

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK

FACULTAD DE CIENCIAS AMBIENTALES

Trabajo de fin de Carrera Titulado:

Diseño y construcción de un equipo generador de CO₂ que utiliza GLP para la producción de biomasa para su posterior uso en la industria energética.

Realizado por:

MARCO GERMÁN TAPIA MORA

Director del proyecto:

Ing. Rodolfo Jefferson Rubio Aguiar.

Como requisitos para la obtención del título de:

INGENIERO QUÍMICO INDUSTRIAL

Quito, 30 de julio de 2017

DECLARACIÓN JURAMENTADA

Yo, MARCO GERMÁN TAPIA MORA, con cédula de identidad #1721448536, declaro bajo juramento que el trabajo aquí desarrollado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración, cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

FIRMA Y CEDULA

DECLARATORIA

El presente trabajo de investigación titulado:

Diseño y construcción de un equipo generador de CO₂ que utiliza GLP para la producción de biomasa para su posterior uso en la industria energética.

Realizado por:

MARCO GERMÁN TAPIA MORA

Como Requisito para la Obtención del Título de:

INGENIERO QUÍMICO INDUSTRIAL

Ha sido dirigido por el profesor

RODOLFO JEFFERSON RUBIO AGUIAR

Quien considera que constituye un trabajo original de su autor

FIRMA

PROFESORES INFORMANTES

Los Profesores Informantes:

WALBERTO GALLEGOS

JOHANNA MEDRANO

Después de revisar el trabajo presentado,

Lo han calificado como apto para su defensa oral ante

el tribunal examinador

FIRMA

FIRMA

Quito, 30 de julio de 2017

DEDICATORIA

Para mi papá, mamá y hermanas.

AGRADECIMIENTO

Al tutor y a quienes han aportado para el desarrollo de este proyecto.

16/05/2017 9:11:47

Para someter a: *Rev. Int. Biocombustibles y Energías Alternativas*
To be submitted : *Rev. Int. Biocombustibles y Energías Alternativas*

Diseño y construcción de un equipo generador de CO₂ que utiliza GLP para la producción de biomasa para su posterior uso en la industria energética.

Marco Tapia¹, Rodolfo Rubio^{1*}

¹ Universidad Internacional SEK, Facultad de Ciencias Naturales y Ambientales, Quito, Ecuador.16/05/2017 9:12:27 *AUTOR DE CORRESPONDENCIA: Ing. Rodolfo Rubio, Universidad Internacional SEK, Facultad de Ciencias Naturales y Ambientales, Quito, Ecuador.

Telefono: +593 98 790 5726; email: Rodolfo.rubio@uisek.edu.ec

RESUMEN

La demanda de energía a nivel mundial incrementa el agotamiento de combustibles fósiles generando grandes emisiones de gases de efecto invernadero, por lo que se investiga nuevas tecnologías capaces de mitigar la generación de CO₂ y la dependencia de combustibles fósiles. Por tal razón, la presente investigación propone el diseño, construcción y funcionamiento de un Sistema generador de CO₂ capaz simular un proceso real de atrapamiento de gases de combustión en la fuente, para de proveer CO₂ de forma continua y segura a una temperatura menor a 30° C en un fotobiorreactor con microalgas para la producción de biomasa. El desarrollo del diseño consta de un combustor, un intercambiador de calor y una torre de enfriamiento basados en conceptos de transferencia de calor, energía y masa, mediante las ecuaciones de diseño propias de cada operación unitaria. Se obtuvieron resultados favorables tras el funcionamiento, la combustión de GLP en el combustor genera entre 1726 a 7760 kJ/h, el sistema completo posee la capacidad de proveer continuamente entre 89 y 400 g/h de CO₂, a una temperatura menor a 30°C óptima para la producción de biomasa a partir de microalgas.

Palabras Clave: combustor, generación de CO₂, biomasa, GLP, intercambio de calor.

ABSTRACT

Demand of worldwide energy has increased the fossil fuels depletion and in turn has generated a large emission of greenhouse, the new investigation tendencies look in to technologies that allows generation of green energy without dependence on fossil fuels. This study propose the design, construction and operation of a CO₂ generator system to simulate a real process of gas capture on site, with facility to supply carbon dioxide continuously and safely to a photo bioreactor with microalgae for production Of biomass. The design

development consists in a combustor, a heat exchanger and a cooling tower based on concepts of heat transfer, energy and mass. Favorable results were obtained after operation, combustion of LPG in the combustor generates between 1726 and 7760 kJ/h, and the complete system has the capacity to supply between 89 and 400 g/h of CO₂, at a temperature below 30 ° C.

Keywords: Biomass, Boiler, Heat exchanger, LPG, Cooling tower, Carbon dioxide.

INTRODUCCIÓN

La generación de gases de efecto invernadero representa seria dificultad para las futuras generaciones por su íntima relación con el calentamiento global y el cambio climático; según el panorama mundial de la energía (International Energy Agency 2009) se espera un aumento de 40 Gt CO₂ a 53 Gt CO₂ para el 2020.

Hoy en día las tendencias ambientales han fijado su rumbo en el uso de energías renovables, por ejemplo, hidroeléctrica, solar, eólica, biomasa, con la finalidad de disminuir y mitigar el cambio climático (Sawin 2016). La producción de biocombustibles procedentes de biomasa representa una alternativa potencial frente a los tradicionales combustibles fósiles, ya que estos pueden ser utilizados como fuente de energía en la industria, con posibilidad de minimizar las emisiones de gases de efecto invernadero (Romero Salvador 2010).

Según (IPCC 2010) en el Reporte especial de captura y almacenamiento de CO₂ existen diversas formas de reducción este gas en la atmósfera: desarrollo de eficiencia energética en procesos industriales, aumento de fuentes de energía de baja emisión, captura y secuestro de CO₂, secuestro de dióxido de carbono en sumideros naturales o biológicos, entre otros (Martínez 2012).

El uso de la vía biológica para el atrapamiento de CO₂ ha sido estudiado a nivel de plantas, macroalgas y microalgas, siendo las últimas una opción de gran interés debido a su capacidad

de generar biomasa eliminando directamente dióxido de carbono proveniente de gases de combustión sin necesidad de grandes extensiones de superficie para obtener altos volúmenes de producto (Hernández et al. n.d.).

La posibilidad de la captura de CO₂ in situ mediante el uso de dichos microorganismos puede ser proyectada a los grandes focos de generación de este gas de efecto invernadero, tales como plantas termoeléctricas, equipos generadores de vapor, donde se queman elevadas cantidades de combustibles fósiles. Por ello se analiza lo siguiente: ¿Es factible el diseño y construcción un sistema de generación de CO₂ a escala piloto para la alimentación continua y segura de gases de combustión fríos, bajo condiciones de temperatura menores a 30°C y 15 psi?

Para responder a la hipótesis planteada el presente proyecto plantea la necesidad de diseñar y construir un sistema generador de CO₂, que en base a la combustión de GLP posea la capacidad de suministrar dióxido de carbono a una temperatura menor a 30°C y un caudal máximo de 400 g/h de manera continua a un fotobiorreactor con microalgas. Con la respectiva obtención de datos reales referentes al proceso de combustión de GLP. Además se planea el funcionamiento del equipo con arranques reproducibles y seguros.

Para ello se materializado la idea de un sistema que comprende, en principio un combustor dotado de una cámara de enfriamiento, el cual alberga la quema de GLP, seguido de un intercambiador de calor y una torre de enfriamiento capaces de disminuir la temperatura de los gases de combustión (CO₂), estos gases alimentan un fotobiorreactor con la finalidad de llevar a cabo una captura in situ mediante vía biológica a través de microalgas.

Combustión

La combustión es un proceso de oxidación rápida, donde reacciona el oxígeno como comburente y el carbono e hidrógeno como combustible. El poder calorífico del combustible

es la cantidad de calor que se desprende cuando el combustible se quema. Existen varios tipos de combustión, incompleta, cuando no se logra quemar todo el combustible por falta de oxígeno o por una deficiente mezcla aire-combustible y combustión completa, cuando todo el carbono presente en el combustible se oxida, generando dióxido de carbono (Renedo 2014).

Calderas

Para utilizar el fenómeno descrito se han diseñado equipos capaces de transferir la energía liberada en forma de calor, generalmente destinado al calentamiento de fluidos y generación de vapor mediante fenómenos de transferencia de calor, estos equipos se conocen como calderas o combustores, poseen básicamente tres espacios, un hogar, una cámara de agua y una cámara de vapor (Hernández Cabrera 2013), el hogar también es conocido como cámara de combustión, este actúa en cierta forma como reactor, capaz de albergar la reacción de combustión donde la llama fluye a través de las paredes. Este proceso se ha vuelto cada vez más eficiente con la finalidad de simular una combustión de tipo estequiométrica, ya que a nivel industrial es difícil llegar a tal nivel. (Brizuela 2015).

Quemadores a gas

Existen distintos mecanismos de combustión que dependen del tipo de combustible usado en la operación, sólido, líquido y gaseoso. Estos poseen la finalidad de obtener el mayor rendimiento energético y económico del combustible usado; cuando el combustible es gaseoso se forma un sistema de mezcla homogénea que facilita la combustión, en el caso del GLP se ha optado por el uso de quemadores que constan de un válvula reguladora de flujo de gas, un inyector de combustible, espacios para la entrada de aire y una cámara donde se da la mezcla aire – combustible, el combustible circula a través dicha válvula hacia el inyector, posteriormente el aire entra de manera perpendicular al eje del equipo donde se encuentra la cámara que alberga la mezcla aire combustible (Brizuela 2015).

Transferencia de calor

Se entiende por transferencia de calor al paso de la energía calorífica entre una zona de temperatura alta a una zona de baja temperatura, este proceso da lugar a un cambio de entropía que se estabiliza cuando se alcanza un estado de equilibrio térmico. Este fenómeno de transferencia de energía es estudiado mediante estados de equilibrio en los cuales debe existir un gradiente mínimo de temperaturas entre dos cuerpos. El calor se puede transferir en tres modos diferentes: conducción, convección y radiación (Domingo 2011).

Conducción

Es un fenómeno impulsado por el contacto directo de las moléculas entre un cuerpo de temperatura elevada hacia uno de menor temperatura, existe una relación entre la velocidad de transferencia térmica y la distribución de las temperaturas en el cuerpo, se encuentra determinada por la Ley de Fourier y depende de la geometría y las propiedades de los materiales de dichos cuerpos(Çengel 2007).

$$q = -k A \frac{dT}{dx}$$

Donde:

A = Área de transferencia de calor (m²) K = Conductividad térmica del material
(W/m[°]K)

dT/dx = Gradiente de temperatura

Convección

Consiste en el transporte de calor entre cuerpos con diferentes temperaturas, este intercambio de energía viene dado por fluidos que pueden ser gases o líquidos, la convección puede ser

natural o libre, cuando el fenómeno se encuentra bajo la influencia la fuerza gravitacional; también puede ser forzado cuando alguna fuerza motriz externa impulsa los fluidos generando una mayor fracción de calor transferido (Domingo 2011). Ambos fenómenos pueden ser evaluados mediante la Ley de Newton del enfriamiento (Çengel 2007):

$$q = h A (T_2 - T_1)$$

Donde:

h = coeficiente de convección ($W/m^2 \cdot K$) A = Superficie que entrega calor (m^2)

Radiación

Se entiende por transferencia de calor por radiación a un fenómeno que sucede cuando un cuerpo intercambia calor con el medio mediante emisión de energía por ondas electromagnéticas, todo cuerpo negro posee la capacidad de emitir energía a una magnitud proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta, en un campo de longitud de onda inversamente proporcional a la temperatura absoluta del cuerpo (Ramos 2004):

$$q = \epsilon \sigma AT^4$$

Donde:

ϵ = Emisividad σ = Constante Stefan – Boltzmann ($5,6 \cdot 10^8$) ($W/m^2 \cdot K^4$)

Intercambiadores de calor

El concepto de intercambio de calor puede ser aplicado a cualquier tipo de equipo donde se intercambia energía entre dos corrientes de un proceso, los intercambiadores son equipos de amplio uso en el campo de la industria que facilitan la transferencia de calor de un fluido a otro, cumplen funciones como calentamiento, enfriamiento, condensación, ebullición de fluidos (Towler and Sinnott 2008). Existen varios tipos de intercambiadores de calor los cuáles varían en su disposición, material de construcción, funcionamiento pero poseen características comunes, razón por la cual se ha optado por una clasificación en base a su

operación y la dirección relativa que toman los fluidos dentro del equipo: flujo paralelo, cuando el flujo interno y externo fluye en igual dirección; flujo cruzado, cuando uno de los fluidos fluye perpendicularmente al fluido de servicio y contraflujo, cuando los dos fluidos se mueven en sentido contrario (Ibarra 2013).

Intercambiadores de tubo y carcasa

Es el equipo más representativo y común dentro de la industria, posee resistencia ante la operación con presiones medianas y altas, facilidad de limpieza, gran área superficial destinada al intercambio de calor, métodos de diseño bien establecidos, entre otros (Towler and Sinnott 2008), pueden ser clasificados mediante el número de pasos por la carcasa y por los tubos, además las especificaciones de fabricación están normalizadas en los estándares TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*)(Carrero 2008).

Torres de enfriamiento

Es un equipo usado para enfriar un fluido, extrayendo calor mediante evaporación o convección, básicamente el procedimiento consiste en la introducción de agua en la parte superior, la misma que al caer entra en contacto con un fluido gaseoso que es introducido en la parte inferior, dando lugar a un fenómeno de transferencia de calor y masa (Mendoza et al. 2016).

Las torres de enfriamiento poseen estructuras principales: Carcasa y estructura: es la forma estructural que soporta la operación y la instrumentación necesaria para ello (Restrepo 2011).

Platos o relleno: se usan rellenos o platos que mejoran la transferencia de calor debido a un mayor contacto entre el agua y el gas (Restrepo 2011). Reservorio de agua fría: Es el área del

fondo de la torre destinado a recibir el agua que ha pasado por el contacto con el gas a mayor temperatura (Restrepo 2011).

Una torre de enfriamiento debe tener capacidad referente al intercambio de calor entre el agua y el fluido gaseoso en kJ/h debido a la velocidad de flujo del agua, diferencia de temperaturas y calor específico (Mendoza et al. 2016).

MATERIALES Y MÉTODOS:

Cámara de combustión

El diseño se desarrolló en base a la siguiente metodología:

El Cálculo de la capacidad calorífica para mezclas de gases de combustión en función de la temperatura, se realizó con la finalidad obtener mayor exactitud en el diseño. Se ha optado por el uso de ecuaciones empíricas que comprenden la influencia de los cambios de temperatura en un proceso de ingeniería real:

$$Cp^{\circ} = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad Ec. (1)$$

Donde, a , b , c , d , son constantes para la expansión polinómica de tercer orden, T , T^2 , T^3 , representan cambios polinómicos de temperatura (Rodríguez 1990).

La capacidad calorífica de una mezcla de i componentes, se resuelve utilizando la siguiente expresión, que permite obtener un valor adecuado para el presente diseño:

$$Cp_{mezcla} = \sum (x_i a_i + x_i b_i T + x_i c_i T^2 + x_i d_i T^3) \quad Ec. (2)$$

Donde, a_i , b_i , c_i , d_i , son constantes de la ecuación para el componente i , x_i es la fracción molar de componente i y T es la temperatura (Rodríguez 1990).

Según la ley de enfriamiento de Newton:

$$Q = U * A * \Delta T \quad Ec. (3)$$

Donde, U es el coeficiente global de transferencia de calor, A representa el área y ΔT es la variación de temperatura, la cual es reemplazada por la diferencia media efectiva de

temperaturas, que determina la fuerza impulsora de transferencia de calor o el flujo de calor disponible para el intercambio:

$$LMDT = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad Ec. (4)$$

$$Q = U * A * LMDT \quad Ec. (5)$$

El coeficiente global U representa la resistencia térmica entre fluidos fríos y calientes (Fernández 2008), depende de varios coeficientes individuales propios de la naturaleza y propiedades de los fluidos, se expresa según la siguiente expresión:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{H_{od}} + \frac{d_o \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i} * \frac{1}{h_{id}} + \frac{d_o}{d_i} * \frac{1}{h_i} \quad Ec. (6)$$

Donde, h_o y h_i son coeficientes de película externa e interna respectivamente, H_{od} y H_{id} representan coeficientes de suciedad, K_w es la conductividad térmica del material, d_i y d_o diámetros interno y externo (Towler and Sinnott 2008).

El coeficiente de película h_i , representa la transferencia el calor de la parte interior del reactor, en este caso el hogar de combustión, este fenómeno se encuentra gobernado por radiación y convección, por lo que el coeficiente total viene dado por la suma de los coeficientes de radiación y convección, se expresa en la siguiente ecuación:

$$h_i = h_g + \sigma g_{ray} \frac{T_g^4 - T_{wi}^4}{T_g - T_{wi}} \quad Ec. (7)$$

En la fórmula g_{ray} es el coeficiente total de transferencia por radiación, mientras que h_g , representa el coeficiente total de transferencia por convección, estos coeficientes vienen dados por las siguientes ecuaciones:

$$h_g = 0.023 \frac{k_g}{d_i} Re^{0.8} * Pr^{0.4} \quad Ec. (8)$$

$$g_{ray} = \left[\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1 \right]^{-1} \quad Ec. (9)$$

Para el cálculo de h_g se debe tomar en cuenta la conductividad térmica del gas k_g debido a que el proceso es convectivo (Rahmani and Trabelsi 2014). El coeficiente externo de película posee la particularidad que consiste en la producción de burbujas en ebullición de un fluido puro, en este caso agua, este fenómeno se conoce como ebullición nucleada, el cual depende de propiedades del proceso, del fluido y de los materiales de construcción de equipo, entre ellas: rugosidad, densidad del fluido, calor latente, presión, flujo de calor, etc (Táboas 2007). Se han desarrollado correlaciones que permiten el cálculo de este coeficiente, en este caso se ha utilizado la correlación de Forster y Zuber, la cual se representa de la manera siguiente:

$$h_{nb} = 0.00122 \left[\frac{k_L^{0.79} * C_{pL}^{0.45} * \rho_L^{0.49}}{\sigma^{0.5} * \mu_L^{0.29} * \lambda^{0.24} * \rho_v^{0.24}} \right] (T_w - T_s)^{0.24} (T_w - T_s)^{0.75} \quad Ec. (10)$$

Donde, k_L representa la conductividad térmica del líquido, σ es la tensión superficial, λ es el calor latente, ρ_L y ρ_v son densidades del líquido y vapor, μ_L viscosidad del líquido, T_w es la temperatura de la pared y T_s es la temperatura de saturación del líquido (Towler and Sinnott 2008).

Para llevar a cabo el dimensionamiento de la cámara de combustión se aplicó el uso de la tasa de velocidad volumétrica de liberación de calor del horno VHRR, se utilizó un estándar de 150000 Btu/h Ft³ desarrollado por la compañía Johnston Boiler derivado de muchos años de estudios en hornos y calderas (Thornock and Mitchell 2014), expresado en la siguiente ecuación:

$$\dot{A} = \frac{Q}{VHHR} \quad Ec. (11)$$

Donde, Q representa el flujo de Calor y VHHR es el estándar de velocidad volumétrica de liberación de calor del horno.

Cámara de enfriamiento

La concepción de un enchaquetado de agua que encierra el hogar del Combustor se llevó a cabo mediante cálculos geométricos, con la finalidad de albergar una cantidad de agua suficiente para extraer un 60% del flujo de calor proveniente de las paredes de la cámara de combustión, la metodología se desarrolló de la siguiente manera:

$$R_T = R_2 - R_1 \quad Ec. (12)$$

Mediante proyecciones geométricas se determinó el área base, esta fue dividida para una constante de generación de vapor tomada de experiencias con calderos Clever Brooks, obteniendo un flujo de vapor:

$$h = \sqrt{r_1^2 - r_2^2} \quad Ec. (13) \quad A_T = b * h \quad Ec. (14) \quad F_v = A_T / \text{diámetro} \quad Ec. (15)$$

Donde, F_v es el flujo de vapor y A_T es el área transversal. Posteriormente, se calculó el área necesaria, mediante la siguiente ecuación:

$$A = \frac{m H_2O}{F_v} \quad Ec. (16)$$

Con los datos del volumen de vapor y la masa del agua se estableció una relación masa volumen, de donde se parte para finalizar el dimensionamiento con las siguientes fórmulas:

$$rel = \frac{m H_2O}{Vol \text{ vapor}} \quad Ec. (17) \quad V_T = \frac{1}{rel} * mH_2O \quad Ec. (18) \quad h = \frac{V_T}{A} \quad Ec. (19)$$

Donde V_T es el volumen total.

Intercambiador de calor

El desarrollo del diseño parte de la estimación de la temperatura de salida del fluido, la cual permite el cálculo de la media logarítmica efectiva de temperaturas:

$$LMDT = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad Ec. (4)$$

Mediante el uso de información propia del proceso, densidad, capacidad calorífica, flujo volumétrico y másico del gas de combustión, se calculó el flujo de calor a enfriar:

$$Q = m C_p \Delta T \quad Ec. (20)$$

La estimación de la masa de agua necesaria para enfriar el flujo de calor se llevó a cabo mediante una variación de la ecuación veinte:

$$m = \frac{Q}{C_p * \Delta T} \quad Ec. (20)$$

Cabe resaltar que se utilizó un valor estimado del coeficiente global de transferencia de calor U propio para los fluidos de proceso y servicio encontrado en Towler (2005), con un valor de $230 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, con la finalidad de aplicar los datos calculados mediante las anteriores ecuaciones, en la ecuación 5 para el cálculo de área:

$$Q = U * A * LMDT \quad Ec. (5)$$

$$A = \frac{Q}{U * MLDT}$$

Torre de enfriamiento

El desarrollo del diseño de una torre de enfriamiento del presente estudio se desarrolla mediante la solución de las siguientes ecuaciones:

Mediante el uso de tablas psicrométricas (fig. 1) se obtuvo una relación de humedad para el estado del gas a la temperatura final estimada para el proceso, se debe calcular la densidad promedio de una mezcla de gases, se expresa de la siguiente manera:

$$\rho = \frac{(P_x M_w)}{(R_x T)} \quad Ec. (21)$$

Donde, P_x es la presión, M_w es el peso molecular promedio, R_x constante universal de gases ideales, T temperatura (Treybal 1980). El flujo másico expresa la variación de la masa en kg de gas seco dentro de un periodo de tiempo, se utilizó la siguiente expresión:

$$\dot{m} = Q * \rho \quad Ec.(22)$$

En la expresión Q representa el flujo volumétrico y ρ la densidad del gas (Martínez, 2007).

Para llevar a cabo la determinación de la cantidad de agua a inyectar se utilizó la siguiente relación:

$$Kg H_2O = \frac{Y_1 * kg \text{ gas}}{Y_1 + 1} \quad EC.(23)$$

Donde, Y_1 es relación de humedad final, la cantidad de agua a inyectar debe ser óptima para lograr las condiciones finales del proceso, debido a los fenómenos de transferencia de masa y temperatura existen pérdidas que deben ser compensadas, este valor se obtiene mediante la división entre la masa de agua y su densidad(Treybal 1980):

$$G = \frac{\dot{m} H_2O}{\rho H_2O} \quad Ec(24)$$

En base a los valores obtenidos con las ecuaciones anteriormente descritas se da paso al dimensionamiento de la cámara, este depende de distintos coeficientes que forman parte de la siguiente expresión:

$$z = \left[\frac{C_s * G'_y}{0,043 * G_y^{0,8} * G_x^{0,4}} * \ln \left(\frac{T_{yb} - T_s}{T_{ya} - T_s} \right) \right]^2 \quad Ec.(25)$$

Donde, C_s es el calor húmedo promedio del gas, G'_y es el calor del flujo másico libre de vapor, G_y es el flujo másico de gas húmedo y G_x es el flujo másico de agua por unidad de área, el cálculo de estos coeficientes se llevó a cabo con las siguientes fórmulas:

$$C_s = Cp_a + Cp_b * Y \quad Ec.(26) \quad G'_y = \frac{\text{Flujo másico seco}}{\text{Área transversal}} \quad Ec.(27)$$

$$G_y = \frac{\text{Flujo másico de gas}}{\text{Área transversal}} \quad Ec.(28) \quad G_x = \frac{Q H_2O * \rho H_2O}{\text{Área}} \quad Ec.(29)$$

En la ecuación 17 se encuentra una división de distintas temperaturas, donde, T_{yb} es la temperatura de entrada de vapor, T_{ya} es temperatura de salida o temperatura de la masa global del gas y T_s es la temperatura de saturación del gas (Treybal 1980). En el caso del presente estudio estas temperaturas fueron tomadas de cartas psicrométricas (fig. 1).

Finalmente se calculó velocidad de inundación de la columna, esta se calculó mediante interpolaciones en la gráfica de Lobo (figura 2), a partir de las siguientes expresiones:

$$\frac{L}{G} \sqrt{\rho_G / \rho_L} \quad Ec. (30) \qquad \frac{G^2 \left(\frac{A_p}{\epsilon^3} \right) \mu_L^2}{g * \rho_G * \rho_L} = \frac{V^2 \left(\frac{a_p}{\epsilon^3} \right) \rho_G \mu_L^2}{g * \rho_L} \quad Ec. (31)$$

Donde, G es la velocidad másica del gas, ρ_G y ρ_L son las densidades del gas y del líquido, μ_L es la viscosidad del líquido, V velocidad lineal del gas y g, gravedad (Ocon and Tojo 1986).

Métodos de construcción:

El proceso de construcción de equipos lleva a cabo un orden establecido con el uso de una variedad de herramientas mecánicas y metalmecánicas, entre ellas: soldadora Lincoln, tipo MIG K2816-2, corte de plasma Tomahawk 1538 K12039-1, amoladora Dewalt 4 1/2.

El material utilizado fue láminas de fundición de hierro gris, NTE INEN 2481, Clase 300 B y tubería de acero galvanizado, norma ASTM A 653 y NTE INEN 0112:88. Para llevar a cabo uniones entre los materiales anteriormente descritos se utilizó suelda MIC por costura debido a versatilidad y resistencia, cabe recalcar que el material fundente empleado cumple los aspectos técnicos de la NTE INEN 600, el procedimiento fue llevado a cabo en base al Reglamento de seguridad y Salud de los Trabajadores y mejoramiento del ambiente de Trabajo.

La instalación de accesorios como válvulas, uniones, y líneas tanto de GLP como aire fueron seleccionadas bajo los criterios de la norma NTE INEN 116 y NTE INEN 0112:88.

Resultados

Diseño de Combustor:

Tabla 1. Datos de gases de combustión en el Combustor.

Cp mezcla	1465	J/kg °C
LMDT	1001,30	°C
Flujo de calor Q	5806,49	KJ/h
h_i	49,63	W/m ² °C
h_g	1,53E-01	W/m ² °C
g_{ray}	0,1325	-----
h_{nb}	15,45	W/m ² *C
U	10,912	W/m ² *C
VHHR	1508,98	W/m ² *C
A	1963,3014	cm ²
Emisividad del gas E_g	0,25	-----
Emisividad del tubo E_w	0,22	-----

Tabla 2. Datos del dimensionamiento del hogar del Combustor.

Volumen	0,3142	m ³
Diámetro	0,1	m
Altura	0,4	m

Tabla 3. Datos de cámara de enfriamiento del Combustor.

Masa de vaporización	0,011	kg
Masa total de agua	4	kg
Volumen total de vapor	0,42	m ³
Relación masa/volumen evaporado	3303,14	kg/ m ³
Altura	0,30	m
Volumen	0,0012	m ³
Diámetro	0,13	m
Altura Total (agua + vapor)	0,5	m

Diseño de Intercambiador de Calor

Tabla 4. Datos del diseño de intercambiador de Calor.

U	230	W/m ² *C
MLDT	290,32	°C
Flujo Volumétrico	2,93	m ³ /h
flujo másico	0,003	kg/s
Flujo de calor Q	0,69	kJ
Masa de agua necesaria	48,12	kg
Área	0,0112	m ²
Longitud Serpentin	0,53	m

Diseño de Torre de Enfriamiento:

Tabla 5. Datos del diseño de torre de enfriamiento.

Densidad promedio del gas	198,07	kg/m ³
Flujo másico gas seco	2,18	kg/h
Volumen de gas seco	70,74	m ³ /h
Caudal de gas seco	5	m ³ /h
Cantidad de agua a inyectar	0,27	kg/h
Cantidad de agua reposición	0,015	m ³ /h
Área transversal	706,86	cm ²
Velocidad de flujo	70,77	m/h
Flujo másico libre de vapor G'y	27,07	kg/ h m ²
Flujo másico de gas húmedo G_y	30,89	kg/m ² h
Flujo másico de agua por unidad de área G_x	212,21	kg/m ² h
Calor húmedo promedio de gas C_s	0,3370	Btu/lb °F
Temperatura masa global de gas T_{ya}	157	°F
Temperatura de entrada de vapor T_{yb}	482	°F
Temperatura de saturación del gas T_{sat}	125	°F
Zona de contacto Z	0,8	m
Inundación	0,39	m

Resultados de Experimentación y Mediciones:

Las mediciones de las condiciones de gases de combustión realizadas en la salida del sistema se llevaron a cabo empleando el equipo BACHARACH modelo PCA 3, serie VP1008, del cual se obtuvieron los siguientes datos:

Tabla 6. Medición N° 1 de condiciones de gases de combustión.

Parámetro	Medición 1	Unidad
T salida gas	17,6	°C
CO ₂	12,5	%
O ₂	2	%
Exceso aire	9,3	%
Eficiencia	94,8	%
CO	100	ppm
NO	41	ppm

Tabla 7. Medición N° 2 de condiciones de gases de combustión.

T salida gas	16	°C
CO ₂	9,5	%
O ₂	6,4	%
Exceso aire	40,3	%
Eficiencia	86,3	%
CO	113	ppm
NO	53	ppm

En base a las mediciones obtenidas se realizaron balances de energía con datos de poder calórico del GLP correspondientes a 12,052 kcal/kg para el propano y 11,867 kcal/kg para butano (Camacho and Grau 2013) y una relación de mezcla propano butano 70 – 30 (Sierra et al. 2017).

Tabla 8. Mediciones de Caudal de agua de enfriamiento y gases de combustión en el combustor.

Medición	Caudal H ₂ O l/s	T entrada H ₂ O °C	T Salida H ₂ O °C	T Salida Gas °C
1	3,8	19	20,8	222
2	3,7	19,4	21,2	229
3	3,6	20,2	21,6	230
4	3,7	21,3	22,1	236
5	3,8	21,8	22,7	241

Tabla 9.Datos de GLP para balance de Energía.

	Mezcla GLP %	Poder Calórico kcal/kg	Fracción Poder Calórico kcal/kg	Fracción Poder Calórico kJ/kg
C3	70%	12,052.0	8,436.0	35,297.0
C4	30%	11,867.0	3,560.0	14,895.0
			Σ	50,192.0

Del balance de energía final la energía que gana el agua en circulación $m_{agua} * cp_{agua} * (T_{salida} - T_{entrada})$ es igual a la energía que cede el calor generado por la reacción de combustión del GLP $\Delta H_{Reacción} * Eff_{Combustión}$, se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 10. Resultados balance de Energía final.

	Q entregado por reacción kJ/h	Q ganado por agua kJ/h	GLP consumidos g/h	CO ₂ generados g/h
Max.	7760	6673,6	133,0	401,0
Min.	1726	1484,36	29,6	89,2

DISCUSIÓN

Un quemador atmosférico de GLP marca Cole- Parmer modelo Humboldt H-5600 genera una potencia de 3200 kJ/h, mientras que el quemador construido genera una potencia máxima de 7760 kJ/h y una eficiencia térmica del 86,3 %. Cabe recalcar que este opera en una atmósfera cerrada bajo condiciones de presión de 10,34 KPa (15 psig). Relacionando las potencias de los quemadores expuestos se puede concluir que el quemador objeto de este estudio posee un rendimiento aceptable y eficiente pese a las dificultades para la combustión propias de la operación.

Se llevaron a cabo dos mediciones donde se obtuvieron datos de exceso de aire y eficiencia para la combustión de GLP en valores de 29.6 y 123 gr/h. Para las dos mediciones se obtuvieron excesos de aire del 9,3 % y 40,3 % con eficiencias del 94,8 % y 86,3 % respectivamente. Los excesos de aire se encuentran entre rangos normales para quemadores industriales de combustibles gaseosos.

Debido a la ausencia de instrumentos de medición para la escala del proyecto, se dificultó la cuantificación real de los caudales de entrada de combustible, razón por la cual se recurrió a los balances de energía, de donde se obtuvieron los datos anteriormente descritos.

Es necesario llevar a cabo un mayor número de mediciones con variaciones del comportamiento de la llama, con la finalidad de obtener mayor conocimiento acerca del proceso de combustión en el hogar del combustor. Es importante mencionar que este análisis se encuentra fuera del alcance propuesto y los tiempos disponibles para el presente proyecto.

Durante el arranque del sistema se obtuvieron serias dificultades para sostener la llama dentro del hogar debido a la falta de aire primario para la reacción de combustión, como una solución al problema se diseñó y construyó un difusor que rodea la salida del quemador, con la finalidad de dotar de aire de combustión primario y a su vez impulsar la salida de gases con un flujo espiralado o swirl, de acuerdo a la figura 3:

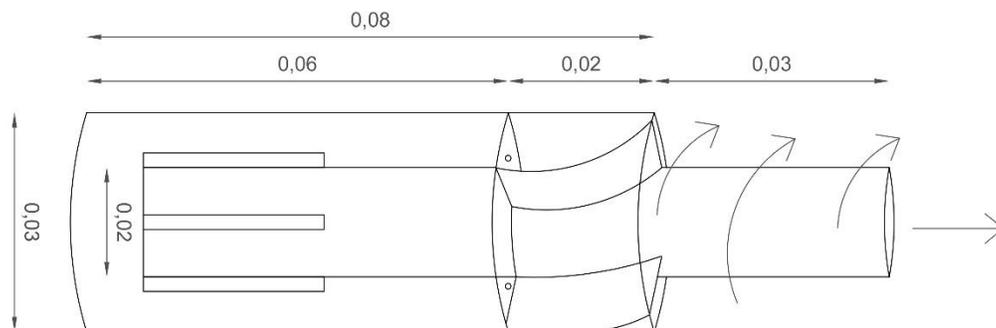


Figura 3. Difusor de aire primario

La implementación de esta estructura adicional al quemador impulsó una llama constante durante periodos de tiempo prolongados, lo que permitió obtener datos reales a partir de mediciones descritas anteriormente.

El flujo de aire comprimido que entra al sistema debe ser suministrado por un compresor que no presente oscilaciones de flujo por su funcionamiento, el tamaño del quemador influye drásticamente en la sensibilidad de la llama, por lo que un flujo estable de aire asegura que el quemador se mantenga encendido.

CONCLUSIONES:

- El combustor diseñado y construido logra proveer CO₂ de forma continua y estable al fotobiorreactor en un rango 89.2 a 401 g de CO₂ por hora, a una temperatura de 17°C, genera una potencia máxima 7760 kJ/h y mínima de 1726 kJ/h.
- Se obtuvieron datos reales del proceso de combustión, el quemador construido logra una quema constante de GLP dentro de un ambiente a 10,34 KPa (15 psig), este puede trabajar con excesos de aire de 9,3 % a 40,3 %, produciendo un máximo de 110 ppm de monóxido de carbono CO.
- En este trabajo de investigación no se logró probar la transferencia de calor con agua en evaporación, se utilizó un flujo de agua líquida en contracorriente con lo cual se logró reducir la temperatura de los gases de combustión a una temperatura menor a 30°C.
- El mechero utilizado para la combustión posee una adaptación de aire secundario que permite un premezclado aire - GLP tipo estequiométrico en la parte interior del mismo

y a su vez provee de una corriente de aire primario mediante un difusor que genera un flujo espiralado tipo pistón.

- Tras la fase de construcción se llevó a cabo procedimientos de arranque del sistema, generando conocimiento necesario para efectuar arranques seguros y reproducibles además de un pre enfriamiento óptimo de los gases de combustión.
- El sistema generador de CO₂ es una plataforma abierta para efectuar cualquier tipo de prueba, donde se pueden ampliar conocimientos sobre la captura in situ mediante vía biológica en el fotobiorreactor, combustión, conceptos de transferencia de calor y masa, entre otros.

Recomendaciones:

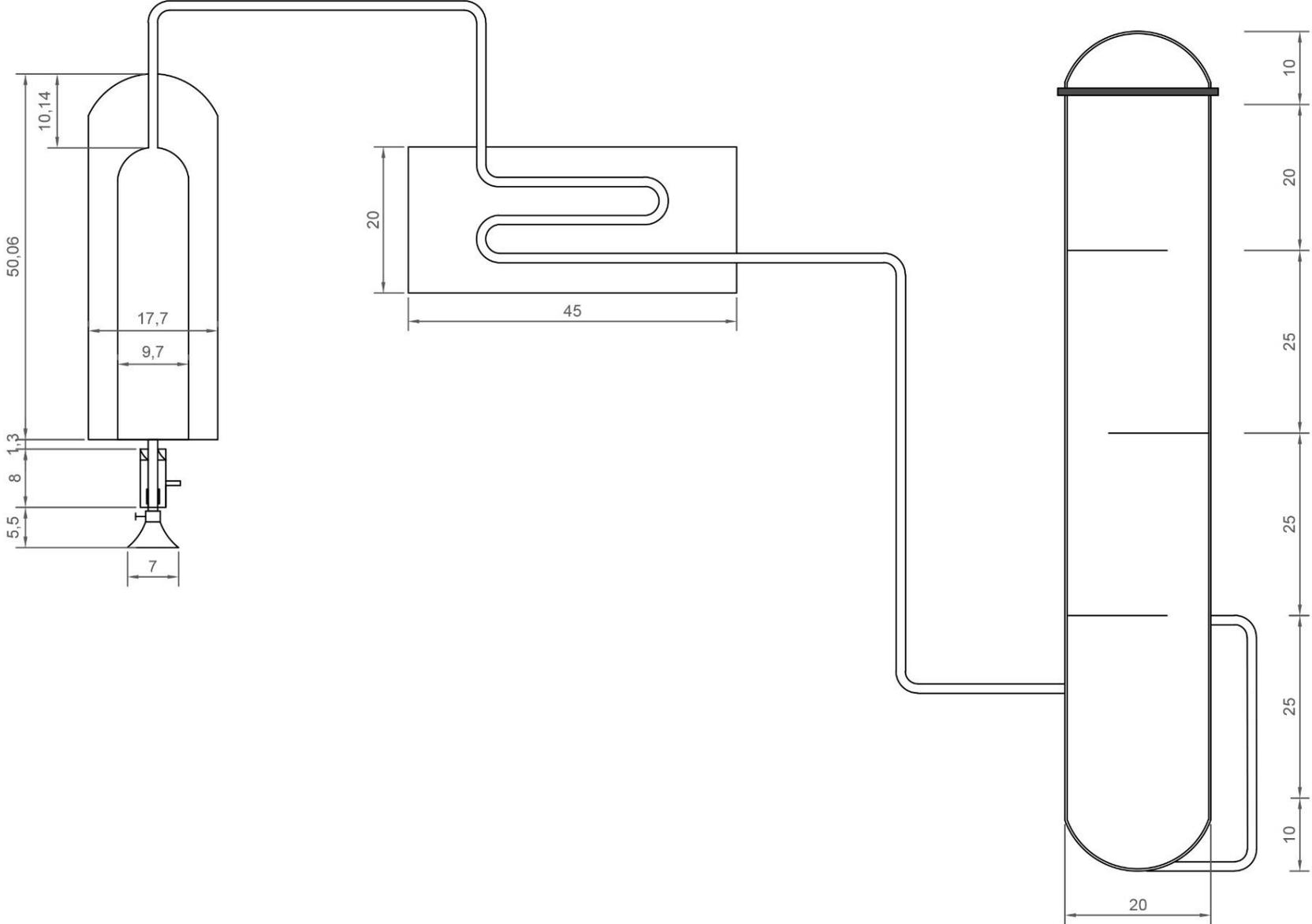
- Con la finalidad de mejorar la seguridad de operación de la planta se recomienda el desarrollo de un sistema de control que permita abrir o cerrar el suministro de GLP de acuerdo al estado de la llama.
- Se recomienda la construcción de una cubierta que proteja la estructura metálica del sistema generador de CO₂ para evitar daños por corrosión y prolongar la vida útil del mismo.
- Se debe utilizar el método establecido en el manual de operación del sistema generador de CO₂, para llevar a cabo arranques reproducibles con seguridad, utilizando el equipo de seguridad necesario.
- Se recomienda realizar pruebas en la torre de enfriamiento utilizando solamente dos platos y variando el caudal de agua de entrada, para conseguir información sobre el alcance real del diseño.

- Mejorar la instrumentación, específicamente los manómetros y válvulas de suministro de aire comprimido en el quemador del combustor, de esta manera se podrá obtener un control fino de la llama.
- Implementar sistemas medición de caudales de agua y gases tales como rotámetros, con la finalidad de llevar a cabo un manejo fino de las variables de entrada y salida del sistema y obtener mayor información sobre transferencia de calor, energía y combustión.
- Usar un compresor de dos o más pistones, ya que el flujo de aire es estable y no presenta oscilaciones, con la finalidad de no afectar la el proceso de combustión dentro del combustor.

PLANOS

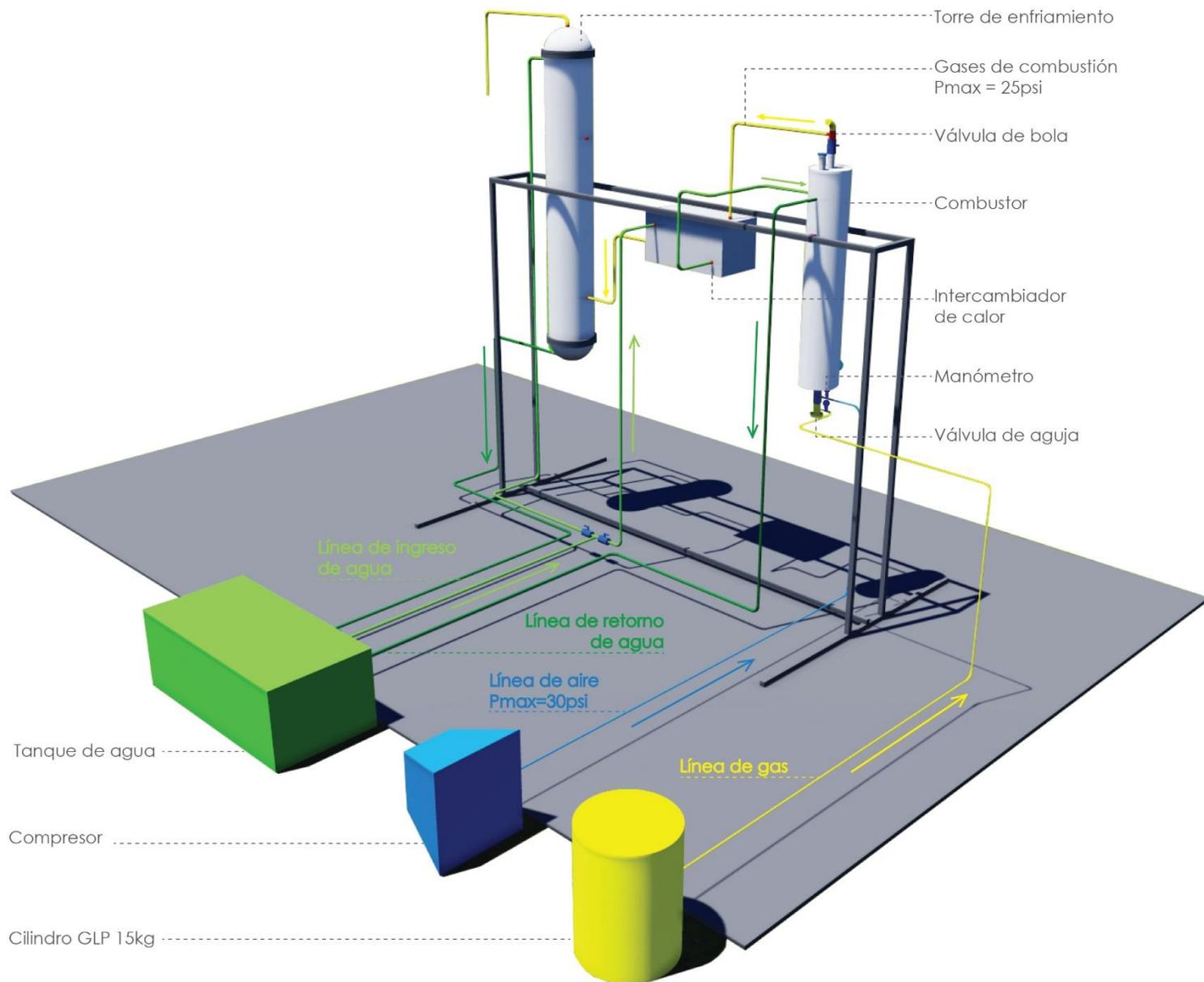
Plano 1

Dimensiones del sistema generador de CO₂



Plano 2

Diagrama de flujo de procesos del sistema generador de CO₂



FIGURAS

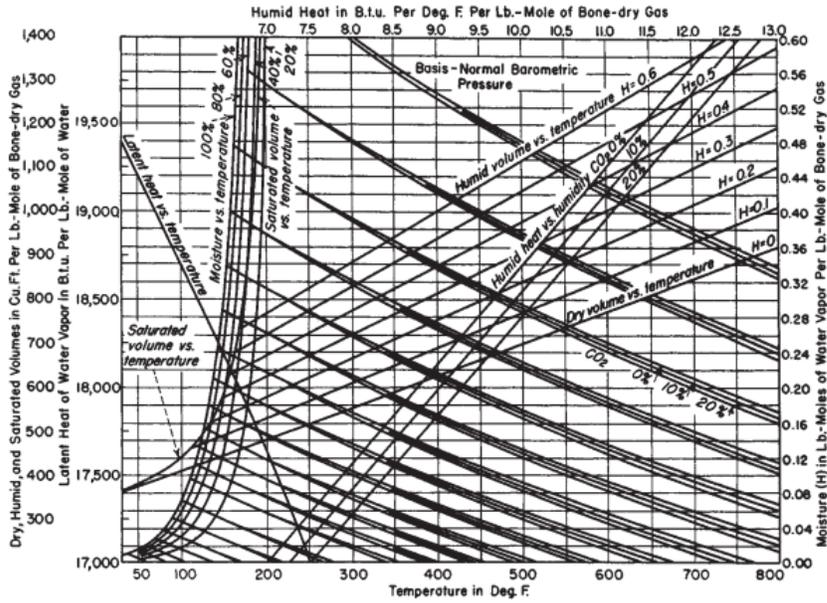


Figura 1. Carta psicrométrica de alta temperatura (Moyers and Baldwin 1999)

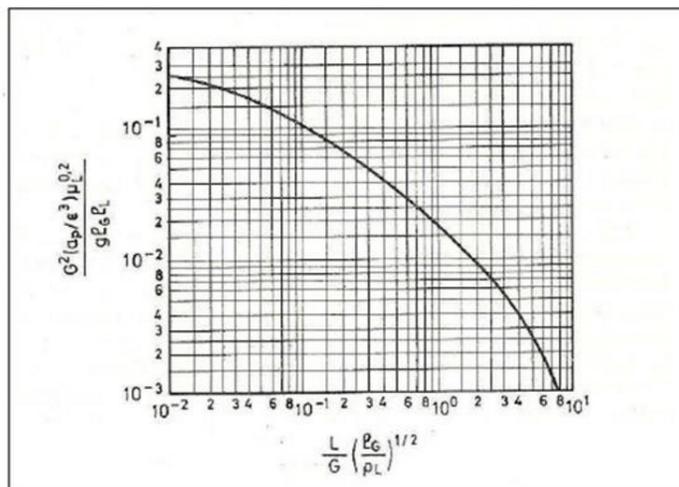


Figura 2. Diagrama de Lobo (Ocon and Tojo 1986)

IMÁGENES

Figura 4. Combustor operando.



Figura 5. Sistema de generación y enfriamiento de CO₂.



BIBLIOGRAFÍA

- Brizuela, Eduardo. 2015. "Combustión." *Cap. 15: procesos de combustión*: 1–28.
<http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/bk3/c15/Combustion>. Características.pdf.
- Camacho, Eugenio, and Mario Grau. 2013. "Ingeniería Química." *UNED*.
- Carrero, J I. 2008. *DE TRANSFERENCIA DE CALOR : Una Guía de Estudio*.
- Çengel, Yunus. 2007. "Transferencia de Calor Y Masa: Un Enfoque Práctico." *MC Graw Hill*.
- Domingo, Agustin Martin. 2011. "Apuntes de Transmision de Calor." *Universidad Politecnica de Madrid*: 34–37.
- Fernández, Pedro. 2008. "Centrales Térmicas." *Universidad de Cantabria*: 153–75.
- Flores, Bertín, and Omar Rodríguez. 2013. "COMBUSTIBLE BIOGAS A UN CALDERO DE GLP / GAS NATURAL EN." : 11–15.
- Hernández, Adriana Garibay et al. "Biodiesel a Partir de Microalgas." 13(3): 38–61.
- Hernández Cabrera, Elipidio. 2013. "Funcionamiento Y Mantenimiento De Generadores De Vapor Piro-tubulares Marca "Powermaster." : 1–19.
<http://cdigital.uv.mx/bitstream/123456789/34248/1/hernandezcabreraelpidio.pdf>.
- Ibarra, Sede. 2013. "Diseño Térmico E Hidráulico de Un Intercambiador de Coraza Y Tubos." *Escuela Superior Politécnica de Chimborazo*: 10–40.
<http://dspace.esoepoch.edu.ec/bitstream/123456789/2355/1/15T00517.pdf>.
- International Energy Agency. 2009. "World Energy Outlook 2009." (ISBN 978-92-64-06130-9): 696.
- IPCC. 2010. 49 Group *Carbon Dioxide Capture and Storage*.
<http://www.ncbi.nlm.nih.gov/pubmed/20942501>.
- Martínez, Lorena. 2012. "Eliminación de CO2 Con Microalgas Autóctonas." : 226.
<http://hdl.handle.net/10612/1414>.
- Mendoza, Darío et al. 2016. "UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE GUAYAQUIL CARRERA DE INGENIERÍA INDUSTRIAL Previa La Obtención Del Título de : INGENIERO INDUSTRIAL Título : Diseño Y Construcción de Un Prototipo de Torre de Enfriamiento de Tiro Inducido a Contraflujo Title : Desig."
- Moyers, Charles G, and Glenn W Baldwin. 1999. "Psychrometry , Evaporative Cooling , and Solids Drying."
- Ocon, Joaquín, and Gabriel Tojo. 1986. "Problemas de Ing. Química, Operaciones Básicas."
- Rahmani, Ahmed, and Soumia Trabelsi. 2014. "Numerical Investigation of Heat Transfer in 4-Pass Fire-Tube Boiler." 2(5): 65–70.
- Ramos, Inmaculada Rodríguez. 2004. "Análisis Térmico de Cerramientos Soleados." *Universidad de las Palmas de Gran Canaria*: 10–12.
<http://editorial.dca.ulpgc.es/ftp/ambiente/antesol/TESIS/Cap2.pdf>.
- Renedo, Carlos. 2014. "Calderas." *Universidad de Cantabria*: 53.
<http://personales.unican.es/renedoc/Trasparencias WEB/Trasp AA/008 Calderas OK.pdf>.
- Restrepo, Jonatan. 2011. "Diseño Operacional de Una Torre de Enfriamiento de Agua Adiabática de Tiro Inducido a Escala de Laboratorio." *Universidad industrial de Santander*.

- Rodríguez, Jorge A. 1990. "Introducción a La Termodinámica Con Algunas Aplicaciones de Ingeniería." *México*: 125–30. <http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/Curso Mabe Termo/Introducción a la Termodinamica.pdf>.
- Romero Salvador, Arturo. 2010. "Aprovechamiento De La Biomasa Como Fuente De Energía Alternativa a Los Combustibles Fósiles." *Rev.R.Acad. Cienc.Exact.Fís.Nat(Esp)* 104: 331–45.
- Sawin, Janet L. 2016. "Energías Renovables 2016 - Reporte de La Situación Mundial." : 18. http://www.ren21.net/wp-content/uploads/2016/06/GSR_2016_KeyFindings_SPANISH.pdf.
- Sierra, David et al. 2017. "Purificación Y Usos Del Biogás." *Universidad Autónoma de Barcelona*: 34–36.
- Táboas, Francisco. 2007. *ESTUDIO DEL PROCESO DE EBULLICIÓN FORZADA DE LA MEZCLA AMONIACO/AGUA EN INTERCAMBIADORES DE PLACAS PARA EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN*. <http://www.tdx.cat/bitstream/handle/10803/8491/12ANEXOITRANSFERENCIADECALORENEBULLICION.pdf;jsessionid=A06C3379976FDFA11F0A899C64FEC50E?sequence=11>.
- Thornock, David, and Hartman Mitchell. 2014. "Measurements and Design Enhancements in Firetube Boilers Using Improved Technology." *Johnston Boiler Company, Fintube Technologies*: 3–6.
- Towler, Gavin P, and R. K Sinnott. 2008. *Chemical Engineering Design: Principles, Practice and Economics of Plant and Process Design*.
- Treybal, Robert E. 1980. "Operaciones de Transferencia de Masa." *MC Graw Hill*.