0,010) \cdot 2789,22 \text{ KJ} / \text{Kg}$$

$$h_2 = 575,49 \text{ KJ} / \text{Kg}$$

Si queremos saber la humedad relativa en 2 (ϕ_2) que se podría ver cómo, la capacidad del aire para humedecerse:

$$\phi_2 = \frac{x_2 \cdot P}{(0,622 + x_2)P_g} \quad (3.6)$$

Donde:

P : Presión total.

P_g : Presión de saturación a la temperatura del estado. ($P_g = P_{sat@543K}$)

La presión total se hallará con la ecuación de estado para gases ideales, asumiendo el aire como tal:

$$P = \rho \cdot \frac{R_u}{W} \cdot T \quad (3.7)$$

Donde:

ρ : Densidad del aire.

R_u : Constante Universal de los gases.

W : Masa molar

T : Temperatura del estado.

$$P = 1 \frac{Kg}{m^3} \cdot \frac{8,31 \frac{KPa \cdot m^3}{Kmol \cdot K}}{28,97 \frac{Kg}{Kmol}} \cdot 543K$$

$$P = 155,75 \text{ KPa}$$

$$\phi_2 = \frac{x_2 \cdot P}{(0,622 + x_2)P_g}$$

$$\phi_2 = \frac{0,010 \cdot (155,75 KPa)}{(0,622 + 0,010) \cdot 5503 KPa}$$

$$\phi_2 = 0,4\%$$

Este valor de humedad relativa nos indica que el aire a la salida del intercambiador tiene mucha capacidad de retirar la humedad presente en el café y llevársela consigo.

Ahora ya que la temperatura del aire a la entrada de la tostadora (T_2) es de 270°C (543 K), y la temperatura del café a la salida (T_{co}) no debe exceder los 217°C (490 K) podemos considerar que la temperatura de saturación adiabática del aire a la salida del tostador (3), estará en el rango de 217 a 270°C, asumiremos entonces el limite menor de 217 °C como la temperatura de saturación adiabática del aire a la salida de la tostadora, debido a que consideramos que el café y el aire en esta temperatura entran en equilibrio térmico, entonces tenemos:

$$T_{3.sat} = 217^\circ C$$

$$\phi_3 = 100\%$$

Proseguimos encontrando la humedad específica del aire a la salida de tostador (x_3) que es la cantidad de vapor de agua por unidad de aire en ese punto, recurrimos a la relación (3.5):

$$x_3 = \frac{\dot{m}_{w3}}{\dot{m}_{a3}} \quad (3.5)$$

Ahora, si nombramos el flujo de vapor de agua que entra con el aire a la máquina como $\dot{m}_{w1}$:

$$\dot{m}_{w1} = x_1 \cdot \dot{m}_{a1}$$

$$\dot{m}_{w1} = 0,010 \text{ KgW/KgA} \cdot \dot{m}_{a1} \text{ KgA/s}$$

$$\dot{m}_{w1} = 0,010 \cdot \dot{m}_{a1} \text{ KgW/s}$$

En el tostador se le adiciona el flujo de agua evaporada desde el café o sea ($\dot{m}_e$) , entonces el vapor que sale de la tostadora con el aire ($\dot{m}_{v3}$) , será:

$$\dot{m}_{w3} = \dot{m}_{w1} + \dot{m}_e \quad (3.8)$$

$$\dot{m}_{w3} = (0,010 \cdot \dot{m}_{a1} + 0,0067) \text{ KgW/s}$$

O sea que la humedad a la salida del tostador (x_3) es:

$$x_3 = \frac{\dot{m}_{w3}}{\dot{m}_{a3}} \quad (3.5)$$

$$x_3 = \left(\frac{0,0067 + 0,010\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a3}} \right) \text{ KgW/KgA}$$

Ya que la tostadora se diseña en lecho fluidizado y en el intercambiador no existen perdidas de masa, la máquina se modela por un sistema abierto de flujo estacionario, o sea que la cantidad de aire que sale es igual a la que entra, o sea ($\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a1} = \dot{m}_a$).

Cabe aclarar que como es un proceso de retiro de humedad, la masa de aire no cambia pero la humedad en el sí.

$$x_3 = \left(\frac{0,0067}{\dot{m}_a} + 0,010 \right) \text{ KgW/KgA}$$

También sabemos que la entalpia en el punto 3 (h_3) se puede expresar como función de las entalpias del aire y el vapor de agua como gases ideales, o sea:

$$h_3 = h_{a@T_3} + x_3 \cdot h_{w@T_3} \quad (3.4)$$

Entonces la entalpia en 3 (h_3) reemplazando la humedad (x_3) y las entalpias del aire y del vapor de agua a la temperatura 3; quedaría; (ver anexo 4):

$$h_3 = h_{a@490K} + x_3 \cdot h_{w@490K}$$

$$h_3 = 492,74 \text{ KJ/Kg} + \left(\frac{0,0067}{\dot{m}_a} + 0,010 \right) \cdot 2800 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_3 = \left(\frac{18,76}{\dot{m}_a} + 520,74 \right) \text{ KJ/Kg}$$

Ahora, sabemos que la entalpia de un sólido depende de la temperatura y su calor específico, así determinaremos la entalpia del café:

$$h_c = Cc \cdot T$$

Para determinar el calor específico del café (Cp_c), el cual está en función de la conductividad y la Difusividad al igual que de la densidad, de la siguiente forma:

$$Cc = \frac{k}{\alpha \cdot \rho} \quad (3.10)$$

Donde:

Cc : Calor especifico del café a presión constante.

k : Conductividad térmica del café: $0,0022 \text{ W/cm} \cdot K$

α : Difusividad térmica del café: $0,0013 \text{ cm}^2/s$

ρ : Densidad aparente.

Los datos anteriores están consignados en el estudio *Correlación entre parámetros térmicos de café de diferente origen*. Para cafés tradicionales no orgánicos (ver anexo 2).

Para calcular la densidad aparente dividiremos la masa de un gramo de café (0,18 gr) entre su volumen (0,13 cm³). Volumen reportado en *Estudio hidrodinámico del tostado de Café en un reactor de lecho fluidizado*. (Ver anexo 3)

$$\rho_p = \frac{m_{particula}}{V_{unitario}}$$

$$\rho_p = \frac{0,18 \times 10^{-3} \text{ Kg}}{1,3 \times 10^{-7} \text{ m}^3}$$

$$\rho_p = 1384,61 \text{ Kg/m}^3$$

Por lo tanto el calor específico del café (C_{p_c}) será:

$$C_c = \frac{0,0022 \text{ W/cm} \cdot \text{K}}{0,0013 \text{ cm}^2/\text{s} \cdot 1384,61 \text{ KgC/cm}^3}$$

$$C_c = 0,0012 \text{ KJ/KgC} \cdot \text{K}$$

Ahora, se realizara un balance de energía a la tostadora y se supondrá que; la máquina está muy bien aislada térmicamente y que las pérdidas de calor desde ella hasta el entorno son despreciables:

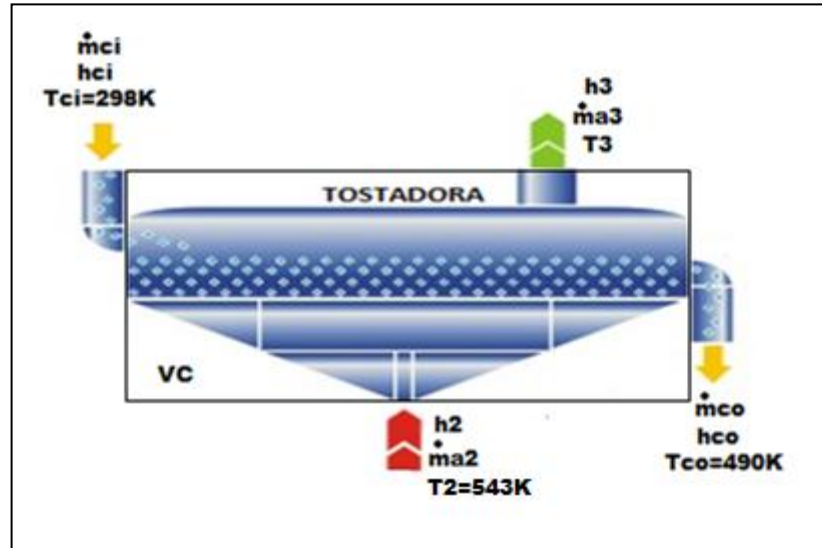


Figura 11. Volumen de control para el balance de energía a la tostadora.

$$E_i = E_o \quad (3.9)$$

$$\dot{m}_{a2} \cdot h_2 + \dot{m}_{ci} \cdot h_{ci} = \dot{m}_{a3} \cdot h_3 + \dot{m}_{co} \cdot h_{co}$$

$$\dot{m}_{a2} \cdot h_2 + \dot{m}_{ci} \cdot C_c \cdot T_{ci} = \dot{m}_{a3} \cdot h_3 + \dot{m}_{co} \cdot C_c \cdot T_{co}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_a(575,49) + (0,0833)(0,0012)(298) \\ = \dot{m}_a \left(\frac{18,76}{\dot{m}_a} + 520,74 \right) + (0,0833)(0,0012)(490) \end{aligned}$$

$$\dot{m}_a = 0,34 \text{ Kg/s}$$

Este será el flujo másico de aire necesario para realizar el proceso de tostado.

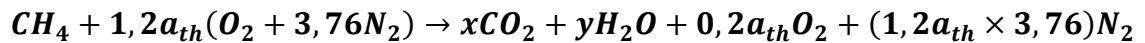
Ahora encontramos la humedad específica en 3 (x_3):

$$x_3 = \left(\frac{0,0067}{\dot{m}_a} + 0,010 \right) \text{ KgW/KgA}$$

$$x_3 = 0,019 \text{ KgW/KgA}$$

7.2. ANÁLISIS DEL PROCESO COMBUSTIBLE / COMBUSTIÓN

Para la combustión se tomará como combustible el gas natural y se supondrá como gas metano (CH_4) debido a que en su gran mayoría lo es, se supondrá también que el combustible reacciona completamente y por lo tanto todo el carbono del metano se quemara en CO_2 y todo el hidrogeno en H_2O , se supondrá que el combustible se quema con un exceso de aire del 20% así que habrá $(0,2a_{th})\text{O}_2$ libre en los productos ya que la cantidad estequiométrica se utilizara para oxidar el combustible, además se tratara los gases de la combustión como gases ideales.



El aire para la combustión entra a temperatura ambiente 25°C (298K) y con humedad pero esta humedad no reacciona con nada, por eso y para simplificar procedimiento se balanceara la ecuación anterior como con aire seco y luego se le agregara la humedad a ambos lados de la ecuación.

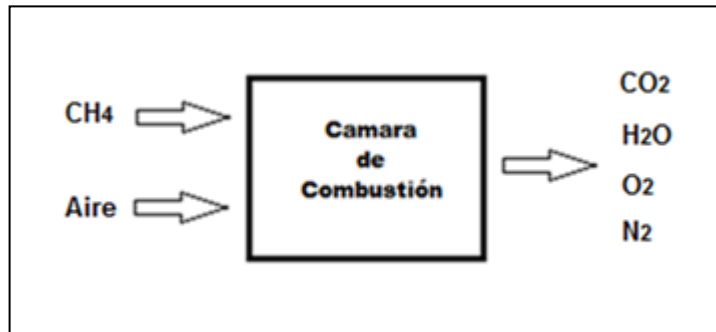


Figura 12. Entradas CH_4 y aire y salida humos de la cámara de combustión.

$$\mathbf{C}: \quad 1 = x$$

$$\mathbf{H}: \quad 1 \cdot 4 = y \cdot 2$$

$$2 = y$$

$$\mathbf{O}_2: \quad 1,2 a_{th} = 0,2 a_{th} + x + \frac{y}{2}$$

$$a_{th} = 2$$

Ahora determinamos la cantidad de humedad que acompaña al aire seco y diremos que la humedad relativa del aire a temperatura ambiente es 50% y la presión es la atmosférica (1 atm):

$$P_{w,aire} = \phi \cdot P_{sat@298K}$$

$$P_{w,aire} = 0,5 \cdot 3,16 \text{ KPa}$$

$$P_{w,aire} = 1,58 \text{ KPa}$$

Ahora encontramos el número de moles de humedad en el aire ($N_{w,aire}$), recordemos que el vapor de agua en el aire se lo puede considerar como gas ideal:

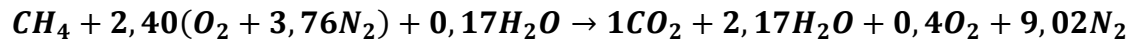
$$N_{w,aire} = \left(\frac{P_{w,aire}}{P_{total}} \right) N_{total}$$

$$N_{w,aire} = \left(\frac{1,58 \text{ KPa}}{101,32 \text{ KPa}} \right) (1,2 \cdot 4,76 \cdot a_{th} + N_{w,aire})$$

$$N_{w,aire} = 0,17 + 0,015 \cdot N_{w,aire}$$

$$N_{w,aire} = 0,17 \text{ Kmol}$$

La ecuación balanceada correctamente teniendo en cuenta el vapor de agua, será:



Ahora hallamos la relación aire/combustible teniendo en cuenta que el aire posee humedad (AC):

$$AC = \frac{m_{ac}}{m_{comb}} \quad (3.11)$$

$$AC = \frac{N_{aire} \cdot W_{aire} + N_w \cdot W_w}{N_{comb} \cdot W_{comb}}$$

$$AC = \frac{(2,40 \times 4,76 \text{ Kmol}) \left(29 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}} \right) + (0,17 \text{ Kmol}) \left(18 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}} \right)}{(1 \text{ Kmol}) \left(16 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}} \right)}$$

$$AC = 20,89 \frac{\text{KgA}}{\text{KgComb}}$$

Ahora, encontramos la temperatura de llama adiabática, la cual, se rige por la ecuación siguiente:

$$H_{reactivos} = H_{productos}$$

Recordemos que para aplicar este procedimiento se considera una cámara de combustión adiabática, y además que, este procedimiento se realiza por iteración hasta satisfacer la anterior expresión.

$$\sum N_p (\bar{h}_f + \bar{h} - \bar{h})_p = \sum N_r (\bar{h}_f + \bar{h} - \bar{h})_r \quad (3.12)$$

Los valores de $\bar{h}_f$, $\bar{h}$, $\bar{h}$ se encuentran en las tablas de *Propiedades de Gases Ideales*. (Ver anexo 4), y son los siguientes para los reactivos y productos:

	$\bar{h}@298K$ (KJ/Kmol)	$\bar{h}_f^\circ$ (KJ/Kmol)	$\bar{h}^\circ@298K$ (KJ/Kmol)	$\bar{h}@T$ (KJ/Kmol)
CH ₄	-	-74,85	-	-
O ₂	8,68	0	8,68	$\bar{h}_{O_2}$
N ₂	8,66	0	8,66	$\bar{h}_{N_2}$
H ₂ O	9,90	-241,82	9,90	$\bar{h}_{H_2O}$
CO ₂	9,36	-393,52	9,36	$\bar{h}_{CO_2}$

Tabla 3. Entalpias de formación en estado estándar.

$$\begin{aligned}
& (1 \text{ Kmol } CO_2) \left[-393,52 + \bar{h}_{CO_2} - 9,36 \text{ KJ/Kmol } CO_2 \right] \\
& + (2,17 \text{ Kmol } H_2O) \left[-241,82 + \bar{h}_{H_2O} - 9,90 \text{ KJ/Kmol } H_2O \right] \\
& + (0,40 \text{ Kmol } O_2) \left[0 + \bar{h}_{O_2} - 8,68 \text{ KJ/Kmol } O_2 \right] \\
& + (9,02 \text{ Kmol } N_2) \left[0 + \bar{h}_{N_2} - 8,66 \text{ KJ/Kmol } N_2 \right] \\
& = (1 \text{ Kmol } CH_4) \left[-74,85 \text{ KJ/Kmol } CH_4 \right] \\
& + (2,40 \text{ Kmol } O_2) \left[0 + 8,68 - 8,68 \text{ KJ/Kmol } O_2 \right] \\
& + (9,02 \text{ Kmol } N_2) \left[0 + 8,66 - 8,66 \text{ KJ/Kmol } N_2 \right] \\
& + (0,17 \text{ Kmol } H_2O) \left[-241,82 + 9,90 - 9,90 \text{ KJ/Kmol } H_2O \right] \\
& (1 \text{ Kmol } CO_2) \left[-393,52 + \bar{h}_{CO_2} - 9,36 \text{ KJ/Kmol } CO_2 \right] \\
& + (2,17 \text{ Kmol } H_2O) \left[-241,82 + \bar{h}_{H_2O} - 9,90 \text{ KJ/Kmol } H_2O \right] \\
& + (0,40 \text{ Kmol } O_2) \left[0 + \bar{h}_{O_2} - 8,68 \text{ KJ/Kmol } O_2 \right] \\
& + (9,02 \text{ Kmol } N_2) \left[0 + \bar{h}_{N_2} - 8,66 \text{ KJ/Kmol } N_2 \right] \\
& = (1 \text{ Kmol } CH_4) \left[-74,85 \text{ KJ/Kmol } CH_4 \right] \\
& + (0,17 \text{ Kmol } H_2O) \left[-241,82 \text{ KJ/Kmol } H_2O \right]
\end{aligned}$$

La ecuación anterior quedaría así:

$$\bar{h}_{CO_2} + 2,17\bar{h}_{H_2O} + 0,40\bar{h}_{O_2} + 9,02\bar{h}_{N_2} = 914,73 \text{ KJ}$$

Realizando las iteraciones necesarias encontramos que la temperatura de llama adiabática (T_{all}) será:

$$T_{all} = 2044K$$

Esta será la temperatura a la que salen los humos de la cámara combustión si la cámara fuera adiabática, así que asumiremos la temperatura de los humos que ingresan al intercambiador, con a temperatura menor que la adiabática de llama:

$$T_{hi} = 1900 \text{ K } (1627^{\circ}\text{C})$$

Para encontrar la temperatura de los humos a la salida de intercambiador (T_{ho}), supondremos que ellos salen con la temperatura de rocío (T_{pr}) esto con ánimos de reducir las incrustaciones.

Recordemos que la temperatura de rocío se define como la temperatura a la que se inicia la condensación si el aire se enfría a presión constante:

$$T_{pr} = T_{sat@P}$$

Entonces la temperatura de rocío será:

$$T_{pr} = T_{sat@101\text{KPa}}$$

$$T_{ho} = T_{pr} = 99,97^{\circ}\text{C } (372,97 \text{ K})$$

La temperatura de los humos a la salida del intercambiador saldrá a una temperatura mayor a la temperatura de rocío, por lo tanto se supondrá una temperatura de 110°C (383K)

Procedemos a encontrar el calor específico del los humos (Cp_h) estos se encontraran a temperatura promedio entre su entra y su salida (1136K); para calcularlo, utilizamos los calores específicos de cada uno de sus componentes multiplicado por su fracción de masa (y_i), los Cp de los componentes se encuentran en la tabla *Calores Específicos de gas ideal de varios gases comunes como función de la temperatura*. (Ver anexo 5).

	a	b	c	d	$Cp_{h@1136K}$ (KJ/Kmol.K)
CO₂	2,226E+01	5,981E-02	-3,501E-05	7,4690E-09	55,97
N₂	2,890E+01	-1,571E-03	5,3720E-06	-2,222E-09	30,79
H₂O	3,224E+01	1,923E-03	1,055E-05	-3,595E-09	42,77
O₂	25,48	1,520E-02	-0,715E-05	1,312E-09	35,44

Tabla 4. Calores específicos de los componentes de los humos a la temperatura requerida.

Se calcula el número de moles en los productos y su fracción molar así como la masa molecular de estos:

$$x_i = \frac{n_i}{n}$$

$$y_i = \frac{W_i}{W}$$

Donde:

x_i : Fracción molar.

y_i : Fracción de masa.

n_i : Numero de moles del gas i.

n : Numero de moles total de los gases de combustión.

W_i : Masa molecular del gas i.

W : Masa molecular total de los gases de combustión.

	n_i (Kmol)	x_i (%)	W (Kg/Kmol)	W_i (Kg/Kmol)	y_i (%)
N₂	9,02	71,64	28	20,05	72,48
H₂O	2,17	17,23	18	3,10	11,20
CO₂	1	7,94	44	3,49	12,61
O₂	0,40	3,17	32	1,01	3,65
Total	12,59	100	-	27,66	100

Tabla 5. Fracción molar y de masa, numero de moles y masa molar de los componentes de los humos.

Ahora calculamos el calor específico de los humos por su fracción de masa:

	$C_{p_{h@1098K}}$ (KJ/Kmol.K)	y_i (%)	$C_p \cdot y_i$ (KJ/Kmol.K)
N₂	55,97	72,48	40,56
H₂O	30,79	11,20	3,44
CO₂	42,77	12,61	5,39
O₂	35,44	3,65	1,29
Total	-	100	50,68

Tabla 6. Producto de la fracción de masa por su calor específico para los componentes de los humos.

$$C_{p_h} = \frac{C_p \cdot y_i}{W_i}$$

$$Cp_h = \frac{50,68 \text{ KJ}/\text{Kmol} \cdot \text{K}}{27,66 \text{ Kg}/\text{Kmol}}$$

$$Cp_h = 1,83 \text{ KJ}/\text{Kg} \cdot \text{K}$$

Ahora realizamos un balance de energía al intercambiador de donde despejaremos el flujo másico de humos:



Figura 13. Entradas y salidas de los fluidos al intercambiador de calor.

$$E_i = E_o \quad (3.9)$$

$$\dot{m}_{ai} \cdot h_a + \dot{m}_{hi} \cdot h_h = \dot{m}_{ao} \cdot h_a + \dot{m}_{ho} \cdot h_h$$

$$\dot{m}_h Cp_h \Delta T_h = \dot{m}_a Cp_a \Delta T_a$$

$$\dot{m}_h = \frac{\dot{m}_a Cp_a \Delta T_a}{Cp_h \Delta T_h}$$

$$\dot{m}_h = \frac{0,34 \cdot 1,01 \cdot (245)_a}{1,83(1527)_h}$$

$$\dot{m}_h = 0,030 \text{ Kg}/s$$

Ahora encontramos por medio de un balance de masa en la cámara de combustión el flujo másico de combustible ($\dot{m}_{comb}$):

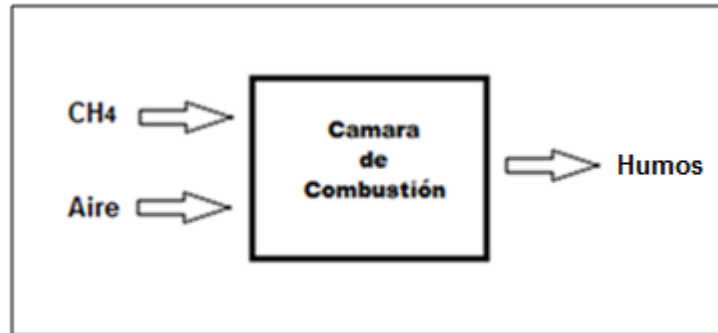


Figura 14. Entradas y salida de masa a la cámara de combustión.

$$\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ac} = \dot{m}_h$$

Se conoce por medio de la relación aire/ combustible (AC) que el flujo másico de aire de combustión ($\dot{m}_{ac}$) es 20,89 veces el flujo másico de combustible ($\dot{m}_{comb}$):

$$AC = \frac{\dot{m}_{ac}}{\dot{m}_{comb}} \quad (3.11)$$

$$20,89 = \frac{\dot{m}_{ac}}{\dot{m}_{comb}}$$

$$20,89 \cdot \dot{m}_{comb} = \dot{m}_{ac}$$

Por lo tanto de relación de balance de masa se tiene:

$$\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ac} = \dot{m}_h$$

$$\dot{m}_{comb} + 20,89 \cdot \dot{m}_{comb} = 0,030 \text{ KgH/s}$$

$$\dot{m}_{comb} = 0,0013 \text{ KgCH}_4/\text{s}$$

Y el flujo másico de aire de combustión ($\dot{m}_{ac}$) entonces será:

$$20,89 = \frac{\dot{m}_{ac}}{0,0013 \text{ KgCH}_4/\text{s}}$$

$$\dot{m}_{ac} = 0,027 \text{ KgA}/\text{s}$$

7.3. DISEÑO DEL PRE-CALENTADOR DEL AIRE DE COMBUSTIÓN

Ya que el aire caliente que sale de la tostadora luego del proceso de fluidización tiene una temperatura de 217°C (T_3) nos proponemos precalentar el aire de combustión ($\dot{m}_{ac}$) y de esta forma rebajar el consumo de combustible y además aumentar la temperatura de los humos que ingresan al intercambiador de calor.

Sabemos que el flujo másico de aire sale de la tostadora a razón de 0,34 Kg/s con una temperatura de 217°C y asumimos que ingresa al pre-calentador con esta misma temperatura este será llamado aire recirculado.

Al pre-calentador también ingresa aire a temperatura ambiente 25°C con razón de 0,026 Kg/s

Del pre-calentador sale aire de recirculación pero ya a menor temperatura o aire frio y también saldrá aire de combustión precalentado.

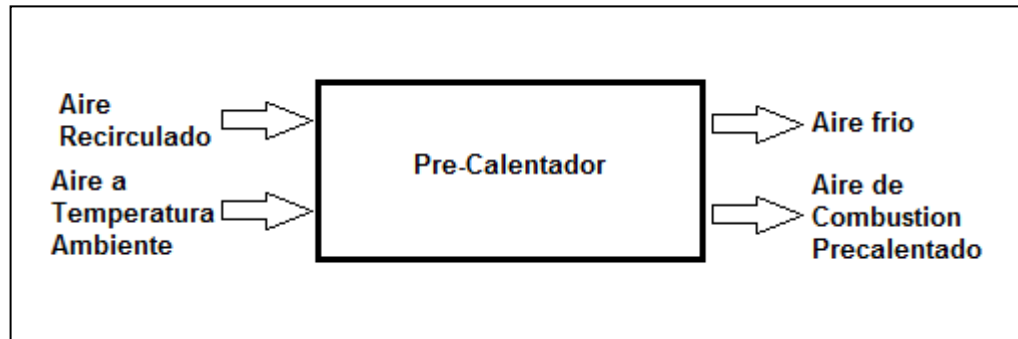


Figura 15. Entradas y salidas del pre-calentador.

Para el análisis del pre-calentador utilizaremos el método de la efectividad-NTU:

Encontraremos primero la razón mínima de capacidad calorífica de los fluidos a la temperatura de entrada de cada uno de ellos.

$$C_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot C_{p_{ar@217^{\circ}C}} \quad (3.15)$$

$$C_{ar} = 0,34 \text{ Kg/s} \cdot 1,028 \text{ KJ/Kg} \cdot K$$

$$C_{ar} = 0,34 \text{ KJ/K} \cdot s$$

$$C_{aa} = \dot{m}_{ac} \cdot C_{p_{ac@25^{\circ}C}}$$

$$C_{aa} = 0,027 \text{ Kg/s} \cdot 1,004 \text{ KJ/Kg} \cdot K$$

$$C_{aa} = 0,027 \text{ KJ/K} \cdot s$$

O sea:

$$C_{min} = C_{aa} = 0,027 \text{ KJ} / \text{K} \cdot \text{s}$$

$$C_{max} = C_{ar} = 0,34 \text{ KJ} / \text{K} \cdot \text{s}$$

Ahora hallamos la velocidad máxima posible de transferencia de calor ($\dot{Q}_{max}$):

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{ar} - T_{aa}) \quad (3.16)$$

$$\dot{Q}_{max} = 0,027 \text{ KJ} / \text{K} \cdot \text{s} \cdot (217 - 25) \text{ K}$$

$$\dot{Q}_{max} = 5,2 \text{ KW}$$

Ahora encontraremos la temperatura del aire de combustión precalentado (T_{acp}),
asumiendo una efectividad de transferencia de calor (ε) del 0,90:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (3.17)$$

$$\varepsilon = \frac{C_{aa}(T_{acp} - T_{aa})}{\dot{Q}_{max}}$$

$$0,90 = \frac{0,027 \text{ KJ} / \text{K} \cdot \text{s} (T_{acp} - 298) \text{ K}}{5,2 \text{ KW}}$$

$$T_{acp} = 470,7 \text{ K} (197,7^\circ\text{C})$$

Seleccionaremos un intercambiador de carcasa y tubos con 2 pasos por la carcasa, y con disposición cuadrática y su dimensionamiento se asumirá dependiendo de la tabla (ver anexo H).

Diámetro interno de la carcasa: $D_c = 8 \text{ in} (0,203 \text{ m})$

Numero de tubos: $N_t = 16$

Diámetro de los tubos: $d_o = 1 \text{ in } (0,0254 \text{ m})$

Diámetro interno del tubo: $d_i = 0,0224 \text{ m}$

Material de los tubos: (acero al carbon) $k = 60 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Espacio entre deflectores: $B = 0,10 \text{ m}$ (corte del deflector 50%)

Distancia entre los centros de los tubos: $P_T = 0,0304 \text{ m}$

Numero de pasos de los tubos: $N_p = 2$

A continuación se describe las propiedades del aire a temperatura promedio, asumiendo una temperatura de aire de recirculación a la salida de 25°C ($T_{aro} = 25^\circ\text{C}$)

$$\bar{T}_{ar} = \frac{T_{ari} + T_{aro}}{2} = 121^\circ\text{C} \text{ (394 K)}$$

$$\bar{T}_{aa} = \frac{T_{aai} + T_{acp}}{2} = 111^\circ\text{C} \text{ (384 K)}$$

	ρ $\left(\text{Kg}/\text{m}^3\right)$	C_p $\left(\text{J}/\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}\right)$	μ $\left(\text{Kg}/\text{m} \cdot \text{s}\right)$	k $\left(\text{W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}\right)$	<i>Prandtl</i>
Aire @121°C	0,891	1011	$2,26 \times 10^{-5}$	0,032	0,707
Aire @111°C	0,920	1010,1	$2,44 \times 10^{-5}$	0,031	0,704

Tabla 7. Propiedades del aire de recirculación y ambiente a temperaturas promedio.

Ahora encontramos el coeficiente de transferencia de calor de lado de la carcasa, para lo cual encontramos el diámetro equivalente (D_e) para la disposición cuadrática de los tubos:

$$D_e = \frac{4(P_T^2 - \pi d_o^2/4)}{\pi d_o}$$

$$D_e = \frac{4[(0,0304)^2 - \pi(0,0254^2/4)]}{\pi(0,0254)} \quad (m)$$

$$D_e = 0,020 \text{ m}$$

Posteriormente hallamos la distancia C , que es el espacio entre tubos:

$$C = P_T - d_o$$

$$C = 0,0304 - 0,0254 \quad (m)$$

$$C = 0,005 \text{ m}$$

Calculamos el área transversal de la carcasa (A_c):

$$A_c = \frac{D_c \cdot C \cdot B}{P_T}$$

$$A_c = \frac{0,203 \cdot 0,005 \cdot 0,10}{0,0304} \quad (m^2)$$

$$A_c = 0,0033 \text{ m}^2$$

Ahora encontramos la velocidad de la masa de los humos dentro de la carcasa (G_c):

$$G_c = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_c}$$

91

$$G_c = \frac{0,34 \text{ Kg/s}}{0,0033 \text{ m}^2}$$

$$G_c = 101,83 \text{ Kg/s} \cdot \text{m}^2$$

Se calcula ahora el número de Reynolds (Re_h) para el humo:

$$Re_{ar} = \frac{G_c \cdot D_e}{\mu_{ar}}$$

$$Re_{ar} = \frac{\left(101,83 \text{ Kg/s} \cdot \text{m}^2\right) \cdot (0,020 \text{ m})}{2,26 \times 10^{-5} \text{ Kg/m} \cdot \text{s}}$$

$$Re_{ar} = 90117,26$$

Como el número de Reynolds es mayor a 10^4 ($Re > 104$) el flujo es turbulento.

Ahora debemos encontrar la temperatura de la pared de la carcasa (T_w):

$$T_w = \frac{1}{2} \left(\frac{T_{ari} + T_{aro}}{2} + \frac{T_{aai} + T_{acp}}{2} \right)$$

$$T_w = \frac{1}{2} (121 + 111) \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_w = 116 \text{ }^\circ\text{C}$$

La viscosidad es:

$$\mu_{w@T_w} = 2,46 \times 10^{-5} \text{ Kg/m} \cdot \text{s}$$

Ahora encontraremos el coeficiente de transferencia de calor para el lado de la carcasa (h_c):

$$\frac{h_c D_e}{k} = 0,36 \left(\frac{D_e \cdot G_c}{\mu} \right)^{0,55} \left(\frac{Cp \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$$\frac{h_c \cdot 0,020}{0,032} = 0,36 \left(\frac{0,020 \cdot 101,83}{2,26 \times 10^{-5}} \right)^{0,55} \left(\frac{1011 \cdot 2,26 \times 10^{-5}}{0,032} \right)^{1/3} \left(\frac{2,26 \times 10^{-5}}{2,46 \times 10^{-5}} \right)^{0,14}$$

$$h_c = 269,87 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Ahora debemos encontrar el coeficiente de transferencia para el lado de los tubos (h_t):

Iniciamos encontrando el área transversal de los tubos (A_t):

$$A_t = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot \frac{N_t}{2}$$

$$A_t = \frac{\pi (0,0224 \text{ m})^2}{4} \cdot \frac{16}{2}$$

$$A_t = 0,0031 \text{ m}^2$$

Posteriormente hallamos la velocidad del aire por dentro de los tubos ($\vec{V}_{acp}$):

$$\vec{V}_{aa} = \frac{\dot{m}_{aa}}{\rho_{aa} \cdot A_t}$$

$$\vec{V}_{aa} = \frac{0,026 \text{ Kg/s}}{\left(0,920 \text{ Kg/m}^3 \right) (0,0031 \text{ m}^2)}$$

$$\vec{V}_{aa} = 8,96 \text{ m/s}$$

El número de Reynolds es:

$$Re_{aa} = \frac{\rho_{aa} \vec{V}_{aa} d_i}{\mu_{aa}}$$

$$Re_{aa} = \frac{\left(0,920 \text{ Kg}/\text{m}^3\right)(8,96 \text{ m}/\text{s})(0,0224 \text{ m})}{2,44 \times 10^{-5} \text{ Kg}/\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$Re_{aa} = 12113,66$$

Como el número de Reynolds es mayor a 10^4 ($Re > 10^4$) el flujo es turbulento.

Se procede a encontrar el número de Nusselt:

$$Nu_{aa} = \frac{(f/2)(Re_{aa} - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/2)^{0,5}(Pr^{2/3} - 1)}$$

$$f = [1,58 \ln(Re_{aa} - 3,28)]^{-2}$$

$$f = [1,58 \ln(12113,66 - 3,28)]^{-2}$$

$$f = 0,0045$$

$$Nu_{aa} = \frac{(0,0045/2)(12113,66 - 1000)(0,704)}{1 + 12,7(0,0045/2)^{0,5}(0,704^{2/3} - 1)}$$

$$Nu_{aa} = 22,91$$

El coeficiente de transferencia para el lado de los tubos (h_t) es:

$$h_t = \frac{Nu_{aa} \cdot k}{d_i}$$

$$h_t = \frac{22,91 \cdot (0,031 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C})}{0,0224\text{m}}$$

$$h_t = 31,71 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Procedemos encontrando el coeficiente global de transferencia de calor (U):

$$U = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_t} + \frac{d_o R_{ft}}{d_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k} + R_{fc} + \frac{1}{h_c}} \quad (3.18)$$

Donde:

R_{ft} : Factor de encrustamiento lado del tubo.

R_{fc} : Factor de encrustamiento lado de la carcasa.

k : Coeficiente de conductividad del material de intercambiador.

Los valores de encrustamiento se obtienen de la tabla correspondiente (ver anexo 8), entonces:

U

$$= \frac{1}{\frac{0,0254}{0,0224 \cdot 31,71} + \frac{0,0254 \cdot (6,33 \times 10^{-7})}{0,0224} + \frac{0,0254 \ln(0,0254/0,0224)}{2 \cdot (16680)} + 3,16 \times 10^{-6} + \frac{1}{269,87}}$$

$$U = 25,37 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Procedemos recordando que la transferencia de calor en un intercambiador de calor se puede expresar de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = UA_{IC} \Delta T_{mc} \quad (3.13)$$

Hallamos la diferencia media logarítmica de temperatura, así:

Asumimos que el aire recirculado a la salida es 30°C ($T_{aro} = 30^{\circ}\text{C}$)

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.14)$$

$$\Delta T_1 = T_{ari} - T_{acp}$$

$$\Delta T_2 = T_{aro} - T_{aa}$$

$$\Delta T_m = \frac{(217 - 197,7) - (30 - 25)}{\ln\left(\frac{217 - 197,7}{30 - 25}\right)} (^{\circ}\text{C})$$

$$\Delta T_m = 10,82 ^{\circ}\text{C} \quad (284\text{K})$$

El factor de corrección (F) para la nueva configuración depende “de las razones P y R ” y está consignado en la grafica. (Ver anexo 9).

$$P = \frac{T_2 - T_1}{T_{hi} - T_1}$$

$$P = \frac{270 - 25}{1877 - 25} = 0,132$$

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_2 - T_1}$$

$$R = \frac{1877 - 99,89}{270 - 25} = 7,25$$

Con las razones P y R el factor de corrección (F) es:

$$F = 1$$

Entonces:

$$\Delta T_{mc} = F \cdot \Delta T_m$$

$$\Delta T_{mc} = 1 \cdot 10,82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{mc} = 10,82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la relación de transferencia de calor para un intercambiador despejamos el área de transferencia:

$$A_{IC} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{mc}}$$

$$A_{IC} = \frac{5200 \text{ W}}{(25,37 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \cdot (10,82 \text{ } ^\circ\text{C})}$$

$$A_{IC} = 1,9 \text{ m}^2$$

Ahora, conociendo el área longitudinal de un cilindro, podemos encontrar la longitud del intercambiador:

$$A_{IC} = \pi d_o L_{IC} N_t$$

$$L_{IC} = \frac{A_{IC}}{\pi d_o N_t}$$

$$L_{IC} = \frac{1,9 \text{ m}^2}{\pi (0,0254 \text{ m}) (16)}$$

$$L_{IC} = 1,48 \text{ m}$$

Ahora encontramos el número de difusores (N_d) :

$$N_d = \frac{L_{IC}}{B} - 1$$

$$N_d = \frac{1,48 m}{0,10m} - 1$$

$$N_d = 13$$

Ya que la temperatura del aire de combustión ha aumentado la temperatura de los productos también aumentan.

Ahora, recalculamos la temperatura de llama adiabática, y los flujos de aire de combustión y flujo de combustible.

	$\bar{h}_f^\circ$ (KJ/Kmol)	$\bar{h}@464,7 \text{ K}$ (KJ/Kmol)	$\bar{h}^\circ@298\text{K}$ (KJ/Kmol)	$\bar{h}@T$ (KJ/Kmol)
CH₄	-74,85	-	-	-
O₂	0	13,68	8,68	$\bar{h}_{\text{O}_2}$
N₂	0	13,45	8,66	$\bar{h}_{\text{N}_2}$
H₂O	-241,82	15,57	9,90	$\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}$
CO₂	-393,52	16,10	9,36	$\bar{h}_{\text{CO}_2}$

Tabla 8. Entalpias de formación en estado estándar y de referencia de los componentes de los humos.

$$\begin{aligned}
& (1 \text{ Kmol } CO_2) \left[-393,52 + \bar{h}_{CO_2} - 9,36 \text{ KJ} / \text{Kmol } CO_2 \right] \\
& + (2,17 \text{ Kmol } H_2O) \left[-241,82 + \bar{h}_{H_2O} - 9,90 \text{ KJ} / \text{Kmol } H_2O \right] \\
& + (0,40 \text{ Kmol } O_2) \left[0 + \bar{h}_{O_2} - 8,68 \text{ KJ} / \text{Kmol } O_2 \right] \\
& + (9,02 \text{ Kmol } N_2) \left[0 + \bar{h}_{N_2} - 8,66 \text{ KJ} / \text{Kmol } N_2 \right] \\
& = (1 \text{ Kmol } CH_4) \left[-74,85 \text{ KJ} / \text{Kmol } CH_4 \right] \\
& + (2,40 \text{ Kmol } O_2) \left[0 + 13,68 - 8,68 \text{ KJ} / \text{Kmol } O_2 \right] \\
& + (9,02 \text{ Kmol } N_2) \left[0 + 13,45 - 8,66 \text{ KJ} / \text{Kmol } N_2 \right] \\
& + (0,17 \text{ Kmol } H_2O) \left[-241,82 + 15,57 - 9,90 \text{ KJ} / \text{Kmol } H_2O \right]
\end{aligned}$$

La ecuación anterior quedaría así:

$$\bar{h}_{CO_2} + 2,17\bar{h}_{H_2O} + 0,40\bar{h}_{O_2} + 9,02\bar{h}_{N_2} = 970,89 \text{ KJ}$$

Realizando las iteraciones necesarias encontramos la nueva temperatura de llama adiabática (T_{all}) tenemos que:

$$T_{all} = 2300K$$

Esta será la temperatura a la que salen los humos de la cámara combustión si la cámara fuera adiabática, así que asumiremos la temperatura de los humos que ingresan al intercambiador, con a temperatura menor que la adiabática de llama:

$$T_{hi} = 2150 \text{ K } (1877^\circ C)$$

Procedemos a recalcular el calor específico del los humos (Cp_h) y como en el anterior procedimiento estos se encontraran a temperatura promedio entre su entra y su salida (1224K); para calcularlo, utilizamos los calores específicos de cada uno de sus componentes multiplicado por su fracción de masa (y_i), los Cp

de los componentes se encuentran en la tabla *Calores Específicos de gas ideal de varios gases comunes como función de la temperatura*. (Ver anexo 5)

	a	b	c	d	$C_{p_{h@1224K}}$ (KJ/Kmol.K)
CO ₂	2,226E+01	5,9810E-02	-3,501E-05	7,4690E-09	56,71
N ₂	2,890E+01	-1,571E-03	5,3720E-06	-2,222E-09	30,95
H ₂ O	3,224E+01	1,923E-03	1,055E-05	-3,595E-09	43,81
O ₂	25,48	1,520E-02	-0,715E-05	1,312E-09	35,77

Tabla 9. Calores específicos de los componentes de los humos a la temperatura requerida.

	$C_{p_{h@1224K}}$ (KJ/Kmol.K)	y_i (%)	$C_p \cdot y_i$ (KJ/Kmol.K)
N ₂	56,71	72,48	41,10
H ₂ O	30,95	11,20	3,46
CO ₂	43,81	12,61	5,52
O ₂	35,77	3,65	1,30
Total	-	100	51,38

Tabla 10. Producto de la fracción de masa por su calor específico para los componentes de los humos.

$$C_{p_h} = \frac{C_p \cdot y_i}{W_i}$$

$$C_{p_h} = \frac{51,38 \text{ KJ/Kmol} \cdot K}{27,66 \text{ Kg/Kmol}}$$

$$Cp_h = 1,85 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot \text{K}$$

$$\dot{m}_h Cp_h \Delta T_h = \dot{m}_a Cp_a \Delta T_a$$

$$\dot{m}_h = \frac{\dot{m}_a Cp_a \Delta T_a}{Cp_h \Delta T_h}$$

$$\dot{m}_h = \frac{0,34 \cdot 1,01 \cdot (245)_a}{1,85(1777)_h}$$

$$\dot{m}_h = 0,025 \text{ Kg} / \text{s}$$

$$\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ac} = \dot{m}_h$$

$$\dot{m}_{comb} + 20,89 \cdot \dot{m}_{comb} = 0,025 \text{ KgH} / \text{s}$$

$$\dot{m}_{comb} = 0,0010 \text{ KgCH}_4 / \text{s}$$

$$AC = \frac{\dot{m}_{ac}}{\dot{m}_{comb}}$$

$$20,89 = \frac{\dot{m}_{ac}}{0,0010 \text{ KgCH}_4 / \text{s}}$$

$$\dot{m}_{ac} = 0,020 \text{ KgA} / \text{s}$$

Para mostrar cuales son nuestros parámetros hasta ahora encontrados, observamos el siguiente esquema:

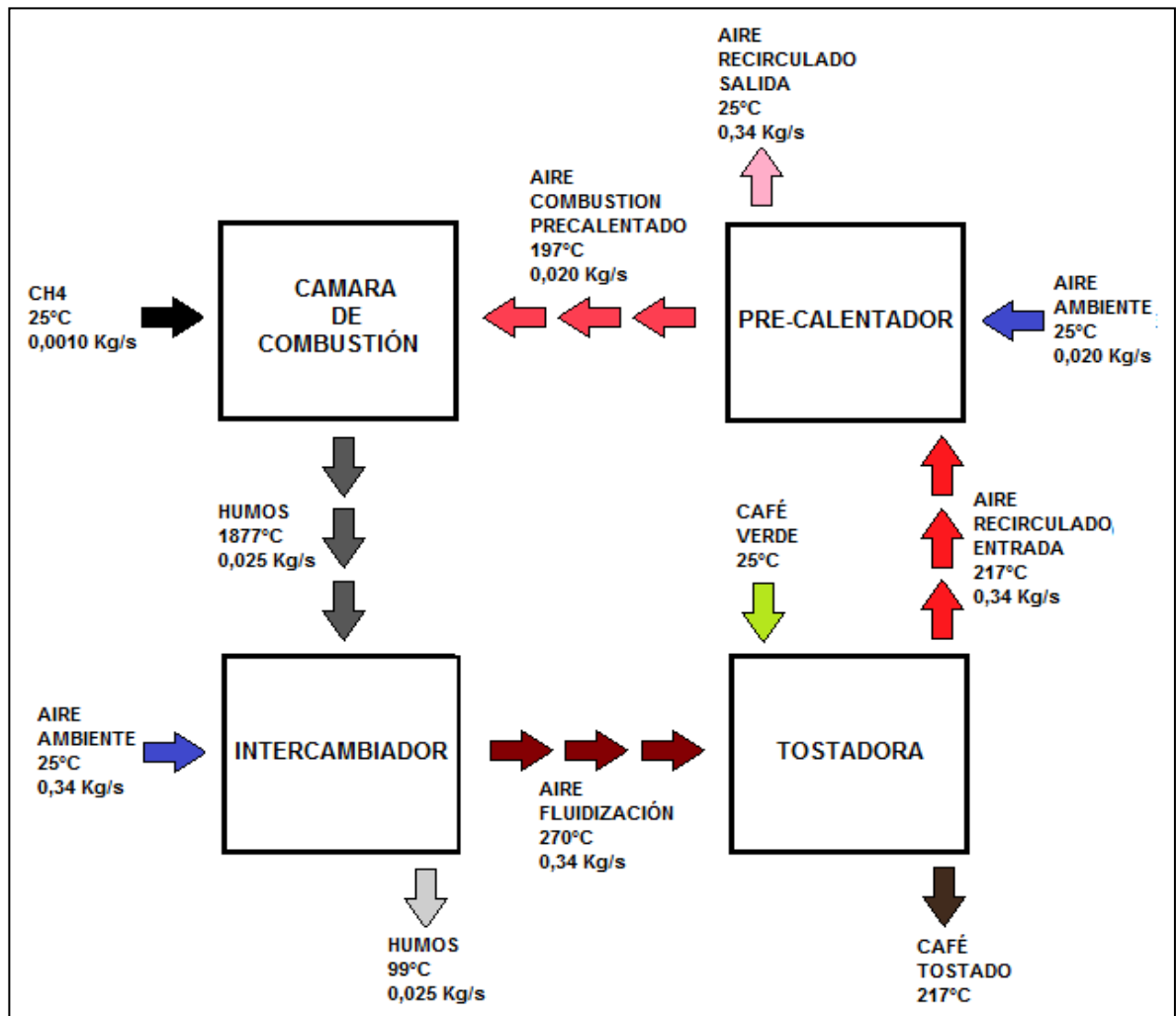


Figura 16. Esquema de la máquina donde se muestra las entradas y salidas de energía y masa de las partes que la componen.

7.4. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Para elevar la temperatura del aire de fluidización, diseñaremos un intercambiador de calor para lo cual se harán algunas consideraciones de propias del diseñador.

Entonces se desea calentar aire de 25°C a 270°C utilizando humos de combustión de metano que ingresan a 1877°C y salen 99°C, para este fin se adoptara una configuración de intercambiador de carcasa y tubos, los tubos estarán en una disposición cuadrática, se utilizaran deflectores sencillos por dentro de la carcasa que tendrán un corte del 50% del área de la carcasa, estos aumentaran el recorrido de los humos y darán turbulencia al fluido.

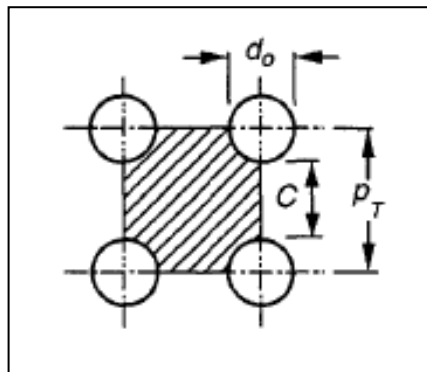


Figura 17. Distribución cuadrática de los tubos por dentro de la carcasa.²⁶

Las propiedades de los fluidos se tomaran de las tablas de propiedades a las temperaturas promedio de entrada y salida.

La selección del diámetro de la carcasa y los tubos se hará de acuerdo a las tablas (ver anexo H) para tubos estándar de esta misma tabla se tomara el numero de tubos que alcanzan dentro de la carcasa dependiendo de los diámetros de carcasa y tubos al igual que el paso de los tubos por dentro de la carcasa, en este caso será de 2 pasos.

Los parámetros geométricos del intercambiador son:

Diámetro interno de la carcasa: $D_c = 25 \text{ in } (0,635 \text{ m})$

²⁶ **Sadik Kakac, Hongtan Liu.** *Heat exchangers selection, rating & thermal desing.* Londres : CRC press, 2002.

Numero de tubos: $N_t = 90$

Diámetro de los tubos: $d_o = 1\frac{1}{2} \text{ in } (0,038 \text{ m})$

Diámetro interno del tubo: $d_i = 0,035 \text{ m}$

Material de los tubos: (*acero al carbon*) $k = 60 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Espacio entre deflectores: $B = 0,08 \text{ m}$ (*corte del deflector 50%*)

Distancia entre los centros de los tubos: $P_T = 0,043 \text{ m}$

Numero de pasos de los tubos: $N_p = 2$

A continuación se describe las propiedades del aire y de los componentes de los humos a temperatura promedio las propiedades de los gases las cuales están en las tablas; *propiedades de los gases* (Ver anexo 6).

$$\bar{T}_a = \frac{T_1 + T_2}{2} = 147,50^\circ\text{C} \quad (420,50 \text{ K})$$

$$\bar{T}_h = \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2} = 988,49^\circ\text{C} \quad (1261,49 \text{ K})$$

Humos@988,49°C	ρ $\left(\text{Kg}/\text{m}^3\right)$	C_p $\left(\text{J}/\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}\right)$	μ $\left(\text{Kg}/\text{m} \cdot \text{s}\right)$	k $\left(\text{W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}\right)$	<i>Prandtl</i>
CO₂	0,472	1288,86	$4,96 \times 10^{-5}$	0,080	0,745
N₂	0,313	1210,85	$3,97 \times 10^{-5}$	0,077	0,701
H₂O	0,195	2463,31	$4,85 \times 10^{-5}$	0,096	0,868
O₂	0,307	1119,31	$4,96 \times 10^{-5}$	0,090	0,695

Tabla 11. Propiedades de los componentes del humo a temperaturas promedio.

Para las hallar las propiedades totales de los humos, necesarias para encontrar el número de Reynolds (Re) se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\rho_{humos} = \sum y_i \rho_i$$

$$\rho_{humos} = 0,319 \text{ Kg}/m^3$$

$$Cp_{humos} = \sum y_i Cp_i$$

$$Cp_{humos} = 1356,89 \text{ J}/\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_{humos} = \frac{\sum \mu_i x_i W_i^{1/2}}{\sum x_i W_i^{1/2}}$$

$$\mu_{humos} = 4,32 \times 10^{-5} \text{ Kg}/m \cdot s$$

$$k_{humos} = \frac{\sum k_i x_i W_i^{1/3}}{\sum x_i W_i^{1/3}}$$

$$k_{humos} = 0,078 \text{ W}/m \cdot ^\circ\text{C}$$

	ρ $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$	C_p $\left(\frac{J}{Kg \cdot ^\circ C}\right)$	μ $\left(\frac{Kg}{m \cdot s}\right)$	k $\left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)$	$Prandtl$
Aire@147,50°C	0,831	1014	$2,39 \times 10^{-5}$	0,034	0,705
Humos@988,49°C	0,319	1356,89	$4,32 \times 10^{-5}$	0,078	0,752

Tabla 12. Propiedades del aire y los humos a temperaturas promedio.

Ahora encontramos el coeficiente de transferencia de calor de lado de la carcasa, para lo cual encontramos el diámetro equivalente (D_e) para la disposición cuadrática de los tubos:

$$D_e = \frac{4(P_T^2 - \pi d_o^2/4)}{\pi d_o}$$

$$D_e = \frac{4[(0,043)^2 - \pi(0,038^2/4)]}{\pi(0,038)} \text{ (m)}$$

$$D_e = 0,023 \text{ m}$$

Posteriormente hallamos la distancia C , que es el espacio entre tubos:

$$C = P_T - d_o$$

$$C = 0,043 - 0,038 \text{ (m)}$$

$$C = 0,005 \text{ m}$$

Calculamos el área transversal de la carcasa (A_c):

$$A_c = \frac{D_c \cdot C \cdot B}{P_T}$$

$$A_c = \frac{0,68 \cdot 0,005 \cdot 0,08}{0,043} \quad (m^2)$$

$$A_c = 0,0063 \, m^2$$

Ahora encontramos la velocidad de la masa de los humos dentro de la carcasa (G_c):

$$G_c = \frac{\dot{m}_h}{A_c}$$

$$G_c = \frac{0,025 \, Kg/s}{0,0063 \, m^2}$$

$$G_c = 3,95 \, Kg/s \cdot m^2$$

Se calcula ahora el número de Reynolds (Re_h) para el humo:

$$Re_h = \frac{G_c \cdot D_e}{\mu_h}$$

$$Re_h = \frac{\left(3,95 \, Kg/s \cdot m^2\right) \cdot (0,023 \, m)}{4,32 \times 10^{-5} \, Kg/m \cdot s}$$

$$Re_h = 2104,18$$

Ahora debemos encontrar la temperatura de la pared de la carcasa (T_w):

$$T_w = \frac{1}{2} \left(\frac{T_1 + T_2}{2} + \frac{T_{hi} + T_{h2}}{2} \right)$$

$$T_w = \frac{1}{2} \left(\frac{25 + 270}{2} + \frac{1877 + 99}{2} \right) \quad (^\circ C)$$

$$T_w = 567 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ahora debemos encontrar la viscosidad del humo a la temperatura de pared (μ_w):

Humos@567°C	μ_i $\left(\text{Kg}/\text{m} \cdot \text{s} \right)$	x_i (%)	W_i (Kg/Kmol)
CO₂	3,70x10 ⁻⁵	71,64	20,05
N₂	3,13x10 ⁻⁵	17,23	3,10
H₂O	3,16x10 ⁻⁵	7,94	3,49
O₂	3,70x10 ⁻⁵	3,17	1,01

Tabla 13. Propiedades de los componentes de los humos a temperatura de la pared.

$$\mu_w = \frac{\sum \mu_i x_i W_i^{1/2}}{\sum x_i W_i^{1/2}}$$

$$\mu_w = 3,63 \times 10^{-5} \text{ Kg}/\text{m} \cdot \text{s}$$

Ahora encontraremos el coeficiente de transferencia de calor para el lado de la carcasa (h_c); para Reynolds entre $(2 \times 10^3 < Re_h < 10^6)^{27}$ se utiliza la siguiente relación:

$$\frac{h_c D_e}{k_h} = 0,36 \left(\frac{D_e G_c}{\mu_h} \right)^{0,55} \left(\frac{C p_h \mu_h}{k_h} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_h}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

²⁷ **Sadik Kakac, Hongtan Liu.** *Heat exchangers selection, rating & thermal desing.* Londres : CRC press, 2002.

$$\frac{h_c \cdot 0,023}{0,078} = 0,36 \left(\frac{3,92 \cdot 0,023}{4,32 \times 10^{-5}} \right)^{0,55} \left(\frac{1356,89 \cdot 4,32 \times 10^{-5}}{0,078} \right)^{1/3} \left(\frac{4,32 \times 10^{-5}}{3,63 \times 10^{-5}} \right)^{0,14}$$

$$h_c = 192,50 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Ahora debemos encontrar el coeficiente de transferencia para el lado de los tubos (h_t):

Iniciamos encontrando el área transversal de los tubos (A_t):

$$A_t = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot \frac{N_t}{2}$$

$$A_t = \frac{\pi(0,035\text{m})^2}{4} \cdot \frac{90}{2}$$

$$A_t = 0,043 \text{ m}^2$$

Posteriormente hallamos la velocidad del aire por dentro de los tubos ($\vec{V}_a$):

$$\vec{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a A_t}$$

$$\vec{V}_a = \frac{0,34 \text{ Kg/s}}{\left(0,831 \text{ Kg/m}^3 \right) (0,043 \text{ m}^2)}$$

$$\vec{V}_a = 9,45 \text{ m/s}$$

El número de Reynolds es:

$$Re_a = \frac{\rho_a \vec{V}_a d_i}{\mu_a}$$

$$Re_a = \frac{\left(0,831 \text{ Kg}/\text{m}^3\right)(9,45 \text{ m}/\text{s})(0,035\text{m})}{2,39 \times 10^{-5} \text{ Kg}/\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$Re_a = 11500$$

Como el número de Reynolds es mayor a 10^4 ($Re > 10^4$) el flujo es turbulento.

Encontramos el número de Nusselt:

$$Nu_a = \frac{(f/2)(Re_a - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/2)^{0,5}(Pr^{2/3} - 1)}$$

$$f = [1,58 \ln(Re_a - 3,28)]^{-2}$$

$$f = [1,58 \ln(11500 - 3,28)]^{-2}$$

$$f = 0,0046$$

$$Nu_a = \frac{(0,0046/2)(11500 - 1000)(0,705)}{1 + 12,7(0,0046/2)^{0,5}(0,705^{2/3} - 1)}$$

$$Nu_a = 34,60$$

El coeficiente de transferencia para el lado de los tubos (h_t) es:

$$h_t = \frac{Nu_a \cdot k_a}{d_i}$$

$$h_t = \frac{34,60 \cdot (0,034 \text{ W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C})}{0,035\text{m}}$$

$$h_t = 33,60 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Procedemos encontrando el coeficiente global de transferencia de calor (U):

$$U = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_t} + \frac{d_o R_{ft}}{d_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k} + R_{fc} + \frac{1}{h_c}} \quad (3.18)$$

Donde:

R_{ft} : Factor de encrustamiento lado del tubo.

R_{fc} : Factor de encrustamiento lado de la carcasa.

k : Coeficiente de conductividad del material de intercambiador.

Valores que se obtienen de la tabla correspondiente (ver anexo 8), entonces:

U

$$= \frac{1}{\frac{0,038}{0,035 \cdot 33,60} + \frac{0,038 \cdot (6,33 \times 10^{-7})}{0,035} + \frac{0,038 \ln(0,038/0,035)}{2 \cdot (16680)} + 3,16 \times 10^{-6} + \frac{1}{192,50}}$$

$$U = 26,66 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Ahora encontramos el flujo de calor en el intercambiador ($\dot{Q}$) que se obtiene de un balance de energía:

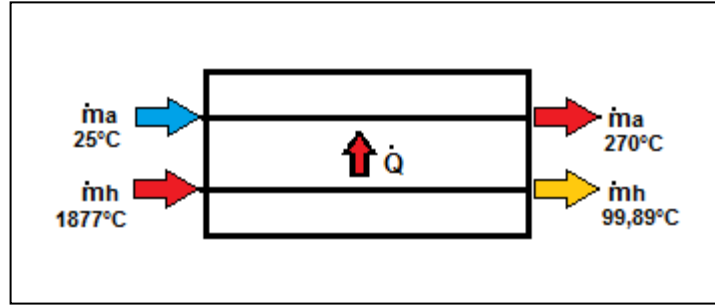


Figura 18. Transferencia de calor desde el fluido caliente al fluido frio en el intercambiador.

$$E_i = E_o \quad (3.9)$$

$$\dot{Q} + \dot{m}_a h_{a@25^\circ\text{C}} = \dot{m}_a h_{a@270^\circ\text{C}}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_a [(h_{a@270^\circ\text{C}} - h_{a@25^\circ\text{C}}) + x_1 (h_{w@270^\circ\text{C}} - h_{w@25^\circ\text{C}})]$$

$$\dot{Q} = 0,34 \text{ Kg/s} \cdot \left[(546,74 - 298,18) \text{ KJ/Kg} + 0,010 \cdot (2789,70 - 2546,50) \text{ KJ/Kg} \right]$$

$$\dot{Q} = 85,33 \text{ KJ/s}$$

Procedemos recordando que la transferencia de calor en un intercambiador de calor se puede expresar de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = UA_{IC} \Delta T_{mc} \quad (3.13)$$

Hallamos la diferencia media logarítmica de temperatura, así:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (3.14)$$

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_2$$

$$\Delta T_2 = T_{ho} - T_1$$

$$\Delta T_m = \frac{(1877 - 270) - (99,98 - 25)}{\ln\left(\frac{1877 - 270}{99,98 - 25}\right)} (^{\circ}\text{C})$$

$$\Delta T_m = 500 ^{\circ}\text{C} \text{ (773K)}$$

El factor de corrección (F) para esta nueva configuración depende de las razones P y R constantes que están consignadas en la grafica. (Ver anexo 9).

$$P = \frac{T_2 - T_1}{T_{hi} - T_1}$$

$$P = \frac{270 - 25}{1877 - 25} = 0,132$$

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_2 - T_1}$$

$$R = \frac{1877 - 99,89}{270 - 25} = 7,25$$

Con las razones P y R el factor de corrección (F) es:

$$F = 0,9$$

Entonces:

$$\Delta T_{mc} = F \cdot \Delta T_m$$

$$\Delta T_{mc} = 0,9 \cdot 500 ^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{mc} = 450^{\circ}\text{C}$$

De la relación de transferencia de calor para un intercambiador despejamos el área de transferencia:

$$A_{IC} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{mc}} \quad (3.13)$$

$$A_{IC} = \frac{85330 \text{ W}}{(26,66 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \cdot (450^\circ\text{C})}$$

$$A_{IC} = 7,11 \text{ m}^2$$

Ahora, conociendo el área longitudinal de un cilindro, podemos encontrar la longitud del intercambiador:

$$A_{IC} = \pi d_o L_{IC} N_t$$

$$L_{IC} = \frac{A_{IC}}{\pi d_o N_t}$$

$$L_{IC} = \frac{7,11 \text{ m}^2}{\pi(0,038\text{m})(90)}$$

$$L_{IC} = 0,66\text{m}$$

Ahora encontramos el número de deflectores (N_d) :

$$N_d = \frac{L_{IC}}{B} - 1$$

$$N_d = \frac{0,66\text{m}}{0,08\text{m}} - 1$$

$$N_d \approx 7$$

Para encontrar las pérdidas de presión en el intercambiador de calor (Δp_{IC}) consideramos que son las de los tubos por dónde va el aire, puesto que este es impulsado por el ventilador.

$$\Delta p_{IC} = \left[4f \frac{L_{IC} N_p}{d_i} + 4N_p \right] \frac{\rho_a \vec{V}_a^2}{2} \quad (3.22)$$

$$\Delta p_{IC} = \left[4(0,0046) \frac{(0,66m)(2)}{0,035m} + 4(2) \right] \frac{\left(0,83 \text{ Kg}/m^3 \right) (9,45 \text{ m/s})^2}{2}$$

$$\Delta p_{IC} = 392 \text{ Pa}$$

7.5. DIMENSIONAMIENTO DEL LECHO FIJO

Si anticipamos que el volumen del lecho es cilíndrico, consideración que se determinó por observación de las máquinas expuestas en los antecedentes.

Por lo tanto su volumen será:

$$V_{lecho \text{ cilindrico}} = A \cdot h$$

Donde h es la altura del cilindro que forma el lecho fijo, o sea L:

$$V_{ap} = A_{ap} \cdot L$$

Conocemos que la porosidad del lecho fijo se puede determinar con la relación (3.28) así:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\Sigma V_h}{V_{ap}} \quad (3.28)$$

Donde el término ΣV_h se refiere al volumen ocupado por todas las partículas del lecho, y el término V_{ap} , es el volumen aparente; para el cálculo del volumen hidráulico se estimará por medio de una regla de tres la cantidad de granos o partículas (N_p), aproximados, que se encuentran en 50 kg de café, sabiendo que un grano pesa $0,18 \text{ gr} \pm 0,03 \text{ gr}$; entonces:

$$1 \text{ grano} \rightarrow y(\text{Kg})$$

$$N_p (\# \text{ de granos o partículas}) \rightarrow 50 \text{ Kg}$$

$$N_p = \frac{50}{y}$$

Para el rango de peso de un grano de café se genera la siguiente tabla:

y ($\times 10^{-3}$ Kg)	Np (# de granos o partículas)
0,15	333333
0,16	312500
0,17	294117
0,18	277777
0,19	263157
0,20	250000
0,21	238095

Tabla 14. Distribución del número de granos de café según su masa por unidad.

y: rango de masa de un grano de café.

Np: Numero de granos de café según el peso unitario.

En la anterior tabla se reportó el número entero más cercano, ya que el número de partículas o de granos debe ser un número entero.

Para tomar el dato más representativo, procedemos a sacar la media o sea $\overline{Np}$:

$$\overline{Np} = 285714$$

O sea que en 50 Kg de café existen aproximadamente 285714 granos de café o también partículas en el lecho.

Ahora:

$$\Sigma V_h = \overline{Np} \cdot Vp$$

$$\Sigma V_h = 285714 \cdot 1,3 \times 10^{-7} m^3$$

$$\Sigma V_h = 0,037 m^3$$

Vp : Volumen de la partícula o volumen unitario ($V_{unitario}$)

Por lo tanto la porosidad (ε) será;

$$\varepsilon = 1 - \frac{\Sigma V_h}{V_{ap}} \quad (3.28)$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{0,037}{A_{ap}L}$$

Tomaremos la porosidad del lecho fijo del estudio “*Estudio de la hidrodinámica del café tostado en lecho fluidizado*”.

$$\varepsilon = 0,51$$

$$0,51 = 1 - \frac{0,037}{A_{ap}L}$$

$$V_{ap} = A_{ap}L = 0,075 \text{ m}^3$$

Si decidimos asumir una altura de lecho fijo de 0,25m ($L = 0,25\text{m}$), entonces el área aparente del lecho será:

$$A_{ap}L = 0,075 \text{ m}^3$$

$$A_{ap} = \frac{0,075 \text{ m}^3}{L}$$

$$A_{ap} = \frac{0,075 \text{ m}^3}{0,25 \text{ m}}$$

$$A_{ap} = 0,3 \text{ m}^2$$

Como el lecho es cilíndrico, encontramos su diámetro (D_L):

$$A_{ap} = \frac{\pi D_L^2}{4} = 0,3 \text{ m}^2$$

$$D_L = 0,61 \text{ m}$$

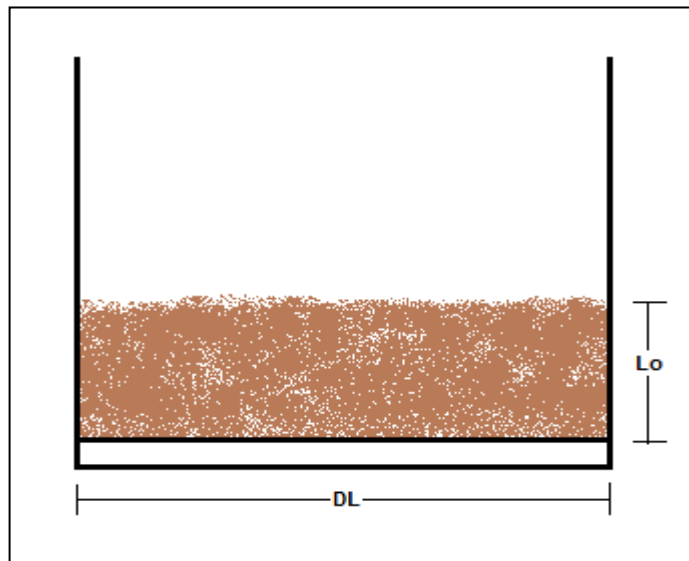


Figura 19. Dimensiones del lecho fijo con forma cilíndrica

7.6. LECHO FLUIDIZADO

Iniciaremos encontrando el diámetro de la partícula (d_p), asumiendo el grano de café con una esfera con un diámetro equiválete:

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{6V_p}{\pi}} \quad (3.41)$$

$$d_p = 0,0062m$$

El valor de la esfericidad (ϕ) se tomara del *Estudio Hidrodinámico del café* (Ver anexo C)

$$\phi = 0,67$$

Hallamos la viscosidad cinemática y la densidad del aire de fluidización a la temperatura de tostado 270°C (ver anexo G):

$$\mu_{@270^{\circ}C} = 2,85 \times 10^{-5} \text{ Kg}/m \cdot s$$

$$\rho_{a@270^{\circ}C} = 0,64 \text{ Kg}/m^3$$

Ahora para hallar la velocidad de mínima fluidización utilizaremos la siguiente ecuación:

$$\frac{1,75}{\varepsilon_{mf}^3 \phi_s} \left(\frac{d_p \vec{V}_{mf} \rho_a}{\mu} \right)^2 + \frac{150(1 - \varepsilon_{mf})}{\varepsilon_{mf}^3 \phi_s^2} \left(\frac{d_p \vec{V}_{mf} \rho_a}{\mu} \right) - \frac{d_p^3 \rho_g (\rho_p - \rho_a) g}{\mu^2} = 0 \quad (3.45)$$

Donde:

$$Re_{mf} = \frac{d_p \vec{V}_{mf} \rho_a}{\mu}$$

$$Ar = \frac{d_p^3 \rho_a (\rho_p - \rho_a) g}{\mu^2}$$

$$Ar = 2546936,24$$

Del estudio llamado “*Estudio de la hidrodinámica del café tostado en lecho fluidizado*”, asumimos la porosidad de lecho en mínima fluidización (ε_{mf}):

$$\varepsilon_{mf} = 0,63$$

Por lo tanto la ecuación de velocidad de mínima fluidización queda:

$$10,44Re_{mf}^2 + 494,44Re_{mf} - 2546936,24 = 0$$

Desarrollando la ecuación cuadrática tenemos que:

$$Re_{mf} = 470,80$$

$$\frac{d_p \rho_a \vec{V}_{mf}}{\mu} = 470,80$$

$$\frac{(0,0062m) \left(0,64 \frac{Kg}{m^3} \right) \vec{V}_{mf}}{\left(2,85 \times 10^{-5} \frac{Kg}{m \cdot s} \right)} = 470,80$$

Despejamos la velocidad de mínima fluidización:

$$\vec{V}_{mf} = 3,38 \frac{m}{s}$$

Esta es la velocidad del aire a la cual inicia la fluidización.

Ahora, ya que tenemos la porosidad de mínima fluidización (ε_{mf}) podemos, mediante la siguiente relación, encontraremos la longitud del lecho en mínima fluidización (L_{mf}).

$$\frac{L}{L_{mf}} = \frac{1 - \varepsilon_{mf}}{1 - \varepsilon}$$

$$\frac{0,25 \text{ m}}{L_{mf}} = \frac{1 - 0,63}{1 - 0,51}$$

$$L_{mf} = 0,33 \text{ m}$$

Procedemos a encontrar el límite máximo de velocidad para fluidización, esto quiere decir encontrar la velocidad a la cual comienza el arrastre o transporte neumático de las partículas, a esta velocidad del fluido la llamaremos velocidad crítica ($\vec{V}_c$).

Para encontrar la velocidad crítica utilizaremos la relación siguiente.²⁸

$$\frac{\vec{V}_c}{\vec{V}_{mf}} \approx \frac{9,1}{1}$$

$$\vec{V}_c = 9,1 \cdot \vec{V}_{mf}$$

$$\vec{V}_c = 30,7 \text{ m/s}$$

²⁸ **Geanklopis, Christie J.** *Procesos de transporte y operaciones unitarias*. Mexico : Continental, 1998.

Ahora nuestro lecho de café estará en fluidización entre velocidades de 3,38 y 30,7 m/s, así que seleccionaremos nuestra velocidad de operación de la máquina ($\vec{V}_o$) en este rango:

$$\vec{V}_{mf} < \vec{V}_o < \vec{V}_c$$

$$3,38 \text{ m/s} < \vec{V}_o < 30,7 \text{ m/s}$$

Tomaremos una velocidad de operación de 9,45 m/s, la cual es igual a la velocidad del aire a la salida del intercambiador.

$$\vec{V}_o = 9,45 \text{ m/s}$$

Ahora encontraremos la porosidad del lecho en condiciones de operación (ε_o), o sea, a la velocidad de operación ($\vec{V}_o$), utilizaremos la siguiente relación:

$$\vec{V} = K \frac{\varepsilon^3}{(1 - \varepsilon)}$$

Para determinar la porosidad a la velocidad de operación ($\vec{V}_o$), la sustituimos en la ecuación usando los valores conocidos en condiciones de mínima fluidización ($\vec{V}_{mf}, \varepsilon_{mf}$) para determinar K:

$$\vec{V}_{mf} = K \frac{\varepsilon_{mf}^3}{(1 - \varepsilon_{mf})}$$

$$3,38 = K \frac{0,63^3}{(1 - 0,63)}$$

$$K = 5$$

$$\vec{V}_o = K \frac{\varepsilon_o^3}{(1 - \varepsilon_o)}$$

$$9,45 = 5 \frac{\varepsilon_o^3}{(1 - \varepsilon_o)}$$

$$\varepsilon_o = 0,76$$

Ahora encontramos la longitud del lecho en condiciones de operación (L_o):

$$\frac{L_o}{L_{mf}} = \frac{1 - \varepsilon_{mf}}{1 - \varepsilon_o}$$

$$L_o = 0,50 \text{ m}$$

Esta será la altura mínima de la tostadora.

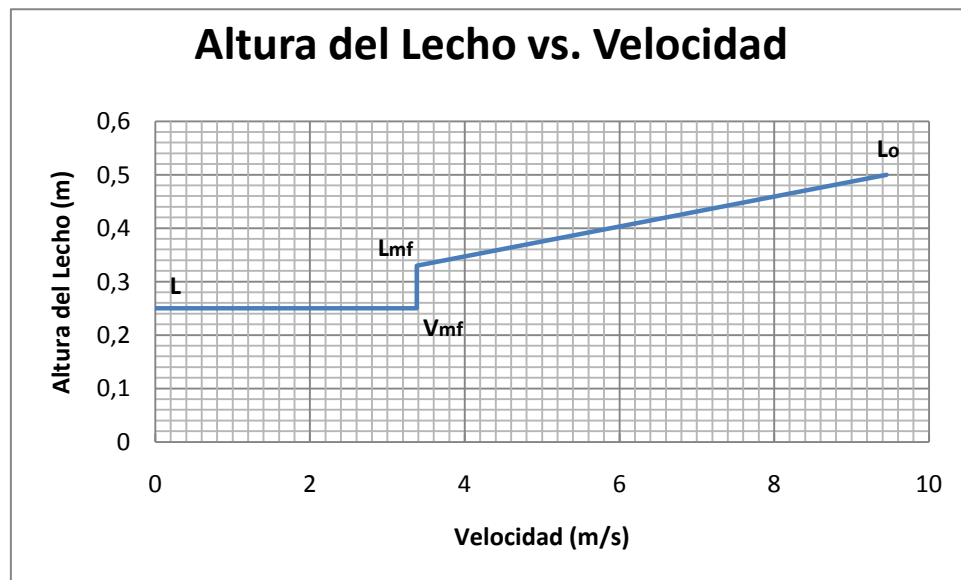


Figura 20. Comportamiento de la altura del lecho según la velocidad.

Ahora apelaremos a la relación de Ergum para encontrar la caída de presión en el lecho fijo (Δp_L):

$$\Delta p_L = \frac{150\mu_a \vec{V}_o L (1 - \varepsilon)^2}{\phi_s^2 d_p^2 \varepsilon^3 g_c} + \frac{1,75\rho_a \vec{V}_o^2 L (1 - \varepsilon)}{\phi_s d_p \varepsilon^3 g_c} \quad (3.44)$$

$$\Delta p_L = 2329,45 \text{ Pa}$$

7.7. SELECCIÓN DEL VENTILADOR

Para el cálculo del ventilador es necesario encontrar la caída de presión total en la máquina como la suma de la caída de presión en el intercambiador (Δp_{IC}), la caída de presión en el lecho (Δp_L) y la caída de presión en el codo a 90° (Δp_{90°), se despreciara las pérdidas en los conductos o tuberías restantes ya que sería del orden 10^1 y la caída de presión importante es la del lecho, además asumiremos que las cotas de entra y salida respecto a una referencia son iguales:

$$P_i + \frac{\rho V_i^2}{2} + \rho g z_i + \Delta p_{IC} + \Delta p_L + \Delta p_{90^\circ} = P_o + \frac{\rho V_o^2}{2} + \rho g z_o$$

$$\sum \Delta p_{total} = \Delta p_L + \Delta p_{IC} + \Delta p_{90^\circ}$$

En las tablas se encuentra los valores para la longitud equivalente del codo a 90°

$$\left(L_{e90^\circ} / D_{tIC} \right) \text{ (Ver anexo 13)}$$

$$\frac{L_{e90^\circ}}{D_{tIC}} = 30$$

La caída de presión en el codo a 90° será:

$$\Delta p_{90^\circ} = f \left(\frac{L_{e90^\circ}}{D_{tIC}} \right) \frac{\rho_a V_a^2}{2}$$

$$\Delta p_{90^\circ} = 0,0046(30) \frac{\left(0,83 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) (9,45 \text{ m/s})^2}{2}$$

$$\Delta p_{90^\circ} = 5,11 \text{ Pa}$$

La caída de presión total es:

$$\sum \Delta p_{total} = \Delta p_L + \Delta p_{IC} + \Delta p_{90^\circ}$$

$$\sum \Delta p_{total} = (2329,45 + 392 + 5,11) \text{ Pa}$$

$$\sum \Delta p_{total} = 2,72 \text{ KPa}$$

Con el valor de la caída de presión total (Δp_{total}) y el caudal se selecciona el ventilador. Sin embargo, como las condiciones del sitio de diseño de la tostadora son diferentes a las presentadas en los gráficos por los fabricantes (condiciones estándar), el valor de la caída de presión debe ser corregido por un factor de corrección (F_T).

Parámetros según sitio	Valor
Altura sobre el nivel del mar	1726msnm
Humedad relativa del aire	50%
Temperatura del aire	25°C ó 77°F
Densidad del aire @ 25°	1,06 Kg/m ³

Tabla 15. Parámetros del sitio de instalación del ventilador.

El factor de corrección por densidad (F_1) es:

$$F_1 = \frac{\rho_{estandar}}{\rho_{aire \text{ in situ}}} \quad (3.24)$$

$$F_1 = \frac{1,2 \text{ Kg/m}^3}{1,06 \text{ Kg/m}^3}$$

$$F_1 = 1,130$$

El factor de corrección por humedad (F_2) se calcula por interpolación (Ver anexo 14)

$$F_2 = 1,020$$

El factor de corrección por altitud (F_3) se calcula por interpolación (Ver anexo 15)

$$F_3 = 1,260$$

El factor total de corrección (F_T) es:

$$F_T = F_1 \cdot F_2 \cdot F_3 \quad (3.23)$$

$$F_T = 1,45$$

La caída de presión de selección es:

$$\Delta p_{sel} = F_T \cdot \Delta p_{total} \quad (3.25)$$

$$\Delta p_{sel} = (1,45) \cdot (2,72) \text{ KPa}$$

$$\Delta p_{sel} = 3,95 \text{ KPa} \approx 3950 \text{ Pa}$$

El caudal de selección será:

$$\vec{Q} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{aire}}$$

$$\vec{Q} = \frac{0,34 \text{ Kg/s}}{1,06 \text{ Kg/m}^3}$$

$$\vec{Q} = 0,32 \text{ m}^3/\text{s} \approx 1154,71 \text{ m}^3/\text{h}$$

Con estos datos, se selecciona del un catalogo HOWDEN (Ver anexo16) un ventilador con el propósito de encontrar las rpm (n), la potencia al freno (BHP), el diámetro nominal (d_n), entre otros.

En este caso se selecciona un Ventilador de la casa *HOWDEN*. (Ver anexo)

TIPO: Impulsador 312

REFERENCIA: *Ref.VRE 0160/312 W 290/11*.

$$n = 2900 \text{ rpm}$$

$$BHP = 2,51 \text{ KW}$$

$$d_n = 160 \text{ mm}$$

La potencia al freno en el sitio de instalación ($BHP_{instalacion}$) es:

$$BHP_{instalacion} = \frac{BHP}{F_T}$$

$$BHP_{instalacion} = \frac{2,51 \text{ KW}}{1,45}$$

$$BHP_{instalacion} = 1,73 \text{ KW}$$

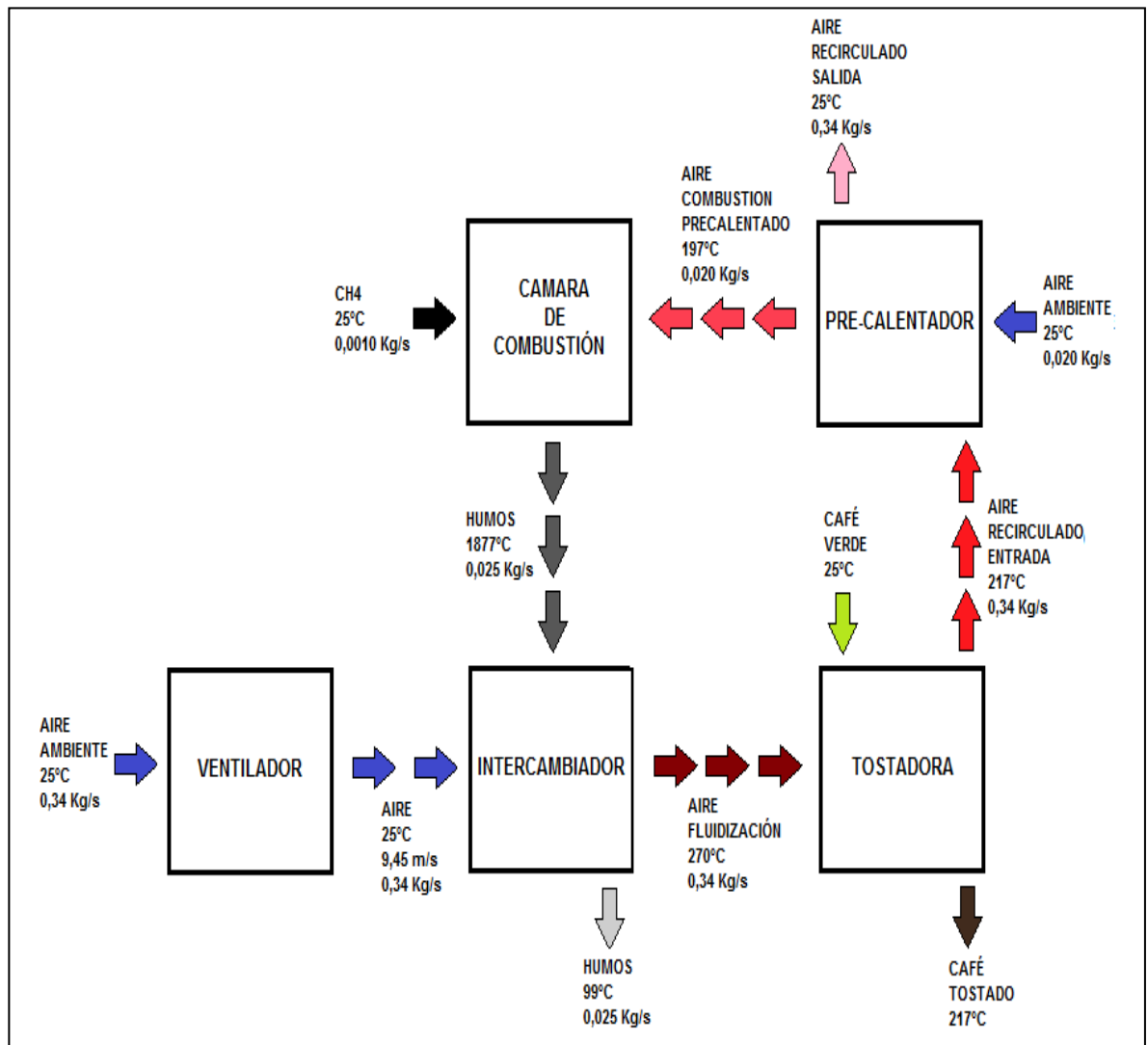


Figura 21. Esquema final de la máquina.

7.8. RESUMEN DE RESULTADOS

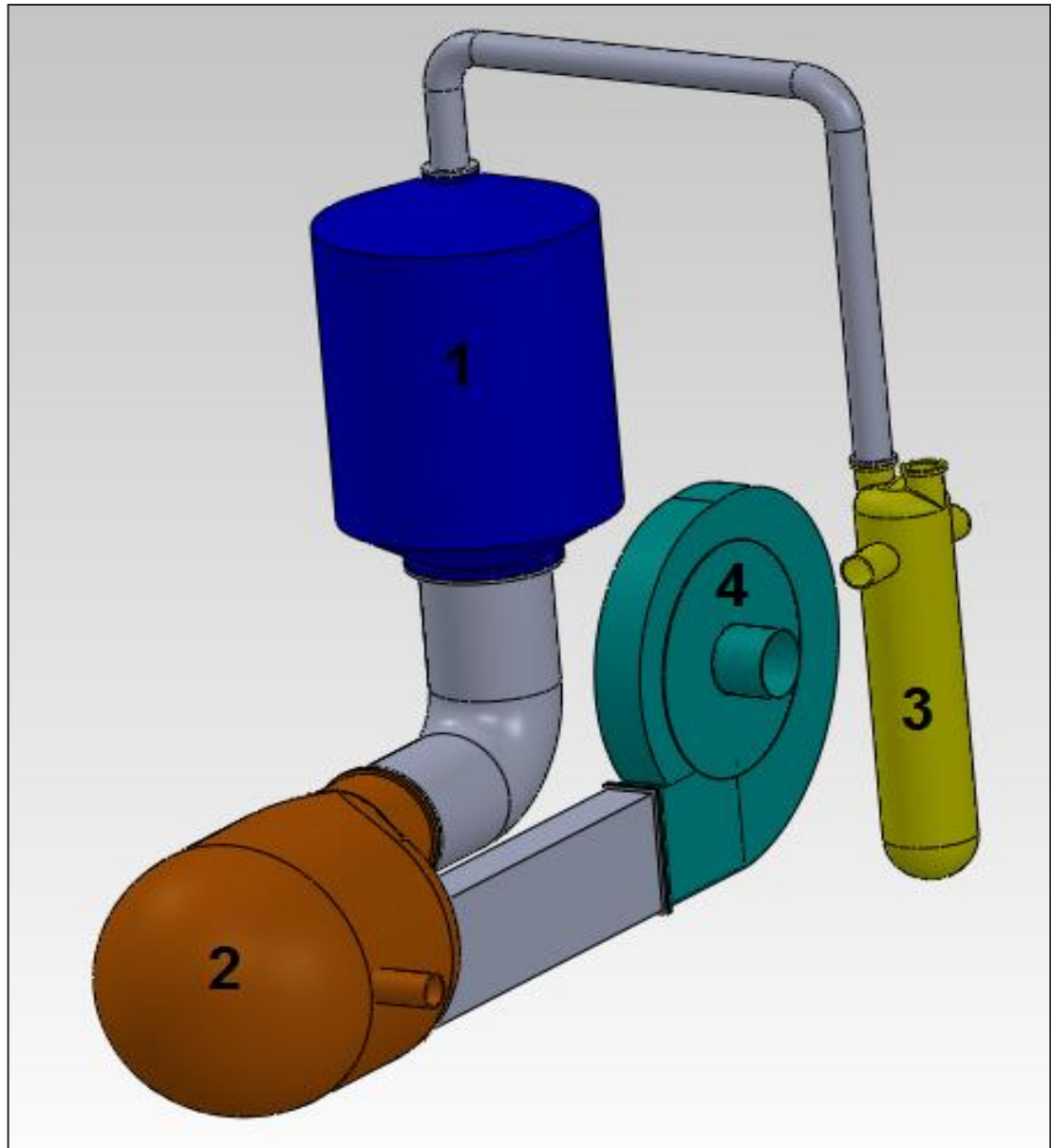


Figura 22. Isométrico a escala de la máquina tostadora

1	Reactor y Lecho	Ítem	Símbolo	Valor
		Altura del Reactor	h	0,70 m
		Diámetro del Lecho	D _L	0,61 m
		Altura del Lecho Fijo	L	0,25 m
		Altura del Lecho en Mínima Fluidización	L _{mf}	0,33 m
		Altura del Lecho en Velocidad de Funcionamiento	L _o	0,50 m
		Velocidad de Mínima Fluidización	V _{mf}	3,38 m/s
		Velocidad Critica	V _c	30,7 m/s
		Velocidad de Funcionamiento	V _o	9,45 m/s
		Porosidad del Lecho Fijo	ε	0,51
		Porosidad del Lecho en Mínima Fluidización	ε _{mf}	0,63
		Porosidad del Lecho en Funcionamiento	ε _o	0,76

Tabla 16. Parámetros del Lecho.

2	Intercambiador de Calor	Ítem	Símbolo	Valor
		Diámetro interno de la carcasa	D _c	25 in
		Diámetro de los tubos	d _o	1½ in
		Diámetro interno de los tubos	d _i	35 mm
		Número de Tubos	N _t	90
		Espacio entre Deflectores	B	80 mm
		Distancia entre los Centros de los Tubos	P _T	43 mm
		Corte del Deflector	-	50%
		Número de Pasos de los Tubos por la carcasa	N _p	2
		Conductividad del material de los tubos	k	60 W/m ² s
		Área del Intercambiador	A _{ic}	7,11 m ²
		Longitud de los Tubos	L _{ic}	0,66 m
		Número de Deflectores	N _d	7

Tabla 17. Parámetros del intercambiador.

3	Pre-calentador	Ítem	Símbolo	Valor
		Diámetro interno de la carcasa	D_c	8 in
		Diámetro de los tubos	d_o	1 in
		Diámetro interno de los tubos	d_i	22,4 mm
		Número de Tubos	N_t	16
		Espacio entre Deflectores	B	100 mm
		Distancia entre los Centros de los Tubos	P_T	30,4 mm
		Corte del Deflector	-	50%
		Número de Pasos de los Tubos por la carcasa	N_p	2
		Conductividad del material de los tubos	k	60 W/m ² s
		Área del Intercambiador	A_{ic}	1,90 m ²
		Longitud de los Tubos	L_{ic}	1,48 m
		Número de Deflectores	N_d	13

Tabla 18. Parámetros del Pre-calentador.

4	Ventilador	Ítem	Símbolo	Valor
		Factor Total de Corrección para Selección	F_t	1,45
		Caída de Presión de Selección	ΔP_{sel}	3,95 Kpa
		Caudal de Selección	Q	0,32 m ³ /s
		Velocidad del Rotor	n	2900 rpm
		Potencia al Freno	BHP	2,51 KW
		Potencia al Freno de Instalación	BHP_{inst}	1,73KW
		Diámetro Nominal del Rotor	d_o	0,160 mm

Tabla 19. Parámetros del ventilador.

8. CONCLUSIONES

- Para tostar 50 Kg de café cada 10 minutos, esta máquina, requiere de; 0,28 KWh de energía eléctrica y 0,6 Kg de metano (CH₄).

$$1,73 \text{ KW} \times 10 \text{ min} \left(\frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}} \right) = 0,28 \text{ KWh}$$

$$0,0010 \text{ Kg CH}_4/\text{seg} \left(\frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \right) \times 10 \text{ min} = 0,6 \text{ Kg CH}_4$$

- Para lograr que el aire fluidice las partículas o granos de café sin que exista transporte neumático o arrastre de estas, el reactor o torre tostadora no debe medir menos de 0,5 m de alto, su diámetro en la base debe ser 0,61 m, la velocidad del aire de fluidización y temperatura no deben exceder los 9,45 m/s y 270°C respectivamente.
- Ya que una máquina de estas características, lograría obtener 50 Kg de café tostado en 10 minutos, se lograría obtener en turnos de 7 horas diarias una producción de 1932 Kg de un producto de muy buena calidad, resultando esto en una alta productividad.

$$0,0833 \text{ Kg C/s} - 0,0067 \text{ Kg W/s} = 0,0766 \text{ Kg C/s}$$

$$0,0766 \text{ Kg C/s} \left(\frac{3600 \text{ seg}}{1 \text{ hora}} \right) = 276 \text{ Kg C/hora}$$

$$276 \text{ Kg C/hora} \times 7 \text{ horas} = 1932 \text{ Kg C}$$

- El uso de el aire de fluidización recirculado para precalentar el aire de combustión, logra bajar el consumo de combustible metano en más de 1 *Kg* por hora sin afectar el producto final.

9. RECOMENDACIONES

- Debido a que el proceso de tostado del café continúa aun después de terminar la fluidización, ya que conserva la temperatura, es conveniente un sistema que logre enfriarlo de manera rápida, ojala utilizando el mismo reactor.
- Se recomienda un sistema de carga y descarga del producto ya que en funcionamiento el aire caliente puede ser peligroso para hacerlo manualmente, un sistema neumático podría funcionar.
- Un sistema de control es necesario para que la velocidad del aire de fluidización no supere la velocidad crítica y la temperatura sea constante.

10. BIBLIOGRAFÍA

- **Mulero, A.** Tema 6: Fundamentos de Secado. *Termodinámica y Termotecnia*. s.l. : Escuela de Ingenierías Agrarias.
- **Cengel, Yunus A.** *Termodinámica*. Mexico D.F : McGrawHill, 2009.
- **Cengel, Yunus A.** *Transferencia de calor*. Mexico : McGraw-Hill, 2004.
- **Mataix, Claudio.** *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Madrid : Ediciones del Castillo, 1986.
- **Victor M, Barreira.** *Estudio Hidrodinámico de un lecho Fluidizado*. Madrid : Universidad Carlos III, 2007.
- **Warren L, McCabe, Julian C, Smith y Peter, Harriott.** *Operaciones unitarias en Ingeniería química*. Madrid : Mc Graw Hill, 1991.
- **Daizo, Kunii and Octave, Levenspiel.** *Fluidization Engineering*. Stoneham : Butterworth-Heinemann, 1991.
- **Geanklopis, Christie J.** *Procesos de transporte y operaciones unitarias*. Mexico : Continental, 1998.
- **Sanchez, Julio, y otros.** *Estudio Hidrodinámico del Tostado de Café en un Reactor de Lecho Fluidizado*. Mexico D.F : ENCN-IPN.
- **Fox, R.** *Introducción a la Mecánica de Fluidos*. Mexico D.F : McGraw-Hill, 1995.
- **Sadik Kakac, Hongtan Liu.** *Heat exchangers selection, rating & thermal desing*. Londres : CRC press, 2002.
- *Correlación entre Parámetros Térmicos de Café de Diferente Origen.* **Gordillo, Fernando, Ortega, J. Aicardo y Zarate, Fabian.** 2009, Reviste Colombiana de Física, págs. 168-170.
- *Basic Chemical Reactions Occurring in the Roasting Process.* **Staub, Carl.** 1995, SCAA.

- **QuantiK.** Quantik. *TLF-1000*. [En línea] 2010.
http://www.quantik.com.co/Home/Espanol/Productos/Tostadora_Tiendas/TLF-1000/tlf-1000.html.
- **TecAIRE.** TecAIRE. [En línea] 2008. [Citado el: 19 de Noviembre de 2008.]
www.tecaire.com.
- **Quintero, Gloria Ines Puerta.** Calidad de Café. *Cenicafe*. [En línea] 9 de Marzo de 2005.
<http://www.cenicafe.org/modules.php?name=News&file=article&sid=353>.
- **Howden.** Radial-Standard Centrifugal Fans

ANEXO B. Parámetros térmicos del café.³⁰

Variable		Difusividad térmica [cm ² /s]	Efusividad Térmica [Ws ^{1/2} cm ⁻² K ⁻¹]	Conductividad Térmica [W cm ⁻¹ K ⁻¹]	Capacidad calorífica [J cm ⁻³ K ⁻¹]
Profundidad (μm) ±1 μm	0	0,00152±0.00002	0,094±0,007	0,0037±0.0003	2,4±0.2
	200	0,00152±0.00002	0,26±0.003	0,0101±0.0001	6,67±0.09
	400	0,00184±0.00002	0,207±0.005	0,0089±0.0002	4,8±0.1
	600	0,0013±0.00007	0,197±0.006	0,0071±0.0003	5,5±0.2
Cultivo	tradicional	0,00138±0.00002	0,061±0.002	0,00226±0.00008	1,64±0.06
	Orgánico	0,00108±0.00002	0,067±0.001	0,00220±0.00004	2,04±0.04

³⁰ Revista Colombiana de Física, vol. 41, No. 1, Enero 2009

ANEXO C. Parámetros hidrodinámicos y características físicas del café.³¹

Parámetros hidrodinámicos	Café verde	Café tostado
Esfericidad	0.67	0.71
Diámetro equivalente	0.64 cm	0.73 cm
Velocidad mínima de fluidización teórica a 220°C.	2.70 m/s	2.20 m/s
Características físicas		
Densidad aparente	1222.0 kg/m ³	683.27 kg/m ³
Densidad empacada	640.12 kg/m ³	369.32 kg/m ³
Volumen unitario	0.13 cm ³	0.21 cm ³
Humedad	11.0 %	2.6 %
Incremento en volumen del grano	--	58.5 %
Pérdida de peso	--	16.0 %
Color* (unidades CIELAB)	--	1.5

³¹ **Sanchez, Julio, y otros.** *EStudio Hidrodinamico del Tostado de Café en un Reactor de Lecho Fluidizado*. Mexico D.F : ENCN-IPN.

ANEXO D. Entalpia de Formación.³²

Sustancia	Fórmula	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{g}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K
Acetileno	$C_2H_2(g)$	+226,730	+209,170	200.85
Agua	$H_2O(l)$	-285,830	-237,180	69.92
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(g)$	-235,310	-168,570	282.59
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(l)$	-277,690	-174,890	160.70
Alcohol metílico	$CH_3OH(g)$	-200,670	-162,000	239.70
Alcohol metílico	$CH_3OH(l)$	-238,660	-166,360	126.80
Amoniaco	$NH_3(g)$	-46,190	-16,590	192.33
Benceno	$C_6H_6(g)$	+82,930	+129,660	269.20
n-butano	$C_4H_{10}(g)$	-126,150	-15,710	310.12
Carbón	$C(s)$	0	0	5.74
Dióxido de carbono	$CO_2(g)$	-393,520	-394,360	213.80
n-dodecano	$C_{12}H_{26}(g)$	-291,010	+50,150	622.83
Etano	$C_2H_6(g)$	-84,680	-32,890	229.49
Etileno	$C_2H_4(g)$	+52,280	+68,120	219.83
Hidrógeno	$H_2(g)$	0	0	130.68
Hidrógeno	$H(g)$	+218,000	+203,290	114.72
Hidroxilo	$OH(g)$	+39,460	+34,280	183.70
Metano	$CH_4(g)$	-74,850	-50,790	186.16
Monóxido de carbono	$CO(g)$	-110,530	-137,150	197.65
Nitrógeno	$N_2(g)$	0	0	191.61
Nitrógeno	$N(g)$	+472,650	+455,510	153.30
n-octano	$C_8H_{18}(g)$	-208,450	+16,530	466.73
n-octano	$C_8H_{18}(l)$	-249,950	+6,610	360.79
Oxígeno	$O_2(g)$	0	0	205.04
Oxígeno	$O(g)$	+249,190	+231,770	161.06
Peróxido de hidrógeno	$H_2O_2(g)$	-136,310	-105,600	232.63
Propano	$C_3H_8(g)$	-103,850	-23,490	269.91
Propileno	$C_3H_6(g)$	+20,410	+62,720	266.94
Vapor de agua	$H_2O(g)$	-241,820	-228,590	188.83

³² Cengel, Yunus A. *Termodinámica*. Mexico D.F : McGrawHill, 2009.

ANEXO E. Propiedades de algunos gases ideales.³³

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K
0	0	0	0
220	6,404	4,575	196.171
230	6,694	4,782	197.461
240	6,984	4,989	198.696
250	7,275	5,197	199.885
260	7,566	5,405	201.027
270	7,858	5,613	202.128
280	8,150	5,822	203.191
290	8,443	6,032	204.218
298	8,682	6,203	205.033

Propiedades gas Ideal Oxigeno O₂.

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K
0	0	0	0
220	6,391	4,562	182.639
230	6,683	4,770	183.938
240	6,975	4,979	185.180
250	7,266	5,188	186.370
260	7,558	5,396	187.514
270	7,849	5,604	188.614
280	8,141	5,813	189.673
290	8,432	6,021	190.695
298	8,669	6,190	191.502

Propiedades gas Ideal Oxigeno N₂.

³³ Cengel, Yunus A. *Termodinámica*. Mexico D.F : McGrawHill, 2009.

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K
0	0	0	0
220	7,295	5,466	178.576
230	7,628	5,715	180.054
240	7,961	5,965	181.471
250	8,294	6,215	182.831
260	8,627	6,466	184.139
270	8,961	6,716	185.399
280	9,296	6,968	186.616
290	9,631	7,219	187.791
298	9,904	7,425	188.720

Propiedades gas Ideal del Vapor de Agua H₂O.

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K
0	0	0	0
220	6,601	4,772	202.966
230	6,938	5,026	204.464
240	7,280	5,285	205.920
250	7,627	5,548	207.337
260	7,979	5,817	208.717
270	8,335	6,091	210.062
280	8,697	6,369	211.376
290	9,063	6,651	212.660
298	9,364	6,885	213.685

Propiedades gas Ideal Dióxido de Carbono CO₂.

ANEXO F. Calores Específicos de gas ideal de varios gases comunes como función de la temperatura.³⁴

$$\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3$$

(T en K, c_p en kJ/kmol · K)

Sustancia	Fórmula	a	b	c	d	Rango de temp., K	% de error	
							Máx.	Prom.
Acetileno	C_2H_2	21.8	9.2143×10^{-2}	-6.527×10^{-5}	18.21×10^{-9}	273-1500	1.46	0.59
Aire	—	28.11	0.1967×10^{-2}	0.4802×10^{-5}	-1.966×10^{-9}	273-1800	0.72	0.33
Amoníaco	NH_3	27.568	2.5630×10^{-2}	0.99072×10^{-5}	-6.6909×10^{-9}	273-1500	0.91	0.36
Azufre	S_2	27.21	2.218×10^{-2}	-1.628×10^{-5}	3.986×10^{-9}	273-1800	0.99	0.38
Benceno	C_6H_6	-36.22	48.475×10^{-2}	-31.57×10^{-5}	77.62×10^{-9}	273-1500	0.34	0.20
i-Butano	C_4H_{10}	-7.913	41.60×10^{-2}	-23.01×10^{-5}	49.91×10^{-9}	273-1500	0.25	0.13
n-Butano	C_4H_{10}	3.96	37.15×10^{-2}	-18.34×10^{-5}	35.00×10^{-9}	273-1500	0.54	0.24
Cloruro de hidrógeno	HCl	30.33	-0.7620×10^{-2}	1.327×10^{-5}	-4.338×10^{-9}	273-1500	0.22	0.08
Dióxido de azufre	SO_2	25.78	5.795×10^{-2}	-3.812×10^{-5}	8.612×10^{-9}	273-1800	0.45	0.24
Dióxido de carbono	CO_2	22.26	5.981×10^{-2}	-3.501×10^{-5}	7.469×10^{-9}	273-1800	0.67	0.22
Dióxido de nitrógeno	NO_2	22.9	5.715×10^{-2}	-3.52×10^{-5}	7.87×10^{-9}	273-1500	0.46	0.18
Etano	C_2H_6	6.900	17.27×10^{-2}	-6.406×10^{-5}	7.285×10^{-9}	273-1500	0.83	0.28
Etanol	C_2H_5O	19.9	20.96×10^{-2}	-10.38×10^{-5}	20.05×10^{-9}	273-1500	0.40	0.22
Etileno	C_2H_4	3.95	15.64×10^{-2}	-8.344×10^{-5}	17.67×10^{-9}	273-1500	0.54	0.13
n-Hexano	C_6H_{14}	6.938	55.22×10^{-2}	-28.65×10^{-5}	57.69×10^{-9}	273-1500	0.72	0.20
Hidrógeno	H_2	29.11	-0.1916×10^{-2}	0.4003×10^{-5}	-0.8704×10^{-9}	273-1800	1.01	0.26
Metano	CH_4	19.89	5.024×10^{-2}	1.269×10^{-5}	-11.01×10^{-9}	273-1500	1.33	0.57
Metanol	CH_4O	19.0	9.152×10^{-2}	-1.22×10^{-5}	-8.039×10^{-9}	273-1000	0.18	0.08
Monóxido de carbono	CO	28.16	0.1675×10^{-2}	0.5372×10^{-5}	-2.222×10^{-9}	273-1800	0.89	0.37
Nitrógeno	N_2	28.90	-0.1571×10^{-2}	0.8081×10^{-5}	-2.873×10^{-9}	273-1800	0.59	0.34
Óxido nítrico	NO	29.34	-0.09395×10^{-2}	0.9747×10^{-5}	-4.187×10^{-9}	273-1500	0.97	0.36
Óxido nitroso	N_2O	24.11	5.8632×10^{-2}	-3.562×10^{-5}	10.58×10^{-9}	273-1500	0.59	0.26
Oxígeno	O_2	25.48	1.520×10^{-2}	-0.7155×10^{-5}	1.312×10^{-9}	273-1800	1.19	0.28
n-Pentano	C_5H_{12}	6.774	45.43×10^{-2}	-22.46×10^{-5}	42.29×10^{-9}	273-1500	0.56	0.21
Propano	C_3H_8	-4.04	30.48×10^{-2}	-15.72×10^{-5}	31.74×10^{-9}	273-1500	0.40	0.12
Propileno	C_3H_6	3.15	23.83×10^{-2}	-12.18×10^{-5}	24.62×10^{-9}	273-1500	0.73	0.17
Trióxido de azufre	SO_3	16.40	14.58×10^{-2}	-11.20×10^{-5}	32.42×10^{-9}	273-1300	0.29	0.13
Agua (vapor)	H_2O	32.24	0.1923×10^{-2}	1.055×10^{-5}	-3.595×10^{-9}	273-1800	0.53	0.24

³⁴ Cengel, Yunus A. Termodinámica. Mexico D.F : McGrawHill, 2009.

ANEXO G. Propiedades hidrodinámicas de algunos gases.³⁵

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $C_p, \text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
<i>Bióxido de carbono, CO₂</i>							
-50	2.4035	746	0.01051	5.860×10^{-6}	1.129×10^{-5}	4.699×10^{-6}	0.8019
0	1.9635	811	0.01456	9.141×10^{-6}	1.375×10^{-5}	7.003×10^{-6}	0.7661
50	1.6597	866.6	0.01858	1.291×10^{-5}	1.612×10^{-5}	9.714×10^{-6}	0.7520
100	1.4373	914.8	0.02257	1.716×10^{-5}	1.841×10^{-5}	1.281×10^{-5}	0.7464
150	1.2675	957.4	0.02652	2.186×10^{-5}	2.063×10^{-5}	1.627×10^{-5}	0.7445
200	1.1336	995.2	0.03044	2.698×10^{-5}	2.276×10^{-5}	2.008×10^{-5}	0.7442
300	0.9358	1060	0.03814	3.847×10^{-5}	2.682×10^{-5}	2.866×10^{-5}	0.7450
400	0.7968	1112	0.04565	5.151×10^{-5}	3.061×10^{-5}	3.842×10^{-5}	0.7458
500	0.6937	1156	0.05293	6.600×10^{-5}	3.416×10^{-5}	4.924×10^{-5}	0.7460
1000	0.4213	1292	0.08491	1.560×10^{-4}	4.898×10^{-5}	1.162×10^{-4}	0.7455
1500	0.3025	1356	0.10688	2.606×10^{-4}	6.106×10^{-5}	2.019×10^{-4}	0.7745
2000	0.2359	1387	0.11522	3.521×10^{-4}	7.322×10^{-5}	3.103×10^{-4}	0.8815

Propiedades del gas dióxido de carbono.

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $C_p, \text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
<i>Nitrógeno, N₂</i>							
-50	1.5299	957.3	0.02001	1.366×10^{-5}	1.390×10^{-5}	9.091×10^{-6}	0.6655
0	1.2498	1035	0.02384	1.843×10^{-5}	1.640×10^{-5}	1.312×10^{-5}	0.7121
50	1.0564	1042	0.02746	2.494×10^{-5}	1.874×10^{-5}	1.774×10^{-5}	0.7114
100	0.9149	1041	0.03090	3.244×10^{-5}	2.094×10^{-5}	2.289×10^{-5}	0.7056
150	0.8068	1043	0.03416	4.058×10^{-5}	2.300×10^{-5}	2.851×10^{-5}	0.7025
200	0.7215	1050	0.03727	4.921×10^{-5}	2.494×10^{-5}	3.457×10^{-5}	0.7025
300	0.5956	1070	0.04309	6.758×10^{-5}	2.849×10^{-5}	4.783×10^{-5}	0.7078
400	0.5072	1095	0.04848	8.727×10^{-5}	3.166×10^{-5}	6.242×10^{-5}	0.7153
500	0.4416	1120	0.05358	1.083×10^{-4}	3.451×10^{-5}	7.816×10^{-5}	0.7215
1000	0.2681	1213	0.07938	2.440×10^{-4}	4.594×10^{-5}	1.713×10^{-4}	0.7022
1500	0.1925	1266	0.11793	4.839×10^{-4}	5.562×10^{-5}	2.889×10^{-4}	0.5969
2000	0.1502	1297	0.18590	9.543×10^{-4}	6.426×10^{-5}	4.278×10^{-4}	0.4483

Propiedades del gas nitrógeno.

³⁵ Cengel, Yunus A. *Termodinámica*. Mexico D.F : McGrawHill, 2009.

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $C_p, \text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
<i>Vapor de agua, H_2O</i>							
-50	0.9839	1892	0.01353	7.271×10^{-6}	7.187×10^{-6}	7.305×10^{-6}	1.0047
0	0.8038	1874	0.01673	1.110×10^{-5}	8.956×10^{-6}	1.114×10^{-5}	1.0033
50	0.6794	1874	0.02032	1.596×10^{-5}	1.078×10^{-5}	1.587×10^{-5}	0.9944
100	0.5884	1887	0.02429	2.187×10^{-5}	1.265×10^{-5}	2.150×10^{-5}	0.9830
150	0.5189	1908	0.02861	2.890×10^{-5}	1.456×10^{-5}	2.806×10^{-5}	0.9712
200	0.4640	1935	0.03326	3.705×10^{-5}	1.650×10^{-5}	3.556×10^{-5}	0.9599
300	0.3831	1997	0.04345	5.680×10^{-5}	2.045×10^{-5}	5.340×10^{-5}	0.9401
400	0.3262	2066	0.05467	8.114×10^{-5}	2.446×10^{-5}	7.498×10^{-5}	0.9240
500	0.2840	2137	0.06677	1.100×10^{-4}	2.847×10^{-5}	1.002×10^{-4}	0.9108
1000	0.1725	2471	0.13623	3.196×10^{-4}	4.762×10^{-5}	2.761×10^{-4}	0.8639
1500	0.1238	2736	0.21301	6.288×10^{-4}	6.411×10^{-5}	5.177×10^{-4}	0.8233
2000	0.0966	2928	0.29183	1.032×10^{-3}	7.808×10^{-5}	8.084×10^{-4}	0.7833

Propiedades del gas vapor de agua.

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $C_p, \text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
<i>aire</i>							
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6937
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Propiedades del gas aire.

ANEXO H. Diámetros de carcasa y número de tubos para esquema cuadrático según diámetro de tubo.³⁶

Shell ID (in.)	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
<i>1-in. O.D. Tubes on 1 1/4-in. Square Pitch</i>					
8	21	16	14		
10	32	32	26	24	
12	48	45	40	38	36
13 1/4	61	56	52	48	44
15 1/4	81	76	68	68	64
17 1/4	112	112	96	90	82
19 1/4	138	132	128	122	116
21 1/4	177	166	158	152	148
23 1/4	213	208	192	184	184
25	260	252	238	226	222
27	300	288	278	268	260
29	341	326	300	294	286
31	406	398	380	368	358
33	465	460	432	420	414
35	522	518	488	484	472
37	596	574	562	544	532
39	665	644	624	612	600

Diámetros de carcasa y número de tubos para esquema cuadrático según diámetro de tubo de 1in y varios pasos.

Shell ID (in.)	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
<i>1 1/2-in. O.D. Tubes on 1 7/8-in. Square Pitch</i>					
12	16	16	12	12	
13 1/4	22	22	16	16	
15 1/4	29	29	24	24	22
17 1/4	29	39	34	32	29
19 1/4	50	48	45	43	39
21 1/4	62	60	57	54	50
23 1/4	78	74	70	66	62
25	94	90	86	84	78
27	112	108	102	98	94
29	131	127	120	116	112
31	151	146	141	138	131
33	176	170	164	160	151
35	202	196	188	182	176
37	224	220	217	210	202
39	252	246	237	230	224

Diámetros de carcasa y número de tubos para esquema cuadrático según diámetro de tubo de 1½ in y varios pasos.

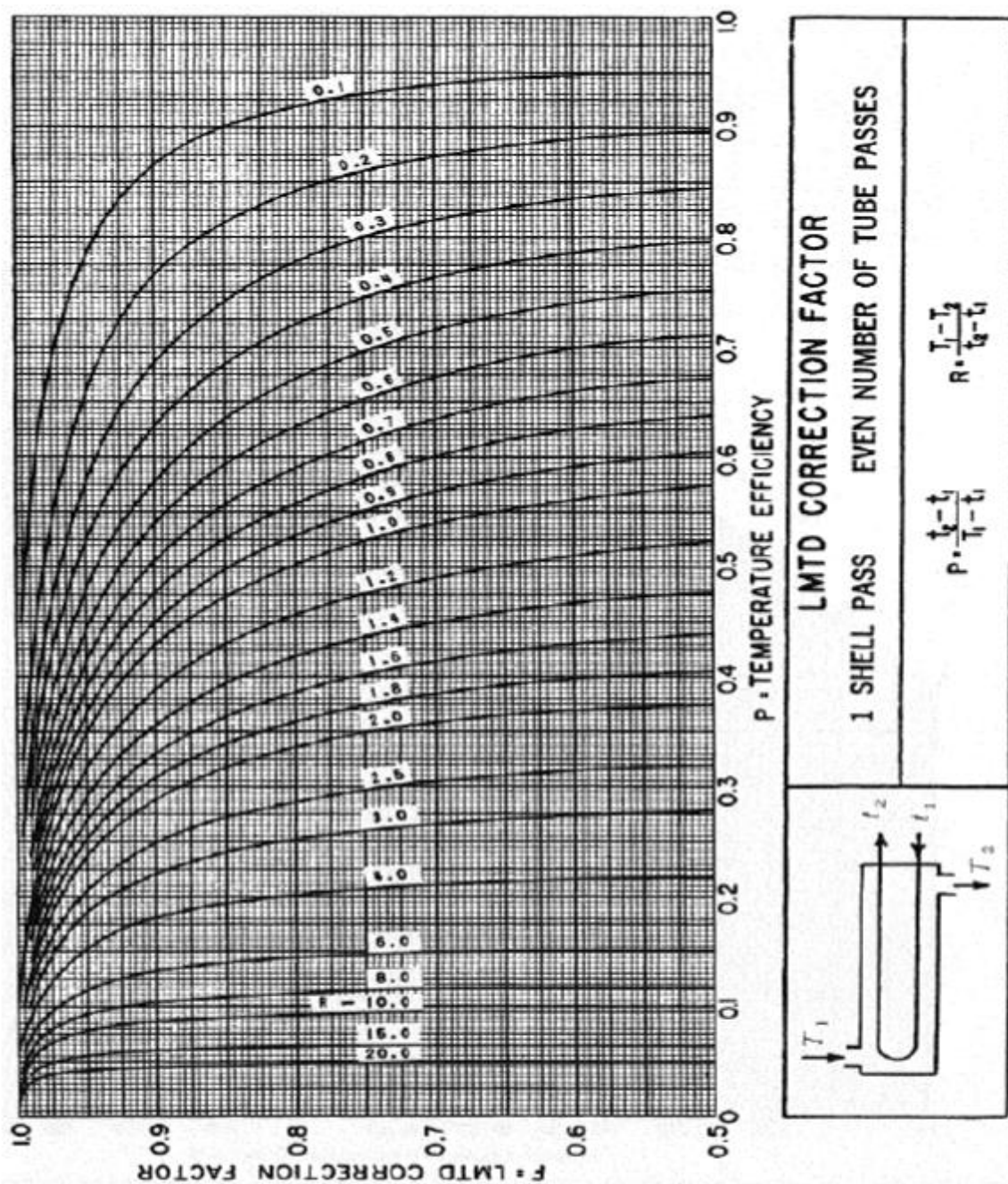
³⁶ Sadik Kakac, Hongtan Liu. *Heat exchangers selection, rating & thermal desing*. Londres : CRC press, 2002.

TEMA Design Fouling Resistances for Industrial Fluids

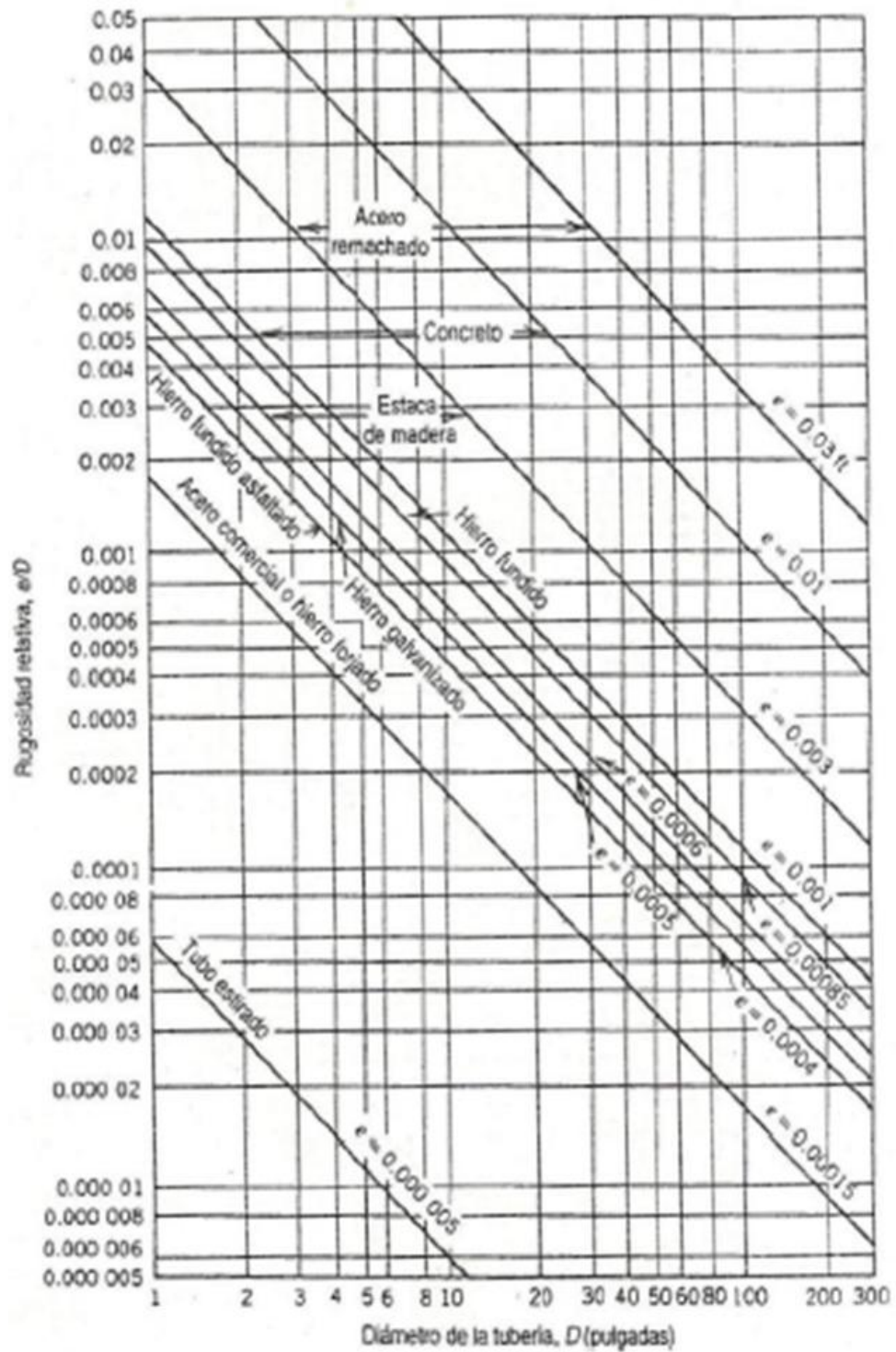
Industrial Fluids	R_f ($m^2 \cdot K/W$)
<i>Oils</i>	
Fuel oil no. 2	0.000352
Fuel oil no. 6	0.000881
Transformer oil	0.000176
Engine lube oil	0.000176
Quench oil	0.000705
<i>Gases and Vapors</i>	
Manufactured gas	0.001761
Engine exhaust gas	0.001761
Steam (nonoil bearing)	0.000088
Exhaust steam (oil bearing)	0.000264–0.000352
Refrigerant vapors (oil bearing)	0.000352
Compressed air	0.000176
Ammonia vapor	0.000176
CO ₂ vapor	0.000176
Chlorine vapor	0.000352
Coal flue gas	0.001761
Natural gas flue gas	0.000881
<i>Liquids</i>	
Molten heat transfer salts	0.000088
Refrigerant liquids	0.000176
Hydraulic fluid	0.000176
Industrial organic heat transfer media	0.000352
Ammonia liquid	0.000176
Ammonia liquid (oil bearing)	0.000528
Calcium chloride solutions	0.000528
Sodium chloride solutions	0.000528
CO ₂ liquid	0.000176
Chlorine liquid	0.000352
Methanol solutions	0.000352
Ethanol solutions	0.000352
Ethylene glycol solutions	0.000352

³⁷ Sadik Kakac, Hongtan Liu. *Heat exchangers selection, rating & thermal desing*. Londres : CRC press, 2002.

ANEXO J. Factor de corrección de la Diferencia de temperatura media logarítmico.³⁸

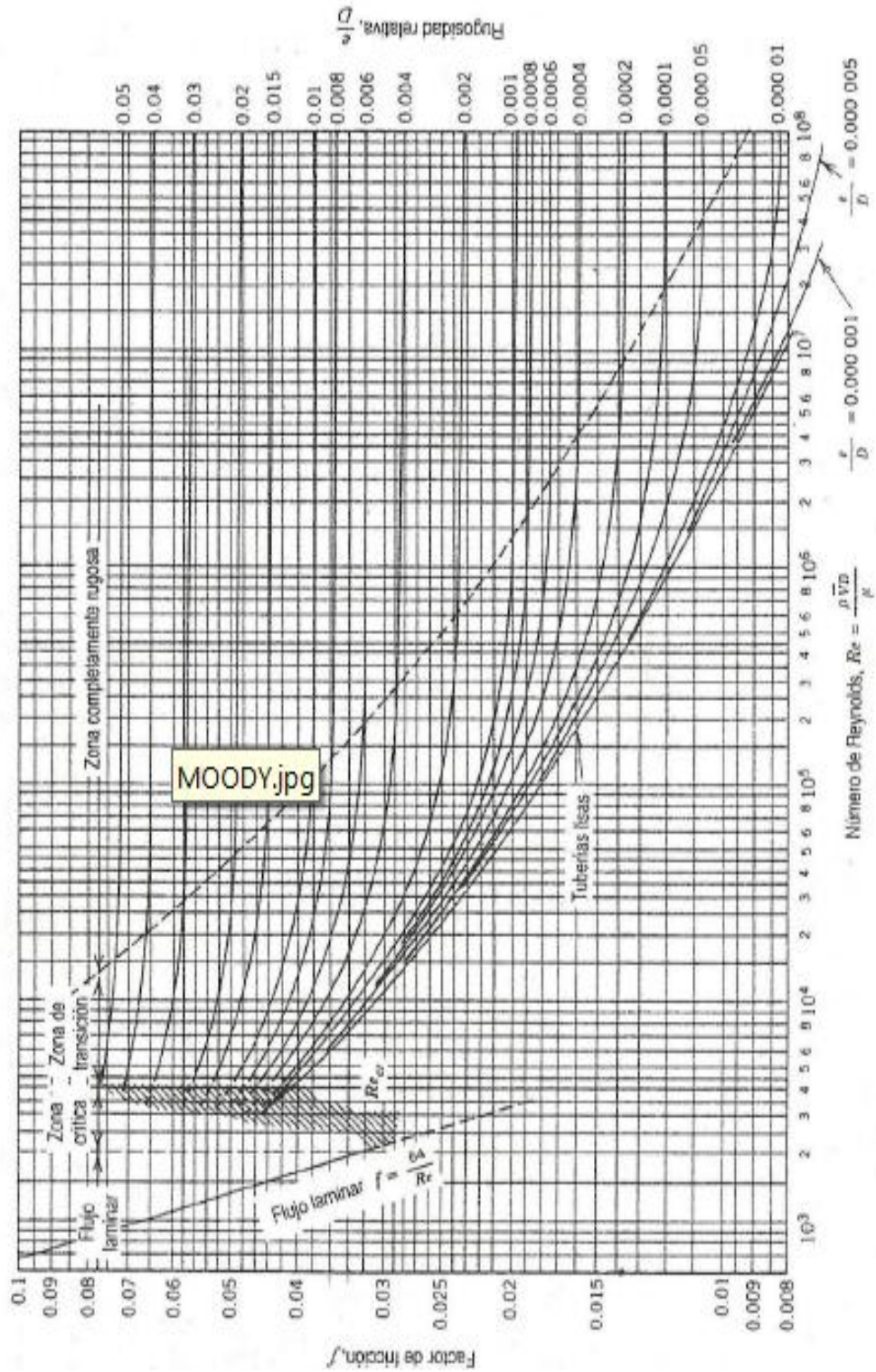


³⁸ Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association.



³⁹ Fox, R. *Introducción a la Mecánica de Fluidos*. Mexico D.F : McGraw-Hill, 1995.

ANEXO L. Diagrama de Moody.⁴⁰



⁴⁰ Fox, R. *Introducción a la Mecánica de Fluidos*. Mexico D.F : McGraw-Hill, 1995.

ANEXO M. Longitudes Equivalentes para válvulas y accesorios.⁴¹

Tipo de accesorio	Longitud equivalente, ^a L_e/D
Válvulas (completamente abiertas)	
Válvula de compuerta	8
Válvula de globo	340
Válvula de ángulo	150
Válvula de bola	3
Válvula de retención: de bola	600
: de disco	55
Válvula de pie con filtro: disco con resortes	420
: disco articulado	75
Codo estándar: 90°	30
: 45°	16
Codo de retorno, 180°	50
T estándar: flujo directo	20
: flujo derivado	60

⁴¹ **Fox, R.** *Introducción a la Mecánica de Fluidos*. Mexico D.F : McGraw-Hill, 1995.

ANEXO N. Factores de corrección para ventiladores.⁴²

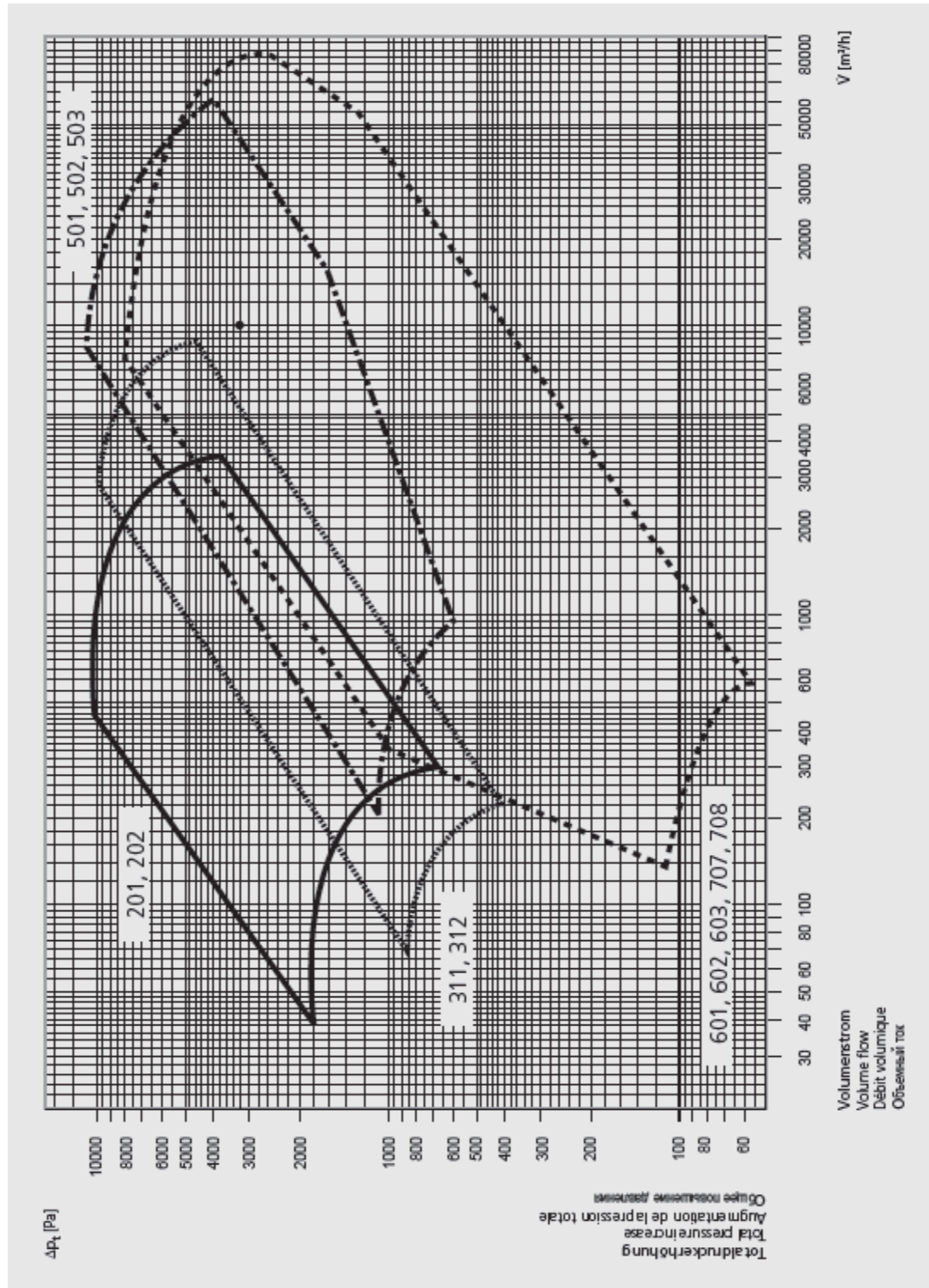
Temperatura del aire	PORCENTAJE DE HUMEDAD RELATIVA (Interpolar para valores no listados)					
	0%	20%	40%	60%	80%	100%
70° F	1,000	1,004	1,006	1,008	1,009	1,012
80° F	1,019	1,023	1,026	1,029	1,032	1,034
100° F	1,057	1,064	1,069	1,074	1,080	1,085
120° F	1,094	1,106	1,116	1,126	1,136	1,146
140° F	1,132	1,150	1,169	1,187	1,206	1,225
160° F	1,170	1,201	1,232	1,265	1,299	1,336
180° F	1,208	1,259	1,311	1,319	1,431	1,500
200° F	1,245	1,326	1,416	1,518	1,636	1,775

Factores de corrección por humedad.

Temp °C	ALTITUD (msnm)														
	0	150	300	450	600	750	900	1050	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100
-40.0	0.79	0.81	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.90	0.92	0.93	0.95	0.97	0.99	1.01	1.04
-17.8	0.87	0.88	0.90	0.92	0.93	0.87	0.97	0.99	1.00	1.02	1.04	1.06	1.08	1.09	1.11
4.4	0.94	0.96	0.98	1.00	1.01	0.95	1.05	1.07	1.09	1.11	1.13	1.16	1.18	1.21	1.23
21.1	1.00	1.02	1.04	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.25	1.28	1.30
26.7	1.02	1.04	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.25	1.27	1.30	1.32
37.8	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.25	1.27	1.29	1.32	1.34	1.37
48.9	1.09	1.11	1.13	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.27	1.29	1.31	1.34	1.37	1.40	1.43
60.0	1.13	1.15	1.17	1.20	1.22	1.24	1.26	1.29	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.48

Factor de corrección por altitud y temperatura.

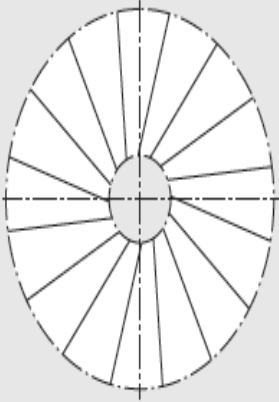
⁴² Curso avanzado en la corrección de densidad de ventiladores. <http://www.metalblower.com>



⁴³ **Howden.** Radial-Standard Centrifugal Fans.

Catalogo de selección del tipo de ventilador centrífugo HOWDEN.

Nenngröße Nominal size Taille nominale Типоразмер	Ventilatorotyp Fan type Type ventilateur Вентилятор тип	n [U/min]	$\dot{V}$ [m³/s]	Δp_t [Pa]	P_W [kW]
d_N [mm]					
0100	VRE 0100/312 W 290/11	2900	0,120	1490	0,27
0112	VRE 0112/312 W 290/11	2900	0,160	1870	0,46
0125	VRE 0125/312 W 290/11	2900	0,230	2330	0,77
0140	VRE 0140/312 W 290/11	2900	0,320	2930	1,32
0160	VRE 0160/312 W 290/11	2900	0,470	3820	2,51
0180	VRE 0180/312 W 290/11	2900	0,680	4840	4,43
0200	VRE 0200/312 W 290/11	2900	0,930	5980	7,39
0224	VRE 0224/312 W 290/11	2900	1,300	7500	12,80
0250	VRE 0250/312 W 290/11	2900	1,810	9340	22,00



Die Leistungstabelle gilt für eine Dichte des Fördermediums von $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ und η_{max} .

The performance table is valid for a conveyed medium density $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ and η_{max} .

Le tableau de performance est valable pour une densité de fluide $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ et η_{max} .

Таблица мощности распространяется на плотность перемещаемой среды в $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ и η_{max} .

Parámetros del ventilador centrífugo HOWDEN IMPELLELLER 312.

d _N [mm]	Ventilator Fan Ventilateur Вентилятор				Gehäuse Casing Enveloppe Корпус				Achsenhöhen h bei Gehäusestellung Shaft centre height h at casing position Hauteurs d'axes h selon l'orientation enveloppe Значения высоты оси h при установке корпуса вентилятора								Rahmen / Platte Frame / plate Châssis / plaque Рама / пластина					η _{max} 50 Hz
	a [mm]	b [mm]	c [mm]	b' _{max} [mm]	g ₁ [mm]	g ₂ [mm]	g ₃ [mm]	g ₄ [mm]	0° [mm]	45° [mm]	90° [mm]	135° [mm]	180° [mm]	225° [mm]	270° [mm]	315° [mm]	e ₁ [mm]	e ₂ [mm]	e ₃ [mm]	Profil [mm]	S _B [mm]	[U/min]
0100	180	71	160	585	278	220	225	240	400	355	355	355	355	450	450	400	100	370	415	U 80		3000
0112	200	80	160	650	310	250	250	267	450	400	400	355	355	500	450	450	105	400	475	U 80		
0125	224	90	160	720	346	280	280	298	450	450	400	400	400	560	500	500	110	430	515	U 80		
0140	250	100	180	805	398	315	315	335	500	500	450	450	450	630	560	560	115	475	575	U 80		
0160	280	112	180	905	435	340	355	376	560	500	500	450	450	710	630	560	120	510	640	U 80	≥ 10	
0180	315	125	180	1010	489	400	400	422	630	560	560	500	500	800	710	630	125	580	700	U 80		
0200	355	140	200	1135	550	420	450	474	710	630	630	560	560	900	800	710	135	605	770	U 100		
0224	400	160	200	1265	617	500	500	532	710	710	630	630	630	1000	900	800	145	670	865	U 100		
0250	450	180	224	1415	684	530	560	590	800	800	710	710	710	1000	900	900	160	730	965	U 160		

* göltig für Gehäusestellung 0° | valid for casing position 0° | valide pour l'orientation enveloppe 0° | Действительно для положения корпуса 0°

Cotas de instalación según el eje central del ventilador centrífugo HOWDEN IMPELLELLER 312 tipo VRE 0160/312 W 290/11.