

**DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE PARA LA COMBUSTIÓN
DE BAGAZO DE CAÑA DE AZÚCAR EN UNA CALDERA ACUOTUBULAR
MEDIANTE SIMULACIÓN CFD**

**LUCERO VILLAMIL FRANCO
ISABELA CUARTAS RAMOS**

**UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA DE QUÍMICA
CALI, COLOMBIA
2017**

**DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE PARA LA COMBUSTIÓN
DE BAGAZO DE CAÑA DE AZÚCAR EN UNA CALDERA ACUOTUBULAR
MEDIANTE SIMULACIÓN CFD**

**LUCERO VILLAMIL FRANCO
ISABELA CUARTAS RAMOS**

PROYECTO DE GRADO PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERA QUÍMICA

**DIRECTOR: VÍCTOR IVÁN MOSQUERA. QUÍMICO
CO-DIRECTORES: ANDRÉS FELIPE VALENCIA. INGENIERO QUÍMICO
JUAN MANUEL BARRAZA, Ph.D.**

**UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA DE QUÍMICA
SANTIAGO DE CALI**

2017

AGRADECIMIENTOS

Primero y más importante doy gracias a Dios, por todas sus bendiciones, porque él es quién ha permitido la culminación de esta etapa tan importante de la vida, dónde comienzan nuestros éxitos como profesionales.

A mis padres, que siempre me apoyaron en todas mis decisiones, confiaron en mí durante este proceso y me dieron la oportunidad de estudiar. A mi hermana, que siempre me inculcó la importancia del aprender más que el obtener buenas calificaciones, y de ver el estudio como el mejor camino para formar mi futuro, gran parte de mis logros han sido gracias a ella, de quién he tenido el mejor ejemplo en todo sentido.

A la universidad del Valle, nuestra alma máter, que nos brindó la oportunidad de desarrollar habilidades y adquirir el conocimiento en esta profesión única y maravillosa, que es la ingeniería química.

A Víctor Mosquera, quién aceptó asesorarnos y compartirnos su conocimiento, adquirido a través de los años en la industria; porque, aun siendo externo a la universidad fue nuestro guía en este proyecto. Y por último a Andrés Felipe Valencia que nos acompañó y ayudó durante este largo camino de aprendizaje.

Lucero Villamil Franco

RESUMEN

Una empresa del Valle del Cauca, dedicada a la fabricación de panela a partir de la miel extraída de la caña de azúcar, procesa 25 ton/h de caña, de las cuales se obtienen 6.31 ton/h de bagazo como residuo. Para agregar valor al bagazo, se inició un proyecto para utilizarlo como combustible en una caldera, con el fin de cogenerar energía.

Inicialmente, se determinó la energía térmica requerida para la operación de evaporadores, tacho y marmitas, siendo 21 747 MJ/h, equivalentes a 8.01 ton/h de vapor de escape. Con la disponibilidad de combustible y demanda energética de las principales unidades del proceso, la empresa eligió el diseño base para una caldera de 12 ton/h de vapor a 515°C y 750 psig. De acuerdo con la norma *ASME PTC 4:2008*, se calculó el flujo de aire húmedo requerido para la combustión del bagazo con 30% de exceso de aire, igual a 23.4 ton/h, y eficiencia térmica en la caldera de 64.77%.

Posteriormente mediante el programa ANSYS Fluent®, se simuló computacionalmente la aerodinámica para diferentes configuraciones del sistema de aires, y se determinó el escenario más favorable para la turbulencia, el cual tiene la siguiente distribución: 10% aire neumático, 35% aire bajo parrilla, 55% aire de sobrefuego (OFA) dividido así: 5% de OFA para 14 boquillas de 2 in. en la parte inferior de la caldera, y 50% OFA para 28 boquillas de 3 in. en la parte superior con ángulo de ataque igual a -10°.

Palabras clave:

Bagazo, eficiencia térmica, caldera, aerodinámica computacional, turbulencia.

CONTENIDO

LISTA DE TABLAS	7
LISTA DE FIGURAS	8
LISTA DE ANEXOS	9
INTRODUCCIÓN.....	10
1. MARCO TEÓRICO	12
1.1. COGENERACIÓN ENERGÉTICA A PARTIR DE BAGAZO.....	12
1.2. INFLUENCIA DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL BAGAZO EN LA EFICIENCIA DE CALDERAS DE VAPOR.....	14
1.3. IMPORTANCIA DEL AIRE DE COMBUSTIÓN Y EL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE	15
1.4. ESTÁNDARES PARA DETERMINAR EL RENDIMIENTO DE CALDERAS	16
1.4.1. Métodos para determinar la eficiencia térmica con la norma ASME PTC 4-2008	
17	
1.5. USO DE CFD EN EL MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE	18
1.5.1. Turbulencia.....	18
2. METODOLOGÍA.....	24
2.1. RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN.....	24
2.2. REQUERIMIENTOS ENERGÉTICOS DE LA EMPRESA PANELERA	25
2.2.1. Marmita	26
2.2.2. Tacho	27
2.2.3. Evaporadores	28

2.3.	CÁLCULOS TEÓRICOS DE GASES DE COMBUSTIÓN, REQUERIMIENTO DE AIRE Y EFICIENCIA TÉRMICA DE LA CALDERA	31
2.3.1.	Gases de combustión y requerimiento de aire	31
2.3.2.	Pérdidas energéticas y eficiencia térmica de la caldera.....	32
2.4.	SIMULACIÓN CFD.....	33
2.4.1.	Cálculo del número de boquillas	33
2.4.2.	Discretización de la geometría	34
2.4.3.	Selección de modelo de turbulencia	35
2.4.4.	Escenarios.....	36
3.	RESULTADOS Y ANÁLISIS	38
3.1.	BALANCES DE MASA Y ENERGÍA.....	38
3.2.	EFICIENCIA TEÓRICA DE LA CALDERA Y PRODUCTOS DE COMBUSTIÓN	42
3.3.	MODELACIÓN CFD.....	46
3.3.1.	Selección de la malla	47
3.3.2.	Distribución de aires en el hogar	48
4.	CONCLUSIONES.....	56
	REFERENCIAS	58

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Composición del combustible bagazo	24
Tabla 2. Constantes del modelo k- ϵ RNG	36
Tabla 3. Parámetros de entrada para los escenarios	37
Tabla 4. Resultados del balance de masa y energía de las marmitas.....	38
Tabla 5. Resultados del balance de masa y energía del tachó	39
Tabla 6. Resultados del balance de masa y energía de los evaporadores	40
Tabla 7. Indicador de libras de vapor por tonelada de caña procesada	41
Tabla 8. Productos de combustión secos	43
Tabla 9. Productos de combustión húmedos	44
Tabla 10. Requerimiento de aire húmedo para la combustión	44
Tabla 11. Pérdidas de eficiencia térmica	45
Tabla 12. Resultados de criterios de calidad para las mallas.....	47
Tabla 13. Resultados de criterios de convergencia para las mallas.....	47
Tabla 14. Resultados de la simulación para el OFA inferior.....	48
Tabla 15. Resultados de la simulación para el OFA superior	51

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama de bloques para las marmitas	26
Figura 2. Diagrama de bloques para el tachó	28
Figura 3. Diagrama de bloques para el sistema de evaporadores	29
Figura 4. Eficiencia térmica en función del porcentaje de aire en exceso.....	42
Figura 5. Eficiencia térmica en función de la temperatura de salida de los gases.....	43
Figura 6. Geometría del hogar de la caldera.....	46
Figura 7. Contorno de velocidad para escenario A	49
Figura 8. Contorno de velocidad para escenario B.....	50
Figura 9. Contornos de velocidad para escenarios C, D y E	52
Figura 10. Contornos de velocidad para escenarios F, G y H	53
Figura 11. Contornos de velocidad para escenarios I, J y K	54

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1. Diagrama del proceso de producción de panela.

Anexo 2. Plano de la caldera.

Anexo 3. Parámetros de entrada en ANSYS Fluent® para las simulaciones.

Anexo 4. Balances de masa y energía para marmitas, tacho y evaporadores.

Anexo 5. Cálculo de eficiencia térmica respecto a temperatura de gases de chimenea.

Anexo 6. Cálculo de eficiencia térmica respecto a exceso de aire.

Anexo 7. Cálculo de número de boquillas.

Anexo 8. Reporte de características de las mallas.

Anexo 9. Gráficos de criterios de convergencia para las mallas.

Anexo 10. Archivos de simulaciones.

INTRODUCCIÓN

En Colombia cada vez son más las empresas que han integrado la cogeneración energética a sus procesos industriales, es decir, la producción simultánea de electricidad y energía térmica útil. La cogeneración, usando diferentes tipos de biomasa ha tenido un creciente interés en la última década, porque incrementa el empleo de residuos agrícolas de cosecha (RAC), es favorable en términos de precio y eficiencia, disminuye las emisiones de gases de efecto invernadero (CO, CO₂ y NO_x y azufre) y es un recurso renovable respecto a los combustibles fósiles (Ortiz, Sabogal, & Hurtado, 2012).

La caña de azúcar (*saccharum officinarum*) es una planta de clima tropical cultivada principalmente en Latinoamérica. Alrededor de 1.7 billones de toneladas de caña de azúcar se producen globalmente en más de 100 países (Srirangan, Akawi, Moo-Young, & Chou, 2012). El producto principal que se obtiene al ser procesada es el azúcar, aunque con los avances en investigación y aplicación de nuevas tecnologías en los cultivos, se ha incrementado el valor en su cadena de producción, obteniendo diferentes tipos de productos: variedades de azúcar, mieles, alcohol industrial, alcohol potable, alcohol carburante, abonos orgánicos y energía eléctrica (Kiatkittipong, Wongsuchoto, & Pavasant, 2009).

El Valle del Cauca es líder a nivel nacional en el cultivo de caña de azúcar, región en la que existen 226 000 hectáreas destinadas a producir 14 toneladas de azúcar por hectárea al año y 13 ingenios encargados de procesarla, además de otras compañías menores como las industrias paneleras, que producen la miel con la que se forma la panela, a partir de la cocción de la caña de azúcar a altas temperaturas (Velásquez, Chejne, & Agudelo, 2004). El residuo fibroso de la caña de azúcar luego de extraer el jugo, es el bagazo que constituye el 26% de su composición aprox. para la variedad cultivada en el Valle del Cauca, creada por Cenicaña. El bagazo tiene varios usos entre los que se destacan la producción de papel, forraje para animales, abono y combustible (ASOCAÑA, 2016).

Una empresa productora de panela, ubicada en Cartago-Valle del Cauca, solicitó el diseño de una caldera que se ajuste a los siguientes requerimientos: uso de bagazo como combustible, capacidad para suplir la demanda de energía térmica de los principales equipos y generar un excedente para producir energía eléctrica, cumpliendo con la normatividad ambiental y el presupuesto disponible. Para el diseño se contrató una firma de ingenieros de proyectos especializados en el área de generación energética, con la cual se lideró este proyecto. El alcance, dadas las limitantes de tiempo y extensión del diseño completo de una caldera, es el sistema de distribución de aires a nivel del hogar.

El proyecto está segmentado en tres secciones:

En la primera sección se realizó balances de masa y energía a las condiciones de operación nominales de los equipos, mediante los cuales se determinó los requerimientos energéticos de los evaporadores, tacho y marmitas, dado que, requieren mayor cantidad de vapor para su funcionamiento que otras unidades del proceso.

En la segunda sección se implementó la norma *ASME PTC 4 – 2008: Fired Steam Generators*, con dos objetivos: calcular los requerimientos de aire y producción de gases de combustión, y la eficiencia teórica de la caldera mediante el método indirecto que propone la norma.

En la tercera sección se evaluó el efecto de parámetros de la combustión en la turbulencia: presión de entrada, ángulos de ataque y distribución de aires en el hogar de la caldera, mediante simulación de la dinámica de fluidos computacionales (CFD) en el programa ANSYS Fluent® 17.0, una de las herramientas más eficaces para estudiar y desarrollar conceptos avanzados de los fenómenos físicos y químicos de la combustión (Wang & Yan, 2008).

1. MARCO TEÓRICO

La generación de electricidad se ha convertido en un aspecto fundamental para los avances tecnológicos relacionados con alta calidad de vida en la sociedad moderna. A medida que incrementa la población mundial y el desarrollo del tercer mundo, la demanda de electricidad va en aumento. Teniendo en cuenta las reservas limitadas de combustibles fósiles y la variabilidad de su precio, se tiene que los combustibles renovables pueden proporcionar mayor seguridad energética y perfiles de precios estables (Evans, Strezov, & Evans, 2010).

La biomasa es un material orgánico proveniente de las plantas que puede convertirse en otras formas de energía, y por lo tanto el único combustible renovable para la generación de electricidad, pudiendo sustituir a los combustibles fósiles. Las principales tecnologías para la conversión de biomasa en electricidad son la pirólisis, la gasificación y la combustión directa; las dos primeras presentan las eficiencias térmicas más altas, pero son significativamente más costosas y los procesos requieren mayor control (Dantas, Legey, & Mazzone, 2013).

El bagazo de caña es el material fibroso obtenido luego de moler la caña para extraer el azúcar y melaza. Actualmente, los ingenios están implementando proyectos de cogeneración energética para producir vapor mediante combustión directa de bagazo de caña en calderas, y así aprovechar este residuo. Las calderas tradicionales producen 2.2 ton. de vapor a 23 bares y 350°C, a partir de 1 ton. de bagazo, y consumen 11 kg de vapor de agua para generar 1 kWh de electricidad (Dahot, Khan, Xu, & Rafiq, 2013).

1.1. COGENERACIÓN ENERGÉTICA A PARTIR DE BAGAZO

El bagazo de caña de azúcar se utiliza como combustible de calderas para la generación de vapor. La energía térmica proveniente del vapor se emplea para el calentamiento de corrientes del proceso, y además se convierte en energía eléctrica mediante turbogeneradores. Esta cogeneración energética provee uno de los métodos más rentables para la generación de electricidad a partir de biomasa, entre los disponibles en la actualidad (Arshad & Ahmed, 2016).

Las calderas bagaceras requieren un diseño particular, considerando su bajo poder calorífico entre 7985 y 9950 kJ/kg (Diez, Cárdenas, & Mentz, 2010), y su alto contenido de humedad que es alrededor de 40% y 60% (Amado, Villamizar, & Martínez, 2014). Generalmente son hornos con gran área de transferencia de calor convectiva (Van Loo & Koppejan, 2015).

En la literatura científica y técnica se reportan numerosos estudios en calderas de vapor que emplean bagazo como combustible (Bragato, Joshi, Carlson, Tenório, & Levendis, 2012a, 2012b; Buchmayr, Gruber, Hargassner, & Hochenauer, 2016; Centeno-González et al., 2017; Jones, 2005; Levendis, Joshi, Khatami, & Sarofim, 2011; Ramajo-Escalera, Espina, García, Sosa-Arno, & Nebra, 2006), los cuales han identificado aspectos que pueden afectar su desempeño en la generación energética. Los aspectos más relevantes son:

- El alto contenido de humedad del bagazo. La humedad reduce la temperatura máxima de llama e incrementa de manera innecesaria el tiempo de combustión y las emisiones de gases. Además, disminuye el poder calorífico del combustible a quemar.
- El aumento del O₂ en los gases de combustión. El concepto de exceso de aire tiene relación con la cantidad de aire que debe entregarse sobre el estequiométrico (aire teórico requerido para combustión completa), para lograr una mezcla homogénea aire/combustible y con ello una buena combustión. La magnitud del exceso de aire requerido para la combustión, varía de acuerdo al tipo de combustible y la cantidad de O₂ residual en los gases de combustión. Si estos valores de aire en exceso no se cumplieran, el desempeño de la caldera disminuiría.
- El aumento de la temperatura de los gases de combustión. Un fenómeno dado por exceso de tiro inducido, flujos preferentes, un diseño de horno con poco tiempo de retención, entre otros factores. Los dos últimos aspectos dependen de la cantidad y la distribución del aire proporcionado para la combustión. Por cada unidad porcentual de oxígeno reducida y 10°C en la temperatura de los gases de chimenea, la eficiencia térmica de la caldera aumenta aproximadamente 1.7%, lo que conlleva a que se priorice el análisis de los requerimientos de aire y su distribución, mediante una interacción entre aire y bagazo adecuada.

1.2. INFLUENCIA DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL BAGAZO EN LA EFICIENCIA DE CALDERAS DE VAPOR

El bagazo se caracteriza como combustible mediante los análisis último y próximo, poder calorífico y granulometría. Cada uno de ellos influye en el desempeño de las calderas.

El análisis último indica la composición elemental del bagazo en términos de C, H, O, N y S, mientras que el análisis próximo muestra el contenido de humedad, materia volátil y cenizas del bagazo. El bagazo se caracteriza por tener una alta relación O/C y H/O. El alto contenido de oxígeno e hidrógeno de la biomasa, da como resultado una alta cantidad de volátiles y la reducción del poder calorífico. Sin embargo, su alta relación H/O es una característica deseable, debido a la consecuente reducción de las emisiones de CO₂ respecto a la energía liberada. (Álvarez et al., 2014).

El contenido de volátiles en la biomasa es mucho mayor que en el carbón y usualmente varía entre 70-80% en peso (Hong, Warren, Gregory, & Ripa, 2008). Como resultado, la mayor parte del bagazo se sublima antes de que una reacción en fase gaseosa homogénea se desarrolle. El carbón remanente se somete entonces a reacciones de combustión heterogéneas. Por lo tanto, la cantidad de materia volátil influye fuertemente en la descomposición térmica y el comportamiento de la combustión de las partículas sólidas de la biomasa (Shiehnejadhesar, Schulze, Scharler, & Obernberger, 2013).

El poder calorífico se puede expresar como inferior (PCI) o superior (PCS). Durante la combustión, los gases producidos salen por la chimenea a una temperatura mayor que 100°C, por lo tanto, el vapor de agua generado no condensa y se pierde ese calor latente, en el PCS se adiciona el calor latente producto de la condensación del agua, mientras que en el PCI no. Entonces, para la misma velocidad de flujo másico de combustible y salida del generador de vapor, la eficiencia térmica calculada sobre una base PCI es siempre mayor que sobre una base PCS, resultando engañoso. Además, el PCI se determina a partir del PCS, siendo susceptible a incertidumbre sistemática (McKendry, 2002).

El poder calorífico del bagazo depende de la humedad, el contenido de azúcar y cenizas del mismo, y generalmente es un tercio del poder calorífico del carbón. Por lo tanto, las calderas bagaceras presenten menores eficiencias térmicas que las calderas de carbón (Sosa-arnao, Modesto, Nebra, Box, & Mori, 2013).

La granulometría depende de la variedad de la caña, del pre tratamiento y la molienda de la misma (Pandey, Soccol, Nigam, & Soccol, 2000). Investigaciones teóricas y experimentales han indicado que la forma de la partícula de la biomasa influencia la dinámica del secado, calentamiento, combustión y velocidad de reacción. Las simulaciones estudiaron el proceso de desvolatilización de diferentes tipos y tamaños de partículas (esfera, cilindro y planas), concluyendo que las partículas esféricas exponen menor volatilidad y mayores rangos de productividad en comparación con las que no eran esféricas. En general, la volatilización del combustible disminuye con el aumento del tamaño de las partículas, independiente de la forma que tengan; como consecuencia, la descomposición térmica aumenta, lo que ayuda a desarrollar una combustión completa (Lu et al., 2010).

1.3. IMPORTANCIA DEL AIRE DE COMBUSTIÓN Y EL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE

La reacción de combustión del carbono presente en el combustible requiere oxígeno, el cual es obtenido del aire atmosférico, compuesto principalmente de nitrógeno, oxígeno y otros gases en mínima proporción. Mediante estequiometría de la reacción química se puede conocer el aire teórico o el mínimo aire requerido para que haya una combustión completa. Debido a que el proceso no es ideal, se necesita un aire en exceso que depende del tipo de combustible. Según estudios realizados teniendo un balance entre concentración máxima de CO_2 , mínima de CO y óptima de O_2 , el porcentaje de exceso de aire para la combustión del bagazo se encuentra en el rango 30-40% (The Backcock & Wilcox Company, 2005).

Durante la combustión del bagazo sobre la parrilla, se desprenden los volátiles y se queman sobre el lecho, por lo que es necesario dividir el flujo de aire en forzado o aire bajo parrilla, aire de sobrefuego (OFA) y aire neumático, para favorecer la conversión de C a CO_2 .

El aire forzado ayuda a refrigerar la parrilla y quemar el residuo de carbonizado; el OFA ayuda a la combustión de la materia volátil y a promover turbulencia en la parte superior de la caldera; y el aire neumático impulsa el combustible hacia la zona media del hogar y aleja la llama de la pared de la caldera (Silva, 2003).

Sin embargo, tener solamente la estequiometría de la combustión no garantiza una combustión térmicamente eficiente. Esto se logra con un equilibrio entre la temperatura, la turbulencia y el tiempo de residencia. La turbulencia favorece el contacto íntimo entre las partículas de combustible y el aire, el tiempo de permanencia de los reactivos permite la residencia necesaria para el desarrollo de la combustión, puesto que cerca del 80% de los compuestos del bagazo son volátiles, y la temperatura de los diferentes aires activa la reacción de combustión (Dong, 2000).

1.4. ESTÁNDARES PARA DETERMINAR EL RENDIMIENTO DE CALDERAS

Actualmente existen organizaciones a nivel mundial que desarrollan estándares para áreas técnicas. Algunas de las más destacadas en el campo son la ASME (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos) y la CEN (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos). Ambas entidades han escrito los estándares más empleados para determinar el rendimiento de las calderas (Gómez, 2011).

ASME PTC 4-2008 Fired Steam Generators es un código que establece los procedimientos para la realización de pruebas de rendimiento de generadores de vapor, incluidos generadores con captura de azufre utilizando adsorbentes químicos, pero puede ser adaptada a otros fluidos de trabajo. Se garantiza un alto nivel de precisión en los resultados, cuando la norma se aplica a generadores de vapor que empleen como combustible carbón, petróleo o gas, y algunos hidrocarburos. Para otros tipos de combustibles pueden utilizarse los conceptos de la norma, aunque no puede determinarse con precisión la incertidumbre en los cálculos (ASME, 2008).

EN 12952-15 Water-tube boilers and auxiliary installations - Part 15: Acceptance test es una norma para calderas de vapor por combustión directa y generadores de agua caliente, incluyendo auxiliares. Estos equipos incluyen los quemadores tanto en calderas de lecho fluidizado como

otros tipos, los quemadores, los ventiladores de aire forzado e inducido, las instalaciones de recogida de residuos, los calentadores de aire y combustible, así como los colectores de partículas. No incluye los sistemas con combustibles especiales, las calderas de lecho fluidizado-presurizado ni en ciclos combinados. Aunque, la norma puede utilizarse en calderas de recuperación y unidades que operen con otras formas de calor como gases, aceites térmicos y sodio (CEN, 2003).

La norma *ASME PTC 4-2008* utiliza el PCS del combustible para determinar la energía de entrada del combustible, a diferencia de la *EN 12952-15* que utiliza el PCI.

1.4.1. Métodos para determinar la eficiencia térmica con la norma ASME PTC 4-2008

Para el cálculo de la eficiencia de un generador de vapor la norma describe dos métodos, un método directo (Método de entrada-salida) y un método indirecto (Método de balance de energía) (ASME, 2008).

El método de entrada-salida requiere mediciones precisas y directas de todas las salidas y entradas del sistema. Las mediciones primarias que requiere son la velocidad de flujo de agua que entra al generador de vapor, velocidades de flujo de todas las salidas de corrientes secundarias y del combustible, presión y temperatura de todas las corrientes del fluido de trabajo, poder calorífico del combustible y pérdidas de energía a la entrada.

El método de balance de energía requiere la medición o estimación de todas las pérdidas y los créditos. Los créditos hacen referencia a la energía aportada al sistema que no es del combustible, como la proveniente del aire seco que ingresa a la caldera y la humedad del mismo, el calor sensible del combustible y del adsorbente, la desulfuración, el equipo auxiliar de potencia y cualquier otra humedad adicional. Las pérdidas corresponden a los gases secos, humedad del combustible, humedad en el aire, carbón inquemados, calor sensible en residuos, ceniza húmeda recolectada, radiación y convección, calcinación y deshidratación del adsorbente, humedad del adsorbente, infiltración de aire, formación de NO_x, equipo de control de aire caliente, corrientes recirculadas y agua de refrigeración.

1.5. USO DE CFD EN EL MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE

Las simulaciones CFD permiten comprender mejor los procesos físicos y químicos que ocurren en los sistemas de combustión de biomasa. Los modelos de turbulencia desarrollados para fluidos reactivos en sistemas de combustión heterogéneos y homogéneos son tan sofisticados que, con una alta capacidad de cálculo, ofrecen una visión global del comportamiento del sistema y ayudan a resolver los problemas de combustión y operación. El nivel de detalle del modelado influye fuertemente en la simulación. Por esto es importante encontrar un equilibrio satisfactorio entre el tiempo de cálculo y el nivel de detalle físico (Dong, 2000).

Numerosos autores (Álvarez et al., 2014; Backreedy et al., 2005; Levendis et al., 2011; Pérez-Jeldres, Cornejo, Flores, Gordon, & García, 2016; Saastamoinen et al., 2010; Wang & Yan, 2008), han propuesto una amplia variedad de estrategias de modelamiento CFD para la turbulencia del sistema de aires y combustión de biomasa en calderas.

La simulación CFD se compone principalmente de tres partes. La primera parte consiste en la selección de los modelos físicos y químicos, que son un conjunto de ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento, energía, ecuaciones de estado, ecuaciones de turbulencia, reacciones químicas, entre otras. La segunda parte es una serie de soluciones enfocadas en la resolución de estos modelos físicos. La tercera parte es el pre-procesador de discretización del dominio computacional y el pos-procesador de la visualización de los resultados numéricos (Dixon, Mann, Plaza, & Gilfillan, 2005).

1.5.1. Turbulencia

La turbulencia se describe como un movimiento fluctuante y desordenado que presentan algunos flujos a determinadas condiciones. La simulación mediante CFD no puede representar perfectamente los efectos de la turbulencia, por lo que, se debe establecer un modelo de turbulencia ajustado al tipo de operación que se desea simular. Existen dos tipos de flujos, laminar y turbulento, en el laminar los esfuerzos viscosos predominan; por lo tanto, al introducir

una perturbación el fluido se ordena rápidamente en capas laminares, opuesto al flujo turbulento que es irregular y con gran cantidad de vorticidad.

La cuantificación del número de Reynolds (Re) permite conocer si un flujo es laminar o turbulento, Re es una cantidad adimensional que depende de la densidad, la viscosidad y la velocidad del fluido; además algunas condiciones de superficie, viento, succión, pueden causar la transición de un flujo laminar a flujo turbulento (Rodriguez & Manglano, 2015).

Aproximaciones a los modelos de turbulencia en ANSYS Fluent®

Aproximación-Reynolds Navier Stokes (RANS): Es la principal herramienta empleada en ingeniería para aproximar la solución de un flujo turbulento, dado que se está más interesado en conocer los efectos del flujo medio que los detalles de las fluctuaciones. Entonces, se adopta una aproximación estadística a los torbellinos de menor escala, promediando las ecuaciones de conservación ('aproximación-tiempo') durante un periodo de tiempo mucho más largo, que el periodo característico de las fluctuaciones turbulentas (Miltner, Jordan, & Harasek, 2015). El consumo computacional disminuye considerablemente al no tener que resolver las escalas turbulentas. Las ecuaciones de Navier-Stokes con el promediado de Reynolds de un fluido es:

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial(t)} + \frac{\partial}{\partial(x_j)} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j + \rho \bar{u}_i' \bar{u}_j') = \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial(\bar{\tau}_{ij})}{\partial x_j} \quad (1)$$

Cada variable corresponde a la suma de un valor medio. El fluido de gran escala se simboliza con una barra sobre la variable, y otro dependiente del tiempo, que representa el fluido de menor escala se acompaña del símbolo prima. En la Ec. (1), ρ corresponde a la densidad, el índice ($i=1,2,3$) a las componentes cartesianas de la velocidad, t al tiempo, τ_i al esfuerzo turbulento, y μ a la viscosidad dinámica.

Simulación remolinos grandes (LES): Consiste en simular torbellinos a macroescala debido a su facilidad, dado que las escalas espaciales y temporales grandes de los flujos turbulentos son más efectivas en el transporte de propiedades que las escalas menores. El método se aplica para flujos con mayor Re y en corrientes libres, porque en las zonas cercanas a las paredes del sólido se requiere un número de celdas muy pequeño. El costo computacional en cuanto a tiempo y

capacidad por iteración es mucho mayor que los modelos basados en RANS (Warzecha & Boguslawski, 2014), por lo que no se considera viable para este proyecto.

Modelos de turbulencia disponibles en ANSYS Fluent® basados en el modelo RANS

Spalart-Allmaras: Es el modelo más simple, consta de una sola ecuación de transporte resuelta para una viscosidad cinemática modificada de los remolinos. Se utiliza principalmente para aplicaciones aeroespaciales y turbomecánicas con flujos limitados a mallas finas en zonas cercanas a la pared. La ecuación de transporte que resuelve ANSYS Fluent® es:

$$\frac{D(\bar{\rho}\bar{v})}{Dt} = \frac{1}{\sigma_{\bar{v}}} \left[\nabla \cdot ((\mu + \bar{\rho}\bar{v}) \nabla \bar{v}) + c_{b2} \rho (\nabla \bar{v})^2 \right] + c_{b1} \bar{S} \bar{v} \rho - c_{w1} f_w \rho \left[\frac{\bar{v}}{d} \right]^2 + S_{\bar{v}} \quad (2)$$

Se relaciona la viscosidad dinámica turbulenta con la viscosidad cinemática, por medio de la densidad. En la Ec. (2), la producción turbulenta se representa con el término $c_{b1} \bar{S} \bar{v} \rho$, la destrucción mediante $c_{w1} f_w \rho \left[\frac{\bar{v}}{d} \right]^2$ y $S_{\bar{v}}$ es el término fuente introducido por el usuario.

Estándar k-ε (SKE): Incluye dos ecuaciones de transporte para simular los efectos físicos en el fluido durante la turbulencia, debido a las características transitorias y complejas del mismo. El término “k” hace referencia a la energía cinética turbulenta y el término “ε” a la disipación turbulenta. La ecuación de la energía cinética turbulenta está dada por la expresión:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}_A + \frac{\partial \rho \bar{u}_i k}{\partial x_i}_B = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right)_C - \rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}_D - \rho \varepsilon_E + S_{k_F} \quad (3)$$

Donde, A y B representan la suma de la variación local de energía cinética y el término convectivo, C el trabajo realizado por los esfuerzos viscosos turbulentos, D la relación de producción de energía cinética turbulenta debido al gradiente de velocidad, E la disipación de energía turbulenta en energía térmica y F es el término fuente introducido por el usuario.

La ecuación de la disipación turbulenta empleada en este modelo es:

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + c_{\varepsilon 1} P_k \frac{\varepsilon}{k} - c_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (4)$$

El significado físico de los términos en la Ec. (4), es análogo a los explicados para la Ec. (3) de energía cinética turbulenta. Los valores de las constantes para el SKE son derivados empíricamente.

El SKE es el modelo más utilizado en diseños industriales mostrando resultados precisos para una amplia gama de aplicaciones, sin embargo, es válido únicamente para flujos totalmente turbulentos, donde los efectos de la viscosidad son despreciables (Martín & Santos, 2015; Rodriguez & Manglano, 2015). En ANSYS Fluent® existen dos variaciones del modelo estándar k-ε, son el RNG k-ε y el Realizable k-ε.

RNG k-ε: En este modelo las constantes k-ε son derivadas analíticamente utilizando la teoría de grupo de renormalización, en lugar de métodos empíricos; y se modifica la ecuación de la velocidad de disipación turbulenta para flujos con una velocidad de deformación elevada. Funciona mejor que el modelo SKE para flujos más complejos, con altas tasas de deformación, remolinos y separación. Además, se tiene una ecuación para la viscosidad turbulenta, que permite adaptar el modelo en zonas con número de Reynolds bajo.

Realizable k-ε: Con este modelo se pretende corregir deficiencias del SKE, derivando la ecuación de velocidad de disipación turbulenta a partir de la fluctuación de vorticidad media-cuadrada. Predice con precisión el índice de dispersión de los chorros planos y los chorros redondos, además de proporcionar un rendimiento superior en comparación con el modelo SKE para los flujos que involucran rotación, capas límite bajo fuertes gradientes de presión adversa, separación y recirculación. El término que define la viscosidad turbulenta es afectado por los fluidos en rotación, por lo tanto, en zonas que impliquen este tipo de fluidos, los valores de turbulencia pueden no tener sentido físico.

Estándar k- ω (SKW): Este modelo de turbulencia también resuelve dos ecuaciones de transporte, al igual que el SKE, aunque requiere mayor recurso computacional. El modelo se ajusta a efectos de compresibilidad, flujos de transición y correcciones de flujos cortantes. El término “k” hace referencia a la energía cinética turbulenta, como en el modelo anterior, y el término “ ω ” representa la razón de disipación de energía cinética turbulenta por unidad de tiempo y de volumen.

La ecuación de la energía cinética turbulenta viene dada por la expresión:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} \bigg|_A + \frac{\partial \rho \bar{u}_i k}{\partial x_i} \bigg|_B = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k^*} \right) \frac{\partial w}{\partial x_j} \right) \bigg|_C - P_{kD} - f_\beta \rho \beta^* k \omega_E + S_{kF} \quad (5)$$

Donde, A y B representan la suma de la variación local de energía cinética y el término convectivo, C el trabajo realizado por los esfuerzos viscosos turbulentos, D la relación de producción de energía cinética turbulenta debido al gradiente de velocidad, E la disipación de energía turbulenta en energía térmica y F es el término fuente introducido por el usuario.

La ecuación que relaciona la disipación de energía cinética turbulentas es:

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} \bigg|_A + \frac{\partial \rho \bar{u}_i \omega}{\partial x_i} \bigg|_B = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega^*} \right) \frac{\partial w}{\partial x_j} \right) \bigg|_C + \alpha \frac{\omega}{k} P_{kD} - f_\beta \rho \beta \omega^2_E + S_{\omega F} \quad (6)$$

El significado físico de los términos en la Ec. (6), es análogo a los explicados para la Ec. (5) de energía cinética turbulenta. El modelo SKW demuestra un rendimiento superior a los modelos k- ϵ , para flujos de números de Reynolds limitados a la pared y bajos, además es más sensible a los gradientes de presión y permite predecir la etapa de transición. Las opciones que ofrece el modelo tienen en cuenta los flujos transitorios, de cizallamiento libre y compresibles. El modelo SKW tiene una variación, Shear Stress Transport k- ω (SST-k- ω).

SST k- ω : Combina el modelo original propuesto por Wilcox, para uso cerca de las paredes, y el modelo k estándar lejos de las paredes utilizando una función de mezcla (Wilcox, 1998). Limita también la viscosidad turbulenta, pero no incluye los efectos de la compresibilidad. Las opciones de transición y de cizallamiento se toman del estándar k- ω .

Reynolds Stress (RSM): Pretende corregir los defectos del modelo k-ε. Establece una ecuación diferencial para cada tensión de Reynolds modelizando los términos de producción, difusión, transporte y rotación. Es el modelo más general de todos, válido para muchos flujos industriales, incluyendo chorros, conductos no circulares, flujos con mucha curvatura y remolinos. El consumo computacional es mucho mayor a los modelos anteriores, porque resuelve 5 ecuaciones diferenciales más para el transporte. Una limitante es que no representa bien chorros asimétricos y flujos no confinados con recirculación.

La ecuación que representa el modelo RSM para la turbulencia es:

$$\frac{DR_{ij}}{Dt} = P_{ij} + D_{ij} - \varepsilon_{ij} + \Pi_{ij} + \Omega_{ij} \quad (7)$$

Donde, $\frac{DR_{ij}}{Dt}$ representa la tasa de cambio de los esfuerzos de Reynolds, R_{ij} el término de esfuerzos producto a la difusión, P_{ij} la tasa de producción de esfuerzos, D_{ij} el transporte de R_{ij} , ε_{ij} corresponde a la tasa de disipación, Π_{ij} es el término de esfuerzos producto a la presión y Ω_{ij} es el término rotacional (Tajadura, 2005).

2. METODOLOGÍA

2.1. RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN

La información requerida fue suministrada por la empresa panelera y la firma de ingenieros. En la tabla 1 se presenta la caracterización del combustible (bagazo), en términos de análisis próximo y último.

Tabla 1. Composición del combustible bagazo

Componente	Base seca %	Base húmeda %
C	46.80	23.57
H	5.82	2.93
S	0.09	0.05
O	42.21	21.26
N	0.95	0.48
H ₂ O	-	49.64
Ash	4.13	2.08
Poder Calorífico (Btu/lb)	7 073	3 562

La planta procesa 582 ton/día de caña de azúcar, siendo el 26% de su composición bagazo, es decir que 151.32 ton/día de bagazo es la cantidad de combustible disponible. Con la capacidad de combustible a procesar y la generación de vapor requerida, el proveedor de calderas de la empresa envió el prototipo base de caldera sobre la cual implementar las mejoras correspondientes.

El PFD del proceso de producción de panela y el plano de la caldera se encuentran en anexo 1 y anexo 2, respectivamente.

2.2. REQUERIMIENTOS ENERGÉTICOS DE LA EMPRESA PANELERA

Con el diagrama del proceso, en el que se indican las condiciones de operación y especificaciones de los flujos para cada unidad y los equipos auxiliares, se realizó los balances de masa y energía con los que se determinó los requerimientos energéticos de las unidades principales de la planta: evaporadores, tacho y marmitas.

Para los tres equipos se utilizó las siguientes ecuaciones, que describen el balance de energía y masa respectivamente (Rein, 2012):

Balance de energía

$$M_{vv} \cdot H_{vv} = M_v \cdot H_v - M_c \cdot H_c \quad (8)$$

A partir de la Ec. (8) se obtiene la Ec. (9), que representa el balance de energía para la masa del vapor, con el factor de corrección de idealidad igual a 1.15.

$$M_v = \frac{M_{vv} \cdot H_{vv}}{H_v - H_c} \cdot 1.15 \quad (9)$$

En las Ec. (8) y (9), M corresponde a masa y H a entalpía. Los índices vv, v y c indican vapor vegetal, vapor de escape y condensados, respectivamente.

Balance de masa

$$M_1 \cdot Bx_1 = M_2 \cdot Bx_2 \quad (10)$$

Donde, M_1 y M_2 equivalen a masa uno y masa dos respectivamente, B_x es la abreviación para los grados Brix de las masas uno y dos.

Los balances de masa y energía se resolvieron en orden inverso respecto al proceso mostrado en el PFD (anexo 1), dado que se conocen las propiedades del producto final. Se comenzó los balances con las marmitas, seguido del tacho y por último el tren de evaporadores.

2.2.1. Marmita

Las marmitas de la planta operan por lotes a vacío, que está determinado por la zona en donde se encuentra la planta, en Cartago es de 22 mmHg. El objetivo de las marmitas es aumentar la concentración de sólidos disueltos de la meladura proveniente del tachó a 72° Brix hasta 96° Brix, que se necesita en la miel final para proceder al llenado de moldes.

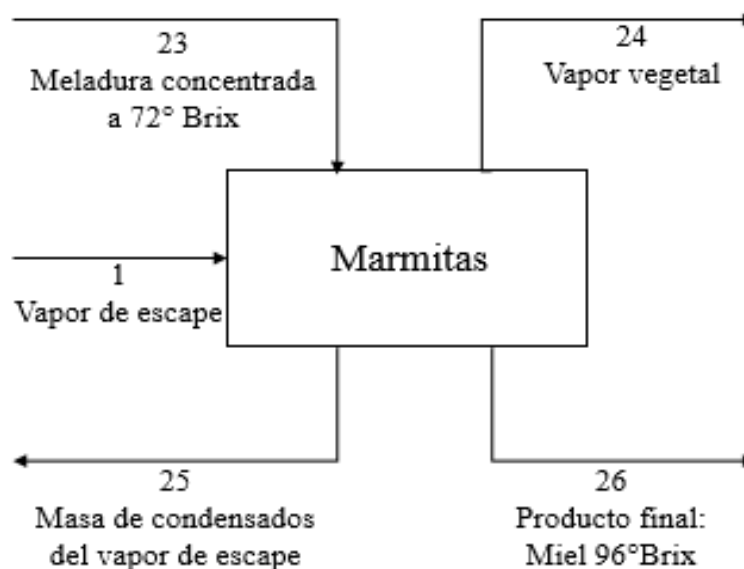


Figura 1. Diagrama de bloques para las marmitas

En la figura 1 se muestra el diagrama de bloques para las 4 marmitas como una unidad, esta simplificación permitió realizar solo balances globales.

El vapor de escape (1) ingresa a las marmitas para transferir calor a la meladura procedente del tachó (23), lo que permite evaporar el agua, y a su vez incrementar la concentración hasta obtener miel a 96° Brix (26), con la que se elaboran las panelas. El vapor de agua que sale por la cima de las marmitas se conoce como vapor vegetal (24). Luego que el vapor de escape entrega su calor, se condensa (25) y sale por el fondo de las marmitas hacia un tanque de condensado de vapor de escape.

Debido que la masa de condensados es la misma masa del vapor de escape, en una situación ideal la temperatura sería la misma, y así se determinarían sus propiedades. Sin embargo, en la

realidad existen pérdidas y caídas de presión, por lo que su temperatura y presión se ven disminuidas 4°C aprox., y sus propiedades cambian. Se consideró que la masa del vapor de escape y la masa de condensados son iguales.

El vapor sobrecalentado proveniente de la turbina a 20 psig de presión, también conocido como vapor de escape, es llevado a saturación a través de atemperadores, lo que permite definir sus propiedades (entalpía, temperatura, etc.) mediante tablas termodinámicas (Cengel & Boles, 2012); de forma análoga se determinó las propiedades del vapor vegetal a la presión de vacío y de la masa de condensados en el punto de saturación.

Definida la entalpía para el vapor de escape, el vapor vegetal y condensados, junto con la masa del vapor vegetal (24), se calculó por medio de la Ec. (9) la masa del vapor de escape (1) requerido por la marmita. Finalmente, con la Ec. (10) se calculó la masa de la miel de salida a 96° Brix, conociendo la masa de la meladura a 72° Brix que ingresa a la marmita.

2.2.2. Tacho

En la figura 2 se observa el diagrama de bloques para el tacho. El vapor requerido para llevar a cabo el calentamiento en el tacho, proviene de una integración energética de los gases del segundo efecto (10) del sistema de evaporadores. El jugo crudo a 65° Brix obtenido del quinto efecto se lleva a un tanque clarificador, donde se trata el jugo y se obtiene la meladura clarificada a 65° Brix (21) que ingresa al tacho. Se consideró que la masa del jugo crudo y la meladura clarificada es la misma.

La transferencia de calor del vapor del segundo efecto (10), permite evaporar el agua de la meladura clarificada (21) hasta concentrarla a 72° Brix (23), que se necesita para continuar la evaporación en las marmitas. El agua evaporada de la meladura, también se conoce como vapor vegetal (22) y sale por la cima del tacho a -12.3 psig de presión. Una vez el vapor del segundo efecto (10) entrega su calor, se condensa (24) y sale por el fondo del tacho hacia un tanque de tratamiento de condensados.

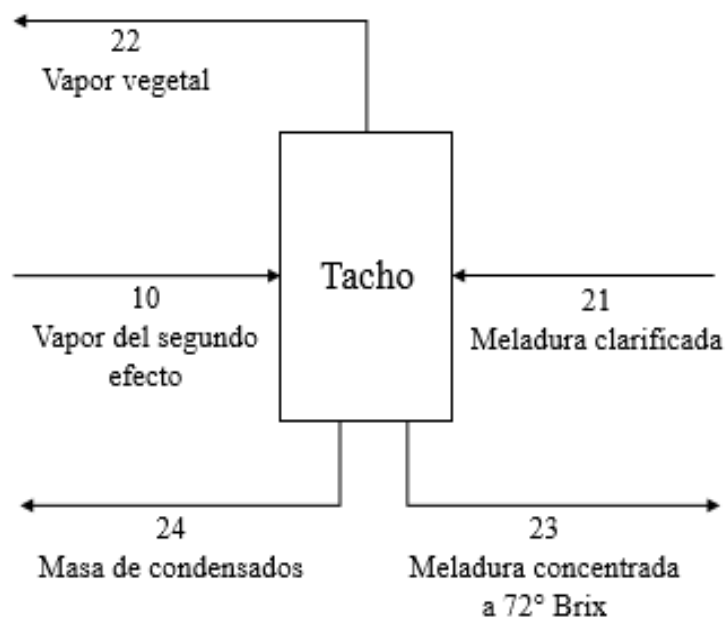


Figura 2. Diagrama de bloques para el tacho

Se estableció las propiedades del vapor vegetal, vapor del segundo efecto de evaporación y condensados con las tablas termodinámicas (Cengel & Boles, 2012), de acuerdo a la presión correspondiente de cada flujo: -12.3 psig para el vapor vegetal, 5 psig para el vapor del segundo efecto de evaporación y 2.24 psig para la masa de condensados.

Se utilizó la Ec. (9) con un factor de corrección de la idealidad igual a 1.3 (Rein, 2012), para calcular la masa de vapor del segundo efecto que ingresa al tacho, a partir de las entalpías del vapor de escape, vapor vegetal, condensados y la masa del vapor vegetal. Por último, con la Ec. (10) se calculó la masa de la meladura a 72° Brix, conociendo la masa de la meladura clarificada a 65° Brix.

2.2.3. Evaporadores

Para el balance de masa y energía en los evaporadores se tienen en cuenta los principios de los evaporadores: el primero establece que en un sistema de evaporadores de múltiple efecto o N efectos, un kilogramo de vapor evapora N kg de agua; es decir, en el segundo evaporador, un kilogramo de vapor evapora 2 kilogramos de agua, y así sucesivamente.

El segundo principio establece que, el vapor extraído del efecto i de un sistema de evaporadores múltiples de N evaporadores, usado en un sistema exterior a los evaporadores en lugar de vapor de caldera, ahorrará i/N veces la cantidad de vapor usado en esa transferencia de calor. Éste último principio es la eficiencia de la transferencia de energía de cada cuerpo de evaporación. Idealmente, se alcanzan eficiencias del 100%, pero esto en la práctica no ocurre porque el incremento de la eficiencia es directamente proporcional al número de efectos.

En la figura 3 se muestra el diagrama de bloques para el tren de evaporadores, donde se aumenta la concentración de sólidos disueltos en el jugo de caña crudo, y el vapor generado se aprovecha para intercambios energéticos en la planta. En cada evaporador se tiene la calandria, que es un intercambiador de calor por donde circulan los siguientes fluidos: entrada de vapor para calentar el efecto, que luego sale como condensado por el fondo, el jugo crudo de entrada que aumenta su concentración y sale hacia el siguiente efecto para continuar la evaporación, y el vapor resultante de cada efecto que sale por la cima.

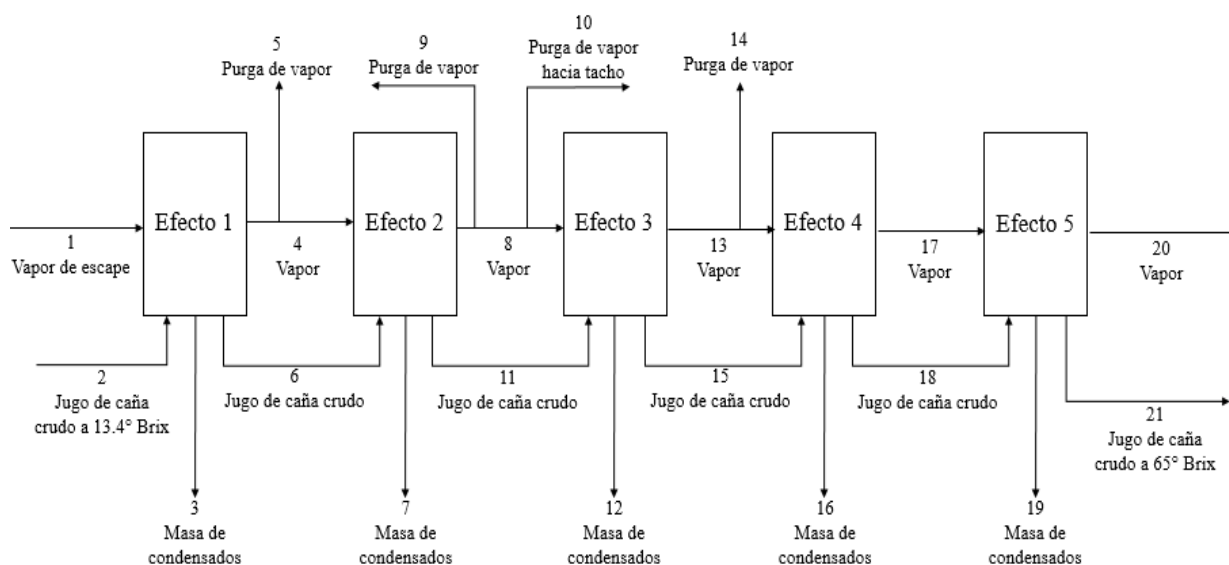


Figura 3. Diagrama de bloques para el sistema de evaporadores

La evaporación inicia con el ingreso del vapor de escape (1) al efecto 1 y el jugo de caña de azúcar crudo a 13.5° Brix (2). Durante el proceso de evaporación, en cada efecto se aumenta progresivamente la concentración del jugo crudo, hasta llegar a 65° Brix (21) que se necesita en el jugo para seguir con la evaporación en el tachó.

El vapor que sale de los primeros cuatro efectos (4), (8), (13) y (17), se utiliza para promover la integración energética en el sistema de evaporadores, siendo la entrada de vapor del efecto siguiente, respectivamente. El primer, segundo y tercer efecto tienen purgas de vapor (5), (9), (10) y (14), que se usan en intercambiadores de calor para otros procesos de calentamiento en la planta, al igual que el vapor de salida del quinto efecto (20).

En el primer efecto, cuando el vapor de escape (1) entrega su calor, se condensa (3) y sale por el fondo hacia un tanque de condensados de vapor de escape específicamente. Mientras que, los condensados de los demás efectos (7), (12), (16) y (19), se almacenan en un tanque flash para su posterior tratamiento.

Para el balance de masa de sólidos disueltos se utilizó la Ec. (10), de forma análoga que en el tacho y las marmitas. Además del balance de entalpía representado por la Ec. (8), para el balance de energía en los evaporadores se tuvo en consideración las siguientes ecuaciones establecidas en la Ingeniería de la Caña de Azúcar (Rein, 2012).

La elevación del punto de ebullición (EPE), que está relacionado con la presión hidrostática y los grados Brix a la salida, como se muestra en la siguiente expresión:

$$EPE = \frac{2Bx_2}{100-Bx_2} \quad (11)$$

La masa evaporada en cada efecto se calculó mediante la Ec. (12), que representa el balance de masa en el evaporador por el método corto.

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{\text{Líquido Entrada}} - \dot{m}_{\text{Líquido Salida}} \quad (12)$$

La eficiencia de transferencia de calor en cada efecto, se relaciona con la temperatura del jugo de salida del efecto correspondiente, mediante la Ec. (13).

$$Eficiencia\ de\ transferencia = 1 - 0,03 \times \left[\frac{T_{j\text{salida}} - 49}{49} \right] \quad (13)$$

La temperatura de salida de cada efecto, se determinó con la Ec. (14), a partir de la temperatura del vapor vegetal y la elevación del punto de ebullición.

$$Tj_{salida} = Tv_{vegetal} + EPE \quad (14)$$

2.3. CÁLCULOS TEÓRICOS DE GASES DE COMBUSTIÓN, REQUERIMIENTO DE AIRE Y EFICIENCIA TÉRMICA DE LA CALDERA

Se implementó la norma *ASME PTC 4 – 2008* dado que en nuestra región es el estándar más utilizado. Generalmente el alcance de la norma es evaluar el desempeño en calderas existentes, pero en este caso se utilizó para el diseño de distribución de aires en dos aspectos: calcular el requerimiento de aire (Sección 5-11), producción de gases de combustión (Sección 5-12); y eficiencia teórica de la caldera mediante el método de balance de energía (Sección 5-7.1)¹.

La norma sugiere emplear el método de balance de energía porque la incertidumbre global es menor que con el método entrada-salida (directo). Dado que, las cantidades utilizadas para determinar la eficiencia por el método indirecto son una parte más pequeña de la energía total de salida, que es la que se utiliza para calcular la eficiencia por el método directo. Además, al examinar las pérdidas individualmente pueden establecerse posibles mejoras a unidades específicas (ASME, 2008).

2.3.1. Gases de combustión y requerimiento de aire

Para el desarrollo del cálculo de gases de combustión y requerimiento de aire, se realizó la estequiometría para las reacciones químicas considerando combustión completa del combustible. Los gases y productos de combustión se consideraron como gases ideales, por lo tanto, la base molar también representó una base volumétrica (The Backock & Wilcox Company, 2005). No se tuvo en cuenta la formación de óxidos nitrosos, porque estos se originan exponencialmente a partir de 1350°C (Narayanan & Natarajan, 2007) y en calderas bagaceras, la temperatura media promedio se encuentra en el rango de 1000-1300°C (Teixeira & Lora, 2004).

Para determinar los valores de porcentaje de aire en exceso y temperatura de salida de los gases de chimenea, se realizó un análisis de sensibilidad para cada variable respecto a la eficiencia térmica de la caldera.

2.3.2. Pérdidas energéticas y eficiencia térmica de la caldera

En este proyecto se aplicó el método de balance de energía (indirecto), porque no requiere tantas mediciones especiales, descritas anteriormente en el capítulo 1.4.1, como el método de entrada-salida (directo), y se obtienen resultados más precisos.

La eficiencia se determinó a partir de la Ec.3-1-4¹:

$$Eficiencia = [1 - \frac{pérdidas-créditos}{entradas}]x100 \quad (15)$$

En este caso no se añadió ningún tipo de adsorbente ni hay desulfuración, por lo que no existen créditos ni pérdidas para estos ítems. Los créditos no pueden medirse porque la caldera aún no está en operación, entonces sus condiciones actuales son desconocidas, para los casos planteados en la norma y pruebas en calderas existentes su valor no supera el 1% por lo cual se incurre en un error mayor al estimarlos.

Cuando no se consideran créditos la Ec.3-1-4¹ se resume a:

$$Eficiencia térmica = (100\% - pérdidas) \quad (16)$$

Las pérdidas de energía por inquemados, radiación y convección, se estimaron de acuerdo a análisis experimentales en calderas bagaceras, realizados por la firma de ingenieros y revisión en la literatura (Cabrera C, Madriñan M, & Muñoz M, 2013).

Las pérdidas energéticas significativas corresponden a¹:

- Gases secos (Sección 5-14.1)
- Humedad del combustible (Sección 5-14.2)
- Humedad producida por la combustión del hidrógeno (Sección 5-14.2)
- Humedad en el aire (Sección 5-14.3)

- Carbono inquemado
- Radiación y convección

Se calculó las entalpías para cada ítem, con los coeficientes de calor específico de la norma a la temperatura de salida de los gases de chimenea. La humedad del aire se determinó con una carta psicométrica a las condiciones del municipio de Cartago, Valle del Cauca: humedad relativa: 73% y temperatura de bulbo seco: 25°C (CENICANÍA, 2016). De acuerdo con la literatura, se consideró la composición molar para el aire en base seca igual a 20.95% para el O₂ y 79.05% para el N₂ (The Backcock & Wilcox Company, 2005).

2.4. SIMULACIÓN CFD

El software utilizado para la simulación del sistema de distribución de aires que ingresa al hogar de la caldera, fue el paquete de Ansys Fluent® versión 17.0.

Para el modelamiento se empleó las propiedades del aire a las siguientes condiciones: temperatura máxima nominal de ingreso de aires igual a 180°C y presión atmosférica en el hogar, debido al equilibrio formado entre el ventilador de tiro forzado e inducido. Se realizó las simulaciones en espacio tridimensional y tiempo estacionario.

2.4.1. Cálculo del número de boquillas

Se estableció tres líneas de boquillas para el aire de sobrefuego (OFA). Las boquillas inferiores son para evitar la acumulación de partículas de combustible en la parrilla, y las superiores para favorecer la turbulencia en la zona media de la caldera. No hay más líneas de OFA porque la altura del hogar es 5.89 m y la separación mínima vertical entre cada línea de OFA debe ser de 1 metro; así como, la distancia vertical entre la última línea de OFA y la salida de los gases de combustión debe estar entre 3 y 4 metros, de acuerdo a otros diseños realizados en la empresa.

¹ La numeración de las ecuaciones y secciones mencionadas corresponden a la norma ASME PTC 4-2008.

Las boquillas son tubos calibre 40, de 2 plg. para el anillo inferior y de 3 plg. para el anillo superior. Para el diseño del sistema de boquillas, se evaluó diferentes configuraciones de aires en las líneas de OFA, que cumplieran con dos criterios:

- Espaciamiento mínimo horizontal de 100 mm entre cada boquilla, para la distribución de los tubos de las paredes de agua.
- Velocidad de flujo a través de las boquillas máximo de 36 m/s, que es igual a la velocidad de erosión calculada para el aire, de acuerdo a la norma *API RP14-E* (American Petroleum Institute, 2000).

2.4.2. Discretización de la geometría

A partir del plano de la caldera se realizó la geometría tridimensional del hogar (parrilla hasta nariz) en Ansys Workbench-Design Modeler®. El hogar consta de 8 superficies: paredes, zonas de ingreso del combustible, aire neumático frontal e inferior, boquillas de OFA superior e inferior, aire forzado o bajo parrilla y superficie de salida de los gases. Además, se creó un plano de simetría dada la igualdad de ambas partes de la geometría, reduciendo así el tiempo de cómputo.

Se realizó la discretización espacial del dominio en el software Ansys Workbench-Meshing®. El tipo de malla empleado fue no-estructurado, dada la complejidad de la geometría, compuesto por elementos de forma tetraédrica y hexaédrica. La mayoría de los elementos son hexaedros, porque se tienen menos elementos en un volumen dado y de forma regular, disminuyendo así el tiempo de cómputo.

Se evaluaron tres mallas con diferente número de elementos, que cumplieran con las siguientes métricas de calidad:

- Oblicuidad menor a 0.85

$$Oblicuidad = \max \left[\frac{\theta_{max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{min}}{\theta_e} \right] \quad (17)$$

Dónde, θ_e es la cara equiangular de una celda (60 para tetraedros y 90 para hexaedros).

- Relación de apariencia menor a 5

La relación de apariencia es la relación entre, el lado más largo de una celda y el lado más corto de la misma.

- Calidad de ortogonalidad (OQ) mayor a 0.7

$$OQ = \frac{A_i \cdot e_i}{|A_i||e_i|} \quad (18)$$

Dónde, A_i es el vector normal de la cara de una celda, y e_i es el vector desde el centroide de la cara hasta el centroide del borde de una celda.

Para definir la malla se tuvieron en cuenta los siguientes criterios, referentes a la convergencia de la solución:

- Convergencia de residuales para la continuidad menor que 1×10^{-1} , y para velocidad en eje x, y, z, parámetros k y épsilon menor que 1×10^{-2} .
- Flujo neto del balance de masa general, no debe superar el 1% del menor flujo que atraviesa las fronteras del dominio.
- Diferencia de la intensidad turbulenta promedio entre las mallas menor a 2%.

De tal forma se garantiza que los resultados sean independientes de la finura de la malla y tengan la precisión requerida para este tipo de simulación; además se evitan enmallados muy densos que generen los mismos resultados, pero con mayor tiempo de cálculo. Las zonas que reciben una mayor tensión como quiebres, esquinas y aquellas donde los fenómenos de turbulencia son más intensos, tienen mayor densidad de elementos que las zonas que no experimentan ninguno (ANSYS Inc, 2013).

2.4.3. Selección de modelo de turbulencia

Para la turbulencia se seleccionó el modelo k- ϵ RNG de la categoría RANS, ya que ha sido evaluado por numerosos autores para la distribución de aires (Álvarez et al., 2014; Backreedy et al., 2005; Copete, Amell, & Cadavid, 2008; Menghini, Marra, Allouis, & Beretta, 2008; Quispe, Saavedra, & Rispoli, 2014), mostrando una buena aproximación del comportamiento turbulento en flujos simulados en procesos para combustión de biomasa y carbón.

El modelo RNG se adecua a flujos que presenten número de Reynolds bajos, y que formen remolinos y vórtices, lo cual es ventajoso para simulaciones en espacios confinados. Además, comparado con otros modelos RANS, es el más eficiente en términos de tiempo de cálculo por iteración, considerando la precisión en los resultados.

Las constantes de las ecuaciones para el modelo k- ϵ RNG se presentan en la tabla 2, son las establecidas por defecto en Ansys Fluent®, dado que se ajustan a un amplio rango de flujos turbulentos.

Tabla 2. Constantes del modelo k- ϵ RNG

Constante	Valor
C_μ	0.0845
$C_{1\epsilon}$	1.4200
$C_{2\epsilon}$	1.6800
σ_k	0.7179
σ_ϵ	0.7179

El esquema de acoplamiento presión-velocidad para calcular la solución fue *SIMPLE*.

La discretización espacial se realizó con el método *PRESTO* para la presión, y *Second Order Upwind* para las ecuaciones de momentum, energía cinética turbulenta y tasa de disipación turbulenta.

2.4.4. Escenarios

Primero se simuló 2 escenarios (A y B) para determinar la proporción del OFA en las boquillas inferiores, modificando este flujo másico junto con el aire bajo parrilla. Posteriormente se simuló 3 escenarios más (C, D y E) con diferentes configuraciones de distribución de aires, mediante la modificación del flujo másico del OFA superior y el aire bajo parrilla, evaluando así el efecto en la turbulencia de la velocidad y la presión del OFA superior a la entrada del hogar. Los escenarios iniciales se definieron a partir del cálculo del número de boquillas; de tal forma, que cumpliera con el criterio de velocidad de erosión para un mismo número de boquillas y no se viera afectado el diseño de la geometría.

Una vez seleccionadas las distribuciones de aires más favorables para la turbulencia en términos de presión y velocidad, se procedió a evaluar el efecto de los ángulos de ataque en la entrada del OFA superior simulando 6 escenarios (F a K). Las configuraciones de aire evaluadas se muestran en la tabla 3.

Tabla 3. Parámetros de entrada para los escenarios

Escenario	% Aire neumático	% Aire forzado	% OFA inferior	% OFA superior	Ángulo de entrada
A	10	30	10	50	0°
B	10	35	5	50	0°
C	10	40	5	45	0°
D	10	35	5	50	0°
E	10	30	5	55	0°
F	10	40	5	45	10°
G	10	40	5	45	20°
H	10	40	5	45	30°
I	10	35	5	50	10°
J	10	35	5	50	20°
K	10	35	5	50	30°

Los parámetros de entrada para las simulaciones realizadas en ANSYS Fluent®, se encuentran en el anexo 3.

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

3.1. BALANCES DE MASA Y ENERGÍA

En la tabla 4 se muestran las condiciones de presión y temperatura, a partir de las cuales se determinó las entalpías, y los flujos másicos para el vapor de escape, vapor vegetal y condensados mediante balances de energía y masa. La masa de las mieles se calculó con los grados Brix, por lo que no se muestran las demás propiedades. La miel virgen es la miel que se entrega como producto y la meladura concentrada es la proveniente del tachó.

El vapor de escape requerido para el funcionamiento de las marmitas es 1,53 ton/h.

Tabla 4. Resultados del balance de masa y energía de las marmitas

Propiedades	Vapor de escape	Vapor vegetal	Condensados	Meladura Concentrada	Miel virgen
Presión (Psig)	20	-14.27	15.99	-	-
Temperatura (°C)	126	100.77	122	-	-
Entalpía (Kj/Kg)	2 714.47	2 676.79	512.29	61.30	104.20
°Brix	-	-	-	72	96
Masa(ton/h)	1.53	1.10	1.53	4.39	3.29

Las propiedades de presión y temperatura del vapor proveniente del segundo efecto, vapor vegetal y condensados, con las que se estableció la entalpía para cada flujo, se muestran en la tabla 5. La meladura clarificada a 65° Brix procedente del último efecto de evaporación se concentra hasta 72° Brix, con la concentración de las meladuras se determinó las masas de los flujos.

La planta funciona mediante una integración energética, en la cual se utiliza el vapor del segundo efecto de evaporación para operar el tachó, la cantidad de vapor requerida es 0.71 ton/h.

Tabla 5. Resultados del balance de masa y energía del tachó

Propiedades	Vapor efecto 2	Vapor vegetal	Condensados	Meladura clarificada	Meladura Concentrada
Presión (Psig)	5	-12.30	2.24	-	-
Temperatura (°C)	108.40	58.20	104.40	55.90	61.30
Entalpía (Kj/Kg)	2 689	2 603	437.68	-	-
Brix	-	-	-	65	72
Masa (ton/h)	0.71	0.47	0.71	4.86	4.39

En la tabla 6 se muestran las propiedades de los jugos, el condensado y vapor, procedentes de cada efecto, con los cuales se determinó el flujo másico para cada uno. A medida que se evapora el agua del jugo en cada efecto, se concentra más, lo cual se refleja en el aumento de los grados Brix, mientras que su masa disminuye.

Tabla 6. Resultados del balance de masa y energía de los evaporadores

	Efecto 5	Efecto 4	Efecto 3	Efecto 2	Efecto 1
Propiedades del jugo					
Masa entrada (t/h)	7.63	10.18	12.89	17.26	23.49
Brix de entrada (°)	41.37	31.01	24.49	18.29	13.44
Brix de salida (°)	64.96	41.37	31.01	24.49	18.29
Masa salida (t/h)	4.86	7.63	10.18	12.89	17.26
Propiedades del condensado					
Masa (t/h)	2.74	2.6	2.79	4.51	6.48
Propiedades del vapor					
Extracción de vapor por efecto (bleed)	0.72	0	0.23	1.66	1.72
Masa del vapor vegetal de salida (t/h)	2.70	2.55	2.71	4.37	-
Masa del vapor de entrada al efecto (t/h)	2.73	2.60	2.79	4.51	6.48
Presión del vapor de salida (psig)	-12.28	-4.91	0	5	12

El cálculo detallado de los balances de masa y energía, se encuentran en el anexo 4.

Se tiene que el vapor de escape requerido en el primer efecto es 6.48 ton/h , que es el que inicia la integración energética hacia los efectos posteriores, los cuales proveen el vapor requerido por el tacho. Adicionalmente, las marmitas requieren 1.53 ton/h de vapor de escape para su calentamiento. Con la entalpía (2 715 kJ/kg) y la masa total de 8,01 ton/h o 17 659.03 lb/h del vapor de escape, se calculó la cantidad de energía intercambiada con su entorno para la operación de los equipos, que es equivalente a 21 747 150 kJ/ h.

Tabla 7. Indicador de libras de vapor por tonelada de caña procesada

Valor	Unidades
706.361	lb/TC
25	TCH
17 659.03	lb/h

En la tabla 7, se muestra la relación entre la cantidad de vapor requerido con las toneladas de caña procesadas en la empresa, mediante un indicador representativo en la industria azucarera, del consumo de vapor respecto a la materia prima.

La planta procesa 25 ton/h de caña, de las cuales se obtienen 6.31 ton/h de bagazo, que se usará como combustible de la caldera. Con esta disponibilidad de combustible para satisfacer la producción de vapor requerida por los evaporadores, tacho y marmitas, la empresa definió junto con el proveedor asignado, una caldera con capacidad de generación igual a 12 ton/h de vapor. Por lo tanto, se satisface la demanda de energía térmica de los equipos y con el restante se producirá energía eléctrica para vender a la red pública, logrando obtener un producto de alto valor económico a partir del bagazo.

3.2. EFICIENCIA TEÓRICA DE LA CALDERA Y PRODUCTOS DE COMBUSTIÓN

En la figura 4 se muestra el análisis de sensibilidad para el porcentaje de aire en exceso respecto a la eficiencia térmica de la caldera. Por cada incremento del 10% en el exceso de aire, la eficiencia disminuye en 0.5 puntos, dado que, al incrementar el flujo de aire húmedo, los gases de combustión aumentan y se llevan consigo parte de la energía térmica. Se estableció 30% de aire en exceso porque permite alcanzar una eficiencia adecuada respecto a sistemas de quema de bagazo y combustión casi completa del combustible.

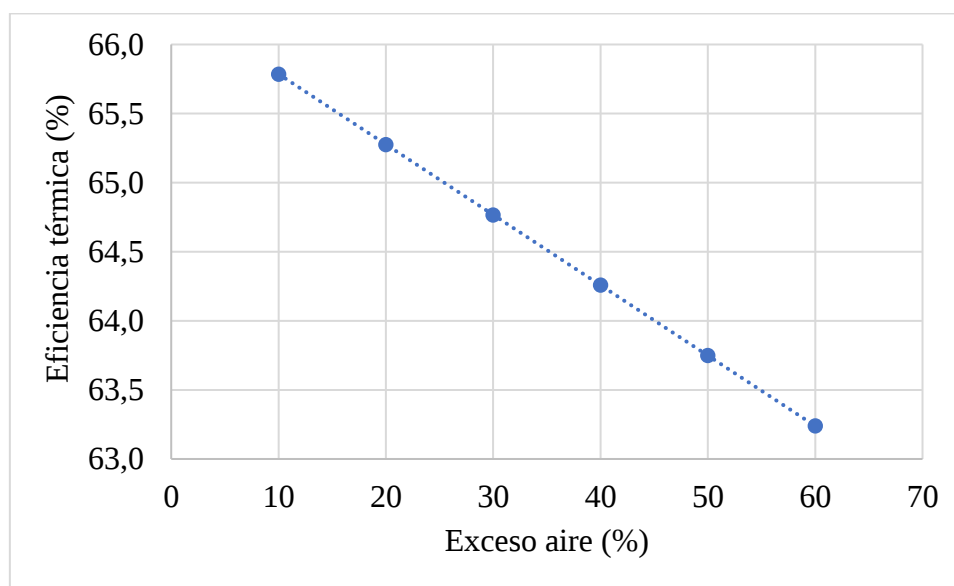


Figura 4. Eficiencia térmica en función del porcentaje de aire en exceso

El análisis de sensibilidad para la temperatura de los gases de chimenea respecto a la eficiencia de la caldera se observa en la figura 5. Por cada 10°C que aumenta la temperatura de los gases de combustión en chimenea, disminuye la eficiencia de combustión en 0.5 puntos. La temperatura elegida es la mínima que supere a la temperatura de rocío ácido (160°C) en un 5-10% aprox., ya que en ese punto ocurre la condensación de vapores ácidos presentes en los productos de combustión, los cuales aceleran notablemente el ensuciamiento de las superficies de la caldera por cenizas y hollín, provocando erosión y desgaste. Se fijó la temperatura de los gases de combustión en 170°C.

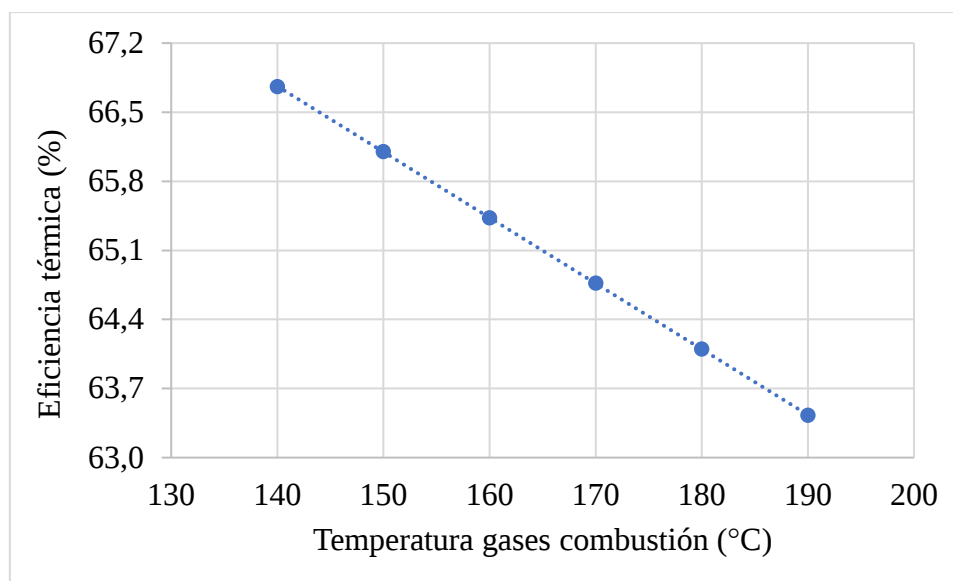


Figura 5. Eficiencia térmica en función de la temperatura de salida de los gases

Los cálculos de eficiencia térmica para diferentes temperaturas de los gases de chimenea y porcentajes de aire en exceso, se encuentran en el anexo 5 y el anexo 6, respectivamente.

Las cantidades en base másica de los productos de combustión secos, para 30% de exceso de aire, se muestran en la tabla 8. El porcentaje de CO₂ y SO₂ producido durante la combustión del bagazo están alrededor del 18 y 0.2% respectivamente, valores menores comparados con los generados en quema de carbón, que superan 20 y 0.5% respectivamente (Cabrera C et al., 2013; Sahu, Chakraborty, & Sarkar, 2014), por lo que el uso de biomasa como combustible representa una alternativa para generación de vapor menos contaminante.

Tabla 8. Productos de combustión secos

Componente	lb/100 lb combustible
CO ₂	86.364
SO ₂	0.100
N ₂ (fuel)	0.480
N _{2a} (aire)	279.865
O ₂	19.451
Total, productos combustión secos	386.260

En la tabla 9 se observan los productos de combustión húmedos, para 30% exceso de aire. La humedad total que acompaña los gases de combustión se compone del agua formada por la combustión del H_2 , el agua inherente del combustible y el vapor de agua en el aire utilizado como comburente.

Tabla 9. Productos de combustión húmedos

Componente	lb/100 lb combustible
H ₂ O combustión de H ₂	26.183
H ₂ O combustible	49.640
H ₂ O aire	6.931
Total H ₂ O	82.754
Total productos combustión húmedos	469.014

La cantidad de aire húmedo en base másica, requerido para la combustión del bagazo con 30% de exceso de aire, se observa en la tabla 10. El aire ingresará por diferentes zonas del hogar de la caldera, como aire bajo parrilla, aire de sobrefuego (OFA) inferior y superior, y aire neumático, mostrado posteriormente en las simulaciones. Para quemar 6.31 ton/h de bagazo, se requieren 23.40 ton/h de aire húmedo y se producen 29.57 ton/h de gases de combustión.

Tabla 10. Requerimiento de aire húmedo para la combustión

Componente	lb/100 lb combustible
Aire Seco	364.157
H ₂ O	6.931
Total aire húmedo	371.088

La eficiencia térmica para la caldera es 64.77%, calculada a partir de las pérdidas consideradas en la tabla 11. Para una caldera de bagazo generalmente está entre 60 y 70% (Lucuara et al., 2014; Sosa-arnao et al., 2013), por lo que, la eficiencia obtenida provee un escenario válido para el uso del bagazo resultante en la empresa como combustible.

Tabla 11. Pérdidas de eficiencia térmica

Ítem	% Pérdida de eficiencia
Humedad combustible	16.90
Humedad aire	0.23
Gases secos	6.78
Humedad combustión	8.92
Radiación y convección	0.40
Carbono inquemado	2.00

Las pérdidas por carbono inquemado para el bagazo son bajas, alrededor de 2%, comparadas con el carbón, estimadas en 5%, de acuerdo a estudios realizados por la empresa para calderas de bagazo y carbón, y reportes en la literatura (Cabrera C et al., 2013). Las pérdidas energéticas que más afectan la eficiencia térmica son: el contenido de humedad del combustible y el agua formada durante la combustión del H_2 ; el bagazo es un combustible con alto contenido de humedad tal como se muestra en la tabla 1, su porcentaje es alrededor de 50%, a diferencia del carbón que se encuentra entre 20 y 30% (Sánchez, García, & Mendieta, 2013).

3.3. MODELACIÓN CFD

Se estableció 14 boquillas en la línea inferior de OFA y 28 boquillas en la línea superior. El cálculo de la velocidad a través de las boquillas, se encuentra en el anexo 7. Con estas características y las dimensiones del hogar indicadas en el plano de la caldera, se realizó la geometría con un plano de simetría.

En la figura 6 se observa el volumen delimitado desde la parrilla hasta la nariz, y se indica cada una de las entradas y salidas del sistema.

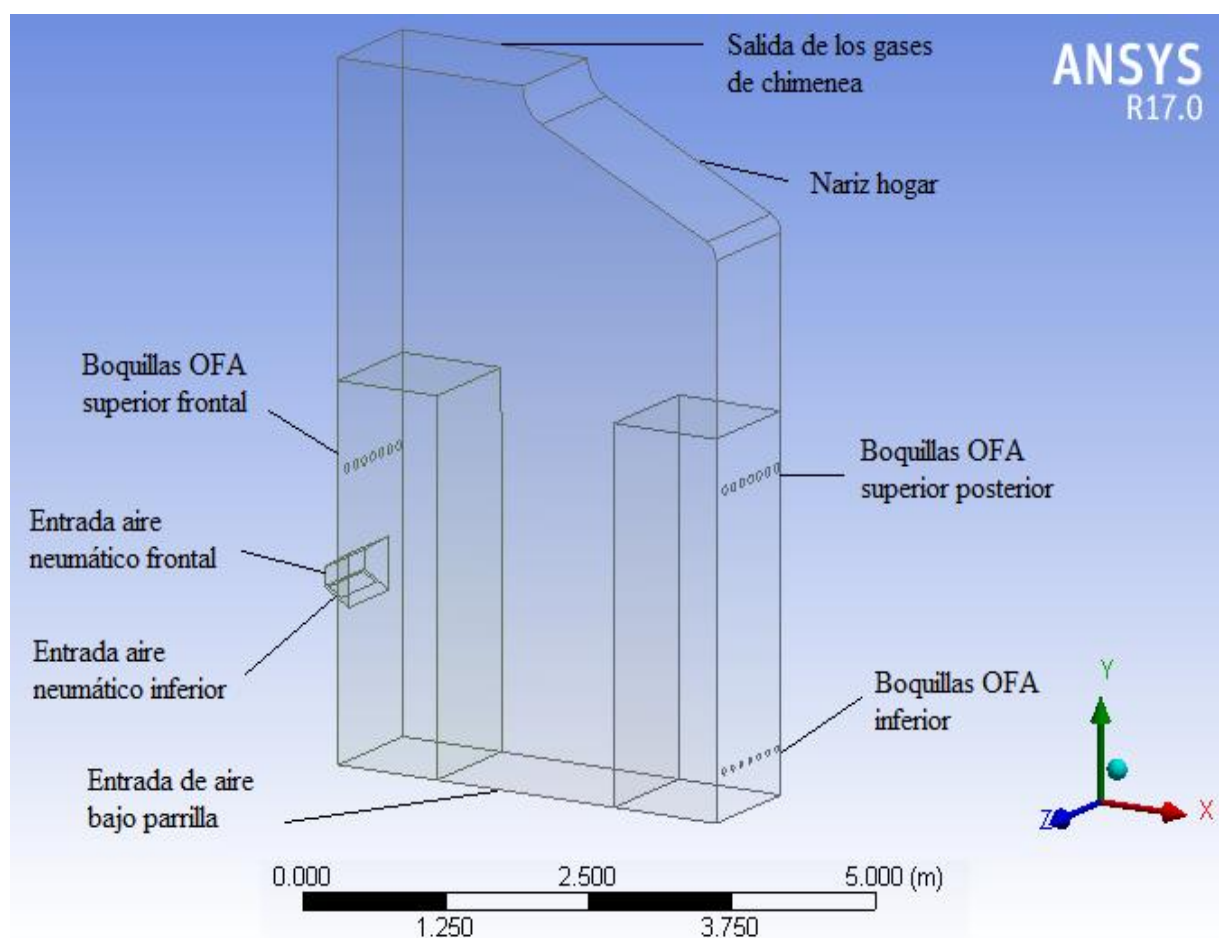


Figura 6. Geometría del hogar de la caldera

3.3.1. Selección de la malla

Todas las mallas evaluadas cumplieron con el valor mínimo establecido para cada métrica de calidad, como se observa en la tabla 12. Siendo la malla 3 con 2 millones de elementos, la que presenta los mejores indicadores de calidad, aunque, el tiempo por iteración es mayor. La diferencia para la ortogonalidad y la oblicuidad entre la malla 2 y 3 es menor que 1.5%, y entre la malla 1 y 3 es mayor que 2.4%. Para la relación de apariencia, la diferencia entre la malla 2 y 3 es menor que 5 %, y entre la malla 1 y 3 es mayor que 30%.

Tabla 12. Resultados de criterios de calidad para las mallas

Malla	Número de elementos	Oblicuidad	Relación de apariencia	Calidad ortogonalidad
1	507 916	0.1711	1.7766	0.9007
2	1 139 353	0.1444	1.5150	0.9159
3	2 053 359	0.1300	1.4713	0.9249

Los reportes generados por ANSYS Workbench-Meshing® con las características detalladas las mallas, se encuentran en el anexo 8.

Los residuales de continuidad, velocidad y turbulencia de las tres mallas cumplieron los parámetros de convergencia. Los resultados de los criterios de porcentaje de intensidad turbulenta promedio y balance másico neto, se muestran en la tabla 13.

Tabla 13. Resultados de criterios de convergencia para las mallas

Malla	Intensidad turbulenta (%)	Flujo neto balance másico (kg/s)
1	68.7931	0.0033
2	73.5084	0.0014
3	73.0497	0.0013

El menor flujo que ingresa al dominio es 0.162 kg/s, correspondiente al aire neumático, entonces el flujo neto del balance general debe ser menor que 0.0016. La diferencia de la intensidad turbulenta entre la malla 1 y 3 es mayor que 5% y entre la malla 2 y 3 es menor que 1%. La malla 1, no cumple con los criterios de intensidad turbulenta y balance másico, por lo que se descartó. Se eligió la malla 2, dado que, cumple con todas las métricas de calidad y criterios de convergencia, y no difieren significativamente de la malla 3; además, al tener un menor número de elementos, se reduce el tiempo de iteración.

Los gráficos correspondientes a la convergencia de porcentaje de intensidad turbulenta y residuales, en función del número de iteraciones, se encuentran en el anexo 9. Es importante resaltar que la malla 1 no tuvo estabilidad en el valor de intensidad turbulenta promedio, a pesar de incrementar a 3000 el número de iteraciones; mientras que, con las otras mallas se alcanzó el equilibrio en menos de 1000 iteraciones. Los gráficos de los residuales tuvieron un comportamiento similar para las mallas evaluadas.

3.3.2. Distribución de aires en el hogar

Los resultados de la simulación para los escenarios A y B, referentes a la variación de OFA inferior, se muestran en la tabla 14. Las velocidades de entrada del aire, no exceden la velocidad de erosión en ningún caso. El área de sección transversal por el que ingresa el aire es fijo, determinado por el diámetro de la boquilla, y el fluido solo es aire precalentado; por lo tanto, la velocidad solo depende del flujo másico que ingresa, y la presión queda determinada con la velocidad y dirección de entrada del fluido.

Tabla 14. Resultados de la simulación para el OFA inferior

Escenario	Flujo másico (kg/s)	Velocidad (m/s)	Presión (plg.H ₂ O)
A	0.325	27.536	1.150
B	0.162	13.768	0.212

En las figuras 7 y 8, se muestran los contornos de velocidad y las trayectorias del fluido en términos de líneas de corriente en el plano de simetría, para el escenario A y B, respectivamente.

En la figura 7, se observa que en el escenario A, el OFA inferior ingresa hasta más de la mitad de la caldera en el eje x, debido a la presión, lo cual tiene un efecto negativo sobre el aire neumático. El aire neumático que ayuda a ingresar el combustible hacia el interior del hogar, colisiona con la corriente de OFA inferior, lo que no permite circular las partículas de bagazo, y consecuentemente afecta la combustión.

El flujo de salida muestra una evidente desviación hacia la nariz de la caldera, un comportamiento indeseado; dado que, durante la combustión orienta la llama hacia la nariz provocando sobrecalentamiento, que desgasta la superficie.

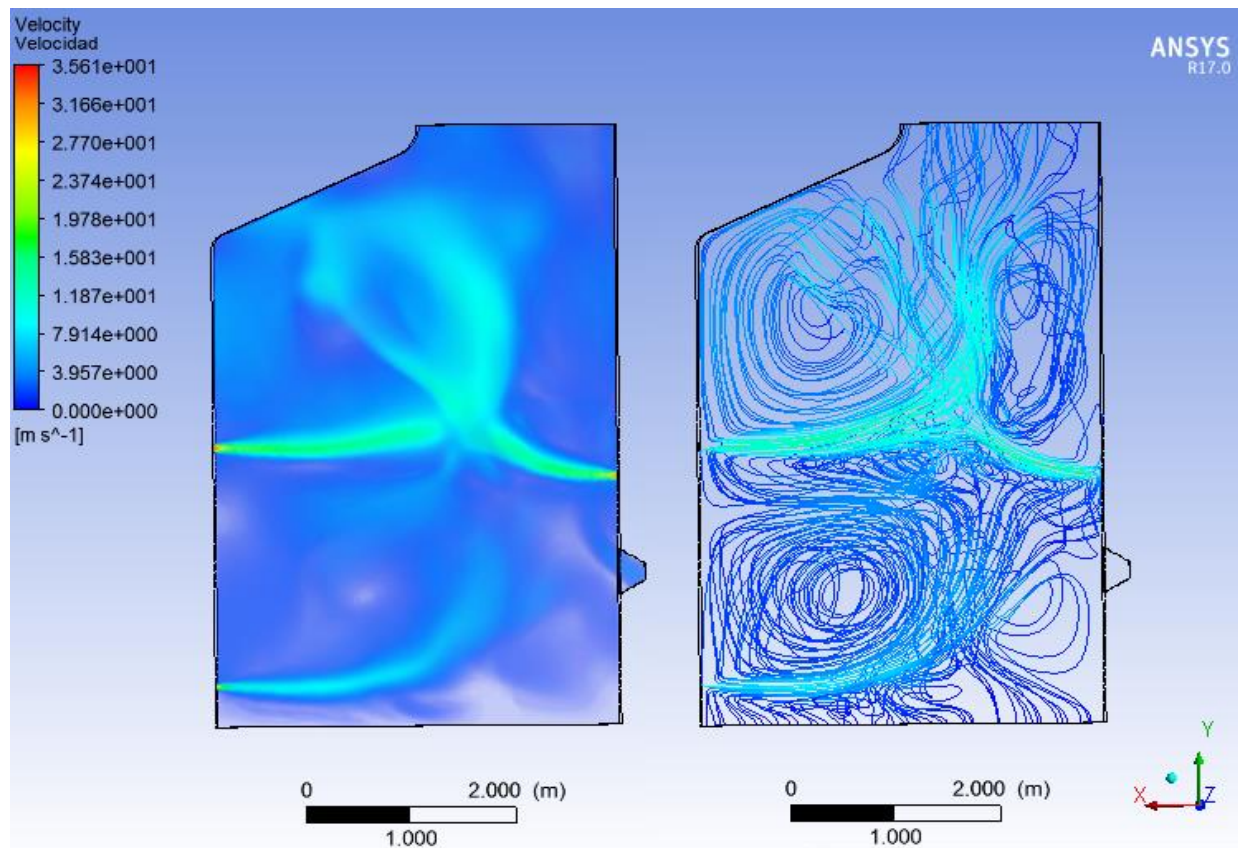


Figura 7. Contorno de velocidad para escenario A

En la figura 8, el OFA inferior en el escenario B muestra un mejor comportamiento, no interfiere con el aire neumático y el flujo de salida se observa más orientado hacia la superficie de salida; por lo tanto, en los siguientes escenarios simulados se definió 5% de OFA en las boquillas inferiores.

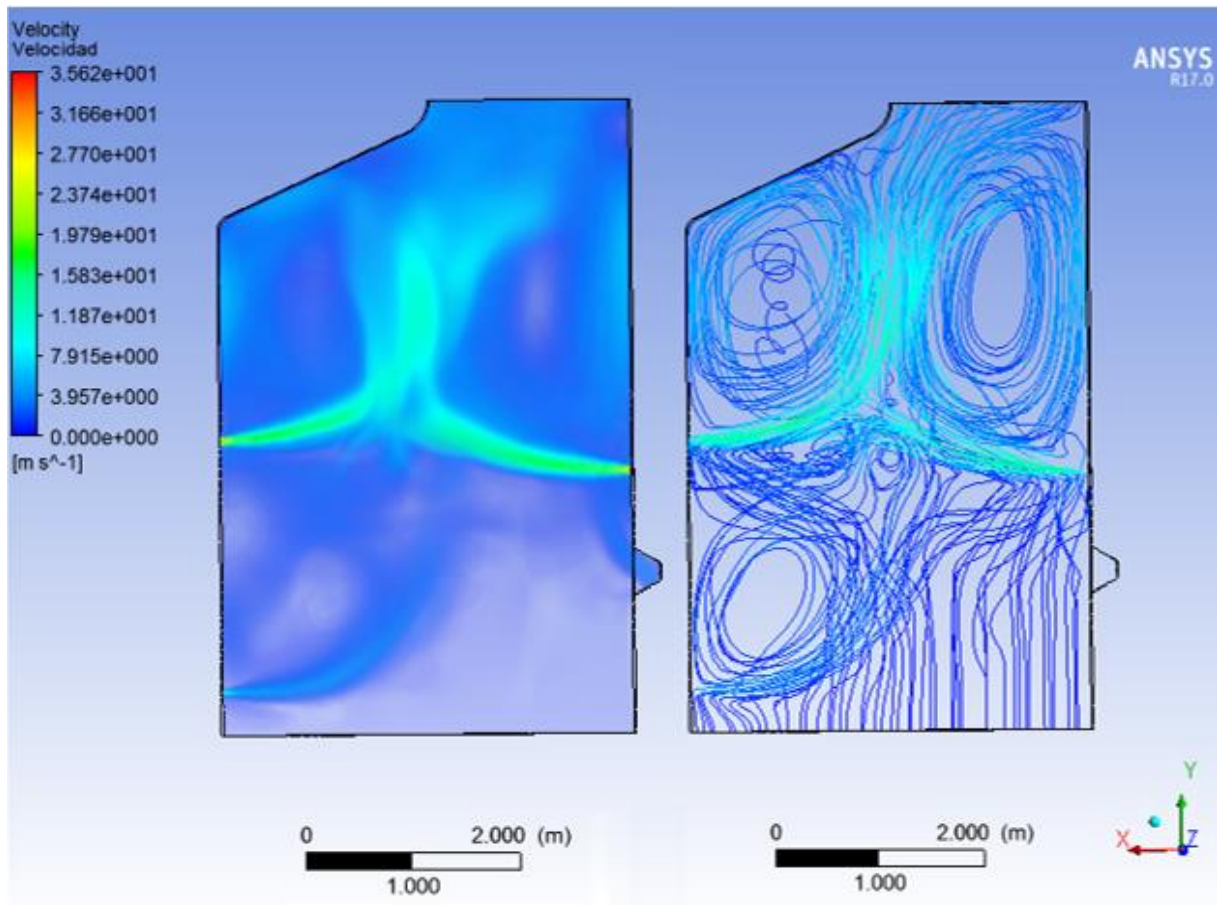


Figura 8. Contorno de velocidad para escenario B

En la tabla 15 se muestran los resultados de la simulación, para las configuraciones de aires correspondientes a los escenarios C, D y E. La velocidad de los escenarios cumple con el límite de velocidad de erosión. Al igual que para el OFA inferior, los diámetros de las boquillas superiores son fijas, por lo que la presión de entrada del fluido aumenta, conforme se incrementa la velocidad del flujo.

La presión de entrada del aire de sobrefuego favorece el fenómeno de turbulencia, lo cual incrementa el tiempo de contacto entre las partículas del combustible con el oxígeno del aire. La turbulencia en la zona superior es muy importante porque ayuda a que los volátiles se quemen, favoreciendo la combustión.

Al evaluar los ángulos de ataque del aire en los escenarios F a K, la magnitud de la velocidad no varía, y el cambio en la dirección del vector velocidad, no modificó la presión de entrada en más de 0.1 plg.H₂O, por lo que se consideró despreciable, y no se muestran los resultados de presión para los demás escenarios evaluados.

Tabla 15. Resultados de la simulación para el OFA superior

Escenario	Flujo másico (kg/s)	Velocidad (m/s)	Presión (plg.H₂O)
C	2.925	28.118	1.165
D	3.250	31.243	1.455
E	3.575	34.367	1.775

En la figura 9 se muestran los contornos de velocidad y líneas de corriente en el plano de simetría para los escenarios C, D y E, donde la entrada del OFA superior ingresa normal a la superficie. El escenario C tiene una buena distribución del aire en la parte superior, pero el OFA inferior presenta alta recirculación junto a la pared de la caldera. Este fenómeno es indeseable, porque los flujos preferentes no permiten la distribución homogénea del combustible y genera temperaturas altas en puntos específicos, dificultando la combustión y debilitando las superficies del hogar, por abrasión.

El escenario D tiene menor turbulencia en la parte superior derecha del horno, lo que disminuye el tiempo de residencia de las partículas; además, una parte del flujo está orientado hacia la nariz del hogar, cuando debería estar dirigido hacia la superficie de salida como se presenta en el escenario E, para que no se forme excesiva recirculación del fluido y sobrecalentamiento de la superficie.

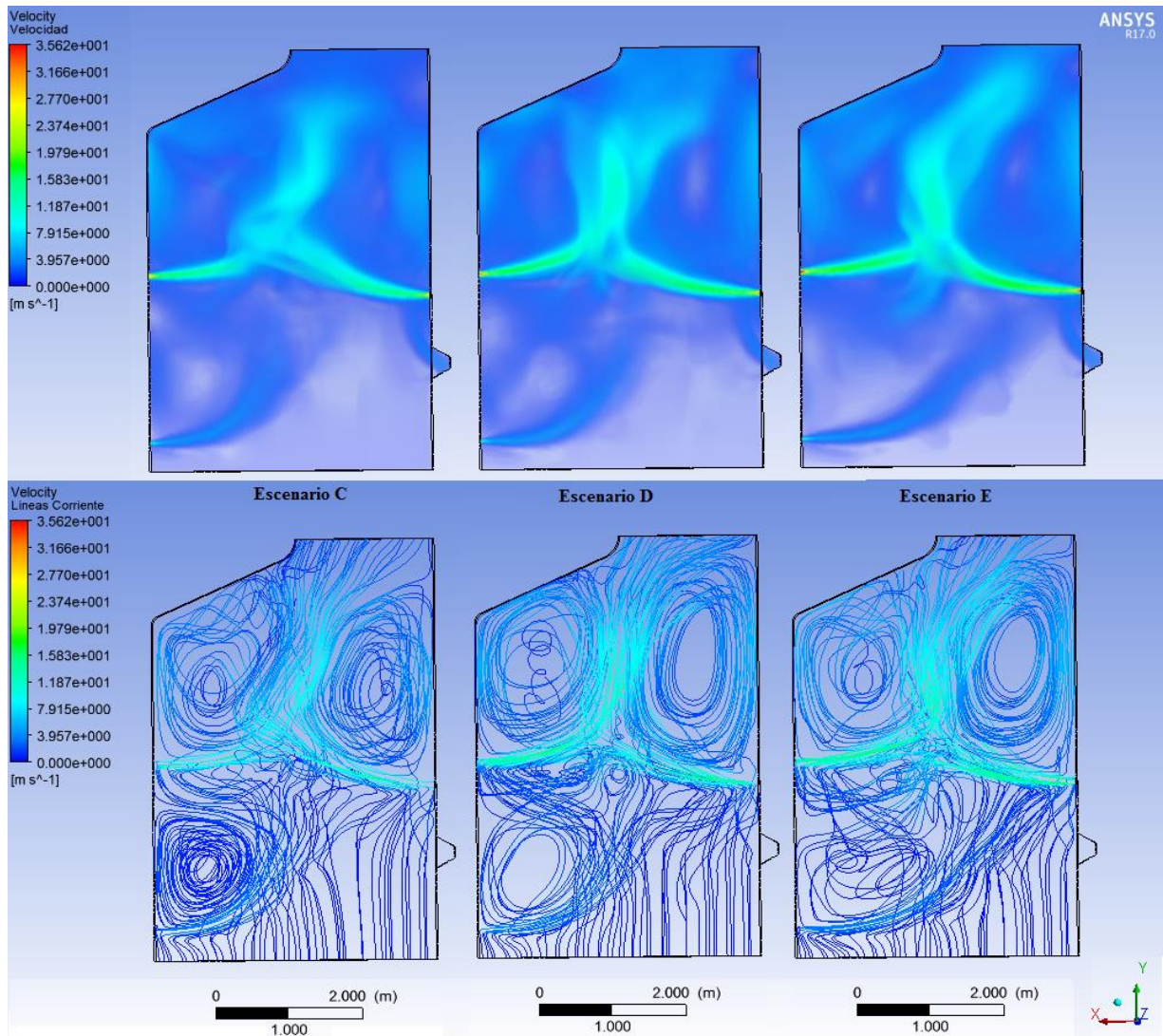


Figura 9. Contornos de velocidad para escenarios C, D y E

El escenario E muestra turbulencia aleatoria en la parte inferior, lo cual es bueno porque no afecta la recirculación. A medida que se incrementa el OFA superior se observa inclinación en el flujo de aire de sobrefuego inferior; esto se debe a que, si hay más aire en la zona media de la caldera, la presión aumenta en la zona baja. Ese efecto hace que el aire se oriente hacia la entrada de combustible como en el escenario A, inhibiendo el efecto del aire neumático, que como se mencionó anteriormente es importante, por lo que se descartó el escenario E.

Se evaluó la variación en el ángulo de ataque del OFA superior con la distribución de aires correspondientes a los escenarios C y D.

En la figura 10 se muestran los contornos de velocidad en el plano de simetría para 45% de OFA superior. A medida que el ángulo de inclinación es mayor, las velocidades del fluido en la parte superior son menores.

Se observa en el escenario F y H poca turbulencia en la parte superior izquierda. La velocidad del flujo en la superficie de salida de los escenarios F, G y H es baja, se encuentra entre 3 y 5 m/s, cuando debería ser entre 7 y 8 m/s, para que el flujo pueda avanzar hacia el banco de tubos de la caldera. Esto se debe a que, la velocidad del OFA superior y por ende la presión de entrada del flujo es insuficiente. Por las tanto, ninguno de estos escenarios es adecuado.

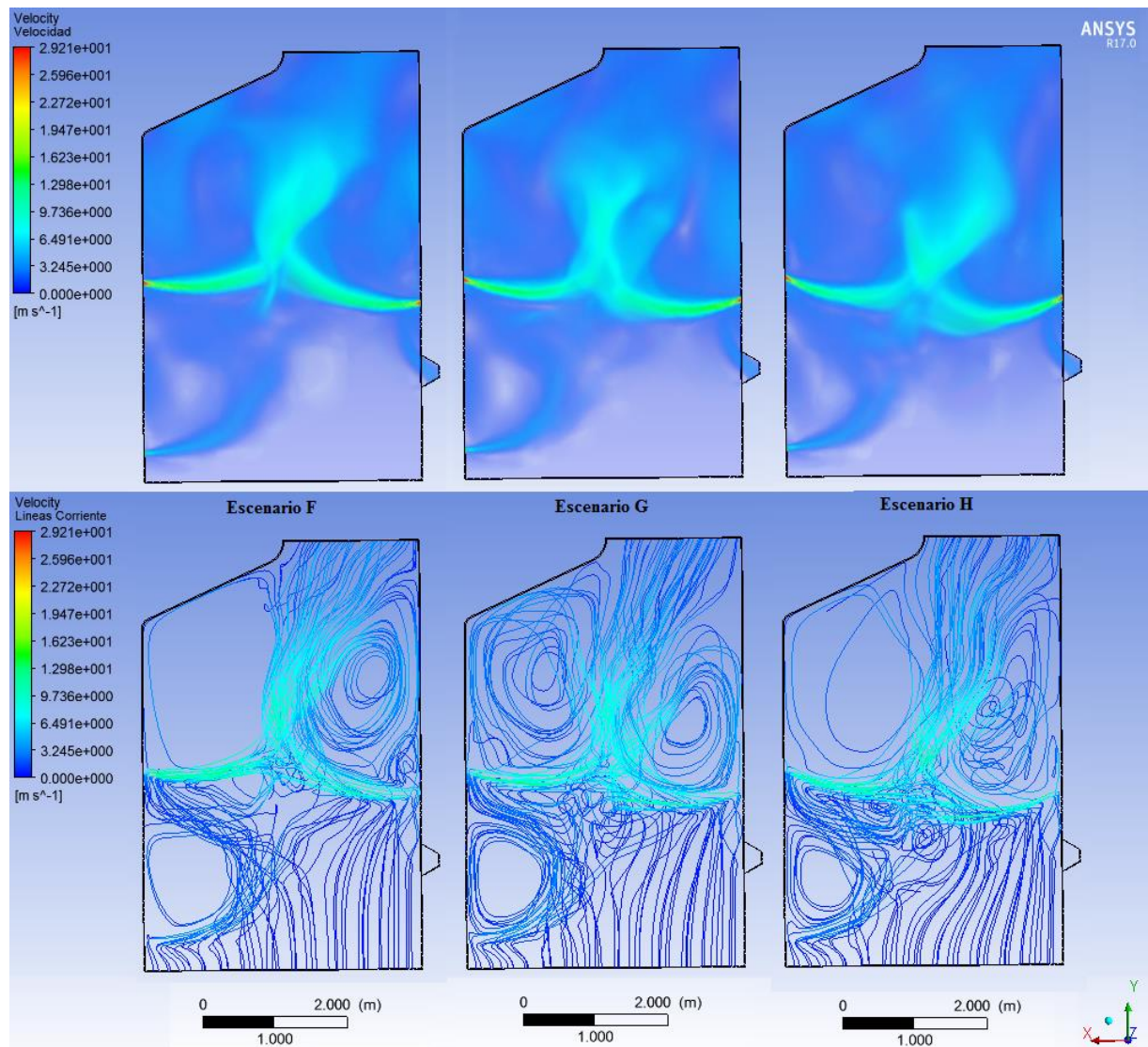


Figura 10. Contornos de velocidad para escenarios F, G y H

En la figura 11, el escenario I tiene una buena distribución de la turbulencia y el aire presenta dirección hacia la superficie de salida de los gases, alcanzando velocidades de 8 y 9 m/s, mientras que los escenarios J y K alcanzan velocidades entre 5 y 7 m/s. Las líneas de corriente del escenario J, no muestran buena uniformidad en la zona inferior, y el escenario K tiene baja turbulencia en la zona superior, debido a que la velocidad es menor por la inclinación del ángulo.

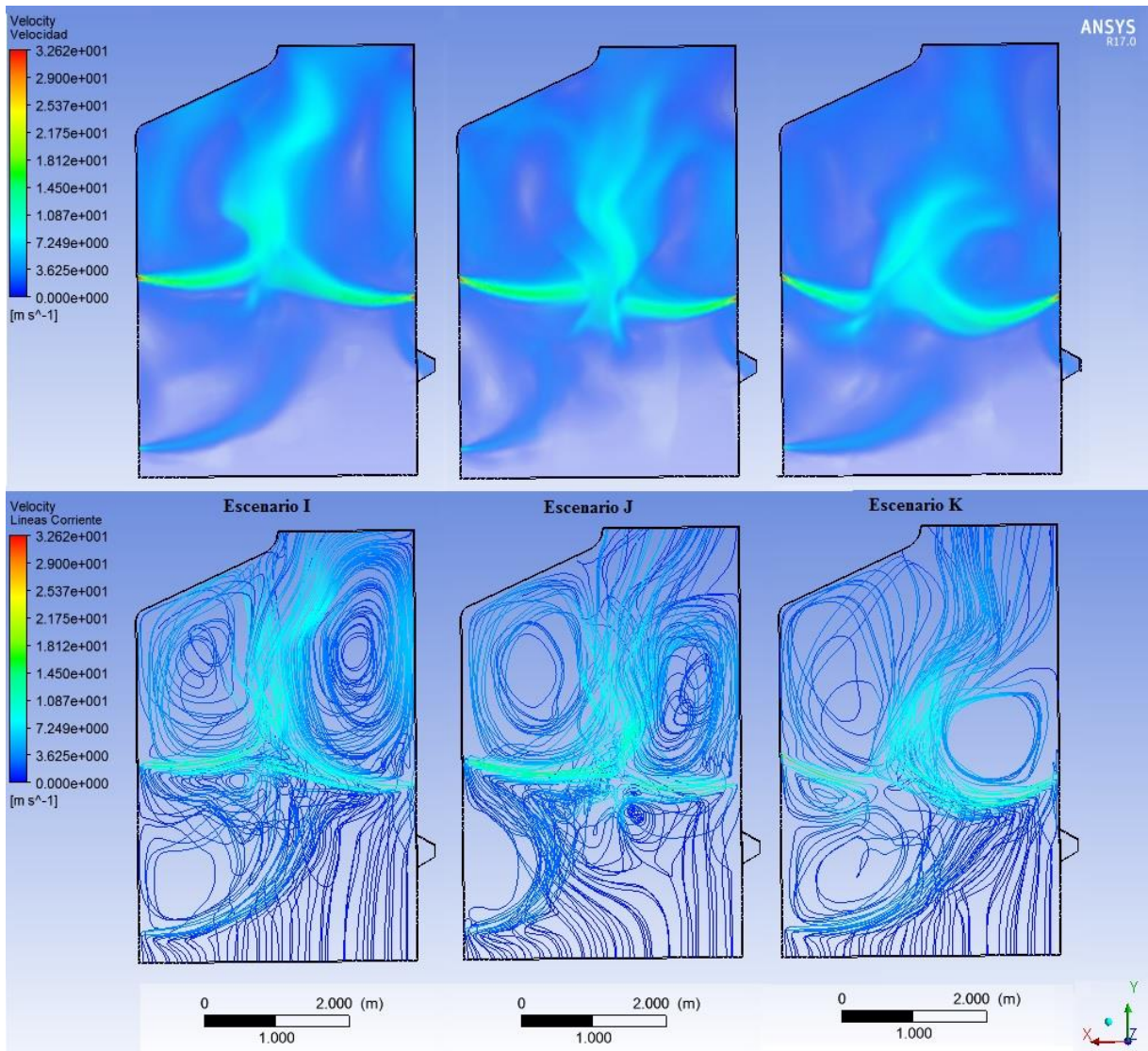


Figura 11. Contornos de velocidad para escenarios I, J y K

De acuerdo con esto, el escenario con la distribución de aires más favorable para la turbulencia es el escenario I, con 50% OFA superior, 5% OFA inferior, 10% aire neumático y 35% aire bajo parrilla. Tiene alta turbulencia en la parte superior sin excesiva recirculación lo que garantiza una buena interacción de las partículas de combustible con el aire de combustión, la dirección del aire orientada hacia la superficie de salida con una velocidad adecuada y la zona media de la caldera tiene una distribución homogénea de las líneas de corriente.

Los archivos de las simulaciones, se encuentran en el anexo 10.

4. CONCLUSIONES

- La cantidad de vapor de escape requerido para el funcionamiento de las marmitas, tacho y evaporadores es de 8.01 ton/h, suplido en su totalidad por la producción de la caldera, que es igual a 12 ton/h. Además, el vapor restante se convierte en energía eléctrica para abastecer la planta y vender a la red pública.
- La eficiencia térmica de la caldera fue de 64.77%. Las pérdidas más significativas fueron la humedad del combustible (16.90%) y la humedad formada por la combustión del hidrógeno (8.92%).
- La configuración de aires que favorece las condiciones de turbulencia en el hogar y distribución homogénea del fluido es: 50% OFA superior con una inclinación de -10° , 5% OFA inferior, 35% aire bajo parrilla y 10% aire neumático.
- El porcentaje de exceso de aire ayuda a completar la combustión, pero una gran cantidad afecta negativamente la eficiencia térmica de la caldera. Por cada 10% de exceso de aire disminuye la eficiencia en 0.5 puntos.
- La temperatura de los gases de chimenea debe ser tal, que supere la temperatura de rocío ácido para evitar la condensación de vapores en líquidos corrosivos, sin afectar la eficiencia térmica. Por cada 10°C de aumento en la temperatura de salida de los gases disminuye la eficiencia en 0.5 puntos.
- Se determinó una distribución de 14 boquillas de 2 plg. para el OFA inferior en la parte frontal de la caldera, y 28 boquillas de 3 plg. para el OFA superior ubicadas en la parte frontal y posterior de la caldera.
- El análisis de calidad de los elementos de la malla y la evaluación de convergencia de la solución, es indispensable para garantizar que los resultados sean independientes de la discretización de la malla.
- La proporción del OFA inferior se estableció en 5% del aire total, con velocidad de 13.768 m/s y presión igual a 0.212 plg. H_2O , para ayudar a quemar las partículas de bagazo remanentes en la parrilla sin interferir con el flujo de aire neumático.

- Entre mayor sea la inclinación en la entrada del OFA, la velocidad de los gases de salida disminuye. Este efecto aumenta el tiempo de residencia de los gases en los equipos posteriores de la caldera, como banco de tubos, economizador, entre otros; lo cual puede provocar desgaste y erosión en las superficies.
- La velocidad del OFA superior y por ende la presión de entrada del aire, debe ser suficiente para ingresar completamente hasta el interior del hogar y permitir que el flujo de salida alcance velocidades entre 8 y 10 m/s, continuando la trayectoria en el circuito de la caldera.
- La simulación mediante CFD es una herramienta muy útil que permite predecir el comportamiento de la turbulencia de los flujos que ingresan a la caldera, sin incurrir en gastos. Además, permite realizar mejoras en el diseño de distribución de aires del hogar, siendo un gran aporte para la industria.

REFERENCIAS

- Álvarez, L., Yin, C., Riaza, J., Pevida, C., Pis, J. J., & Rubiera, F. (2014). Biomass co-firing under oxy-fuel conditions: A computational fluid dynamics modelling study and experimental validation. *Fuel Processing Technology*, 120, 22–33.
- Amado, E., Villamizar, C., & Martínez, M. (2014). The effect of biomass moisture on heat combustion from sugarcane bagasse and waste corn cob. *Centro de Investigaciones CIMPA*, 1–5.
- American Petroleum Institute. (2000). API RP 14E: Recommended practice for design and installation of offshore production platform piping systems. Washington, United States.
- ANSYS Inc. (2013). ANSYS Fluent User's Guide. Canonsburg, PA, United States.
- Arshad, M., & Ahmed, S. (2016). Cogeneration through bagasse: A renewable strategy to meet the future energy needs. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 732–737.
- ASME. (2008). PTC 4: Fired Steam Generators. New York, United States.
- ASOCAÑA. (2016). El sector azucarero colombiano en la actualidad. Recuperado Julio 10, 2016, de <http://www.asocana.org/publico/info.aspx?Cid=215>
- Backreedy, R. I., Fletcher, L. M., Jones, J. M., Ma, L., Pourkashanian, M., & Williams, A. (2005). Co-firing pulverised coal and biomass: A modeling approach. *Proceedings of the Combustion Institute*, 30 II, 2955–2964.
- Bragato, M., Joshi, K., Carlson, J. B., Tenório, J. A. S., & Leventis, Y. A. (2012a). Combustion of coal, bagasse and blends thereof: Part I: Emissions from batch combustion of fixed beds of fuels. *Fuel*, 96, 43–50.
- Bragato, M., Joshi, K., Carlson, J. B., Tenório, J. A. S., & Leventis, Y. A. (2012b). Combustion of coal, bagasse and blends thereof: Part II: Speciation of PAH emissions. *Fuel*, 96, 51–58.

Buchmayr, M., Gruber, J., Hargassner, M., & Hochenauer, C. (2016). A computationally inexpensive CFD approach for small-scale biomass burners equipped with enhanced air staging. *Energy Conversion and Management*, 115, 32–42.

Cabrera C, G., Madriñan M, S., & Muñoz M, D. (2013). Evaluation the rates of energy conversion in the production of biomass fuel gas. *Biotecnología En El Sector Agropecuario Y Agroindustrial*, 2(2), 118–126.

CEN. (2003). BS EN 12952: Water-tube boilers and auxiliary installations. Unión Europea.

Cengel, Y., & Boles, M. (2012). Tablas de propiedades, figuras y diagramas. In McGraw-Hill S.A. (Ed.), *Termodinámica* (Séptima, pp. 907–956). México.

CENICAÑA. (2016). Boletines diarios de la Red Meteorológica Automatizada - RMA. Recuperado Julio 10, 2016, de http://www.cenicana.org/clima_/boletin_meteoro_diario.php

Centeno-González, F. O., Silva Lora, E. E., Villa Nova, H. F., Mendes Neto, L. J., Martínez Reyes, A. M., Ratner, A., & Ghamari, M. (2017). CFD modeling of combustion of sugarcane bagasse in an industrial boiler. *Fuel*, 193, 31–38.

Copete, H., Amell, A., & Cadavid, F. (2008). Numerical simulation of high speed combustion chamber using two fuel injection configurations, 156, 109–120.

Dahot, M. U., Khan, M. Y., Xu, J. H., & Rafiq, M. (2013). Usage of sugar cane bagasse as an energy source for the production of lipase by *Aspergillus Fumigatus*. *Pak.J.Bot.*, 45(1), 279–284.

Dantas, G. A., Legey, L. F. L., & Mazzone, A. (2013). Energy from sugarcane bagasse in Brazil: An assessment of the productivity and cost of different technological routes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 21, 356–364.

Diez, O. A., Cárdenas, G. J., & Mentz, L. F. (2010). Poder calorífico superior de bagazo , médula y sus mezclas, provenientes de la caña de azúcar de Tucumán , R . Argentina. *Revista Industrial Y Agrícola de Tucumán*, 87(1), 29–38.

- Dixon, T. F., Mann, A. P., Plaza, F., & Gilfillan, W. N. (2005). Development of advanced technology for biomass combustion - CFD as an essential tool. *Fuel*, 84(10), 1303–1311.
- Dong, W. (2000). *Design of advanced industrial furnaces using numerical modeling method*. Royal Institute of Technology.
- Evans, A., Strezov, V., & Evans, T. J. (2010). Sustainability considerations for electricity generation from biomass. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(5), 1419–1427.
- Gómez, J. (2011). *Comparación de dos métodos para el cálculo del rendimiento de calderas: código ASME PTC-4 Y estándar EN 12952-15*. Centro Politécnico Superior de la Universidad de Zaragoza.
- Hong, L., Warren, R., Gregory, P., & Ripa, B. (2008). Comprehensive study of biomass particle combustion. *Energy Fuels*, 22(4), 2826–2839.
- Jones, J. C. (2005). Commentary on the combustion properties of bagasse. *Fuel*, 84(9), 1171–1172.
- Kiatkittipong, W., Wongsuchoto, P., & Pavasant, P. (2009). Life cycle assessment of bagasse waste management options. *Waste Management*, 29(5), 1628–1633.
- Levendis, Y. A., Joshi, K., Khatami, R., & Sarofim, A. F. (2011). Combustion behavior in air of single particles from three different coal ranks and from sugarcane bagasse. *Combustion and Flame*, 158(3), 452–465.
- Lu, H., Ip, E., Scott, J., Foster, P., Vickers, M., & Baxter, L. L. (2010). Effects of particle shape and size on devolatilization of biomass particle. *Fuel*, 89(5), 1156–1168.
- Lucuara, J., Mosquera, V., Ospina, A. F., Cobo, D., Gómez, A., & Gil, N. (2014). Evaluación estequiometrica de la combustión y la distribución de aires en la eficiencia térmica de calderas bagaceras, 1–9.

Martín, J., & Santos, T. (2015). *Simulación CFD del proceso de combustión en un quemador con prerrotación*. Universidad de Valladolid.

McKendry, P. (2002). Energy production from biomass (part 1): Overview of biomass. *Bioresource Technology*, 83(1), 37–46.

Menghini, D., Marra, F. S., Allouis, C., & Beretta, F. (2008). Effect of excess air on the optimization of heating appliances for biomass combustion. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32(7), 1371–1380.

Miltner, M., Jordan, C., & Harasek, M. (2015). CFD simulation of straight and slightly swirling turbulent free jets using different RANS-turbulence models. *Applied Thermal Engineering*, 89, 1117–1126.

Narayanan, K. V., & Natarajan, E. (2007). Experimental studies on cofiring of coal and biomass blends in India. *Renewable Energy*, 32(15), 2548–2558.

Ortiz, D. C., Sabogal, J., & Hurtado, E. (2012). Una revisión a la reglamentación e incentivos de las energías renovables en Colombia. *Facultad de Ciencias Económicas: Investigación Y Reflexión*, 20 (2), 55–67.

Pandey, A., Soccol, C., Nigam, P., & Soccol, V. (2000). Biotechnological potential of agro-industrial residues. I: Sugarcane bagasse. *Bioresour. Technol.*, 74, 69–80.

Pérez-Jeldres, R., Cornejo, P., Flores, M., Gordon, A., & García, X. (2016). A modeling approach to co-firing biomass/coal blends in pulverized coal utility boilers: Synergistic effects and emissions profiles. *Energy*, 120, 663–674.

Quispe, C., Saavedra, R., & Rispoli, F. (2014). Análisis y solución numérica de la proporción y variación de aire secundario en una cámara de combustión de bagazo. *Ingenius*, (12), 35–39.

Ramajo-Escalera, B., Espina, A., García, J. R., Sosa-Arno, J. H., & Nebra, S. A. (2006). Model-free kinetics applied to sugarcane bagasse combustion. *Thermochimica Acta*, 448(2), 111–116.

Rein, P. (2012). Evaporación. In B. Verlag (Ed.), *Ingeniería de la caña de azúcar* (2nd ed., pp. 235-367-778). Berlín, Alemania.

Rodriguez, C., & Manglano, C. E. (2015). *Simulación numérica de la estela tras un cuerpo de base roma a números de Reynolds altos: la influencia de los modelos de turbulencia*. Universidad Carlos III de Madrid.

Saastamoinen, J., Aho, M., Moilanen, A., Sørensen, L. H., Clausen, S., & Berg, M. (2010). Burnout of pulverized biomass particles in large scale boiler – Single particle model approach. *Biomass and Bioenergy*, 34(5), 728–736.

Sahu, S. G., Chakraborty, N., & Sarkar, P. (2014). Coal-biomass co-combustion: An overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 39, 575–586.

Sánchez, Z., García, H. R., & Mendieta, O. A. (2013). Effect of primary air preheating and moisture sugarcane bagasse during fixed bed combustion. *Corpoica*, 14 (1)(2), 5–16.

Shiehnejadhesar, A., Schulze, K., Scharler, R., & Obernberger, I. (2013). A new innovative CFD-based optimisation method for biomass combustion plants. *Biomass and Bioenergy*, 53, 48–53.

Silva, E. (2003). *Calderas de vapor y cogeneración en la industria azucarera*. Brasil.

Sosa-arnao, J. H., Modesto, M., Nebra, S. A., Box, P. O., & Mori, R. S. (2013). Two Proposals to determine the efficiency of bagasse boiler. *Proceedings of 6th International Congress on Distributed Generation and Energy in Rural Environments*, 2–9.

Srirangan, K., Akawi, L., Moo-Young, M., & Chou, C. P. (2012). Towards sustainable production of clean energy carriers from biomass resources. *Applied Energy*, 100, 172–186.

Tajadura, R. B. (2005). *Turbulencia*. Asturias, España.

Teixeira, F. N., & Lora, E. S. (2004). Experimental and analytical evaluation of NOX emissions in bagasse boilers. *Biomass and Bioenergy*, 26(6), 571–577.

The Backcock & Wilcox Company. (2005). Combustion. In J. . Kitto & S. . Stultz (Eds.), *Steam it's generation and use* (41st ed., pp. 1–25). Ohio, United States.

Van Loo, S., & Koppejan, J. (2015). *The handbook of biomass combustion & co-firing. Statewide Agricultural Land Use Baseline 2015* (Vol. 1). London: Earthscan.

Velásquez, H. I., Chejne, F., & Agudelo, A. F. (2004). Diagnóstico energético de los procesos productivos de la panela en Colombia, 4–13.

Wang, Y., & Yan, L. (2008). CFD studies on biomass thermochemical conversion. *International Journal of Molecular Sciences*, 9(6), 1108–1130.

Warzecha, P., & Boguslawski, A. (2014). Simulations of pulverized coal oxy-combustion in swirl burner using RANS and LES methods. *Fuel Processing Technology*, 119, 130–135.

Wilcox, D. C. (1998). *Turbulence modeling for CFD*. La Canada, California, USA.

Woodfield, P. L., Kent, J. H., & Dixon, T. F. (2000). Computational modelling of combustion instability in bagasse-fired furnaces. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 21(1), 17–25.