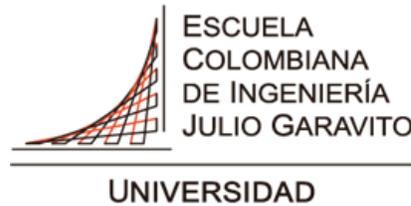


Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito  
Maestría en Ingeniería Eléctrica



# Sistema de cogeneración para el proceso de deshidratación de la semilla de Sacha Inchi

Autor:

Ing. Juan Leonardo Fonseca Valderrama

Director:

Ing. María Paula Benard Benjumea, M.Sc.

Codirector:

Ing. Agustín Rafael Marulanda, Ph.D.

Bogotá D.C., Colombia  
septiembre de 2022



Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito  
Maestría en Ingeniería Eléctrica

# Sistema de cogeneración para el proceso de deshidratación de la semilla de Sacha Inchi

**Juan Leonardo Fonseca Valderrama**

Trabajo de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:

**Magíster en Ingeniería Eléctrica**

con énfasis en:

**Recursos energéticos**

Director:

Ing. María Paula Benard Benjumea M.Sc.

Codirector:

Ing. Agustín Rafael Marulanda Ph.D.

Grupo de Investigación:

Modelación Estratégica de Energía y Potencia

Bogotá D.C., Colombia  
septiembre de 2022



# Aceptación del Jurado

---

El Trabajo de grado de Maestría titulado **Sistema de cogeneración para el proceso de deshidratación de la semilla de Sacha Inchi**, presentado por **Juan Leonardo Fonseca Valderrama**, cumple con los requisitos establecidos por la Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito para optar al título de Magister en Ingeniería Eléctrica con énfasis en recursos energéticos.

*Ma. Paula Benard*

-----  
Directora: Ing. María Paula Benard Benjumea, M.Sc.

*Agustín Rafael Marulanda*

-----  
Codirector: Ing. Agustín Rafael Marulanda, Ph.D.

**O.Venegas**

-----  
Jurado: Ing. Oscar Hernando Venegas Pereira, Ph.D.

*Daniel Jose Gonzalez Trisancho*

-----  
Jurado: Ing. Daniel Jose Gonzalez Trisancho, M.Sc.

Bogotá D.C., Colombia  
noviembre de 2022



*A mis padres, quienes con su amor, paciencia y esfuerzo me han apoyado para llegar a cumplir hoy un sueño más, gracias por inculcar en mí el ejemplo de esfuerzo y valentía, de no temer las adversidades porque Dios está conmigo siempre.*



# Agradecimientos

---

Mi profundo agradecimiento a la Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito, a los profesores de la Maestría en Ingeniería Eléctrica, especialmente a mi directora de proyecto Ing. Maria Paula Benard Benjumea, M.Sc. y codirector Ing. Agustin Rafael Marulanda, Ph.D., quienes con sus conocimientos y apoyo me guiaron a través de cada una de las etapas de este proyecto para alcanzar los resultados que buscaba.

También quiero agradecer al instituto Valsalice por brindarme su confianza y la oportunidad de realizar este trabajo, ofreciendo sus instalaciones para llevar a cabo este proyecto, finalmente, quiero agradecer mi familia, en especial, a mis padres, que siempre estuvieron ahí para darme palabras de apoyo.

Muchas gracias a todos.



# Resumen

---

Para lograr un mayor aprovechamiento de la energía utilizada en un proceso productivo, como es la deshidratación de material orgánico, y específicamente del fruto de Sacha Inchi, se utiliza un sistema de generación de calor y potencia combinado (CHP, por sus siglas en inglés Combined heat and power) o también llamado cogeneración de energía, el cual busca aprovechar la energía térmica y eléctrica a partir de una fuente primaria de energía.

En el presente documento, se plantea la sustitución de un invernadero solar, utilizado para el secado de frutos de Sacha Inchi en la institución educativa municipal Instituto Técnico Agrícola Salesiano Valsálize, de la ciudad de Fusagasugá, por un sistema CHP, que integra un horno de deshidratación, un motor de combustión tipo diésel, y un generador eléctrico, para proporcionar unas mejores condiciones de deshidratación del fruto, lograr un mejor uso de la energía. Como parte del análisis del sistema diseñado, se calcula el ahorro de energía primaria, el cual es un factor importante para determinar la idoneidad de la aplicación del sistema CHP, que conforme a la directiva 2012/27/EU de la unión europea [1] es considerado como de alta eficiencia, con una relación de ahorro de energía del 28,78 %, al compararse con una producción de energía eléctrica y térmica independiente de referencia.



# Abstract

---

To achieve a better use of the energy used in a production process, such as the dehydration of organic material, and specifically the fruit of Sacha Inchi, a combined heat and power generation system (CHP) is used. This system is also called energy cogeneration and seeks to take advantage of thermal and electrical energy from a primary source of energy.

This document proposes the replacement of a solar greenhouse -used for drying Sacha Inchi fruits at the Valsalice institute in the city of Fusagasugá- for a CHP system. The CHP system integrates a dehydration furnace, a diesel-type combustion engine , and an electric generator, to provide better conditions for dehydration of the fruit, in addition to achieving a better use of energy.

As part of the analysis of the CHP system, the primary energy saving is calculated. This will be an important factor in determining the suitability of the application of the CHP system. Findings state that according to directive 2012/27 / EU of the European Union the CHP is considered as highly efficient, with an energy saving ratio of 28,78 %, when compared to an independent reference electric and thermal energy production.



# Contenido

---

Agradecimientos	III
Resumen	VI
Abstract	VIII
Contenido	IX
Lista de figuras	XIII
Lista de tablas	XV
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Planteamiento del problema	5
1.2. Objetivos	6
1.2.1. Objetivo general	6
1.2.2. Objetivos específicos	6
1.3. Estado del arte	6
1.4. Organización del documento	9
Lista de símbolos	1
<b>2. Marco Teórico</b>	<b>11</b>
2.1. Sistemas de generación combinada de calor y potencia (CHP)	11
2.2. Eficiencia en un sistema CHP	14
2.2.1. Reducción de emisiones contaminantes	17
2.2.2. Normatividad sobre sistemas CHP	18
2.2.3. Costos de operación del sistema	19
2.3. Ciclo Diésel	20
2.4. Intercambiador de calor	22
2.5. Equipo electrógeno aplicado a sistemas CHP	23
<b>3. Metodología</b>	<b>27</b>
3.1. Requerimientos del proceso de deshidratación	28
3.2. Diseño propuesto para el sistema de deshidratación	30

3.3. Análisis termodinámico para la determinación del calor requerido por el intercambiador de calor . . . . .	30
3.4. Cálculo termodinámico de la combustión estequiométrica . . . . .	31
3.5. Determinación del flujo volumétrico de gases de combustión para los motores analizados . . . . .	32
3.6. Selección del equipo electrógeno . . . . .	32
3.6.1. Cálculo del ahorro de energía primaria . . . . .	32
3.6.2. Cálculos de desempeño complementarios . . . . .	33
<b>4. Análisis de resultados</b>	<b>35</b>
4.1. Diseño propuesto para el sistema de deshidratación . . . . .	35
4.2. Selección del tipo de horno de deshidratación . . . . .	37
4.3. Determinación de las condiciones de deshidratación de los frutos . . . . .	39
4.4. Determinación del calor requerido por el intercambiador de calor. . . . .	40
4.5. Análisis de los gases de combustión en la cámara de precalentamiento . . . . .	43
4.6. Selección del equipo electrógeno . . . . .	46
4.6.1. Cálculo de combustión en condiciones de exceso de aire . . . . .	48
4.6.2. Dimensionamiento del intercambiador de calor . . . . .	50
4.6.3. Cálculo del área de transferencia de calor . . . . .	51
4.6.4. Ajuste de desempeño del equipo electrógeno . . . . .	53
4.7. Cálculo de eficiencia del sistema CHP . . . . .	53
4.8. Cálculos de desempeño complementarios del sistema CHP . . . . .	55
<b>5. Conclusiones</b>	<b>57</b>
5.1. Conclusiones específicas . . . . .	57
5.2. Aportes . . . . .	58
5.3. Trabajos futuros . . . . .	58
<b>Referencias</b>	<b>59</b>
<b>Anexos</b>	<b>59</b>
<b>A. Equipo electrógeno</b>	<b>65</b>
A.1. Ficha técnica del equipo electrógeno . . . . .	66
A.2. Costo de suministro del equipo electrógeno . . . . .	72
A.3. Ficha técnica del motor seleccionado . . . . .	74

<b>B. Ajuste de potencia y consumo de combustible</b>	<b>77</b>
B.1. Valores numéricos para el ajuste de potencia . . . . .	77
B.2. Valores numéricos para el ajuste de potencia . . . . .	78
B.3. Valores numéricos para el ajuste de consumo de combustible . . . . .	79
B.4. Valores de presión de vapor de agua . . . . .	80
B.5. Valor de la relación de presión de aire seco . . . . .	81
<b>C. Determinación de relación de potencia indicada, <math>k</math></b>	<b>82</b>
<b>D. Cálculo de ahorro de energía primaria</b>	<b>84</b>
D.1. Factor de eficiencia térmica de referencia . . . . .	84
D.2. Factor de eficiencia eléctrica de referencia . . . . .	85
D.3. Factor de corrección en generación eléctrica por carga a la red . . . . .	85
<b>E. Precio del combustible diésel</b>	<b>86</b>
<b>F. Costo de suministro eléctrico</b>	<b>87</b>



# Lista de Figuras

---

<b>1.1. Ciclo de deshidratación de alimentos.</b> . . . . .	7
<b>2.1. Clasificación de los sistemas CHP</b> . . . . .	11
<b>2.2. Calentamiento de agua usando motores de combustión.</b> . . . . .	13
<b>2.3. Diagrama ciclo diésel p-V.</b> . . . . .	21
<b>3.1. Diagrama metodológico sistema CHP.</b> . . . . .	27
<b>3.2. Diagrama intercambiador de calor</b> . . . . .	30
<b>3.3. Diagrama p-V ciclo Diésel.</b> . . . . .	31
<b>4.1. Diagrama de bloques sistema CHP.</b> . . . . .	35
<b>4.2. Imagen del fruto de Sacha Inchi</b> . . . . .	36
<b>4.3. Horno de bandejas</b> . . . . .	37
<b>4.4. Esquema cámara de precalentamiento</b> . . . . .	38
<b>4.5. Esquema de la cámara de deshidratación</b> . . . . .	39
<b>4.6. Tiempo de deshidratación de las semillas</b> . . . . .	40
<b>4.7. Diagrama p-V para ciclo diésel I</b> . . . . .	46
<b>4.8. Diagrama p-V ciclo diésel II</b> . . . . .	46



# Lista de tablas

---

2.1. Comparación de varias tecnologías de sistemas CHP.	13
2.2. Valores de <i>REE</i> en unidades de cogeneración	18
3.1. Características técnicas del equipo utilizado en la prueba de humedad máxima	29
3.2. Características equipo utilizado en la prueba del tiempo de deshidratación	29
4.1. Requerimientos para el procesamiento de semillas.	36
4.2. Condiciones ambientales Fusagasugá	37
4.3. Dimensiones internas de la cámara de deshidratación	38
4.4. Composición del fruto de Sacha Inchi	40
4.5. Condiciones de entrada cámara de precalentamiento – estado (1)	41
4.6. Condiciones salida cámara de precalentamiento – estado (2)	42
4.7. Calores específicos de gas ideal	43
4.8. Entalpia de formación	44
4.9. Entalpia de formación	45
4.10. Características de los motores en equipos electrógenos	47
4.11. Descripción del equipo seleccionado	48
4.12. Propiedades de los gases	49
4.13. Flujo volumetrico requerido	49
4.14. Calores especificos de gas idel	50
4.15. Propiedades gases de combustión	52
4.16. Ahorro primario de energía	54
4.17. Comparación de costos de generación de energía	56



---

## Capítulo 1

# Introducción

---

El uso eficiente de la energía se logra con la adopción de tecnologías y buenos hábitos de consumo, que generen un mejor uso de los recursos energéticos disponibles y la disminución de la energía consumida en aplicaciones tanto industriales, comerciales y residenciales [2]. Las medidas de eficiencia energética permiten un aumento en la productividad y competitividad nacional, siendo también una estrategia de mitigación del impacto ambiental negativo, que es generado por los diferentes actores de la cadena energética colombiana [3].

La proyección realizada por la Agencia de Energía Internacional (IEA por sus siglas en inglés, International Energy Agency) como parte de su informe de mercado de eficiencia energética del año 2018, muestra la importancia de la eficiencia energética, indicando que en caso de lograr la implementación de todas las medidas de eficiencia energética que resultan económicamente rentables, se lograría para el año 2040 una reducción del 12% en la generación de partículas contaminantes con respecto a las generadas en 2017 [4]. Igualmente, según la IEA en el documento Energy Efficiency 2021 [5], en el escenario de emisiones neta cero para 2050, se expresa que la eficiencia energética es clave para lograr que el crecimiento de las fuentes de energía limpias logre superar el crecimiento en la demanda del servicio de energía, siendo que, se con esta se puede conseguir para el año 2030 una disminución del 7% en la demanda de energía.

Una de las medidas para implementar la eficiencia energética es la generación combinada de calor y potencia (CHP), conocida también en algunos sectores como sistema de cogeneración de energía, definida como la producción simultánea de energía eléctrica o mecánica y energía térmica útil a partir de una fuente primaria de energía [2]. Con este sistema se busca lograr un mejor uso de la energía, ya que permite que dentro de una actividad de generación o consumo de energía una parte de esta, que normalmente es desaprovechada, pueda ser utilizada para un proceso complementario, como puede ser el calentamiento de agua o la calefacción [6].

Los sistemas CHP se han desarrollado para aumentar la eficiencia en plantas de generación de centros comerciales, clínicas, industrias y conjuntos habitacionales, entre otros [7]. En

plantas de generación eléctrica que utilizan la combustión de residuos orgánicos, se aprovecha la energía térmica generada para producir vapor usado en la calefacción urbana, ofreciendo ventajas frente al método tradicional de generación exclusiva de electricidad, generación simple de calor y potencia (SHP por sus siglas en inglés, Separate heat and power), al lograr aumentar la eficiencia del 20 % o 30 % hasta lograr un 85 % con este sistema [8].

Este sistema es utilizado en instalaciones donde existe un alto consumo de energía eléctrica y térmica, ya que logra disminuir la incertidumbre generada por la variación en los precios de la energía y permite aprovechar tarifas de servicios públicos favorables, al proporcionar ambos servicios energéticos, reduciendo la compra de energía eléctrica y disminuyendo el consumo de combustible en calderas y hornos, mediante un método de eficiencia energética [9]. Además, proporciona beneficios entre los que se incluyen: menor descarga al ambiente de elementos contaminantes, generación de electricidad en sitio brindando protección ante fallos en la red de distribución, disponibilidad de energía para atender servicios de emergencia, y permite aplazar la inversión en nuevas redes de transmisión y distribución, ocasionada por la congestión en la infraestructura eléctrica existente [10].

Además, estos sistemas también se desarrollan en proyectos enfocados en suplir las necesidades de energía en zonas rurales, como lo determina M. Sushimita en un estudio realizado en la aldea Phulwaria en Bihar [11], en donde aproximadamente el 70 % de la población que reside en regiones rurales de la india, accede a un suministro eléctrico deficiente; por lo tanto, realiza el análisis económico de implementar un sistema de suministro eléctrico híbrido, constituido por energía solar fotovoltaica y el sistema CHP que utiliza como combustible biogás, esta combinación de fuentes de energía resulta importante para lograr la confiabilidad energética, debido a que ni la energía solar fotovoltaica o el sistema CHP logran suplir los requerimientos de energía de forma independiente, resultando también este modelo viable en caso de contar con el suministro de la red eléctrica.

Un desarrollo similar se realizó en Uttarakhand también en la india [12], en donde se diseñó un sistema de integración de energías renovables con el sistema CHP, para esto se analizaron cuatro escenarios con diferentes configuraciones de fuentes de energía como: solar fotovoltaica, micro hidroeléctrica, biomasa, biogás, eólica y plantación de energía. De este desarrollo, se determinó como mejor escenario, el que consigue combinar todas estas fuentes de energía, debido a las condiciones geográficas del sitio de implementación y el hecho de requerir no solamente electricidad, sino también, la generación de calor, siendo necesaria la inversión en varias tecnologías de generación energética, para lograr satisfacer las necesidades de esta comunidad.

La implementación de sistemas CHP, en aplicaciones como las anteriormente mencionadas, se realiza con el uso de motores de combustión interna alternativos (MCIA) para la generación de electricidad y el calentamiento de agua, esto gracias a que la energía contenida

en los gases de escape del motor es aprovechada usando un intercambiador de calor, el cual en la mayoría de aplicaciones de uso doméstico utiliza como fluidos de trabajo un gas y el agua [13].

Al usar un motor de combustión interna para la obtención de energía eléctrica, entre el 35 % y 40 % del poder calorífico del combustible logra ser utilizado, parte de la energía restante es disipada en forma de calor contenido en los gases de escape. Un sistema CHP permite aprovechar esta energía en aplicaciones que requieran el consumo de calor [14]. Los sistemas CHP en aplicaciones a pequeña escala son una opción rentable económicamente, además, al comparar la producción de emisiones contaminantes con sistemas tradicionales de generación independiente de energía presentan una reducción del 13 % al 18 % [15].

Este tipo de sistemas complementa a las fuentes alternativas de energía, contribuyendo a su confiabilidad energética, teniendo un costo de producción energética similar a la generación de energía fotovoltaica o eólica [12], resultando a su vez útil en la implementación de sistemas micro-grid, ya que permite la optimización económica de este sistema, al facilitar el ajuste de las fuentes de energía a las curvas de demanda de carga eléctrica y térmica de los consumidores [16].

Para diseñar sistemas CHP es necesario que se analicen factores que hagan propicia la ejecución de este tipo de implementación, para uso industrial o residencial, correspondientes al sitio de ejecución del proyecto como son: la calidad de la energía térmica necesaria, patrones de demanda de energía eléctrica y térmica, disponibilidad de combustible, confiabilidad requerida del sistema, regulaciones ambientales locales, dependencia de la red eléctrica local y el análisis de la posibilidad de exportar el exceso de electricidad a la red o a terceros [17].

Además de los análisis anteriores, se debe cumplir con ciertas condiciones, que buscan asegurar que el sistema CHP planteado logre ser el adecuado conforme al proceso en el que se implementara, estas son [18]:

- Debe determinarse la compatibilidad de cualquier sistema térmico existente con la instalación CHP propuesta, buscando que la necesidad de energía térmica pueda ser satisfecha por el sistema de cogeneración.
- Debe existir un factor de carga u horas de funcionamiento adecuadas para el sistema CHP planteado, esto significa que la duración del consumo eléctrico y térmico debe ser adecuado para el tamaño del sistema de cogeneración propuesto, teniendo este la capacidad de soportar las demandas eléctricas y térmicas.
- Debe tener perfiles de demanda de energía eléctrica y térmica constantes y coincidentes, además, se debe evitar diseñar el sistema para suplir la totalidad de la carga requerida con la planta de cogeneración, porque en ese caso tendrá un impacto negativo en la viabilidad económica del proyecto.

Con base a lo expuesto, debe indicarse que una de las aplicaciones en las que se puede implementar un sistema CHP es la deshidratación de alimentos, actividad desarrollada dentro del sector industrial colombiano, en la categoría de elaboración de productos alimenticios, que es considerado como medianamente intensivo en el uso de energía. Siendo que, el sector industrial tiene una capacidad de cogeneración instalada en el país de 234 MW, en donde el 49 % de esta capacidad corresponde a motores de combustión interna, sin incluíren plantas de tamaño inferior a 0.5 MW, según un informe de la Unidad de Planeación Minero Energética (UPME) [3].

La deshidratación es un procedimiento que busca extender la vida útil del alimento, promoviendo su mayor aprovechamiento, principalmente durante la etapa pos cosecha evitando picos de pérdidas por sobreproducción, y conservando características similares al mismo en estado fresco [19]. En tal sentido, este trabajo se enfoca en el proceso de deshidratación de los frutos de la planta conocida comúnmente como Sacha Inchi y cuyo nombre científico es (*Plukenetia volubilis* L.), cuya deshidratación es necesario para la posterior extracción de su aceite, siendo de gran importancia, dado que, se deben cumplir condiciones adecuadas en cuanto a la temperatura de deshidratación y el porcentaje final de humedad en los frutos, para no afectar la calidad del producto.

Todo ello, si se considera que la semilla de Sacha Inchi tiene un contenido del 43.5 %  $\alpha$ -linolénico (omega 3) y 39,6 %  $\alpha$ - linoleico (omega 6), esenciales para la nutrición humana [20], empleándose en diferentes usos, entre los cuales esta: reductor del colesterol, aceite de mesa, de cocina, en la industria para enriquecer con omega 3 los alimentos, en la producción de cosméticos, nutracéuticos y medicina [20].

Por otra parte, cabe destacar que las propiedades mencionadas del aceite de Sacha Inchi han generado un incremento en el cultivo de la planta, aportando al desarrollo agrícola colombiano. Tal es el caso, del instituto técnico agrícola Salesiano Valsállice, ubicado en la ciudad de Fusagasugá departamento de Cundinamarca, institución que realiza la comercialización de este aceite. Para la venta de aceite de Sacha Inchi, los frutos deben pasar por una serie de procedimientos, consistentes en: recolección, deshidratación, remoción de cáscara, extracción de aceite, purificación, envasado y almacenamiento. Siendo necesario en el proceso de deshidratación garantizar un nivel de humedad máximo final de 10 %, como se ha determinado por parte del instituto, para evitar generar un sabor desagradable en el producto.

Sin embargo, en el instituto Valsallice, actualmente la deshidratación de los frutos es realizada en un invernadero, siendo la opción más económica, aunque, sin lograr cumplir con los requerimientos de tiempo y homogeneidad en la deshidratación de los lotes de productos, lo cual disminuye la rentabilidad [21]. Este invernadero alcanza una temperatura máxima de 62 °C al medio día, con el inconveniente de grandes variaciones de temperatura en la noche, haciendo que este proceso dure en promedio 25 días.

Además, no cuenta con medios para controlar los niveles de humedad y temperatura, lo cual ha dado como resultado demoras en los tiempos de producción y poca homogeneidad en la humedad final de los lotes de frutos, haciendo necesario en ocasiones incluir una segunda etapa de deshidratación, esta vez en un horno eléctrico, generando una disminución en la rentabilidad económica y un incremento en los tiempos de producción.

Cabe destacar, que el equipo de deshidratación eléctrico usado para complementar la deshidratación en el invernadero permite regular la temperatura en un rango de (10 – 270) °C, teniendo un área de almacenamiento de frutos de 2.16  $m^2$ . Este equipo opera a una temperatura de 50°C, ideal para la deshidratación de los frutos como determinó el instituto; no obstante, su inconveniente es la poca capacidad de almacenamiento y mayores costos por facturación eléctrica.

Siendo la alternativa planteada para la sustitución del conjunto invernadero y horno eléctrico, correspondiente en un diseño que emplea como fuente de energía para la deshidratación de los frutos, la contenida en los gases de escape de un motor de combustión interna, esto se logra por medio de un sistema CHP, el cual se usa habitualmente para mejorar la eficiencia en sistemas de generación eléctrica [22].

Para la extracción de aceite del fruto de Sacha Inchi, el requerimiento de consumo de energía térmica se da gracias a la necesidad de deshidratar los frutos, mientras que el consumo de electricidad, corresponde a los equipos empleados en otras fases del proceso de extracción o en otras instalaciones del instituto técnico Valsalice, siendo estas unas demandas de energía permanente.

## 1.1. Planteamiento del problema

En consideración con las condición que presenta el instituto Valsalice en su proceso de extracción de aceite de Sacha Inchi, se encuentra que su principal problema surge por un suministro de calor ineficiente en la deshidratación de las semillas, debido a que se realiza en un invernadero solar, no logrando cumplir los requerimientos de temperatura de deshidratación y porcentaje de humedad final de las semillas, lo que incide en la calidad del producto generado y demoras en los tiempos de producción, ocasionando pérdidas económicas.

Por lo tanto, se busca un sistema de generación de calor que pueda sustituir el uso del invernadero en el que actualmente se realiza el proceso de deshidratación, donde un sistema CHP es una opción con la cual se logra proporcionar la energía térmica requerida para el funcionamiento de un horno de deshidratación, y que adicionalmente produzca energía eléctrica, siendo un sistema de eficiencia energética, ante lo cual surge la siguiente pregunta de investigación:

¿Cuáles son las características de un sistema CPH que emplee los gases de combustión de

una planta Diésel para el calentamiento de un horno de deshidratación, como estrategia de eficiencia energética a implementar en la institución educativa municipal Instituto Agrícola Salesiano Valsálce?

## 1.2. Objetivos

A continuación, dando respuesta a la pregunta de investigación se presenta el objetivo general de la presente tesis y sus objetivos específicos.

### 1.2.1. Objetivo general

Diseñar un proceso de cogeneración para secado de semilla de Sacha Inchi y producción de energía eléctrica a partir de un ciclo diésel.

### 1.2.2. Objetivos específicos

1. Diseñar el intercambiador de calor a partir del ciclo térmico de secado de las semillas Sacha Inchi para obtener la energía de salida requerida en los gases de escape del ciclo diésel.
2. Diseñar termodinámicamente el ciclo diésel en función de la energía requerida en los gases de escape, para el proceso de secado.
3. Determinar el tamaño del generador eléctrico en función de la energía de salida del ciclo diésel.

## 1.3. Estado del arte

El estado del arte del presente estudio se desarrolla en relación con los métodos utilizados actualmente para la deshidratación de las semillas de Sacha Inchi, la cual se considera como un producto húmedo, formado por un sustrato seco acompañado de cierta cantidad de agua entre los cuales actúan fuerzas de cohesión que los mantiene unidos, siendo necesario su secado para remover esta agua. El secado de las semillas se realiza por los fenómenos de: transferencia de calor desde sus alrededores, conducción de calor hacia el interior de la semilla, transferencia de agua desde el interior de la semilla hacia la superficie y finalmente la evaporación del agua en la superficie de la semilla [23].

El proceso de deshidratación de las semillas se origina por la transmisión de calor, produciendo gradientes internos de temperatura y la migración de humedad desde su interior hacia

el exterior. Para este proceso, se sigue la secuencia mostrada en la Figura 1.1, iniciando en el punto A, el cual corresponde a las condiciones iniciales, pasando por el punto B, donde el agua en el interior de la semilla se calienta hasta la temperatura de deshidratación, en la transición entre el punto B y C ocurre el secado a temperatura constante, y al llegar al punto C se alcanza la humedad crítica, por debajo de la cual la velocidad del secado se reduce con el tiempo [21].

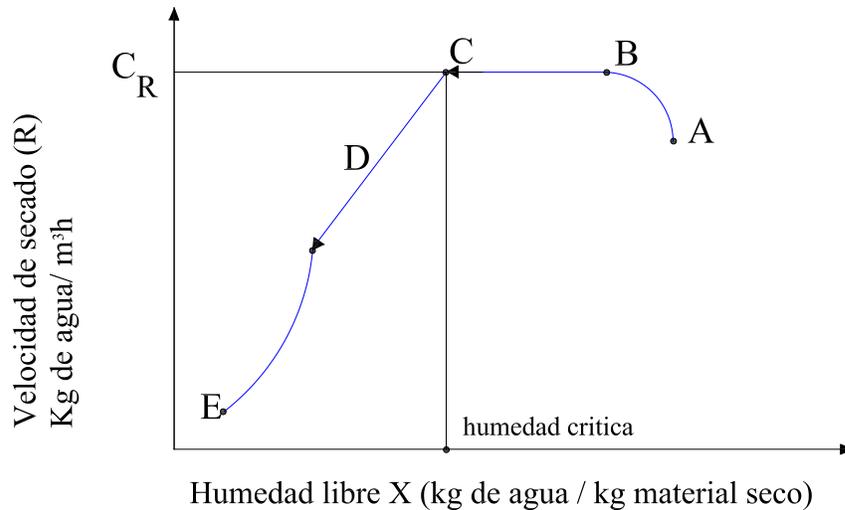


Figura 1.1: Ciclo de deshidratación de alimentos.

Fuente: [21]

Tradicionalmente, para la deshidratación de semillas se ha utilizado la energía solar, con su exposición directa al sol o utilizando invernaderos, generando dependencia a las condiciones climáticas. Actualmente, para los hornos solares se realizan investigaciones encaminadas a aumentar la energía aprovechable, disminuyendo el tiempo de secado, como el uso de hornos de alto flujo radiactivo, aunque aún se encuentran en desarrollo; por otra parte, para la deshidratación en aplicaciones industriales se emplean hornos que utilizan combustibles o electricidad [24]. La selección de los hornos de uso industrial para la deshidratación de semillas se realiza de acuerdo con la cantidad y volumen de las semillas a procesar, temperatura de deshidratación, velocidad del flujo de aire usado para el secado y el tiempo de deshidratación necesario [23].

La mayoría de los hornos de deshidratación constan de un alimentador, correspondiente al medio como ingresan las semillas al horno, que puede ser de tipo tornillo sinfín, platos vibradores y mesas giratorias, entre otros. Los hornos también disponen de un colector, donde se disponen las semillas para la deshidratación, puede ser de bandejas, sistema rotatorio, túnel o banda transportadora. Por último un calentador, que es el medio como se deshidratan las

semillas, cuando se realiza de forma directa, el aire se mezcla con los gases de combustión y si es en forma indirecta se utiliza un intercambiador de calor o resistencias eléctricas [25].

En términos generales, de acuerdo con C. Orrego [21], los hornos de deshidratación se pueden clasificar en los siguientes tipos:

- **Aspersión:** es utilizada para la deshidratación de materiales líquidos concentrados, obteniendo productos en sólidos. Consiste en atomizar un líquido que entra en contacto con una corriente de aire caliente, el cual es utilizado como medio calefactor y de transporte.
- **Tambor:** consiste en un tambor en contacto con el producto líquido a deshidratar, al hacerlo girar se adhiere a este una capa del líquido. Por la superficie del tambor fluye aire caliente, con el cual se produce la deshidratación, finalmente, se desprende el material seco raspando el tambor por medio de una cuchilla.
- **Rotatorios:** es un cilindro horizontal que rota alrededor de su eje. El material húmedo, que entra por un extremo del cilindro, se mueve por la acción de la gravedad.
- **Túnel:** consisten en una cabina dentro de la cual hay un flujo de aire caliente generalmente paralelo y en contra corriente con el movimiento del carro en el que se dispone el producto a deshidratar.
- **Secador de banda:** dentro del horno se mueve el producto mediante bandas transportadoras, estas tienen perforaciones para permitir que el aire caliente fluya a través de ellas, estableciendo un flujo cruzado.
- **Vacío:** se utiliza en alimentos cuya calidad se vea afectada al ser deshidratados con temperaturas altas, consiste en disminuir la presión dentro del horno produciendo la evaporación del agua a una menor temperatura. Adicionalmente, es calentado el alimento de forma indirecta por contacto con una pared de metal o por radiación.
- **Bandejas:** El producto es colocado en bandejas dentro de un compartimento aislado con exposición al aire caliente y seco.

De acuerdo con la clasificación presentada, el horno utilizado principalmente para la deshidratación de semillas es de tipo bandejas, debido a que este proceso requiere un mayor tiempo que en otros alimentos y no es necesario el movimiento de las semillas dentro del equipo. Este horno está compuesto por dos compartimientos: el primero es la cámara de calentamiento, donde se genera un flujo de aire caliente y seco; y el segundo es la cámara de deshidratación, dentro de la cual se disponen las semillas de forma que el flujo de aire de secado pueda pasar fácilmente entre estos por lo que deben tener una adecuada separación, para esto generalmente son utilizadas bandejas perforadas por las que circula aire [21].

El horno tipo bandeja se ha utilizado en el análisis de desempeño de un sistema CHP, que aprovecha los gases de combustión de un motor de combustión interna, para la deshidratación de hierbas aromáticas, utilizando un intercambiador de calor por efecto termosifón fabricado en cobre para transferir la energía de los gases de combustión al aire dentro del horno. Esta prueba se realiza utilizando temperaturas de deshidratación entre 51°C y 60°C, y temperaturas en los gases de combustión entre 428°C y 496°C con el motor trabajando a potencia máxima. Dando como resultado una eficiencia térmica del sistema CHP del 40,14 % y una eficiencia en el intercambiador de calor del 39 % [26].

En la industria de alimentos los sistemas de CHP que usan motores de combustión interna, alcanzan valores de ahorro de energía primaria del 17,18 %, resultando ser junto con las turbinas de gas las tecnologías CHP con mejores desempeños para su implementación en esta industria [27]. Generalmente, estos sistemas son aplicados para el calentamiento de agua, la generación de vapor o en sistemas de refrigeración [28].

En cuanto a la generación eléctrica el uso de motores de combustión interna aplicado a sistemas CHP tiene como principales características el inicio de operación rápido, buen seguimiento de carga, buena eficiencia en carga parcial y alta confiabilidad. Además, permite aumentar la capacidad y disponibilidad general de la planta, resultando ser una tecnología robusta y de amplio uso, en aplicaciones como reserva de energía, reducción de picos, soporte de red y en generación a pequeña escala. [17]

## 1.4. Organización del documento

El presente documento se encuentra dividido en 5 capítulos. El primer capítulo [1] corresponde a la introducción, se desarrolla el planteamiento del problema, los objetivos del trabajo y el estado del arte, continua con, el segundo capítulo [2] corresponde al marco teórico, donde se desarrollan los conceptos de sistemas de generación combinada de calor y potencia, el cálculo de eficiencia para estos sistemas, además, de los conceptos de ciclo diésel, intercambiadores de calor y equipos electrógenos.

Continuando con la división del documento, el tercer capítulo [3] corresponde a la metodología implementada en el desarrollo de este proyecto, la cual se desarrolla de manera secuencial en el siguiente orden: requerimientos del proceso de deshidratación, diseño propuesto del sistema de deshidratación, análisis termodinámico para determinar el calor requerido por el intercambiador de calor, cálculo termodinámico de la combustión, determinación del flujo volumétrico de gases de combustión para los motores analizados y selección del equipo electrógeno. El cuarto capítulo [4], corresponde al análisis de resultados el cual se desarrolla de acuerdo con la metodología planteada, finalmente, en el quinto capítulo [5] se desarrolla las conclusiones, correspondientes a las conclusiones específicas, los aportes y trabajos futuros.



---

## Capítulo 2

# Marco Teórico

---

### 2.1. Sistemas de generación combinada de calor y potencia (CHP)

Los sistemas de generación combinada de calor y potencia o CHP consisten en la generación simultánea de energía térmica y eléctrica a partir de una única fuente primaria de energía. Estos sistemas se clasifican en tres tipos: el primero, de acuerdo con el tipo de operación, el segundo, según la fuente que genera la energía térmica, y el tercero, por la potencia eléctrica generada, como se muestra en la Figura 2.1. De acuerdo al tipo de operación se puede dividir en: sistema superior, sistema inferior y sistema combinado [29].

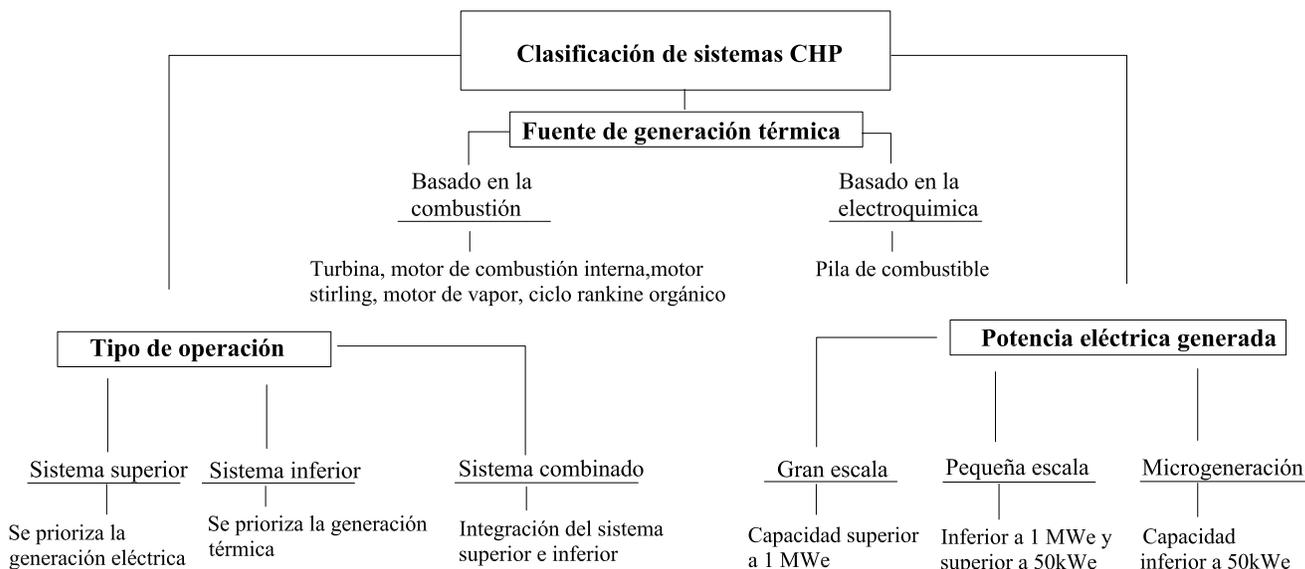


Figura 2.1: Clasificación de los sistemas CHP  
fuente: adaptado de [29]

El sistema superior, en el que operan la mayoría de los sistemas CHP, se utiliza primordialmente en la generación eléctrica o de energía mecánica, utilizando parte del calor desechado en un uso energético complementario, como proporcionar calor de proceso, agua caliente o calefacción de espacios. En el sistema inferior se busca principalmente la producción de calor para utilizarlo en un proceso de fabricación, en industrias como las de vidrio o acero donde se necesitan altas temperaturas, permitiendo recuperar parte del calor rechazado para la producción de energía eléctrica. El sistema combinado se aplica en instalaciones cuyos múltiples equipos permiten la integración de los dos sistemas anteriores, logrando una mayor eficiencia. [29]

Según la forma como es generada la energía térmica, esta puede ser a través de tecnologías basadas en la combustión o en la electroquímica [17]. Las tecnologías basadas en la combustión que se pueden implementar un sistema CHP son: turbina de gas de ciclo combinado con recuperación de calor, turbina de contrapresión de vapor, turbina de extracción por condensación de vapor, turbina de gas con recuperación de calor, motor de combustión interna, micro turbinas, motores Stirling, motores de vapor y ciclos de Rankine orgánicos; mientras que la basada en la electroquímica corresponde a las pilas de combustible [1].

De acuerdo a la potencia generada por el sistema CHP puede considerarse como: gran escala, pequeña escala y microgeneración; las unidades de cogeneración a gran escala tienen una capacidad superior a 1MWe, las de pequeña escala una capacidad instalada inferior a 1 MWe y mayor de 50 kWe, mientras que las unidades de micro-cogeneración tienen una capacidad máxima inferior a 50 kWe [1]. En relación con la Figura 2.1 existen diferentes tipos de tecnologías que pueden ser aplicadas a un proceso CHP, de estas las principales, por su mayor desarrollo comercial, son turbinas de gas, turbinas de vapor, motor de combustión interna alternativo o motor reciprocante, microturbinas y pilas de combustible.

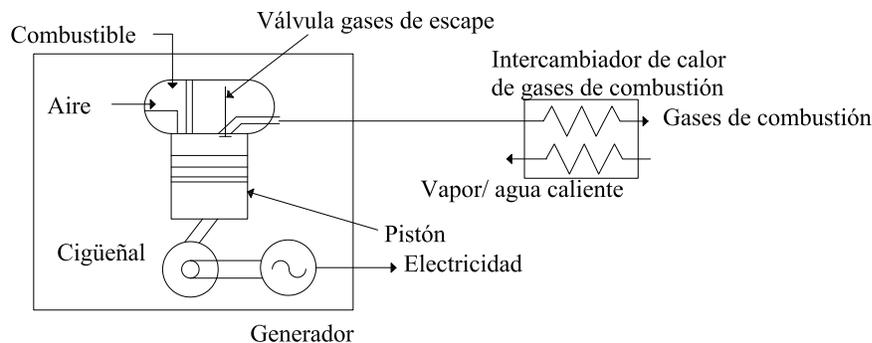
En la tabla 2.1 se muestran las principales características de estas tecnologías [18], presentando las características del motor de combustión interna alternativo, el cual es utilizado en el desarrollo de esta investigación, siendo que, los motores de combustión interna emplean mayormente combustibles derivados del petróleo o mezclas con biocombustibles para su funcionamiento, en estos motores, el calor residual generado por los gases de escape, se pueden aprovechar en procesos de calentamiento.

**Tabla 2.1:** Comparación de varias tecnologías de sistemas CHP.

fuente: [18]

Tecnología	Turbina de vapor	Turbina de gas	Micro turbina	Motor de combustión interna alternativo	celdas de combustible
Capacidad	500kW -80kW	250kw - 200kW	0.250kW	20kW-MW	0.83.6 MW
Eficiencia eléctrica (%)	5-40 %	4-36 %	22-28 %	27-41 %	30-63 %
Eficiencia general (%)	cerca del 80 %	66-71 %	63-70 %	77-80 %	55-80 %
Carga parcial	ok	lenta	ok	ok	buena
Tiempo de inicio (kW/m2)	1 hora por dia	10 min por dia	60s	10s	3 horas por 2 dias
Combustibles	todos	gas natural, gas sintético, gas de vertederos y combustible de petróleos	gas natural, gas combustibles líquidos	gas natural, biogás LPG, gas fabricación industrial	hidrogeno, gas natural, propano, metano
Uso de salida térmica	procesos de vapor, enfriamiento, calefacción de agua, calefacción urbana	procesos de vapor, agua caliente	calentamiento de agua, enfriamiento y calefacción	calentamiento de agua, calentamiento de áreas, enfriamiento y vapor de baja potencia	calentamiento de agua

En la Figura 2.2 se muestra el esquema de aprovechamiento de calor utilizado para el calentamiento de agua en un sistema CHP [30]. Como información adicional se menciona que puede llegar a un máximo del aprovechamiento de la energía térmica del calor residual generado por un motor de combustión interna alternativo, sumergido o rociado en agua con glicol al motor, logrando así una ganancia de energía en el fluido, dando como resultado un coeficiente de utilización de combustible superior a la unidad, con respecto al poder calorífico inferior, este método presenta como inconveniente la infiltración de agua en los equipos y conexiones eléctricas encentrándose en fase experimental [31].

**Figura 2.2:** Calentamiento de agua usando motores de combustión.

fuente [30]

## 2.2. Eficiencia en un sistema CHP

Se considera que un sistema CHP es de alta eficiencia cuando al compararse su desempeño con respecto a un sistema de generación independiente de energía térmica y eléctrica, el cual se utiliza como referencia, se logra una reducción apreciable de la energía primaria utilizada, resultando a su vez rentable para la aplicación en que se desea implementar. Según la directiva europea 2012/27/EU, una unidad CHP debe cumplir con uno de estos requisitos para acceder a incentivos económicos, al ser considerada de alta eficiencia [1]:

- La unidad de cogeneración proporciona un ahorro de energía primaria calculado de al menos un 10 %, en comparación con las referencias de producción separada de calor y electricidad.
- La producción a partir de unidades de microgeneración y de pequeña escala que proporcionan ahorros de energía primaria pueden calificar como de alta eficiencia.

El ahorro de energía primaria es el principal factor utilizado para analizar un sistema CHP, que emplea motores de combustión interna, para su cálculo se debe considerar inicialmente si la unidad de cogeneración opera permanentemente en sistema CHP o si existe funcionamiento “no-CHP”, este último correspondiente al tipo de operación en que solo se utiliza una forma de energía, como puede ser la generación eléctrica, sin aprovechar la generación térmica. También se debe considerar el uso del coeficiente de pérdida de potencia  $\beta$ , que es un factor de corrección utilizado en unidades CHP en las que, para conseguir una cantidad de generación de energía térmica adecuada es necesaria la disminución de la eficiencia eléctrica o mecánica, como en el caso de turbinas de vapor por condensación [32].

El funcionamiento en cogeneración completa, es en donde el sistema CHP opera con su eficiencia máxima, aprovechando todo el calor de cogeneración disponible, siendo la pérdida de calor  $H_w$  igual a 0, además de no existen tiempos de operación en modo “no-CHP”. Para este caso, el coeficiente  $\beta$  es igual a 0. De acuerdo a estas consideraciones se utiliza el desarrollo del cálculo teórico realizada por Christos A. Frangopoulos, como se describe a continuación [32]:

Para medir el desempeño del sistema se relaciona la energía proveniente del combustible  $F$ , a partir de la cual dentro de la unidad de cogeneración se genera energía eléctrica  $E$  y energía térmica  $Q$ , como se muestra en la ecuación [2.1]. Los componentes de la generación térmica son: el calor utilizado por el sistema  $H_{CHP}$ , las pérdidas invariables del sistema  $H_{ul}$ , que dependen del tipo de tecnología utilizada, y la energía térmica que no logra ser aprovechada  $H_w$  [32].

$$F = E + Q \tag{2.1}$$

Donde la energía térmica generada  $Q$ , corresponde a la suma de la energía aprovechable por el sistema  $H$  y las pérdidas invariables del sistema  $H_{ul}$ , ecuación 2.2 [32].

$$Q = H + H_{ul} \quad (2.2)$$

La energía térmica aprovechable por el sistema  $H$ , es la suma de la energía utilizada  $H_{CHP}$  y la pérdida por ineficiencias del sistema de recuperación de calor  $H_w$ , ecuación 2.3 [32].

$$H = H_{CHP} + H_w \quad (2.3)$$

Los cálculos de la eficiencia térmica  $\eta_h$  y eléctrica  $\eta_e$  del sistema CHP se consideran como la producción individual, generalmente de forma anual, de estas energías, dividida por el combustible utilizado para producir la suma del calor útil y la electricidad generada, considerando únicamente su funcionamiento en modo de cogeneración se reescriben como  $\eta_{h,CHP}$  y  $\eta_{e,CHP}$ , utilizando las ecuaciones 2.4 y 2.5 [31].

$$\eta_e = \frac{E_{CHP}}{F} \quad (2.4)$$

$$\eta_h = \frac{H_{CHP}}{F} \quad (2.5)$$

En situaciones donde el sistema funciona únicamente en modo de cogeneración, la eficiencia total de la unidad  $\eta$  es igual a la eficiencia en modo CHP  $\eta_{CHP}$ , siendo como se ve en la ecuación 2.6 [31].

$$\eta = \eta_{CHP} = \frac{E_{CHP}}{F} + \frac{H_{CHP}}{F} \quad (2.6)$$

La relación de potencia-calor  $C$ , es la relación entre la electricidad y el calor útil generado por el sistema, ecuación 2.7. Siendo en algunos casos posible el uso de tablas que estiman los valores de  $C$  de acuerdo a la tecnología de cogeneración utilizada, utilizándose como una aproximación al desempeño del sistema [32].

$$C = \frac{E_{CHP}}{H_{CHP}} = \frac{\eta_e}{\eta_h} = \frac{\eta_e}{\eta_{CHP} - \eta_e} \quad (2.7)$$

Por medio de la ecuación 2.8 se indica cuanta energía primaria es entregada por el combustible  $F_{CHP}$  para conseguir la generación eléctrica y de calor útil en el proceso de cogeneración [32].

$$F_{CHP} = \frac{E_{CHP} + H_{CHP}}{\eta_{CHP}} \quad (2.8)$$

La electricidad producida por la unidad de cogeneración  $E_{CHP}$ , puede ser determinada utilizando la relación calor-potencia y la generación de calor útil, utilizando la ecuación [2.9](#) [32](#).

$$E_{CHP} = C_{CHP} \cdot H_{CHP} \quad (2.9)$$

Para calcular el ahorro en el consumo de energía primaria, se deben determinar los valores de eficiencia utilizados como referencia en la producción separada de calor y electricidad que la unidad de cogeneración pretende sustituir, estos se establecen en el documento (UE) 2015/2402 [33](#), donde se toman muestras representativas de las eficiencias de equipos que incluyen las mejores tecnologías de producción disponibles y económicamente justificables de producción separadas de calor  $\eta_{hr}$  y electricidad  $\eta_{er}$ , clasificados de acuerdo con el tipo de combustible y tecnología. Estas eficiencias, son calculadas de acuerdo con las condiciones atmosféricas estándar ISO (temperatura ambiente de 15 °C, 1.013 bar y 60% de humedad relativa) [33](#).

Para calcular la eficiencia eléctrica de referencia, se tienen en cuenta las condiciones climáticas y el factor de corrección por pérdidas evitadas en la red. Respecto del factor de corrección correspondiente a las condiciones climáticas (solo se aplica para combustibles gaseosos), se tiene que por cada grado Celsius de variación con respecto a las condiciones ISO la eficiencia cambia en un 0,1%. En cuanto al cálculo del factor de corrección de las pérdidas evitadas en la red, esta se determina para diferentes niveles de tensión y fuentes de producción eléctrica de acuerdo con la tabla mostrada en [33](#). En caso de que el sistema CHP produzca energía mecánica, el cálculo de eficiencia se realiza determinando la energía eléctrica equivalente, utilizando un factor de corrección [33](#).

Luego de establecer los valores de eficiencia en la generación independiente de energía, se calculan la energía entregada por el combustible en la generación de electricidad  $F_{er}$ , ecuación [2.10](#) y de calor  $F_{hr}$ , ecuación [2.11](#) del sistema de referencia [33](#):

$$F_{er} = \frac{E}{\eta_{er}} \quad (2.10)$$

$$F_{hr} = \frac{H_{CHP}}{\eta_{hr}} \quad (2.11)$$

Al tener los valores de consumo de combustible de referencia en la generación independiente de energía, se calcula el ahorro de energía primaria del sistema  $PES_{CHP}$  utilizando la ecuación [2.12](#), esta proporciona una medida de cuanta energía es ahorrada al implementar el sistema CHP [32](#).

$$PES_{CHP} = F_{er} + F_{hr} - F_{CHP} \quad (2.12)$$

La tasa de ahorro de energía primaria  $PESR_{CHP}$ , ecuación 2.13 presenta la relación de aumento de eficiencia al comparar las eficiencias CHP frente a las de generación independientes 32.

$$PESR_{CHP} = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{e,CHP}}{\eta_{er}} + \frac{\eta_{h,CHP}}{\eta_{hr}}} \quad (2.13)$$

Otro valor utilizado para indicar el desempeño de un sistema CHP, es el coeficiente de uso de combustible  $CFU$ , calculado con la ecuación 2.14, para la que  $E_{CHP}$  es la energía eléctrica producida,  $H_{CHP}$  la energía térmica útil,  $\dot{m}_f$  es el consumo de combustible, y  $LHV$  corresponde al poder calorífico inferior del combustible 31.

$$CFU = \frac{E_{CHP} + H_{CHP}}{\dot{m}_f \cdot LHV} \quad (2.14)$$

### 2.2.1. Reducción de emisiones contaminantes

Para el análisis de viabilidad de un sistema CHP, también se consideran las emisiones contaminantes generadas, comparándolas con sistemas que no tienen cogeneración, las cuales se reducen gracias a que se requiere un menor uso de combustible. Para calcular la disminución de partículas de  $CO_2$  se determina la energía total entregada por el combustible  $F_t$ , que es igual a la sumatoria de energía de todos los equipos de generación utilizados, este se calcula conociendo el consumo y el tipo de combustible utilizado 16.

Para determinar las emisiones de partículas contaminantes se tienen en cuenta el tipo de combustible y sus características, además, del tipo de equipo utilizado, tiempo de funcionamiento y consumo de combustible 34. El coeficiente de emisiones  $EC$  expresa la relación entre las partículas contaminantes generadas por los equipos de combustión empleados en la cogeneración, por unidad de combustible consumido, como se muestra en la ecuación 2.15 15.

$$EC = \frac{(\text{emisiones contaminantes (Kg/año)})}{\text{energía fuente primaria (J/año)}} \quad (2.15)$$

La ecuación 4.49 se utiliza para relacionar la disminución de partículas contaminantes generadas entre el sistema de generación combinada y un sistema de generación simple:

$$\text{Emisiones evitadas} = \left( \frac{\eta_e}{\eta_{er}} + \frac{\eta_h}{\eta_{hr}} - 1 \right) EC \quad (2.16)$$

Donde:

$\eta_e$ = Eficiencia eléctrica del sistema CHP

$\eta_h$ = Eficiencia térmica del sistema CHP

$\eta_{er}$  = Eficiencia eléctrica del sistema SHP

$\eta_{hr}$  = Eficiencia térmica del sistema SHP

### 2.2.2. Normatividad sobre sistemas CHP

En cuanto a la definición del sistema de cogeneración, según la ley 1215 de 2008 es un proceso de producción de energía eléctrica y térmica que integra una actividad productiva [35]. Este sistema de cogeneración es un componente de la generación distribuida por lo que hace parte del plan energético nacional, y por medio la Ley 1715 de 2014 es formalizada como una actividad con la que se puede comercializar excedentes de energía eléctrica [36]. Siendo además que conforme el decreto 2143 de 2015 se tiene acceso a incentivos tributarios para la promoción, desarrollo y utilización eficiente de la energía, adicionalmente a que el sistema CHP puede integrarse en el desarrollo de micro redes [37].

La resolución 005 de 2010 de la Comisión de Regulación de Energía y Gas (CREG) establece el requisito para que una instalación sea considerada como de cogeneración, permitiendo su venta de excedentes de la energía eléctrica producida, siendo por medio del uso del rendimiento eléctrico equivalente  $REE$ , ecuación 2.17, como se evalúa si una instalación cumple con las condiciones para permitir esta comercialización, al comparar su rendimiento eléctrico equivalente con respecto a los valores mínimos indicados en la tabla 2.2 [38].

$$REE = \frac{EE}{EP - \frac{CU}{\eta_{refCU}}} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (2.17)$$

**Tabla 2.2:** Valores de  $REE$  en unidades de cogeneración, fuente [38]

Tipo de combustible	REE [%]
Gas natural	53.5
Carbón	39.5
Hidrocarburos grado API < 30	30
Hidrocarburos grado API > 30	51
Bagazo y demás residuos agrícolas de la caña de azúcar	20
Otros combustibles de origen agrícola	30

Donde:  $REE$  rendimiento eléctrico equivalente;  $EE$  producción total de energía eléctrica en el proceso, expresado en  $kWh$ ;  $EP$  energía primaria del combustible consumido en el pro-

ceso en  $kWh$ ;  $CU$  producción de calor útil del proceso, expresado en  $kWh$ ;  $\eta_{refCU}$  eficiencia de referencia para la producción de calor útil.

### 2.2.3. Costos de operación del sistema

El balance de rentabilidad durante la operación del sistema se determina con la relación de costo operativo del sistema  $OC$ , representada en unidades de pesos \$, corresponde a la ecuación 2.18 [16], siendo esta una relación entre los costos de: combustible  $FC$ , encendido y apagado del motor  $SSC$ , operación y mantenimiento de equipos  $OMC$  y compra de electricidad  $EBC$ , las cuales se desarrollan a continuación.

$$OC = FC + SSC + OMC + EBC \quad (2.18)$$

El costo de combustibles  $FC$ , es igual a la sumatoria del consumo de combustible  $F_t$  en los motores, calderas de vapor, calderas de absorción de calor o demás equipos utilizados para la cogeneración, expresado en  $(L/h)$ , multiplicado por el costo del combustible  $C_{Bio}$  en unidades de  $(\$/L)$ , durante el lapso de tiempo analizado, ecuación 2.19 [16].

$$FC = \sum_{t=1}^N T F_t C_{Bio} \quad (2.19)$$

El costo total de encendido y apagado del sistema  $SSC$ , se analiza con los valores de puesta en marcha  $SU$  y apagado  $SD$  de acuerdo con el número de equipos utilizados. En donde  $v_{g,t}$  y  $w_{g,t}$  son variables binarias que expresan el estado de encendido y apagado respectivamente de los equipos [16].

$$SSC = \sum_{t=1}^N \sum_{g=1}^M (v_{g,t}SU + w_{g,t}SD) \quad (2.20)$$

El costo de operación y mantenimiento  $OMC$ , corresponde a la ecuación 2.21 donde  $OM$  son los costos de operación y mantenimiento en  $(\$/KWh)$ ,  $P$  es la potencia generada por cada uno de los equipos expresado en (kW), en un lapso de tiempo  $T$ , ecuación 2.20 [16]

$$OMC = \sum_{t=1}^N \Delta T (OM_{ICE} \sum_{g=1}^M P_{g,t}) \quad (2.21)$$

El costo de energía comprada en red  $EBC$ , corresponde al costo de la energía destinada a la operación de los equipos que debe ser comprada, en donde  $(C_{GridE})$  es el costo de electricidad de la red  $(\$/KWh)$ , y  $(P_{grid,t})$  es la potencia comprada en la red eléctrica en kWh, ecuación 2.22 [16].

$$EBC = \sum_{T=1}^N \Delta T (C_{GriE} P_{grid,t}) \quad (2.22)$$

## 2.3. Ciclo Diésel

En el ciclo termodinámico diésel, se dan interacciones de calor y trabajo, siendo las suposiciones realizadas para el análisis ideal del ciclo diésel en condiciones estándar las siguientes [39]:

- El fluido de trabajo es aire, que circula de modo continuo en un circuito cerrado y siempre se comporta como un gas ideal.
- Todos los procesos que conforman el ciclo son internamente reversibles.
- El proceso de combustión es sustituido por el de adición de calor desde una fuente exterior.
- El proceso de escape es sustituido por uno de rechazo de calor, regresando el fluido de trabajo a su estado inicial.

El ciclo diésel se analiza cómo proceso de combustión estequiométrico, durante el cual un combustible se quema por completo con aire teórico, los componentes que existen antes de la reacción reciben el nombre de reactivos y los componentes que existen después se denominan productos, que en la combustión teórica no contienen combustible sin quemar, ni la presencia de  $C$ ,  $H_2$ ,  $CO$ ,  $OH$  u  $O_2$  libre [40]. El ciclo puede representarse por varios procesos idealizados, como se muestra en la Figura 2.3, correspondiente al diagrama  $pV$ , para el que los procesos son :

- 1-2 compresión isentrópica.
- 2-3 Expansión isobárica.
- 3-4 Expansión isentrópica.
- 4-1 Rechazo de calor a volumen constante.

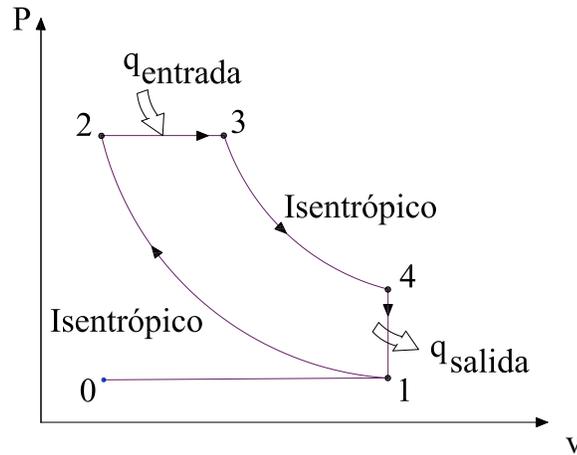


Figura 2.3: Diagrama ciclo diésel p-V.

En el análisis del ciclo diésel en condiciones estándar, se utiliza el gas ideal como fluido de trabajo, la temperatura, presión y volumen específico se relacionan mediante la ecuación de estado [2.23](#). Para un gas ideal, la energía interna, la entalpía y los calores específicos, son función de la temperatura [41](#).

$$P\nu = RT \quad (2.23)$$

Donde  $P$  es la presión absoluta,  $T$  es la temperatura absoluta,  $\nu$  es el volumen específico,  $R$  es la constante del gas, la cual es diferente para cada gas y se determina a partir de la ecuación [2.24](#)[41](#).

$$R = \frac{R_u}{M} \quad \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (2.24)$$

Donde  $R_u$  es la constante universal de los gases, con un valor de  $8,3147 \text{ kJ}/(\text{Kmol} \cdot \text{K})$  y  $M$  corresponde a la masa molar. La relación de calores específicos  $K$  para los gases ideales se muestra en [2.25](#) [39](#).

$$K = \frac{C_p}{C_v} \quad (2.25)$$

El calor que es cedido al ambiente en el ciclo ideal, entre los estados 4 y 1 donde se mantiene el volumen constante, se determina de acuerdo a la diferencia de temperatura entre estos estados multiplicada por el calor específico a volumen constante, como se muestra en la ecuación [2.26](#).

$$-q_{salida} = C_v (T_4 - T_1) \quad (2.26)$$

El volumen total de los gases de combustión del ciclo, entre los estados 4 y 1, como indica la relación de Amagat es igual a la suma de los volúmenes parciales, como si cada uno de los componentes están a la temperatura y presión de la mezcla [2.27].

$$V_{total} = \sum_i V_i = V_1 + V_2 + \dots + V_n \quad (2.27)$$

Igualmente, la entalpia total del gas de combustión corresponde a la sumatoria de las entalpias parciales de sus componentes, siendo esta expresada como se muestra en la ecuación [2.28], utilizando las fracciones másicas [42].

$$h_m = \sum_{i=1}^k f x_i h_i \quad (2.28)$$

## 2.4. Intercambiador de calor

Un intercambiador de calor, es un dispositivo utilizado para transferir energía térmica entre fluidos a diferentes temperaturas y en contacto térmico, en el que generalmente no hay interacciones externas de calor y trabajo [43]. Es utilizado con el propósito de calentar, enfriar, evaporar o condensar una corriente del fluido de interés. El intercambiador de calor es usado en: radiadores de automóviles, condensadores, evaporadores, calentadores de aire y en las torres de enfriamiento, entre algunas aplicaciones. En la cocción y secado de material orgánico se utilizan intercambiadores de calor de superficie, para evitar que los gases de combustión tengan contacto directo con el material a procesar [21].

Uno de los factores que deben ser considerados para el diseño de un intercambiador de calor es el tipo de fluido que interviene, ya que en un intercambiador de tipo gas a gas se tiene un coeficiente de transferencia de calor entre un 0,1 y 0,001 del obtenido al utilizar líquidos para la transferencia de calor [44]. En un intercambiador de calor que utiliza gases de combustión se debe considerar el calor latente y sensible, donde el calor latente se aprovecha por la condensación del vapor de agua contenido en el gas de combustión, y el calor sensible corresponde al cedido sin presentarse el cambio de estado del agua [45]. Es de aclarar que cuanto mayor sea el contenido de vapor de agua en los gases de combustión, más calor latente puede recuperarse al usar un intercambiador de calor de condensación, mejorando la eficiencia térmica. En equipos que operan a gas natural la fracción molar del agua contenido en los gases productos de combustión es del 20 %, siendo un porcentaje inferior para el combustible diésel [45].

En la superficie de un intercambiador de calor, cuando la temperatura de la pared es inferior a la temperatura del punto de rocío, se produce la transferencia de calor y masa,

iniciando la condensación del vapor de agua, siendo que mientras ocurre este proceso el agua en los gases de combustión se encuentra en forma de vapor sobrecalentado a temperatura  $T_{fg}$ , siendo que esta temperatura indica al caso donde se aprovecha el calor latente y sensible de los fluidos que interactúan [43].

Para determinar la tasa de transferencia de calor entre los fluidos que interactúan en un intercambiador de calor, considerando el uso de gases de combustión, generalmente son utilizadas las siguientes suposiciones y simplificaciones: se utiliza un flujo unidimensional en estado estacionario siendo el intercambiador de calor de flujo cruzado a contracorriente, no se presenta condensación de película en la superficie de la pared del tubo del intercambiador, además, no se producen reacciones químicas, ni pérdidas de calor en el medio ambiente, y el flujo de gas de combustión contiene únicamente  $CO_2$ ,  $O_2$ ,  $N_2$  y  $H_2O$  [45].

El balance de energía del intercambiador de calor se realiza utilizando las ecuaciones 2.29 y 2.30.

$$\dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{salida} = dE_{sistema} / dt \quad (2.29)$$

$$Q - W = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \quad (2.30)$$

## 2.5. Equipo electrógeno aplicado a sistemas CHP

Un grupo electrógeno consiste en la unión de una máquina rotativa de combustible y otra eléctrica, en la que se hace la conversión de energía térmica en mecánica y luego de mecánica a eléctrica, la cual puede funcionar de forma independiente de la red de suministro eléctrico. La máquina de combustión es un motor que se encuentra acoplado mecánicamente mediante un eje al alternador, y montados sobre un bastidor que es una estructura de acero que sujeta los componentes y proporciona resistencia, incluyendo también un aislamiento anti vibraciones. El motor se encarga de proporcionar la potencia útil, siendo este específicamente diseñado para accionar generadores eléctricos, y para su funcionamiento se incluye un sistema de arranque eléctrico, batería, sistema de refrigeración, depósito de combustible, sistema de escape, sensores y alarmas [46].

Sobre el funcionamiento eléctrico del equipo, al aumentar las cargas que son suplidas aumenta también la corriente, produciendo una caída de voltaje en el generador. Para mantener unos niveles de voltaje constantes el regulador aumenta la excitación del campo giratorio retornando el voltaje del estator a su nivel inicial, siendo está controlada por el regulador de voltaje que se encarga de la desviación y recuperación del voltaje, y la potencia producida controlada por la excitación del rotor. Siendo la información que debe proporcionar el fabri-

cante: voltaje, fase y frecuencia, régimen de salida kVa y kW, tipo de clasificación nominal, número del modelo, número de serie [47].

La selección de estos equipos se realiza de acuerdo con los siguientes factores: tipo de generación eléctrica, voltaje característico, protección cortocircuito, eficiencia, tipo de encapsulado, comportamiento en operación paralela, requerimiento de mantenimiento. De estos la caída de voltaje tolerable por los equipos resulta de gran importante, siendo que entre mayor sea esta más económico será el equipo. Según la norma ISO 8528-1 la clasificación de los tipos de equipos electrógenos de acuerdo a las exigencias en la regulación de voltaje y frecuencia se asigna de acuerdo al tipo de equipo que es energizado y las condiciones de regulación de los parámetros de funcionamiento del generador, siendo de clase *G1* correspondiente a equipos de iluminación y cargas simples, *G2* para demandas de voltaje similares a las de sistemas de energía comercial aceptando desviaciones temporales de voltaje y frecuencia, *G3* para equipos con demandas severas de voltaje, frecuencia y formas de onda, y la clasificación *G4* para equipos con demandas exigentes de voltaje, corriente y forma de onda [46].

La respuesta y la recuperación de voltaje; es generalmente menor a un segundo, con tiempo adicional para que el regulador se estabilice, dependiendo de la suma de las constantes de tiempo del regulador de voltaje, el excitador, el rotor principal y el estator principal [46].

El modo de operación de un equipo electrógeno según la norma ISO 3046/1 se clasifica en los modos: *standby*, *primepower*, operación continua. El modo *standby* indica la potencia máxima que el grupo electrógeno puede entregar durante un máximo de 500 horas al año, el modo *prime* se utiliza cuando el grupo electrógeno funciona como fuente principal de energía con un número ilimitado de horas, aunque, sin exceder un factor de carga promedio del 70 % en 24 horas, mientras que el modo de operación continuo se utiliza para proporcionar energía a una carga constante durante un número ilimitado de horas al año, siendo utilizada para proveer una carga base con un factor de carga igual o inferior del 70 % [48].

Para la administración de las cargas consideran los pasos de cargas, que son la distribución del orden en que se conectan las cargas, de acuerdo a sus potencias de arranque. Con la estrategia de priorización se identifican las cargas eléctricas de mayor importancia, las cuales son las primeras en ser aceptadas por el equipo electrógeno, al igual que se controla la desconexión de cargas que se realiza en periodos de demanda alta [46].

La administración de la energía eléctrica producida se puede clasificar entre: corte de cresta, cargas fundamentales y control importación cero/ exportación cero. El corte de cresta permite fijar una demanda de potencia máxima, siendo en caso de requerir una potencia mayor ser proporcionada por el equipo electrógeno, en la clasificación de carga fundamental el equipo electrógeno opera con una carga constante, siendo la potencia adicional necesaria proporcionada por la empresa de energía, y la importación cero/exportación cero corresponde al caso en que el cliente proporciona potencia a todas las necesidades eléctricas de la

instalación, permaneciendo en paralelo con la empresa de energía eléctrica [46].

Para el caso de plantas de generación combinada de calor y potencia el modo de operación utilizado es continua a carga constante, en el que se permite un funcionamiento sin límite de tiempo entre cada periodo de mantenimiento para una carga eléctrica constante, esta es definida según la norma ISO 8528-1: *part* 1 como la potencia que un motor es capaz de proporcionar de forma continua, siguiendo los intervalos de mantenimiento normales indicados por el fabricante, a la velocidad indicada y en las condiciones ambientales indicadas [49].

Al seleccionar un equipo para emplearse en cogeneración se debe buscar satisfacer el calor necesario para la aplicación específica, a diferencia de otros escenarios de uso en los que se busca únicamente cumplir con una carga eléctrica, por lo que se deben considerar factores como los porcentajes de requerimiento de energía térmica y eléctrica, contemplando la necesidad de un suministro eléctrico adicional por parte de una empresa de energía eléctrica, en caso de seleccionarse un equipo con gran capacidad térmica y poca capacidad eléctrica, también es necesario considerar la viabilidad económica del uso del equipo de acuerdo con los precios de energía para calentamiento y electricidad, y además de las necesidades actuales y futuras del cliente [49].

Considerando también que para la selección de un grupo electrógeno normalmente se debe determinar el tamaño de un grupo que proporcione un valor mayor de la potencia necesaria para producir el par de arranque requerido por medio de los KVA de arranque necesarios, buscando contar con una carga equilibrada evitando el riesgo de sobrecalentamiento [49].

### Ajuste de potencia de un grupo electrógeno

Los parámetros efectivos que indican el funcionamiento de un motor de tipo diésel que hace parte de un grupo electrógeno se ven afectados por las condiciones en las que opera, dado que la variación de la presión y la temperatura atmosférica afecta la densidad del aire y su composición, y en consecuencia las prestaciones de toda máquina térmica [50].

El ajuste a las condiciones de operación del motor se puede realizar por dos métodos: el primero a través del uso de tablas de reducción de potencia, y el segundo, con ecuaciones de ajuste. La corrección por humedad del aire es un efecto que tiene una influencia mucho menor sobre las prestaciones del motor que la presión y temperatura, por lo que no se analizará [50].

Se realiza el ajuste de la potencia en el motor de combustión interna y el consumo de combustible de acuerdo a las condiciones ambientales del sitio donde opera el equipo, siguiendo el procedimiento descrito en la norma ISO 3046-1, en la que se consideran como condiciones de referencia estándar una presión de 100 kPa, temperatura de 298K, humedad relativa de 0,3 y se utiliza una eficiencia mecánica en el motor de 0,85. A partir de estos valores estándar es determinado la potencia bajo condiciones ambientales ecuación [2.31] y consumo de combustible en condiciones ambientales ecuación [2.32], en donde el consumo específico de combustible

bajo condiciones de referencia estándar es  $b_r$ , la potencia bajo condiciones de referencia es  $P_r$  y  $\alpha, \beta$  son los factores utilizados para realizar los ajustes desde las condiciones estándar a las reales [48].

$$P_x = \alpha P_r \quad (2.31)$$

$$b_x = \beta b_r \quad (2.32)$$

El cálculo del factor de consumo de combustible y el factor de ajuste de potencia inician determinando la presión de vapor de agua para las condiciones ambientales, con este se calcula la presión de vapor de aire seco y luego la relación de potencia indicada, con este valor y la eficiencia mecánica del motor se determinan estos factores, el factor de potencia indicado se utiliza para determinar los coeficientes de ajuste por medio de la ecuación 2.33 de acuerdo a la norma ISO 3046-1 [48]

$$\kappa = \left( \frac{p_x - a\phi_x p_{sr}}{p_r - a\phi_r p_{sr}} \right)^m \left( \frac{T_r}{T_x} \right)^n \left( \frac{T_{cr}}{T_{cx}} \right)^s \quad (2.33)$$

Donde:  $p_x$  = presión barométrica total ambiental en el sitio,  $p_r$  = presión barométrica estándar,  $P_{sr}$  = presión de saturación del vapor de agua en el estándar,  $a$  = factor de humedad,  $T_r$  = temperatura ambiente estándar,  $T_x$  = temperatura del sitio,  $T_{cr}$  = temperatura de refrigeración estándar,  $T_{cx}$  = temperatura de refrigeración del sitio,  $\phi_r$  = humedad relativa estándar.

La ecuación 2.33 también se puede expresar como la ecuación 2.34, donde los factores para su cálculo son asignados de acuerdo con el tipo de motor utilizado, extraído de tablas de la norma ISO 3046-1 [48]

$$\kappa = (R_1)^{y_1} (R_2)^{y_2} (R_3)^{y_3} \quad (2.34)$$

Luego de calcularse el valor de  $\kappa$  y por medio de la eficiencia mecánica  $\eta_m$  del equipo, se determinan los valores del factor  $\beta$  para recalcular el consumo de combustible, usando la tabla B.4 de la norma ISO 3046-1, y el factor  $\alpha$  para recalcular de ajuste de potencia con la tabla B.5 de la misma norma [48]

---

## Capítulo 3

# Metodología

---

Para el diseño del sistema CHP, aplicado al proceso de deshidratación de semillas de Sacha Inchi, se utiliza una metodología cuantitativa, la cual de manera sistemática y secuencial es desarrollada por medio de las fases mostradas en la Figura 3.1 se presenta el diagrama metodológico, mostrando de forma secuencial las actividades necesarias para lograr el diseño del sistema CHP.

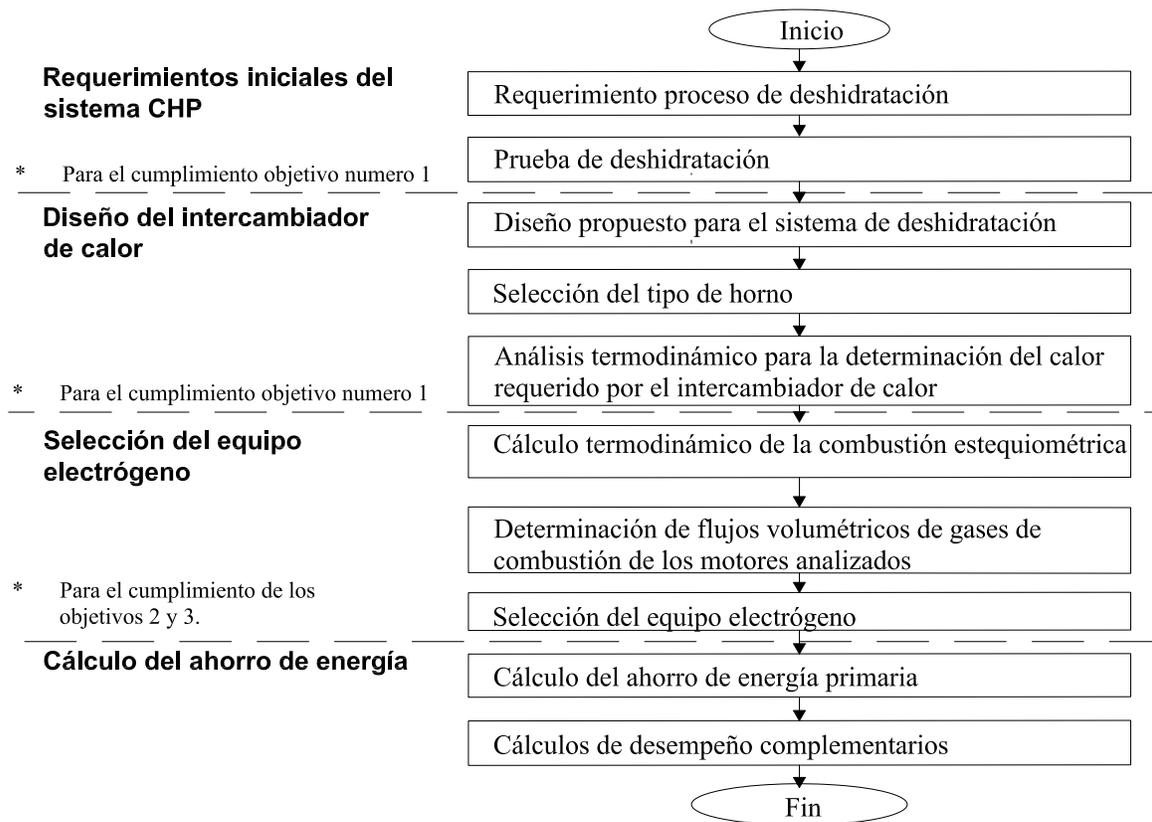


Figura 3.1: Diagrama metodológico sistema CHP.

Se inicia estableciendo los requerimientos para la deshidratación de los frutos, por medio de pruebas donde de acuerdo a la cantidad de frutos que deben ser deshidratados se selecciona el tipo de horno que mejor se ajusta al proceso. En la siguiente fase, se realiza el diseño del intercambiador de calor y la selección del equipo electrógeno analizando teóricamente el ciclo termodinámico diésel y del balance de energía dentro del intercambiador de calor, para de forma comparativa seleccionar el equipo que se ajusta a los requerimientos de generación de energía térmica. Finalmente, de manera teórica se calcula el ahorro de energía primaria y la disminución en la generación de partículas contaminantes de acuerdo a normativas aplicadas a sistemas de eficiencia energética.

A continuación, se describen los procedimientos correspondientes al desarrollo del sistema CHP.

### **3.1. Requerimientos del proceso de deshidratación**

Para determinar las condiciones que se deben cumplir durante el suministro de calor en la deshidratación, de acuerdo al proceso productivo que se realiza en el instituto Valsalice, debe establecerse cuantas semillas son deshidratadas diariamente y las condiciones de temperatura y tiempo de duración de este proceso, realizando la prueba de deshidratación que se describe a continuación.

Es necesario conocer cuánto tiempo estará el sistema en funcionamiento, para lo cual, se desarrollan pruebas de deshidratación de los frutos en el laboratorio del instituto Valsalice, determinando el porcentaje de humedad que contienen las semillas y el tiempo necesario para lograr reducir su humedad al 10 %, la cual corresponde a la humedad necesaria para conseguir una adecuada calidad en el aceite extraído de las semillas, siendo este porcentaje de humedad un requerimiento realizado por el instituto Valsalice.

A efectos de determinar el porcentaje de humedad máximo que contiene el fruto, se utiliza el equipo descrito en la tabla **3.1** a una temperatura de  $100^{\circ}C$ , se realizan mediciones de la reducción en la masa a intervalos de una hora hasta que no se observa variación en esta, para una muestra de 10 frutos, el resultado es utilizado para estimar cual es la reducción necesaria de la masa para lograr la humedad requerida.

**Tabla 3.1:** Características técnicas del equipo utilizado en la prueba de humedad máxima

Potencia	Variable (100-1800)W
Nivel de tensión	120 Vac
Numero de bandejas	2
Dimensiones internas	(0.4x0.4x0.5)m
Volumen total	0.08 m <sup>3</sup>

Utilizando el resultado anterior, se realiza un nuevo ensayo, con el propósito de determinar el tiempo necesario para lograr un porcentaje de humedad del 10 % en el fruto utilizando el equipo descrito en la tabla 3.2, a una temperatura de 50°C, siendo está una temperatura adecuada para la deshidratación de alimentos [21]. Se toman mediciones de la masa, utilizando 15 grupos de 10 semillas cada uno, hasta conseguir el porcentaje de humedad deseado.

**Tabla 3.2:** Características equipo utilizado en la prueba del tiempo de deshidratación

Marca	Eyele
Referencia	WFO- 1000SD
Potencia nominal	2.3KW
Nivel de tensión	220Vac
Numero de bandejas	5
Dimensiones internas	(0.75x0.72x1.6)m
Volumen total	0.86 m <sup>3</sup>

Con los datos adquiridos de variación de masa en las muestras, se desarrolla el estudio de cinética de secado, determinando el grado de humedad en las semillas de acuerdo con la ecuación 4.1, en la que  $W_h$  es el peso total del solido húmedo y  $W_s$  es el peso total del solido seco,  $X_t$  representa la humedad en cada instante de tiempo en unidades de ( $kg_{dehumedad}/kg_{masaseca}$ ) [51].

$$X_t = \frac{W_h - W_s}{W_s} \quad (3.1)$$

La reducción en la humedad de la muestra es presentada por medio de una gráfica que relaciona la humedad en función del tiempo de secado, obteniéndose un estimado del tiempo necesario para lograr un porcentaje del 10 % de humedad en los frutos. En esta prueba no se consideran las características del flujo de aire utilizado para el secado de las semillas, su velocidad o contenido de humedad.

### 3.2. Diseño propuesto para el sistema de deshidratación

El método utilizado para la deshidratación de las semillas de Sacha Inchi se determina por medio de la consulta de las tecnologías utilizadas para el calentamiento de los hornos de deshidratación de alimentos, siendo necesario un sistema que permita aprovechar los gases de combustión de un motor para el calentar del ambiente en el que se deshidratan las semillas, debiendo asegurar que los frutos no sean contaminados por los gases de combustión utilizados como fuente de energía térmica, seleccionando el tipo de horno que mejor se ajusta a las necesidades del instituto. Se considera que generalmente un horno de deshidratación se analiza dividiéndose en dos componentes: el primero la cámara de deshidratación y el segundo la cámara de precalentamiento [41].

Para el dimensionamiento de la cámara de deshidratación, se tiene en cuenta la cantidad y volumen que ocupan los frutos a deshidratar. La cámara de precalentamiento, incorpora al intercambiador de calor, del cual se especifica el tipo a utilizar, siendo a partir de este que se determina la energía suministrada por los gases de combustión.

### 3.3. Análisis termodinámico para la determinación del calor requerido por el intercambiador de calor

A efectos de determinar la energía necesaria para asegurar el funcionamiento térmico del horno de deshidratación, específicamente dentro de la cámara de precalentamiento, se desarrolla el balance de energía del intercambiador de calor, que es utilizado en la transferencia la energía entre los gases de combustión y el aire que ingresa al horno, como se muestra en la Figura 3.2.

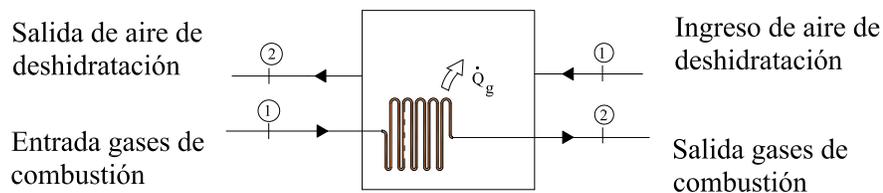


Figura 3.2: Diagrama intercambiador de calor

El diseño del intercambiador de calor, corresponde al cálculo de los estados de entrada y salida de los fluidos que interactúan, por medio del análisis termodinámico de estos. Inicialmente, se determinan las características del aire que es calentado dentro del intercambiador

de calor, desde las condiciones ambientales hasta alcanzar la temperatura de operación del horno, para lo que se determina previamente su flujo volumétrico, calculado de acuerdo a la velocidad del aire y las dimensiones internas de la cámara de deshidratación del horno. Utilizando las entalpías del aire junto con el flujo másico  $\dot{m}_a$  se calcula la tasa de transferencia de calor que debe ser proporcionado por los gases de combustión  $\dot{Q}_g$ .

### 3.4. Cálculo termodinámico de la combustión estequiométrica

Es necesario determinar las condiciones de los gases de escape en el intercambiador de calor, para encontrar el flujo volumétrico requerido y realizar la selección del motor de combustión interna. En este caso, la salida de los gases de combustión, estado 2 de la Figura 3.2, se fija con un valor superior a la temperatura del punto de rocío del agua contenida en los gases de combustión, mientras que la temperatura de entrada, estado 1, varía de acuerdo a los motores considerados para ser usados en el sistema CHP.

Las temperaturas de los gases de combustión se selecciona de acuerdo a la consulta de fichas técnicas de motores utilizados en equipos electrógenos, determinando el flujo volumétrico necesario que cumpla con el requisito de calor que debe proporcionarse en el horno, para lo cual se desarrolla el análisis teórico del ciclo diésel mostrado en la Figura 3.3, específicamente entre los estados 4 y 1, ya que una fracción de la energía cedida entre estos estados es utilizada para el calentamiento del aire dentro del horno  $\dot{Q}_g$ . En la Figura 3.3 se relacionan los estados 4 y A del ciclo diésel, con los estados 1 y 2 del intercambiador de calor, para los gases de combustión, considerando que, el estado A indica las características de los gases de combustión a la temperatura de saturación del vapor de agua, contenido en estos gases, siendo igualmente esta la temperatura de salida en el intercambiador de calor.

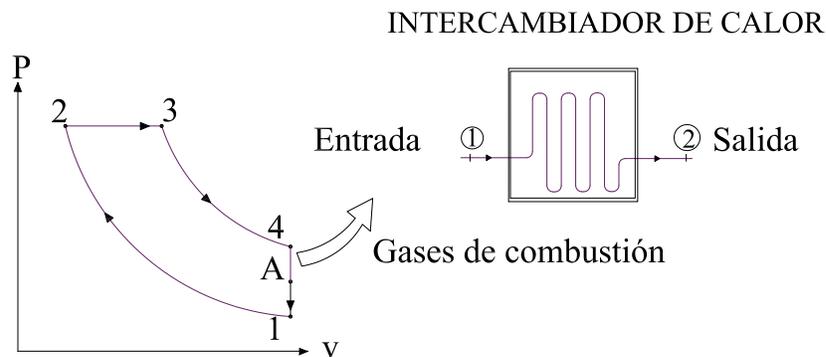
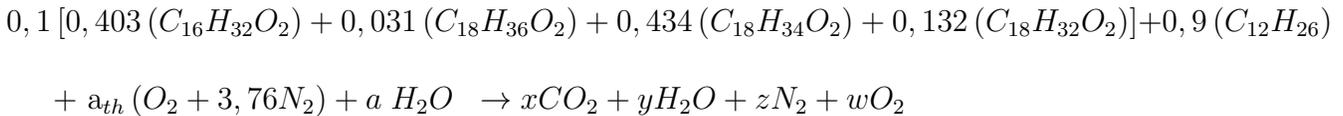


Figura 3.3: Diagrama p-V ciclo Diésel.

### 3.5. Determinación del flujo volumétrico de gases de combustión para los motores analizados

Como parte del análisis del ciclo diésel, se define un estado intermedio entre 4 y 1, el cual se denomina como  $A$ , como se muestra en la figura [3.3](#), que es utilizado para indicar las condiciones de salida de los gases de combustión en el intercambiador de calor. El flujo másico de gases de combustión necesarios para el funcionamiento del horno, se calcula por medio de las entalpías entre los estados 4 y  $A$  de acuerdo al balance estequiométrico del combustible diésel.

La composición de los gases de combustión, se determina de acuerdo con el balance estequiométrico del combustible biodiésel B10, ecuación [3.5](#). De acuerdo a esta se determina la entalpía total de los gases de combustión, que es igual a la suma de las entalpías parciales en relación con sus fracciones másicas, como se desarrolla en el marco teórico sección 3.3. Los valores de las entalpías que se utilizan corresponden a los presentados en tablas de propiedades termodinámicas desarrolladas por el autor Cengel [42](#).



### 3.6. Selección del equipo electrógeno

Para seleccionar el equipo se realiza la revisión de fichas técnicas de motores diésel que son utilizados en equipos electrógenos, de acuerdo a la temperatura de los gases que se reporta en las fichas técnicas se calcula y compara el flujo volumétrico de los gases de combustión generados con respecto a los valores requeridos para suplir la energía demandada por el horno.

Para determinar cuál de los equipos se ajusta de mejor manera al requerimiento del sistema, se realiza una tabla comparativa donde se incluyen varios equipos considerados como factibles de ser utilizados en el sistema CHP, siendo los parámetros de selección del equipo: la temperatura y el flujo volumétrico de los gases de combustión.

#### 3.6.1. Cálculo del ahorro de energía primaria

Para establecer la viabilidad de un sistema de cogeneración, se determina el ahorro primario de energía utilizando el procedimiento indicado en el marco teórico, sección [2.2](#), de

acuerdo a la directiva 2012/27/EU sobre eficiencia energética de la unión europea [1]. En este procedimiento, la eficiencia del sistema diseñado es comparada con la eficiencia de referencia térmica y eléctrica, que refleja el desempeño de equipos de generación independiente, estableciendo también, el ahorro de combustible que tendrá el diseño propuesto [32].

### **3.6.2. Cálculos de desempeño complementarios**

Como una referencia del desempeño del sistema diseñado, en cuanto al factor medioambiental y económico, se calcula la generación de partículas contaminantes y el costo de operación por medio de la metodología desarrollada en la sección 2.2.1 y 2.2.3 del marco teórico. La generación de partículas contaminantes es comparada con respecto al sistema de generación simple.



---

## Capítulo 4

# Análisis de resultados

---

Para mejorar las condiciones de deshidratación del fruto de Sacha Inchi en el instituto Valsalice de la ciudad de Fusagasugá, se diseña un sistema CHP, conformado por un horno de deshidratación, un motor de combustión y un generador eléctrico.

### 4.1. Diseño propuesto para el sistema de deshidratación

En la Figura 4.1 se muestra el diagrama de bloques del sistema CHP diseñado, en este, a partir de los gases producto de la combustión de un motor, se suministra el calor necesario para calentar el aire usado en la deshidratación de los frutos, mientras de forma simultánea, es generada energía eléctrica la cual será utilizada en las instalaciones del instituto Valsalice, por medio de la configuración entre horno- intercambiador de calor - motor de combustión- generador eléctrico.

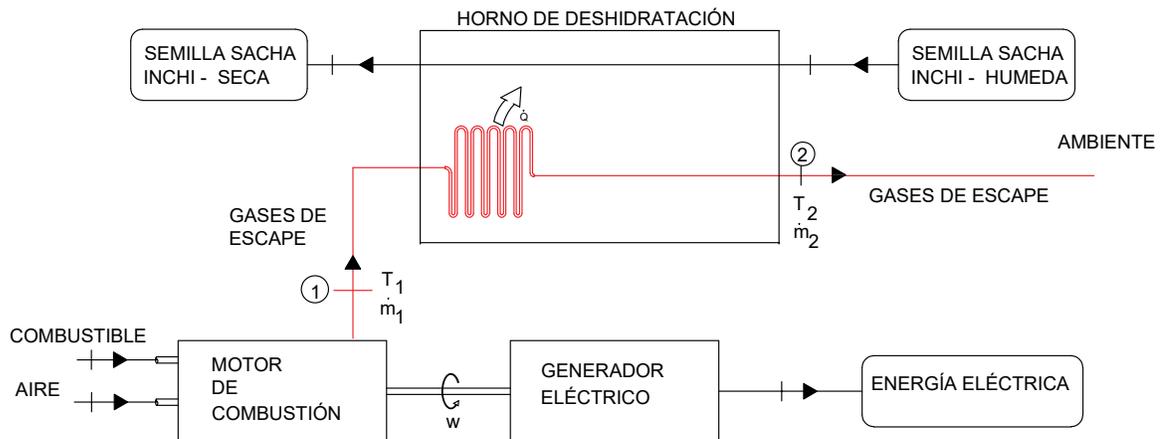


Figura 4.1: Diagrama de bloques sistema CHP.

En la Figura 4.1 los estados indicados con 1 y 2 corresponden al ingreso y salida de los gases de combustión en el horno de deshidratación, los cuales se relacionan respectivamente con los estados 4 y el denominado como *A* del ciclo termodinámico diésel, indicando la energía térmica que será aprovechada dentro del proceso de cogeneración.

### Condiciones iniciales del diseño

Este diseño se integra en el proceso de extracción de aceite de Sacha Inchi, específicamente en la etapa de deshidratación de los frutos, en la Figura 4.2 se muestra el fruto, y debe asegurarse que se logre suplir el requerimiento de calor para la deshidratación. Para el efecto, deben considerarse las condiciones particulares de deshidratación de este fruto, las cuales son previamente establecidas por el instituto Valsalice, como se muestran en la tabla 4.1, siendo las características de funcionamiento del horno de deshidratación, tiempo de funcionamiento y consumo de energía, determinadas de acuerdo a estos requerimientos iniciales, que se utilizan como punto de partida para el desarrollo de este proyecto.



Figura 4.2: Imagen del fruto de Sacha Inchi

**Tabla 4.1:** Requerimientos para el procesamiento de semillas.

Numero de frutos almacenadas	2 500
Temperatura objetivo	50°C
Porcentaje de humedad objetivo	10%

Las condiciones ambientales presentes en el instituto Valsalice, se toman iguales a las del municipio de Fusagasugá, el cual registra una temperatura media anual de 19°C y una humedad relativa media anual del 85%, de acuerdo al Instituto de Hidrología Meteorología y Estudios Ambientales (IDEAM) [52], como se muestra en la tabla 4.2.

**Tabla 4.2:** Condiciones ambientales Fusagasugá

Temperatura ambiente	19 °C
Altura al nivel del mar	1 728 msnm
Presión atmosférica	82.22 kPa
Humedad relativa	0.85

fuelle: Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales (IDEAM) 52

## 4.2. Selección del tipo de horno de deshidratación

De la amplia clasificación de hornos de deshidratación se ha determinado, que en lo referente al secado de los frutos de Sacha Inchi, debe emplearse el de tipo bandejas, esto considerando que deben ser deshidratados diariamente 2500 frutos, los cuales a través de una prueba de deshidratación requieren un tiempo de secado de 8 horas, con lo cual se hace inviable el uso de hornos de tipo cinta transportadora u otro de movimiento continuo, debido al prolongado tiempo de deshidratación y el limitado volumen que estas semillas ocupan, adicionalmente, el único requerimiento de deshidratación consiste en mantener una temperatura constante de 50°C, pudiendo ser realizado a presión atmosférica y por medio de aire, sin requerirse otro método para transferir calor a las semillas, siendo el horno de tipo bandeja el utilizado comercialmente para esta clase de productos.

En la Figura 4.3 se presenta el esquema correspondiente a este horno, en donde se utiliza un intercambiador de calor de superficie para asegurar que los gases de escape del motor no tengan contacto con los frutos, evitando su contaminación, realizando la transferencia de calor de forma indirecta. En el intercambiador de calor, el aire es el fluido por medio del cual se realiza la deshidratación, y los gases de combustión son usados para el calentamiento del aire.

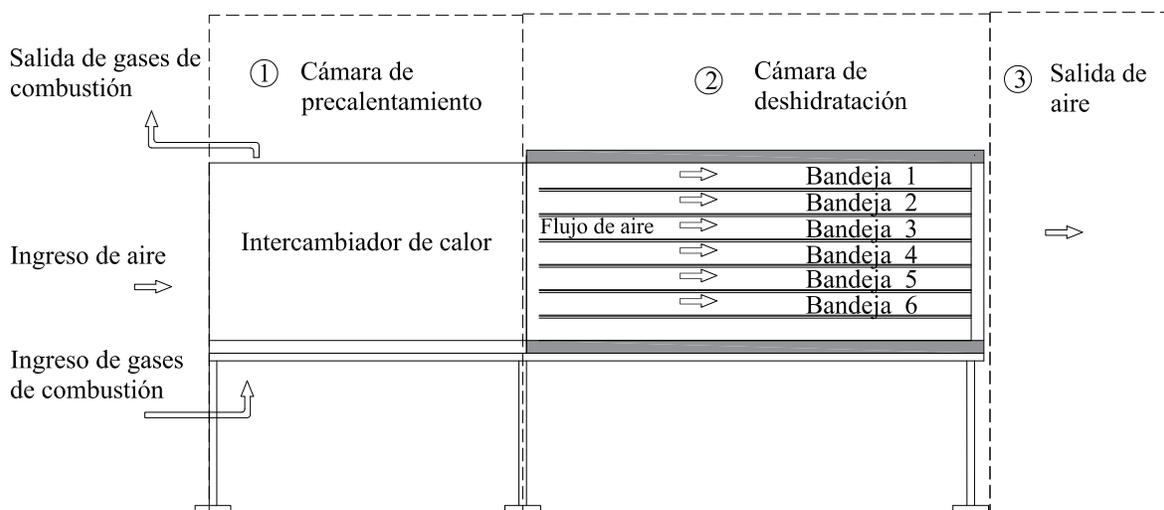


Figura 4.3: Horno de bandejas

En la Figura 4.3 se muestran tres condiciones del aire dentro del horno, la primera corresponde al calentamiento del aire, en la segunda el aire circula por las bandejas con frutos removiendo de estos su humedad, y en la tercera se produce su salida al ambiente en condiciones de menor temperatura y mayor humedad absoluta. Para el desarrollo de este proyecto se analiza el calentamiento del aire dentro de la cámara de precalentamiento, ya que es en esta donde interactúa con los gases de escape del motor produciendo el requerimiento de calor para el sistema CHP.

La cámara de deshidratación debe comportarse lo más cercano a un proceso adiabático, siendo un recinto aislado térmicamente para evitar la pérdida de calor al ambiente, donde en su interior, la transferencia de calor se presenta con la exposición a aire caliente y seco que circula de forma uniforme y paralela a las bandejas. Se utiliza una temperatura de secado de  $50^{\circ}\text{C}$  y un flujo de aire de  $2,5\text{ m/s}$ , como es recomendado en [53].

En la cámara de precalentamiento el aire es calentado, utilizando un intercambiador de calor de superficie a contracorriente en el que los fluidos que intervienen son: aire que ingresa en condiciones ambientales y gases de combustión, estos se muestran en la Figura 4.4

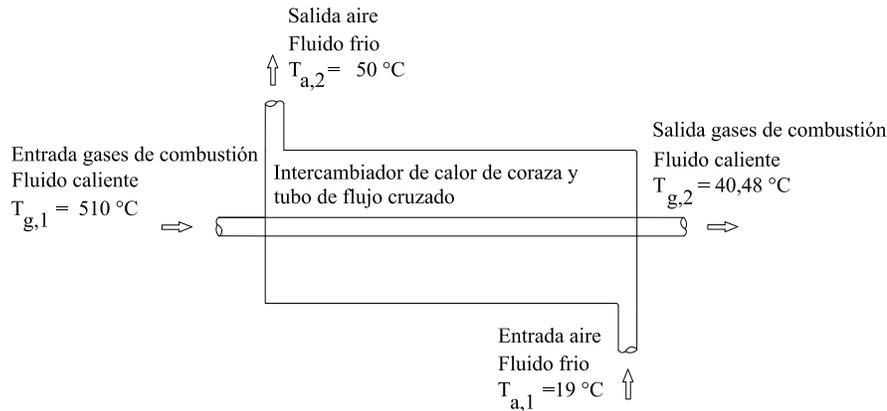


Figura 4.4: Esquema cámara de precalentamiento

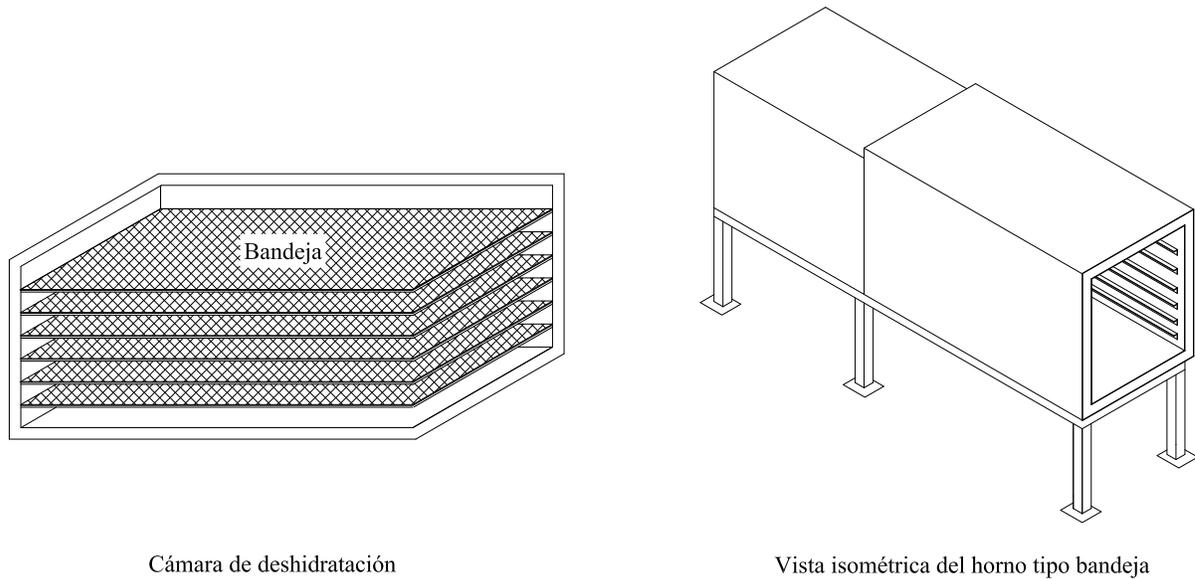
De acuerdo a la cantidad de semillas cosechadas por el instituto se diseña el horno con una capacidad de 2500 frutos equivalente a 12500 semillas, cantidad que se deshidrata en un ciclo. Estos frutos se distribuyen en 6 bandejas con dimensiones  $(0,5 \times 2,0)\text{ m}$ , la cámara de deshidratación se ajusta a la capacidad de bandejas requeridas, como se muestra en la tabla 4.3.

Tabla 4.3: Dimensiones internas de la cámara de deshidratación

Ancho de la bandeja	0,5 m
Largo de la bandeja	2,0 m
N° de bandejas	6
Área de bandejas	$6,0\text{ m}^2$

La Figura 4.5 muestra el esquema de la disposición de las bandejas dentro de la cámara de deshidratación, considerando que se diseña la cámara de deshidratación para proporcionar una separación de 10 cm entre bandejas, el área de circulación del aire de deshidratación es de  $0,3\text{ m}^2$  correspondiente a la sección

perpendicular al flujo de aire, el área se determinó considerando que la demanda de energía por parte del horno es proporcional a esta, por lo tanto, se busca dimensionar las bandejas para que sean principalmente alargadas reduciendo la sección de ingreso de aire en la cámara de deshidratación, siendo que el área se ajustó de acuerdo a la energía proporcionada por el motor seleccionado y el diseño del intercambiador de calor.



Cámara de deshidratación

Vista isométrica del horno tipo bandeja

Figura 4.5: Esquema de la cámara de deshidratación

### 4.3. Determinación de las condiciones de deshidratación de los frutos

De acuerdo con el ensayo para determinar la humedad y tiempo de deshidratación de los frutos, se ha encontrado que la humedad máxima que contienen es de 49 % y el tiempo necesario para lograr el porcentaje de humedad deseado es de 8 horas, para lograr reducir la humedad inicial de estas a un 10 % a una temperatura constante de  $50^{\circ}C$ .

El tiempo de secado se determina por medio del desarrollo del estudio de cinética de secado, determinando el grado de humedad en las semillas de acuerdo con la ecuación 4.1, en la que  $W_h$  es el peso total del sólido húmedo y  $W_s$  es el peso total del sólido seco,  $X_t$  representa la humedad en cada instante de tiempo en unidades de ( $kg_{de\ humedad}/kg_{masa\ seca}$ )

Esta prueba es realizada a 1000 semillas, que es capacidad total de almacenamiento del horno con el que cuenta el instituto Valsalice, siendo la determinación de la masa media de los frutos realizada por medio del pesaje de estas semillas, obteniendo que tiene una masa total de 12,1 g y un volumen de 22 cc, siendo los porcentajes de masa en los frutos como se muestra en la tabla 4.4

$$X_t = \frac{W_h - W_s}{W_s} \quad (4.1)$$

La reducción en la humedad de la muestra es presentada en la Figura 4.6 que relaciona la humedad en

función del tiempo de secado, obteniéndose un estimado del tiempo necesario para lograr un porcentaje del 10% de humedad en los frutos. En esta prueba no se consideran las características del flujo de aire utilizado para el secado de las semillas, su velocidad o contenido de humedad.

**Tabla 4.4:** Composición del fruto de Sacha Inchi

	Masa (g)	Porcentaje
masa total	282,2	100 %
masa solida	138,7	51 %
masa agua	143,5	49 %

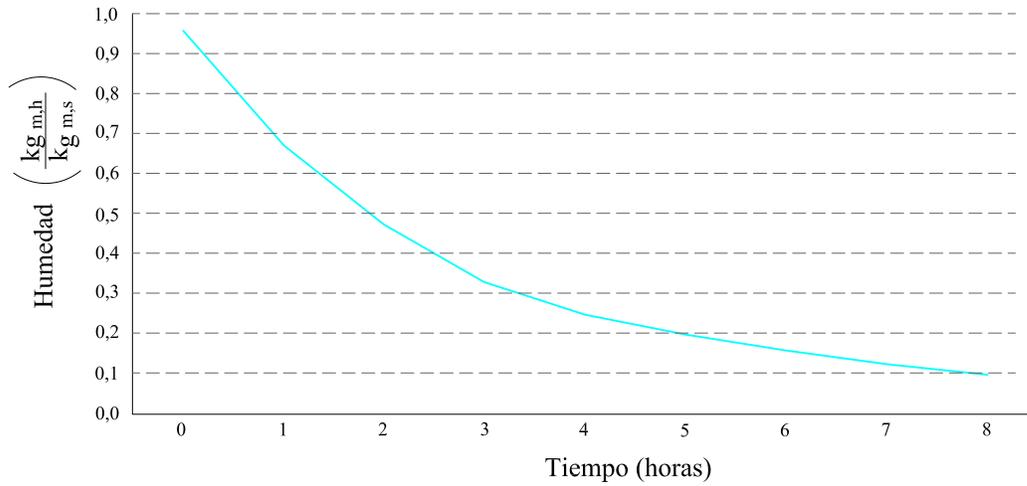


Figura 4.6: Tiempo de deshidratación de las semillas

#### 4.4. Determinación del calor requerido por el intercambiador de calor.

Inicialmente, el aire ingresa en la cámara de precalentamiento a una presión de saturación del aire de  $P_{sat,a1} = 2,2125 \text{ kPa}$  y una temperatura de  $19^\circ\text{C}$ , siendo la humedad absoluta  $\omega_1$  determinada con la ecuación 4.2. Donde el subíndice *as*, 1 corresponde al aire seco y *v*, 1 al vapor de agua, para las condiciones previas a ingresar al intercambiador de calor.

$$\omega_1 = \frac{0,622 \phi P_{sat,a1}}{P_1 - \phi P_{sat,a1}} \frac{kg_{v,1}}{kg_{as,1}} \quad (4.2)$$

$$\omega_1 = \frac{0,622 \cdot 0,85 \cdot 2,2125}{82,22 - 0,85 \cdot 2,2125} \frac{kg_{v,1}}{kg_{as,1}} \quad (4.3)$$

$$\omega_1 = 0,0145 \frac{kg_{v,1}}{kg_{as,1}} \quad (4.4)$$

Las propiedades del aire al ingresar al intercambiador de calor, son mostradas en la tabla 4.6.

**Tabla 4.5:** Condiciones de entrada cámara de precalentamiento – estado (1)

Temperatura ambiente $T_{a,1}$	19 °C
Temperatura bulbo húmedo $T_{W,1}$	17,2 °C
Presión $P_1$	82,22 kPa
Humedad relativa $\Phi_1$	0,85
Humedad absoluta $\omega_1$	0,0145 kg <sub>v,1</sub> /kg <sub>as,1</sub>

El aire sale de la cámara de precalentamiento a 50°C manteniendo constante su humedad absoluta,  $\omega_1 = \omega_2$ , pero el porcentaje de humedad relativa  $\phi_2$  presenta cambios debido a la variación en la temperatura, utilizándose la ecuación 4.5 para su cálculo, donde  $P_{sat,2}$  es la presión de saturación a 50°C, tomada de la tabla (agua saturada del autor Cengel) 39. La disminución en el valor de la humedad absoluta indica que el aire en estas nuevas condiciones tiene una mayor capacidad para captar humedad, facilitando la extracción de la humedad en los frutos.

$$\phi_2 = \frac{\omega_2 P_2}{(0,622 + \omega_2) P_{sat,2}} \quad (4.5)$$

$$\phi_2 = \frac{0,0145 \cdot 82,22}{(0,62 + 0,0145) \cdot 12,352} \quad (4.6)$$

$$\phi_2 = 0,1521 \quad (4.7)$$

La densidad del aire al salir de la cámara de calentamiento  $\rho_2$ , se determina usando la presión del aire seco  $P_{a,2}$ , con la ecuación 4.8. Antes de calcular la presión del aire seco se calcula la presión de vapor  $P_{v,2}$  como:

$$P_{v,2} = \phi_2 P_{sat \text{ a } 50^\circ C} \quad (4.8)$$

$$P_{v,2} = (0,1521 \cdot 12,352) \text{ kPa} \quad (4.9)$$

$$P_{v,2} = 1,87 \text{ kPa} \quad (4.10)$$

Siendo que la presión del aire seco,  $P_{a,2}$ , se calcula con la ecuación 4.11

$$P_{a,2} = P_2 - P_{v,2} \quad (4.11)$$

$$P_{a,2} = 82,22 - 1,87 \text{ kPa} \quad (4.12)$$

$$P_{a,2} = 80,35 \text{ kPa} \quad (4.13)$$

La densidad del aire seco,  $\rho_{a,2}$ , se calcula por medio de la presión total  $P_{a,2}$ , la constante del gas  $R_a$  y la temperatura  $T_2$ , con la ecuación [4.14](#).

$$\rho_{a,2} = \frac{P_{a,2}}{R_a T_2} \quad (4.14)$$

$$\rho_{a,2} = \frac{80,61}{0,28 \cdot 323,15} \quad (4.15)$$

$$\rho_{a,2} = 0,86 \text{ kg/m}^3 \quad (4.16)$$

El volumen específico del aire en el estado 2,  $v_{a,2}$ , es de  $1,15 \text{ m}^3/\text{kg}$ . La densidad total incluyendo el contenido de humedad se encuentra con la ecuación [4.17](#).

$$\rho_2 = \frac{1 + \omega_2}{v_{a,2}} \quad (4.17)$$

$$\rho_2 = \frac{1 + 0,0145}{1,15} \text{ kg/m}^3 \quad (4.18)$$

$$\rho_2 = 0,87 \text{ kg/m}^3 \quad (4.19)$$

Las condiciones de salida del aire en el intercambiador de calor, correspondientes al estado 2, se muestran en la tabla [4.7](#).

**Tabla 4.6:** Condiciones salida cámara de precalentamiento – estado (2)

Temperatura $T_2$	50 °C
Temperatura bulbo húmedo $T_{w,2}$	23,97 °C
Presión $P_2$	82,22 kPa
Humedad relativa $\Phi_2$	0,1305
Humedad absoluta $\omega_2$	0,0145 $\text{kg}_{v,2}/\text{kg}_{as,2}$

El flujo másico del aire, que debe ser calentado antes de ingresar a la cámara de deshidratación es  $\dot{m}_a = 0,6615 \text{ kg/s}$ , al utilizar la ecuación [4.20](#), considerando que el área por la que circula el flujo es de  $0,3 \text{ m}^2$  a una velocidad de  $2,5 \text{ m/s}$ , temperatura de  $50^\circ \text{ C}$ , y una densidad de aire de  $\rho_{a,2} = 0,882 \text{ kg/m}^3$ . Buscando que el proceso de deshidratación sea más eficiente, el aire dentro de la cámara de deshidratación no tiene recirculación, con lo que se logra remover una mayor cantidad de humedad [21](#).

$$\dot{m}_a = A v_a \rho_{a,2} \quad (4.20)$$

Para determinar la tasa de transferencia de calor  $\dot{Q}$  necesaria para incrementar la temperatura del aire utilizado en la deshidratación, desde  $19^\circ \text{C}$  hasta  $50^\circ \text{C}$  para un flujo másico de aire de  $0,6615 \text{ kg/s}$ , se establecen los valores de la razón de capacidad calorífica  $C$ , que corresponde a un indicativo de la velocidad de la transferencia de calor dentro del intercambiador de calor. Para calcular los valores de  $C$  en los fluidos se requiere previamente los calores específicos a presión constante  $C_p$  de estos, calculados como el valor medio, entre la temperatura de entrada y de salida del fluido, donde los valores de se calculan de acuerdo a la

composición de los gases, con la ecuación [4.34](#), donde los valores de las constantes a, b, c y d son mostrados en la tabla [4.7](#)

$$\bar{C}_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K}) \quad (4.21)$$

**Tabla 4.7:** Calores específicos de gas ideal

	Agua (vapor)	Aire
a	22,26	28,11
b	0,001923	0,001967
c	0,00001055	4,802E-06
d	7,469E-09	-1,966E-09

El valor calculado de  $\bar{c}_p$  para cada tipo de gas es dividido por su masa molar  $\text{kg}/\text{kmol}$  para el aire húmedo, de acuerdo con las fracción másica de estos, dando como resultado un valor de  $c_{p,a} = 1,06 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ .

Los valores de las capacidad calorífica de los fluidos  $C$  se calculan con la ecuación [4.35](#) multiplicando el poder calorífico a presión constante por sus flujos másicos, siendo para el aire húmedo de  $\dot{m}_a = 0,123 \text{ kg}/\text{s}$ , se da como resultado  $C_c = 0,130 \text{ kJ}/(\text{s} \cdot \text{K})$

$$C = \dot{m}c_p \quad (4.22)$$

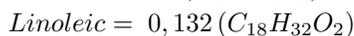
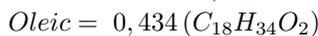
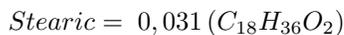
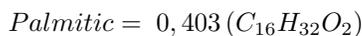
La capacidad calorífica del fluido es utilizada para determinar la razón de la transferencia de calor  $\dot{Q}$ , donde este valor corresponde a la tasa de energía que es entregada al aire calentado desde  $19^\circ\text{C}$  hasta  $50^\circ\text{C}$ , utilizando la ecuación [4.23](#), siendo de  $21,76 \text{ kJ}/\text{s}$

$$\dot{Q} = C_c (T_{a,2} - T_{a,1}) \quad (4.23)$$

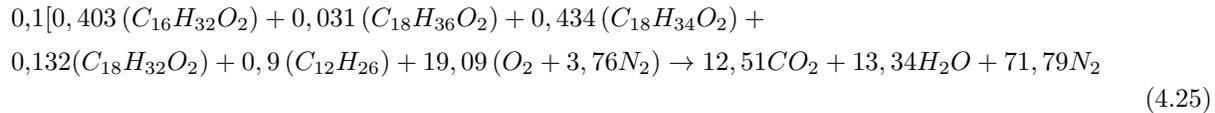
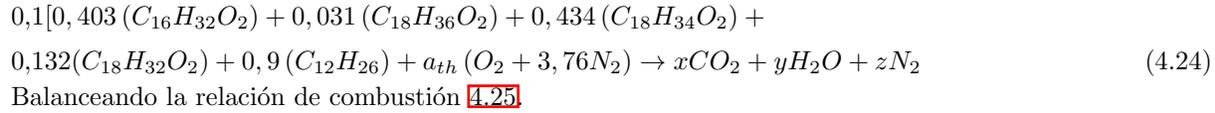
## 4.5. Análisis de los gases de combustión en la cámara de precalentamiento

Se inicia el proceso de selección del equipo electrógeno analizando los gases de combustión considerando la combustión estequiométrica, con la que se determinan los poderes caloríficos del combustible y se realiza la preselección del equipo electrógeno; posteriormente, se analiza la combustión con exceso de aire de acuerdo con la ficha técnica del equipo seleccionado, estableciendo la energía contenida en sus gases de combustión.

Se utiliza como combustible la mezcla de biodiesel B10, conformado en un 10% de biodiesel y 90% combustible diésel, el cual en este análisis se aproxima a  $C_{12}H_{26}$ , con esta composición se realiza el balance de combustión. Un  $\text{kmol}$  de biodiesel de palma se encuentra conformado según [54](#) por los elementos mostrados a continuación:



Desarrollándose el balance para la reacción de combustión en condiciones estequiométrica [4.24](#)



El cálculo de la masa del combustible se realiza multiplicando el número de moles de los ácidos grasos que componen el biodiesel, y el diésel de acuerdo a sus porcentajes en la mezcla, estableciéndose que para la mezcla de biodiesel B10 se tiene una masa molar de  $180,35 \text{ kg/kmol}$ , utilizando este valor y considerando una masa molar del aire seco de  $29 \text{ kg/kmol}$ , se tiene una relación de aire combustible de 14,62.

A continuación, se calcula el poder calorífico superior e inferior, a través de la entalpía de formación de los compuestos y la fracción másica de estos, por medio de la ecuación [4.26](#). Considerando que el poder calorífico es igual al valor absoluto de la entalpía de combustión, ecuación [4.27](#)

$$\bar{h}_c = \sum N_p \bar{h}_{f,p} - \sum N_r \bar{h}_{f,r} \quad (4.26)$$

$$\text{Poder calorífico} = |h_c| \quad (\text{kJ/kg de combustible}) \quad (4.27)$$

La entalpía de formación para la composición del aceite de palma y demás elementos corresponde a los valores presentados por [55](#) y [42](#), la entalpía de formación para sustancias puras es de 0, estos valores son mostrados en la tabla [4.8](#) y [4.9](#).

**Tabla 4.8:** Entalpía de formación

Combustible		
Nombre común	Entalpía de formación	kJ/mol
Palmitic	-707150,52	
Stearic	-742148,09	
Oleic	-623130,63	
Linoleic	-502678,69	
Diésel	-291010	

**Tabla 4.9:** Entalpia de formación

Productos		
Nombre común	Entalpia de formación	kJ/mol
Dioxido de carbono	-393520	
Agua (vapor)	-241820	
Nitrogeno	0	
Oxigeno	0	

El poder calorífico inferior  $PCI$  es de  $43540,93 \text{ kJ/kg}$ , considerando que la mezcla de biodiesel  $B10$  tiene una masa molar de  $180,35 \text{ kg/kmol}$ .

El poder calorífico superior  $PCS$  se calcula con la ecuación 4.28, donde la masa de aire estequiométrica es de  $2635,8 \text{ kg}$ , la masa del vapor de agua contenida en el aire es  $240,49 \text{ kg}$

$$PCS = PCI + (mh_{fg}) \text{ kJ/kg} \quad (4.28)$$

$$PCS = 43540,93 + (240,49 \cdot 2535,58) \text{ kJ/kg} \quad (4.29)$$

$$PCS = 46922,16 \text{ kJ/kg} \quad (4.30)$$

Para estos reactivos, se determina la temperatura de saturación del vapor de agua, por medio de la ecuación 4.31, donde el número de moles de vapor en los productos es de  $13,34$ , y el número de moles total de los productos es de  $97,6$ . Se tiene una presión total  $P_{productos}$  de  $82,22 \text{ KPa}$ , una presión de vapor  $N_{v,productos}$  de  $11,24 \text{ kPa}$  a la que corresponde a una temperatura de saturación del agua de  $47,84^\circ\text{C}$ .

$$P_{v,productos} = \left( \frac{N_{v,productos}}{N_{productos}} \right) P_{productos} \quad (4.31)$$

La temperatura del punto de rocío corresponde a la de saturación de vapor a una presión de  $11,24 \text{ kPa}$ , siendo de  $47,83^\circ\text{C}$ , lo que indica que al alcanzar esta temperatura se inicia la condensación del vapor de agua, produciendo la formación de sustancias que pueden acelerar el deterioro del intercambiador de calor 44, por lo tanto, se toma como límite esta temperatura dentro del intercambiador de calor.

Se continua, con el cálculo del flujo de gases de combustión y la energía que proporciona, para esto, se utiliza un estado intermedio entre (4) y (1) del ciclo termodinámico diésel, denominado (A), el cual corresponde a la temperatura mínima que pueden alcanzar los gases de combustión dentro del intercambiador de calor, la cual se establece igual a la temperatura de saturación del vapor de agua.

El estado (A) con respecto al estado (4), que corresponde a la salida de los gases de escape de la cámara de combustión, registra una disminución en la presión y un volumen constante, como se muestra en las Figuras 4.7 y 4.8, donde  $\dot{q}_{util}$  es la transferencia de energía que puede ser aprovechada en el intercambiador de calor, para la deshidratación de los frutos, y  $\dot{q}_{descarga}$  la energía que es descargada en el ambiente.

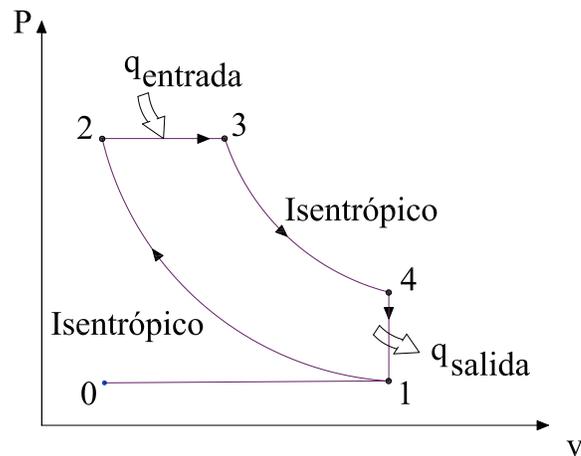


Figura 4.7: Diagrama p-V para ciclo diésel I

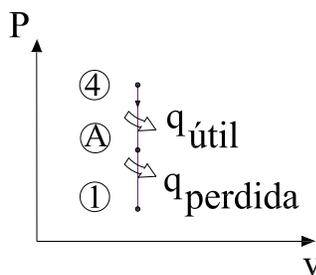


Figura 4.8: Diagrama p-V ciclo diésel II

Como se muestra en la figura [4.8](#), el calor máximo que puede ser entregado por los gases de escape dentro del intercambiador de calor corresponde al cedido entre los estados 4 y A, este varía para cada tipo de motor debido a que se tienen diferentes temperaturas de gases de combustión, haciendo que el requerimiento de flujo volumétrico para proporcionar el calor deseado sea diferente en cada caso. Siendo que el flujo volumétrico es calculado utilizando las entalpías parciales de los gases, de acuerdo a tablas de entalpía del autor Cengel [\[39\]](#).

Se establece el flujo volumétrico de los gases de combustión, requeridos para el funcionamiento del horno, de acuerdo a la tasa de transferencia de energía que debe ser entregada al aire de deshidratación, considerando la diferencia de entalpía entre el estado 4 y A, para cada una de las temperaturas en el estado 4 que son analizadas, donde para el estado A con una temperatura de  $47,84^{\circ}\text{C}$  se tiene una entalpía de  $346.1 \text{ kJ/kg}$ .

## 4.6. Selección del equipo electrógeno

Entre una serie de equipos electrógenos que usan motores diésel, se selecciona uno que pueda producir el flujo volumétrico de gases de combustión requerido, para esto se compara el requerimiento mínimo para el funcionamiento del horno con el generado en los motores analizados. Las características de los equipos se muestran en la tabla [4.10](#). Donde  $\dot{v}_{g\_requerido}$  es el flujo volumétrico de gases de combustión mínimos

requeridos para el funcionamiento del horno de deshidratación, de acuerdo a la temperatura de salida de los gases de combustión de cada equipo electrógeno,  $\dot{v}_{g\_generado}$  es el flujo volumétrico indicado en la ficha técnica del equipo electrógeno, y finalmente  $\Delta\dot{v}_g$ , es la diferencia entre el flujo requerido y el generado. Se busca para la selección del equipo el que logre mejor logre aproximarse al flujo volumétrico requerido, sin tener un valor negativo.

Los valores de la temperatura en los gases de combustión  $T_{gases}$  indicados con \* corresponden a equipos en los que no es reportada una temperatura en los gases de combustión, por lo tanto se les asigna una temperatura de 755 °C, correspondiente a la temperatura en el estado 4, calculada según el análisis del ciclo diésel ideal, con condiciones ambientales para la ciudad de Fusagasugá.

**Tabla 4.10:** Características de los motores en equipos electrógenos

Equipo	Referencia del motor	$T_{gases}$ (° C)	$\dot{v}_{g\_requerido}$ $m^3/min$	$\dot{v}_{g\_generado}$ $m^3/min$	$\Delta\dot{v}_g$ $m^3/min$	
1	Hyundai - HY25RK	Ricardo ZH495DS	755*	5,68	5,4	-0,22
2	Hyundai - HY63CH	Cummins FR93145	560	7,96	9,9	1,94
3	Generac	Perkins. 1103A-33TG1	510	8,79	8,8	0,01
4	brodcrown	Jhon Deere BCJ 40-60	480	12,28	8,52	-3,76
5	General power	Cummins 4BT3,9G2	393	13,4	6,39	-7,01
6	Generac	Perkins 1103A-33G	755*	5,68	9,3	3,62
7	Yanmar	4TNV98CT-GGE	755*	5,68	6,36	0,68
8	GenMann	GMD45-4045D-3	755*	5,68	8,04	2,36
9	gedisa	Cummins 4BT3,9G2	543	8,24	6,42	-1,82
10	Generac	SD040	496	12,07	10,8	-1,27

De la tabla [4.10](#), se establece que el flujo volumétrico de gases de combustión requerido para proporcionar una transferencia de calor de 21,76  $kJ/s$  al horno de deshidratación es de 8,79  $m^3/min$ , para una temperatura de 510°C, en los gases de combustión al ingresar al intercambiador de calor, siendo que, en el equipo Generac con motor Perkins 1103A-33TG1 son generados 8,8  $m^3/min$ , por lo que este es el equipo con el flujo volumétrico más cercano al requerido.

El equipo electrógeno Generac modelo PLY40 están formado por un conjunto del motor térmico a cuyo eje se conecta el generador eléctrico, además, de elementos complementarios como: los indicadores de estados, radiador, control de tensión y frecuencia, protecciones contra sobrecarga y cortocircuito, ofreciendo ventajas en cuanto a su puesta en funcionamiento, las principales características del equipo seleccionado se muestran en la tabla [4.11](#).

**Tabla 4.11:** Descripción del equipo seleccionado

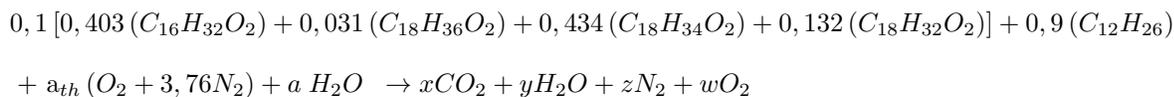
Tipo	Equipo electrógeno
Marca	Generac
Referencia del motor	Perkins / 1103A-33TG1
Consumo de combustible (Litros/Hora)	12
Flujo másico gases de escape (m <sup>3</sup> /min)	9.5
Rpm	1 800
N° de cilindros	3
Cilindraje, litros	3.3
Aspiración	Turbocargado
Referencia del generador	Leroy Somer / LSA42.3M7
Potencia continua	36 kW / 45 kVA
Voltaje	220 V
Frecuencia (Hz)	60
Numero de fases	3
Regulación de voltaje	0.50 %

Se presenta la ficha técnica y cotización por el suministro del equipo electrógeno Generac PLY40, además de la ficha técnica del motor en el anexo [A](#).

#### 4.6.1. Cálculo de combustión en condiciones de exceso de aire

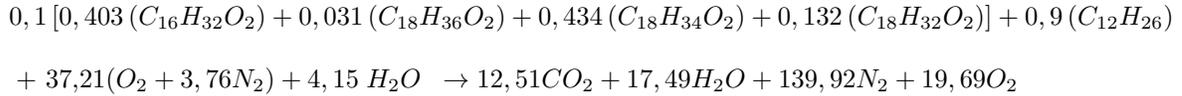
Se procede a analizar la combustión considerando la admisión de exceso de aire y la humedad presente en el aire, acorde al motor de combustión seleccionado. Se inicia determinando la cantidad de aire en exceso con el que se realiza la combustión, esto de acuerdo a la ficha técnica del motor seleccionado, obteniendo un ingreso de aire de combustión de  $9,5 \text{ m}^3/\text{min}$ , y un consumo de combustible de  $3.5 \text{ litro/hora}$ . Se considera que, para un motor utilizado en un sistema de cogeneración, este debe funcionar a una potencia del 75 % para lograr un funcionamiento continuo durante 8 horas diarias. Con los consumos de aire y de combustible se tiene como resultado una relación de aire- combustible de 25, lo cual equivale a un exceso de aire con respecto a la combustión estequiométrica de 18 kmol.

Para determinar la cantidad de humedad presente en el aire, se considera que la humedad relativa del aire en el municipio de Fusagasugá es del 85 %, según datos del IDEAM (ref), con esta humedad relativa y utilizando la temperatura de saturación del agua a  $19^\circ\text{C}$  se establece la cantidad de moles de vapor de agua que acompañan al aire seco. Los valores de exceso de aire y humedad son incorporados en el balance estequiométrico de combustión, dando la relación de combustión mostrada en la ecuación [4.6.1](#)



Para esta relación de combustión, son generados en los productos partículas de oxígeno  $O_2$ . En reacciones de combustión reales se origina la formación de otras partículas, como los óxidos de nitrógeno  $NO_x$ , los cuales

no se consideran al tratarse de un análisis de combustión teórica. Al balancearse esta relación de combustión se tiene [4.6.1](#)



Para estos reactivos, se determina la temperatura del punto de rocío del vapor de agua que contiene, por medio de la ecuación [4.31](#), donde el número de moles de vapor en los productos es de 17,49, el número de moles de los productos es de 189,63 y la presión de los productos es de 82,22 KPa, dando una presión de vapor en los productos de 7,58 kPa que corresponde a una temperatura de saturación del agua de 40,48°C

Con este balance se continúa determinando cual es la energía que contienen los gases de combustión, los cuales se encuentran conformados por: dióxido de carbono, agua, nitrógeno y oxígeno, de los que en la tabla [4.12](#) se muestran sus características.

**Tabla 4.12:** Propiedades de los gases

Productos	numero de moles (N) kmol	masa molar (M) kg/kmol	Peso (m) kg	R	Fracción masica ( )
dióxido de carbono	12,5194	44,01	550,98	0,189	0,115
agua	17,4996	18,015	315,26	0,462	0,066
nitrógeno	139,92088	28,013	3919,60	0,297	0,819
oxigeno	19,694	31,999	630,19	0,260	0,132

Se calcula, para los gases de combustión la cantidad de energía que poseen, esto se realiza por medio de la entalpía de estos gases, considerando que la entalpia total corresponde a la sumatoria de las entalpías parciales de los gases que lo conforman

Para el análisis de la entalpía se toma como temperatura de entrada en el intercambiador de calor 510°C, correspondiente a la indicada en la ficha técnica como la temperatura en colector, y como temperatura de salida de los gases se analizan dos condiciones: la primera de 40,48°C correspondiente a la temperatura de punto de rocío, y la segunda de 19°C, siendo la temperatura ambiente.

En la tabla [4.13](#) se muestra el flujo volumétrico de gases de combustión mínimo necesario para el funcionamiento del horno, en los casos considerados, siendo que al condensarse del vapor de agua dentro del intercambiador de calor se logra aprovechar la mayor cantidad de energía dentro de los gases, aprovechando su calor latente y calor sensible. Para el desarrollo de este proyecto no es considerada la condensación del vapor de agua, ya que se disminuye la vida útil del intercambiador, por la formación de sustancias corrosivas dentro de este, además, de contar según el equipo seleccionado con un flujo de gases de combustión de 8,8 m<sup>3</sup>/min siendo un 24% superior al requerimiento minino de flujo volumétrico para el funcionamiento del horno.

**Tabla 4.13:** Flujo volumetrico requerido

	Entalpía estado final <i>kJ/kg</i>	delta de entalpia	Flujo volumetrico <i>m<sup>3</sup>/min</i>
Condición 1( temperatura 40,48°C)	783,15	619,7	6,61
Condición 2 (temperatura 19°C)	388,0	680,6	6,02

El sistema de cogeneración utiliza el equipo electrógeno analizado anteriormente, ya que según la ficha técnica de este equipo, se reporta una energía de gases de combustión superior a la demandada por el horno de deshidratación, además, se considera que este tiene una potencia inferior a 50 kW con lo cual se ubica en la categoría de microcogeneración siendo considerada como un sistema de alta eficiencia.

#### 4.6.2. Dimensionamiento del intercambiador de calor

Este trabajo se enfoca en el diseño del intercambiador de calor, estableciendo para los fluidos que intervienen las temperaturas y los flujos, sin embargo, de forma complementaria se determinan algunos parámetros necesarios para el dimensionamiento del intercambiador de calor, los cuales son: razón de transferencia de calor  $\dot{Q}$ , coeficiente  $UA$ , efectividad de la transferencia de calor  $\varepsilon$ , número de unidades de transferencia  $NTU$ , y área de transferencia de calor  $A_s$ . Considerando el uso de un intercambiador de calor de tipo coraza y tubo con flujo cruzado, ya que este posee una efectividad superior a otros tipos de intercambiadores de calor. El fluido que pasara por el interior de los tubos es el gas de combustión, mientras que, el aire utilizado para la deshidratación por el exterior del tubo, dentro de la coraza del intercambiador de calor

Las temperaturas de los fluidos son relacionadas por medio de la diferencia de temperatura media logarítmica  $\Delta T_{ml}$ , ecuación 4.32, en donde el subíndice ( $g$ ) corresponde al fluido caliente, ( $a$ ) para el fluido frío, (1) para el ingreso al intercambiador de calor y (2) para la salida del intercambiador de calor.

$$\Delta T_{ml,CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (4.32)$$

$$\Delta T_{ml,CF} = \frac{460 - 21,48}{\ln(460/21,48)} = 143,1 \quad (4.33)$$

El calor específico a presión constante  $C_p$  de los gases de combustión se calcula con la ecuación 4.34, donde los valores de las constantes a, b, c y d son mostrados en la tabla 4.14

$$\bar{C}_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad kJ/(kmol \cdot K) \quad (4.34)$$

**Tabla 4.14:** Calores específicos de gas ideal

	Dióxido de carbono	Agua (vapor)	Nitrógeno	Oxígeno
a	22,26	32,24	28,9	25,48
b	0,05981	0,001923	-0,001571	0,0152
c	-0,00003501	0,00001055	-0,000008081	-0,00007155
d	7,469E-09	-3,595E-09	-2,873E-09	1,312E-09

Para los gases de combustión la capacidad calorífica del fluido  $C$  se calcula utilizando un flujo másico de  $\dot{m}_g = 0,063 \text{ kg/s}$ , de acuerdo al valor de flujo volumétrico indicado en la ficha técnica del motor seleccionado  $\dot{v}_g = 8,8 \text{ m}^3/\text{s}$  y el peso específico de los gases de combustión de  $0.43 \text{ kg/m}^3$ , como se determina de acuerdo a la combustión, ecuación 4.6.1, dando como resultado  $C_g = 0,055 \text{ kJ/(kgK)}$ , siendo el menor valor de capacidad calorífica del fluido  $C_{min}$  correspondiente al de los gases de combustión.

$$C = \dot{m}c_p \quad (4.35)$$

Conociendo las razón de transferencia de calor, ahora se calcula el valor de la razón máxima posible de la transferencia de calor  $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ , ecuación 4.36, para lo cual se asigna como  $C_{min}$  al menor valor de las capacidad calorífica, el cual en este caso corresponde a los gases de combustión  $C_{gases}$ , y la expresión  $(T_{h,ent} - T_{c,ent})$  es igual a la diferencia de temperatura máxima, dando como resultado 26,87 kW, siendo la transferencia de calor máxima que se podría presentar dentro del intercambiador de calor.

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{min} (T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (4.36)$$

El valor de la razón de transferencia de calor es de 21,76 kJ/s, siendo el valor de  $UA_s$  encontrado con la ecuación 4.37

$$UA_s = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{ml}} \quad (4.37)$$

$$UA_s = \frac{21,76}{143,1} \quad (4.38)$$

$$UA_s = 0,15 \text{ W/K} \quad (4.39)$$

El valor de la efectividad en la transferencia de calor  $\varepsilon$  es 0,22, indicando la relación entre la transferencia de calor real con respecto a la transferencia máxima que puede presentar el intercambiador de calor.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (4.40)$$

El valor de  $NTU$  es de 0,78, este es una medida del área superficial de transferencia de calor, la cual se relaciona con la efectividad de un intercambiador de calor ya que al aumentar el valor de  $NTU$  aumenta también la eficiencia.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (4.41)$$

Utilizando los valores de  $C_{min}$  y de  $C_{m\acute{a}x}$  se determina la relación de capacidades  $c$ , ecuación 4.42, la cual tiene valores que varían desde 0 hasta 1, siendo en este caso de 0,27.

$$c = \frac{C_{min}}{C_{m\acute{a}x}} \quad (4.42)$$

### 4.6.3. Cálculo del área de transferencia de calor

Para determinar el área de transferencia de calor en el intercambiador de calor, se debe disponer del valor del coeficiente de transferencia de calor total  $U$ , correspondiente a la interacción entre los fluidos y el material del tubo, para lo que se utilizan los coeficientes de transferencia de calor para los gases de combustión y el aire que es calentado,  $h_i$  y  $h_o$  respectivamente, además, del coeficiente de conductividad térmica para el acero carbón  $\lambda$ .

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor de los gases de combustión, se inicia utilizando el método de Wilke para sistemas multicomponentes, con el cual se calcula la viscosidad cinemática total con un resultado de 0,0000785  $m^2/s$ , conductividad térmica total de 0,055929  $W/(mK)$  y el número de Prandtl total de 0,7347. El método de Wilke se desarrolla de acuerdo a los valores mostrados en la tabla 4.15, considerando

los estados puros de: la viscosidad cinemática, conductividad térmica y número de Prant, para los gases que conforman la mezcla, utilizando la ecuación 4.43 y 4.44, a una temperatura de 510°C.

$$\lambda_m = \sum_{i=1}^n \frac{y_i \lambda_i}{\sum_{j=1}^n y_j A_{ij}} \quad (4.43)$$

$$A_{ij} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left(1 + \frac{M_i}{M_j}\right)^{-1/2} \left[1 + \left(\frac{\lambda_i}{\lambda_j}\right)^{1/2} + \left(\frac{M_j}{M_i}\right)^{1/4}\right]^2 \quad (4.44)$$

$\lambda_m$  = conductividad térmica de la mezcla

$\lambda_i$  = conductividad térmica del elemento puro

$y_i$  = fracción molar del elemento

$A_{ij}$  = función

$M_i$  = peso molecular

**Tabla 4.15:** Propiedades gases de combustión

		masa	viscosidad	Conductividad		
	Fracción molar ( )	molar	cinemática	térmica	Pr	
		<i>Kg/Kmol</i>	<i>m<sup>2</sup>/s</i>	<i>W/(mK)</i>		
1	dióxido de carbono	0,066	44,01	5,0579E-05	0,0535696	0,74599
2	agua	0,092	18,015	0,00010372	0,0681592	0,909862
3	nitrógeno diatómico	0,738	28,013	8,0023E-05	0,054096	0,7211
4	oxígeno diatómico	0,104	31,999	8,3671E-05	0,06209	0,700952

Continuando, con el análisis de los gases de combustión, se calcula su velocidad  $V$ , siendo de 35,82  $m/s$  dentro de la tubería de acero carbón. considerando que el diámetro interno de la tubería  $D_o$  de 0,056m es igual al diámetro de la tubería de salida de los gases en el equipo electrógeno seleccionado. Utilizando la velocidad del fluido se determina el número de Reynolds  $Re$  de 25553,5, y el número de Nusselt  $Nu$  es 68,3, con el cual se calcula un coeficiente de transferencia de calor por convección de 0,095  $W/(m^2K)$ .

Igualmente, se determinan las propiedades del aire que es calentado dentro del intercambiador de calor, donde el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire  $h_a$  es 26,2  $W/(m^2K)$  calculado por medio del número de Reynolds de 136181 y Nusselt de 259,2 y considerando que el diámetro interno de la coraza es 0,32m.

Con los coeficientes de transferencia de calor por convección y la conductividad térmica del acero carbón  $\lambda$  de 54,52  $W(mK)$  se calcula el coeficiente de transferencia de calor total, ecuación 4.45, dando un resultado de 0,095  $kW/(m^2K)$ , siendo, el área de transferencia de calor  $A_s$  de 1,68  $m^2$ , equivalente a 9,54 m con una temperatura media logarítmica  $\Delta T_{ml,CF}$  de 143,1  $K$ .

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + \frac{1}{h_a} + \frac{l}{\lambda}} \quad (4.45)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{43} + \frac{1}{0,095} + \frac{0,00231}{26,2}} = 0,095 \frac{kW}{m^2K} \quad (4.46)$$

#### 4.6.4. Ajuste de desempeño del equipo electrógeno

En cuanto al ajuste del desempeño del motor utilizado por el equipo electrógeno, se aplica el procedimiento expuesto en el marco teórico sección 2.5, para el cual se consideran las condiciones ambientales del municipio de Fusagasugá mostradas en la tabla 4.2, las cuales corresponden a: presión  $82,22kPa$ , temperatura  $292K$  y humedad relativa de 0,85, frente a las condiciones de referencia estándar que son: presión  $100kPa$ , temperatura  $298K$  y humedad relativa de 0,3.

El ajuste de potencia de motores de compresión turbo cargado con refrigeración, se desarrolla calculando el coeficiente de ajuste  $\kappa$  por medio de la ecuación 4.47, siendo los valores de  $R_1 = 0,9$ ;  $R_2 = 0,9$  y  $R_3 = 1$ , mientras que los factores  $y_1 = 0,7$ ,  $y_2 = 2$  y  $y_3 = 0$  corresponden a las tablas de B1, B2, B3 de la norma ISO 3046-1, anexo B, y C, dando como resultado un coeficiente  $\kappa$  igual a 0,94.

$$\kappa = (R_1)^{y_1} (R_2)^{y_2} (R_3)^{y_3} \quad (4.47)$$

El valor del factor de ajuste de potencia es de 0,933, y el factor de ajuste en el consumo de combustible  $\beta$  es 1.008, calculados, utilizando el coeficiente  $\kappa$  junto con la eficiencia del motor, estimado de 0,85, por medio de las tablas B.4 y B.5 de la norma ISO 3046-1, anexo B.2 y B.3. Dando como resultado para una potencia del motor utilizado por el equipo electrógeno de  $50,5kWm$  y un consumo de combustible a 1500rpm al 75 % de  $8,2 \text{ litros/hora}$ , un valor de potencia ajustada de  $47.11 \text{ kWm}$  y un consumo de combustible ajustado de  $8,26 \text{ litros/hora}$ .

### 4.7. Cálculo de eficiencia del sistema CHP

Por medio del cálculo del ahorro primario de energía, se establece el desempeño del sistema CHP en cuanto al ahorro de combustible que este tendrá frente a la generación eléctrica y térmica independiente. Para este cálculo se estima que el sistema siempre opera en modo CHP, los datos con los que se determina este ahorro son: energía eléctrica generada  $E$ , la energía térmica útil para el calentamiento del aire dentro de la cámara de precalentamiento,  $H_{CHP}$ , y el consumo de combustible total  $F$ . Se considera un poder calorífico inferior de  $43408,03 \text{ kJkgL}$ , desarrollando los cálculos para un periodo de tiempo de un año, considerando que el equipo funcionará durante 8 horas diarias.

La generación eléctrica corresponde a datos extraídos de la ficha técnica del equipo electrógeno seleccionado, para el modo de funcionamiento continuo. La energía térmica útil es igual a la energía aprovechada para el calentamiento del aire dentro del intercambiador de calor correspondiente a  $21,76 \text{ kJ/s}$ , y el consumo de combustible también es tomado de la ficha técnica del equipo.

Los valores de la eficiencia de referencia de generación independiente de calor y electricidad, corresponden a los indicados en la tabla de *Valores armonizados de eficiencia en la generación de energía eléctrica y térmica* para los productos derivados del petróleo (categoría L7), anexo D.2 y D.1 de la directiva 2012/27/EU de la unión europea 33, siendo los valores con los que se compara el desempeño del sistema CHP propuesto. La eficiencia en la producción de eléctrica de referencia  $\eta_{er}$  es de 37,6 % como se muestra en la ecuación 4.48, donde la eficiencia inicial de referencias es de 37.6 %, el factor de corrección por condiciones climática no es aplicable y el factor de corrección de inyección a red de 0,851 se utiliza para la totalidad de la producción eléctrica, la tabla de corrección de este factor se muestra en el anexo D.3. La eficiencia de referencia en la producción de calor  $\eta_{hr}$  es del 77 %.

$$\eta_{er} = 44,2\% \times (0,851 \times 100\%) = 37,61\% \quad (4.48)$$

En la tabla [4.16](#) se muestra los parámetros utilizados para calcular el ahorro primario de energía que tiene el sistema diseñado.

**Tabla 4.16:** Ahorro primario de energía

	símbolo	Valor
Datos iniciales		
Energía del combustible en el sistema CHP (kWh)	$F$	244 458
Generación térmica del sistema (kWh)	$H_{CHP}$	63 539
Generación eléctrica del sistema CHP (kWh)	$E_{CHP}$	98 077
Factor de reducción de potencia eléctrica	$\beta$	0
Valores de referencia de generación independiente		
Factor de reducción de eficiencia por temperatura		0
Factor de reducción de eficiencia por ahorro a red		0.851
Eficiencia térmica referencia (%)	$\eta_{hr}$	77
Eficiencia eléctrica de referencia (%)	$\eta_{er}$	37.6
Resultados		
Eficiencia eléctrica de la unidad de cogeneración (-)	$\eta_{e,CHP}$	0,40
Eficiencia térmica de la unidad de cogeneración (-)	$\eta_{h,CHP}$	0,26
Eficiencia de sistema CHP (-)	$\eta_{CHP}$	0.66
Relación potencia calor de la unidad CHP (-)	$C_{CHP}$	1,54
Combustible utilizado para generación térmica de referencia (kWh)	$F_{hr}$	82 518,44
Combustible utilizado para generación eléctrica (kWh)	$F_{er}$	260 744.51
Ahorro de energía primaria (kWh)	$PES_{CHP}$	98 805,03
Relación de ahorro de energía primaria (%)	$PESR_{CHP}$	28,78

Con la implementación de este sistema se logra un ahorro de energía primaria del 28,78% comparado con la producción de energía eléctrica y térmica independiente. Siendo así éste un sistema de alta eficiencia, ya que para el uso de unidades de microgeneración CHP al obtenerse un ahorro de energía primaria se logra la calificación de alta eficiencia.

## 4.8. Cálculos de desempeño complementarios del sistema CHP

Para complementar el cálculo del ahorro de energía primaria, se determinan a continuación: la relación de disminución en la generación de partículas contaminantes, la energía eléctrica equivalente y el costo de operación del sistema.

### Reducción en la generación de partículas contaminantes e inversión en combustible

La disminución de partículas contaminantes de  $CO_2$ , se encuentra relacionada con la reducción en el consumo de combustible que tiene el sistema CHP, con respecto al consumido en la generación independiente de energía térmica y eléctrica. Comparando la generación de partículas contaminantes entre los sistemas *CHP* y de generación independiente, se utiliza la ecuación 4.49, con la que se encuentra un factor de 0.40 para el coeficiente de emisiones  $EC$ , que relaciona la cantidad de partículas contaminantes con la energía primaria utilizada, siendo equivalente a una reducción en la generación de partículas contaminantes del 40 %.

$$Emisiones\ evitadas = \left( \frac{\eta_e}{\eta_{er}} + \frac{\eta_h}{\eta_{hr}} - 1 \right) EC \quad (4.49)$$

$$Emisiones\ evitadas = \left( \frac{0,40}{0,37} + \frac{0,26}{0,77} - 1 \right) EC \quad (4.50)$$

$$Emisiones\ evitadas = 0,40EC \quad (4.51)$$

### Desarrollo energía eléctrica equivalente

El rendimiento eléctrico equivalente  $REE$  para el sistema es de 0,56, utilizando la ecuación 4.52 en la que  $EP$  es el calor total generado = 24 4458 kWh,  $CU$  el calor que es recuperado por el sistema de cogeneración = 63 539 kWh,  $EE$  la energía eléctrica generada = 98 077 kWh, con un eficiencia de referencia  $\eta_{ref}$  de 0,9, este resultado indica que es podría acceder a la venta de los excedentes de energía eléctrica, según establece la resolución 005 de 2010 de la *CREG* 38.

$$REE = \frac{EE}{EP - \frac{CU}{\eta_{ref}}} \cdot 100 [\%] \quad (4.52)$$

### Costo de operación

Se tiene que la inversión anual en combustible para la operación del sistema CHP, el cual funcionara durante 8 horas diarias es de \$ 76 952 160 COP, tomando como referencia un precio del litro de combustible diésel de \$ 2 217,5 COP con fecha de julio de 2021, anexo E. Lo cual representa un ahorro económico, pues el costo correspondiente a la generación independiente de energía es un 28,78 % superior, esto debido a la reducción en el consumo de combustible conforme se estableció en la tabla 4.16. La comparación de los precios de combustibles se muestran en la tabla 4.17 considerando también la compra de energía eléctrica

a la red, donde se requiere una inversión anual de \$ 108 665 779 COP, considerando un precio de energía eléctrica de \$541/kwh, para al servicio industrial en el municipio de Fusagasugá, anexo **F** resultando un costo mayor que con el uso del sistema CHP.

**Tabla 4.17:** Comparación de costos de generación de energía

Sistema CHP (combustible diésel)	\$ 53 520 587 COP
Sistema SHP (combustible diésel)	\$ 75 148 254 COP
Suministro red eléctrica	\$ 87 434 343 COP

De forma adicional, como una referencia inicial al costo de operación  $OC$  del sistema CHP, se utiliza la ecuación **4.53**, correspondiente a valores anuales.

$$OC = FC + SSC + OMC + EBC \quad (4.53)$$

Los elementos que componen la ecuación anterior son: costo de combustible  $FC$ , el cual como se determinó anteriormente tiene un valor anual de \$ 53 520 587 COP; para las maniobras de operación del equipo *encendidoyapagado*  $SSC$  se estima que estas maniobras tendrán una duración de 182.5 horas, con un costo total de \$ 1 500 000 COP, de acuerdo a la asignación salarial del personal en el instituto Valsalice; El costo de mantenimiento del equipo  $OMC$ , corresponde a cuatro visitas de mantenimiento técnico estimadas con un valor de \$ 1 000 000 COP, no se considera la compra de electricidad necesaria para la operación del equipo electrógeno  $EBC$ , ya que se cuenta con baterías utilizadas en el arranque del equipo, dando como resultado un costo de operación y mantenimiento total de \$ 56 020 587 COP.

---

## Capítulo 5

# Conclusiones

---

Se diseña el proceso de cogeneración para el secado de frutos de Sacha Inchi y la producción de energía eléctrica a partir de un ciclo diésel, por medio de un horno tipo bandeja que contiene un intercambiador de calor, a través del cual es calentado el aire utilizado para la deshidratación de los frutos, empleando como fuente de energía los gases de combustión del equipo electrógeno Generac PLY40. Con este diseño se consigue de forma teórica una generación de potencia eléctrica de 36 kW y el aprovechamiento de 21,76 kW del calor generado, logrando un ahorro primario de energía del 28,78 %, con respecto a un sistema de generación independiente, considerándose como de alta eficiencia al cumplir con los requerimientos impuestos por la directiva 2012/27/EU de la unión europea.

### 5.1. Conclusiones específicas

Se desarrolló el diseño del intercambiador de calor, a partir del ciclo de secado de las semillas de Sacha Inchi, considerando que, las condiciones adecuadas para la deshidratación de 2500 frutos son: una velocidad del aire de 2,5  $m/s$  a una temperatura de 50 °C, y un tiempo de deshidratación de 8 horas, el cual se determinó por medio de un ensayo de deshidratación de los frutos. Por el interior de la cámara de deshidratación del horno circula un flujo másico de 0,6615  $kg/s$  de aire de secado, que debe ser calentado desde 19°C hasta 50°C, requiriendo una tasa de transferencia de calor de 21,76  $kJ/s$ , la cual es suministrado por los gases de combustión generados por un equipo electrógeno, que tienen una temperatura de entrada en el intercambiador de calor 510°C, y disminuyen hasta 40,48°C, siendo esta la temperatura de saturación del vapor de agua contenido en los gases de combustión.

Con el diseño termodinámico del ciclo diésel, en función de la energía requerida para el proceso de secado, se determinó que es necesario un flujo volumétrico de 8,79  $m^3/s$  de gases de combustión, para suplir la energía requerida por el horno de deshidratación, en condiciones de combustión estequiométrica para la mezcla de biodiesel B10, con una temperatura en los gases de 510°C a la entrada del intercambiador de calor. El requerimiento de flujo volumétrico de gases de combustión se reduce a 6,61  $m^3/s$ , considerando una combustión con exceso de aire de acuerdo al motor seleccionado.

Se determinó el generador eléctrico en función de la energía de salida del ciclo diésel, comparando los flujos volumétricos generados por varios equipos electrógenos, con el mínimo requerido para el funcionamiento del horno de deshidratación, encontrando que, el equipo electrógeno marca Generac, modelo PLY40, es el que mejor se aproxima al requerimiento de generación de gases de combustión, este tiene una potencia de

generación eléctrica en modo continuo de 36 kW, y proporciona un flujo volumétrico de gases de combustión de  $8,8 \text{ m}^3/\text{s}$ .

## 5.2. Aportes

El sistema de generación combinada de calor y potencia logra aumentar la eficiencia y disminuir la generación de partículas contaminantes en equipos electrógenos, lo que conlleva una menor inversión en combustible. Resulta útil la aplicación de este sistema en instalaciones con requerimientos de calor y electricidad, especialmente en zonas no interconectadas de Colombia, en las que son utilizados generadores eléctricos diésel para suplir los requerimientos energéticos de la población, logrando también, que dentro de la matriz energética los equipos electrógenos tengan mejores condiciones de desempeño.

Por medio del diseño CHP se logra una reducción teórica del 40 % en el coeficiente de emisiones generadas, frente a un sistema independiente, siendo esta una alternativa que reduce el impacto ambiental producido por el uso de equipos generadores eléctricos diésel.

Es adecuado utilizar un sistema CHP como una estrategia de gestión energética, ya que conlleva un ahorro en el consumo de energía primaria, disminución en la generación de partículas contaminantes y un ahorro económico.

En hornos de deshidratación donde no se permita que los gases de combustión estén en contacto con los elementos a secar, es necesario el uso de intercambiadores de calor. Siendo que, para el diseño del horno, resulta una buena estrategia el dividirlo en dos compartimientos, una cámara de precalentamiento y una cámara de deshidratación, donde el intercambiador de calor se encuentra en la cámara de precalentamiento y hace parte de una etapa previa al proceso de deshidratación.

## 5.3. Trabajos futuros

Para la implementación del sistema CHP, puede complementarse el diseño del horno de deshidratación con el dimensionamiento del intercambiador de calor y la selección de los materiales utilizados en su fabricación, además, puede considerarse la recirculación de un porcentaje del flujo de aire usado para el secado.

Con el diseño planteado del sistema CHP, durante periodos en los que no se requiera el funcionamiento del horno de deshidratación, se puede analizar la viabilidad de emplear la energía de los gases de combustión para el calentamiento de agua.

A partir de este proyecto, se puede continuar planteando el cambio del combustible diésel por biogás u otro biocombustible, como fuente de energía primaria del sistema CHP, con lo cual se lograría una menor generación de partículas contaminantes, considerando que es posible aplicar este sistema con el uso de fuentes no convencionales de energía.

# Referencias

---

- [1] Directive 2012/27/EU of the european parliament and of the council. On energy efficiency, amending directives 2009/125/EC and 2010/30/EU and repealing directives 2004/8/EC and 2006/32/EC, Official journal of the european union, 25 October 2012,
- [2] I. Knight e I. Beausoleil-Morrison, “Residential cogeneration systems : a review of the current technologies,” en A Report of Subtask A of FC+COGEN-SIM. The Simulation of Building-Integrated Fuel Cell and Other Cogeneration Systems, Annex 42 of the International Energy Agency, Energy Conservation in Buildings and Community Systems Programme. (92 pages).
- [3] Unidad de Planeación Minero Energética, (UPME), Consorcio HART-RE, *Capacidad instalada de autogeneración y cogeneración en sector de industria, petróleo, comercio y público del País*, diciembre 22 de 2014. dirección: [http://www.andi.com.co/cgc/Documents1\\_Informe\\_final\\_auto\\_cogeneracion.pdf](http://www.andi.com.co/cgc/Documents1_Informe_final_auto_cogeneracion.pdf).
- [4] International Energy Agency, *Energy Efficiency 2018*. 2018. dirección: <https://www.iea.org/reports/energy-efficiency-2018>.
- [5] C. Schneider, “Energy efficiency [5],” *Chemical and Engineering News*, vol. 66, n.º 46, pág. 5, 1988, ISSN: 00092347.
- [6] S. Amir, F. Fausto y A. Henggeler, “A model for optimal energy planning of a commercial building integrating solar and cogeneration systems,” *Energy*, vol. 61, págs. 211-223, 2013, ISSN: 03605442. DOI: [10.1016/j.energy.2013.08.048](https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.08.048). dirección: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.08.048>.
- [7] F. Eboh, P. Ahlström y T. Richards, “Evaluating improvements in a waste-to-energy combined heat and power plant,” *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 14, pág. 100 476, 2019, ISSN: 2214-157X. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2019.100476>. dirección: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X19301649>.

- [8] C. Ryu y D. Shin, "Combined heat and power from municipal solid waste: Current status and issues in South Korea," *Energies*, vol. 6, n.º 1, págs. 45-57, 2013, ISSN: 19961073. DOI: [10.3390/en6010045](https://doi.org/10.3390/en6010045).
- [9] D. Flin, *Cogeneration: A User's Guide*, ép. Energy Engineering. Institution of Engineering y Technology, 2010, ISBN: 9780863417382. dirección: <https://books.google.com.co/books?id=L3A0skHuHsUC>.
- [10] J. Sirola y T. Edgar, "Process energy systems: Control, economic, and sustainability objectives," *Computers Chemical Engineering*, vol. 47, págs. 134-144, 2012, FOCAP0 2012, ISSN: 0098-1354. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2012.06.019>. dirección: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0098135412001950>.
- [11] S Gandhar, J. Ohri y M. Singh, *Rural Electrification Using Hybrid Solar and Biogas System in Phulwaria Village, Bihar: A Case Study*. Springer Singapore, 2020, vol. 36, págs. 133-143, ISBN: 978-981-13-7556-9. DOI: [10.1007/978-981-13-7557-6](https://doi.org/10.1007/978-981-13-7557-6), dirección: <http://link.springer.com/10.1007/978-981-13-7557-6>.
- [12] A. Kanase-Patil, R. Saini y M. Sharma, "Integrated renewable energy systems for off grid rural electrification of remote area," *Renewable Energy*, vol. 35, n.º 6, págs. 1342-1349, 2010, ISSN: 09601481. DOI: [10.1016/j.renene.2009.10.005](https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.10.005). dirección: <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2009.10.005>.
- [13] M. De Paepe, P. D'Herdt y D. Mertens, "Micro-CHP systems for residential applications," *Energy Conversion and Management*, vol. 47, n.º 18-19, págs. 3435-3446, 2006, ISSN: 01968904. DOI: [10.1016/j.enconman.2005.12.024](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.12.024).
- [14] A. Bosmans, I. Vanderreydt, D. Geysen y L. Helsen, "The crucial role of Waste-to-Energy technologies in enhanced landfill mining: A technology review," *Journal of Cleaner Production*, vol. 55, págs. 10-23, 2013, ISSN: 09596526. DOI: [10.1016/j.jclepro.2012.05.032](https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2012.05.032). dirección: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jclepro.2012.05.032>.
- [15] S. Shams, J. Ahmadian, M. J. Ghorbanian y H. Nalbandian, "Applying the CHP method on small-scale on-site power generation," *CEAT 2013 - 2013 IEEE Conference on Clean Energy and Technology*, págs. 303-306, 2013, ISSN: 1521-4125. DOI: [10.1109/CEAT.2013.6775645](https://doi.org/10.1109/CEAT.2013.6775645).
- [16] X. Zhang, R. Sharma e Y. He, "Optimal energy management of a rural microgrid system using multi-objective optimization," *2012 IEEE PES Innovative Smart Grid Technologies, ISGT 2012*, págs. 1-8, 2012. DOI: [10.1109/ISGT.2012.6175655](https://doi.org/10.1109/ISGT.2012.6175655).

- [17] N. M. Isa, C. W. Tan y A. H. Yatim, "A comprehensive review of cogeneration system in a microgrid: A perspective from architecture and operating system," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 81, n.º February 2016, págs. 2236-2263, 2018, ISSN: 18790690. DOI: [10.1016/j.rser.2017.06.034](https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.06.034). dirección: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.06.034>.
- [18] M. P. Boyce, *Handbook for Cogeneration and Combined Cycle Power Plants, Second Edition*. ASME Press, ene. de 2010, ISBN: 9780791859537. DOI: [10.1115/1.859537](https://doi.org/10.1115/1.859537). dirección: <https://doi.org/10.1115/1.859537>.
- [19] A. Martínez y G. Alexander, "Análisis de crecimiento y producción de 3 variedades de sacha inchi (*Plukenetia volubilis* L.) en el municipio de Tena Cundinamarca," 2016.
- [20] Liu Q, Xu YK, Zhang P, Na Z, Tang T, Shi YX. 2014. "Chemical composition and oxidative evolution of Sacha Inchi (*Plukentia volubilis* L.) oil from Xishuangbanna (China)". *Grasas Aceites* 65 (1): e012. doi: <http://dx.doi.org/10.3989/gya.075713>.
- [21] C. E. Orrego, *Procesamiento De Alimentos*, 1 edición, L. Rodriguez, ed., 1. Manizales: Universidad Nacional de Colombia, 2003, pág. 322, ISBN: 9589322808.
- [22] A. G. Pereira, S. M. Becerá, A. H. Gómez y L. M. González, "Análisis comparativo de la cinética de deshidratación Osmótica y por Flujo de Aire Caliente de la Piña (*Ananas Comosus*, variedad Cayena lisa)," *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, vol. 22, n.º 1, págs. 62-69, 2013, ISSN: 2071-0054.
- [23] S. R. S. Sharma S. Mulvaney, *Ingeniería de alimentos : operaciones unitarias y prácticas de laboratorio*. oct. de 2021.
- [24] D. Riveros-Rosas, J Herrera-Vázquez, C. Pérez-Rábago, C. Arancibia-Bulnes, S. Y Montiel, M. Sánchez, F. Granados-Agustín, O. Jaramillo y C. Estrada, "Optical design of a high radiative flux solar furnace for Mexico," *Solar Energy*, vol. 84, págs. 792-800, mayo de 2010. DOI: [10.1016/j.solener.2010.02.002](https://doi.org/10.1016/j.solener.2010.02.002).
- [25] C. Geankoplis, *Procesos de transporte y operaciones unitarias*. 3 Edición. Univesity of Minnesota. Compañía editorial continental,S.A. de C.V, México.
- [26] L. Olmos-Villalba, B. Herrera, A. Gallego y K. Cacua, "Experimental evaluation of a diesel cogeneration system for producing power and drying aromatic herbs," *Sustainability (Switzerland)*, vol. 11, n.º 18, 2019, ISSN: 20711050. DOI: [10.3390/su11185121](https://doi.org/10.3390/su11185121).
- [27] M. Vellini, M. Gambini y T. Stilo, "High-efficiency cogeneration systems for the food industry," *Journal of Cleaner Production*, vol. 260, pág. 121 133, 2020, ISSN: 09596526. DOI: [10.1016/j.jclepro.2020.121133](https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.121133). dirección: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.121133>.

- [28] J. Bassols, B. Kuckelkorn, J. Langreck, R. Schneider y H. Veelken, “Trigeneration in the food industry,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, n.º 6, págs. 595-602, ISSN: 13594311. DOI: [10.1016/S1359-4311\(01\)00111-9](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(01)00111-9).
- [29] M. M y H. L, *Sustainable On-Site CHP Systems: Design, Construction, and Operations*.
- [30] Resource Dynamics Corporation, “Industrial Applications for Micropower : A Market Assessment,” November 1999.
- [31] M. Muccillo y A. Gimelli, “Experimental development, 1D CFD simulation and energetic analysis of a 15 kw micro-CHP unit based on reciprocating internal combustion engine,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 71, n.º 2, págs. 760-770, 2014, ISSN: 13594311. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2013.11.025](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.11.025). dirección: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.11.025>.
- [32] C. A. Frangopoulos, “A method to determine the power to heat ratio , the cogenerated electricity and the primary energy savings of cogeneration systems after the European Directive,” *Energy*, vol. 45, n.º 1, págs. 52-61, 2012, ISSN: 0360-5442. DOI: [10.1016/j.energy.2011.12.044](https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.12.044). dirección: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2011.12.044>.
- [33] European Commission, “Commission delegated regulation (EU) 2015/2402 of 12 October 2015 reviewing harmonised efficiency reference values for separate production of electricity and heat in application of Directive 2012/27/EU of the European Parliament and of the Council and rep,” *Official Journal of the European Union*, vol. 333, n.º 54, págs. 1-8, 2015.
- [34] Generalitat de Catalunya Comisión interdepartamental del cambio climático, *Guía practica para el cálculo de emisiones de gases de efecto invernadero (GEI)*, 2011, págs. 0-66.
- [35] Ley 1215 de 2008, *Por la cual se adoptan medidas en materia de generación de energía eléctrica*. Diario Oficial 47052 de Colombia. Julio 16 de 2008.
- [36] Ley 1715 de 2014, *Por la cual se regula la integración de las energías renovables no convencionales al Sistema Energético Nacional*, Diario Oficial de Colombia No. 49.150. Mayo 13 de 2014.
- [37] Decreto 2143 de 2015, *Incentivos para promover las inversiones en Fuentes No Convencionales de Energía (FNCE) y la gestión eficiente de la energía contenidos en el Capítulo III de la Ley 1715*, Ministerio de Minas y Energía, MME, 2015.
- [38] Resolución CREG 005 de 2010., *Por la cual se determinan los requisitos y condiciones técnicas que deben cumplir los procesos de cogeneración y se regula esta actividad*, Comisión Reguladora de Energía y Gas, CREG, 2010.

- [39] Cengel, Y. A., Boles, M. A. (2001). *Thermodynamics: An engineering approach*. Boston: McGraw-Hill.
- [40] M Payri y M Desantes, *Motores de combustión interna alternativos*, 5.<sup>a</sup> ed. 2011.
- [41] A. Abusoglu y M. Kanoglu, “Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 - Formulations,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, n.º 2-3, págs. 234-241, 2009, ISSN: 13594311. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2008.02.025](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.02.025). dirección: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.02.026>.
- [42] E. Landi Degl’Innocenti, “Termodinamica,” *Elementi di Meccanica dei Fluidi, Termodinamica e Fisica Statistica*, págs. 111-150, 2019. DOI: [10.1007/978-88-470-3991-9\\_5](https://doi.org/10.1007/978-88-470-3991-9_5).
- [43] “Fundamentals of Heat Exchanger Design,” en cap. Classification of Heat Exchangers , 1–77. DOI: [10.1002/9780470172605.ch1](https://doi.org/10.1002/9780470172605.ch1).
- [44] R. K. Shah y D. P. Sekuli, “Selection of Heat Exchangers and Their Components,” *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, págs. 673-734, 2007. DOI: [10.1002/9780470172605.ch10](https://doi.org/10.1002/9780470172605.ch10).
- [45] M. Terhan y K. Comakli, “Design and economic analysis of a flue gas condenser to recover latent heat from exhaust flue gas,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 100, págs. 1007-1015, 2016, ISSN: 13594311. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2015.12.122](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.12.122). dirección: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.12.122>.
- [46] *Dimensionamiento de los motores y generadores en aplicaciones de energía eléctrica, Guía de aplicación e instalación*, Caterpillar, 2005.
- [47] S. Filizadeh, *Electric machines and drives: principles, control, modeling, and simulation*. CRC press Taylor Francis group, Boca Raton London New York, 2013.
- [48] ISO3046-1:1995, *Part 1: Standard reference conditions, declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods*. Reciprocating internal combustion engines- Performance-. Reference number . Fourth edition.
- [49] IS/ISO 8528-1: 2005, *Reciprocating internal combustion engine driven alternating current generating sets, Part 1 application, ratings and performance*.
- [50] M Lapuerta, O. Armas, J. R. Agudelo y C. A. Sánchez, “Estudio del efecto de la altitud sobre el comportamiento de motores de combustión interna. Parte 1: Funcionamiento,” *Informacion Tecnologica*, vol. 17, n.º 5, págs. 21-30, 2006, ISSN: 07168756. DOI: [10.4067/s0718-07642006000500005](https://doi.org/10.4067/s0718-07642006000500005).

- [51] O. Tinoco, “Análisis del proceso de deshidratación de cacao para la disminución del tiempo de secado (Analysis of the cocoa dehydration process for reducing drying time). publisher = Revista EIA, 7(13), 53–63.” 2013. dirección: <https://revistas.eia.edu.co/index.php/reveia/article/view/232>.
- [52] “Consulta y descarga de datos hidrometeorológicos,” dirección: <http://dhime.ideam.gov.co/atencionciudadano/>.
- [53] N. F. Beye, C. Kane, N. Ayessou, C. M. F. Kebe, C. Talla, C. M. Diop y A. Sène, “Modelling the dehydration kinetics of four onion varieties in an oven and a solar greenhouse,” *Heliyon*, vol. 5, n.º 9, 2019, ISSN: 24058440. DOI: [10.1016/j.heliyon.2019.e02430](https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2019.e02430).
- [54] R. Sarin, R. Kumar, B. Srivastav, S. K. Puri, D. K. Tuli, R. K. Malhotra y A. Kumar, “Biodiesel surrogates: Achieving performance demands,” *Bioresource Technology*, vol. 100, n.º 12, págs. 3022-3028, 2009, ISSN: 09608524. DOI: [10.1016/j.biortech.2009.01.032](https://doi.org/10.1016/j.biortech.2009.01.032), dirección: <http://dx.doi.org/10.1016/j.biortech.2009.01.032>.
- [55] M. Lapuerta, J. Rodríguez-Fernández y F. Oliva, “Determination of enthalpy of formation of methyl and ethyl esters of fatty acids,” *Chemistry and Physics of Lipids*, vol. 163, n.º 2, págs. 172-181, 2010, ISSN: 00093084. DOI: [10.1016/j.chemphyslip.2009.11.002](https://doi.org/10.1016/j.chemphyslip.2009.11.002).



# Apéndice A

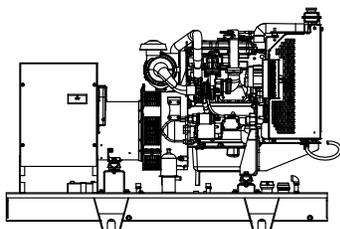
## Equipo electrógeno

### A.1. Ficha técnica del equipo electrógeno

#### Specification Sheet Diesel Generator Set

Hoja de Especificaciones  
Grupo Electrónico Diesel

## GENERAC®



Note: Image shown may not reflect actual package, genset pictured may include optional accessories.  
Nota: Imagen de carácter ilustrativa, ya que los equipos en foto pudieran incluir accesorios opcionales.

#### Standby Power

Potencia Standby

40 kW • 50 kVA • 60 Hz

#### Prime Power

Potencia Prime

36 kW • 45 kVA • 60 Hz

#### Rating Power Chart Tabla de Potencias

Genset Model Modelo del Equipo	Voltage Voltaje	Phase Fases	Hertz Hertz	Standby Rating Potencia Standby		Prime Rating Potencia Prime	
				kW	kVA	kW	kVA
PLY40	220 V*	3	60	40	50	36	45

#### Rating Definitions

##### Definiciones de Potencia

Standby Power. Applicable for supplying power to varying electrical load for the duration of power interruption of a reliable utility source. No overload is permitted. Standby Power is in accordance with ISO 8528. Fuel Stop power in accordance with ISO 3046, AS 2789, DIN 6271 and BS 5514.

Prime Power. Applicable for supplying power to varying electrical load for unlimited hours. Prime Power is in accordance with ISO 8528. Ten percent overload capability is available in accordance with ISO 3046, AS 2789, DIN 6271 and BS 5514.

Potencia Standby. Aplicable para el suministro de carga eléctrica variable durante la duración de la interrupción del servicio eléctrico de una fuente fiable. La capacidad de sobrecarga no está permitida. La potencia standby está en conformidad con la norma ISO 8528. Tope de combustible de conformidad con la norma ISO 3046, AS 2789, DIN 6271 y BS 5514.

Potencia Prime. Aplicable para el suministro carga eléctrica variable para un número ilimitado de horas. La potencia prime está en conformidad con la norma ISO 8528. Está disponible la capacidad del diez por ciento de sobrecarga en conformidad con la norma ISO 3046, AS 2789, DIN 6271 y BS 5514.

#### Certifications Certificaciones





## Genset Features Características del Grupo Electrógeno

This line of generating sets use the Perkins engines brand, all are 4-stroke, this ensures a low fuel consumption, also are water-cooled and direct fuel injection type.

We have engines on either line "L" configuration on 3, 4 and 6 cylinders, with naturally aspiration & turbocharged. The electrical system can be either 12 Volts D.C. on small rating power or 24 Volts D.C., including starter motor and battery charger alternator.

These generating sets are mounted onto a steel base frame or base fuel tank; engine and alternator are coupled using plate steel discs to make sure the right alignment for all components, alternator is brushless, includes an AVR (Automatic Voltage Regulator). These sets are designed to operate at 1500 RPM, 50 Hz or 1800 RPM, 60 Hz, at 0.8 power factor, NEMA insulation, Class H and tropical coated, 3 phases, 4 poles with neutral grounded onto generator core.

The generating sets are built drip proof and radiator is fitted with a cooling fan.

En nuestros grupos electrógenos utilizamos motores de la marca Perkins, todos son de 4 tiempos, lo que asegura un bajo consumo de combustible, enfriados por agua y del tipo de inyección directa.

Son motores de 3, 4 y 6 cilindros en línea. Aspiración natural ó turbocargados. El sistema eléctrico es de 12 ó 24 Volts de C. D., incluyendo motor de arranque y alternador de carga de baterías.

Los equipos son montados sobre una base tipo patín de acero estructural o base tanque de combustible, el generador es acoplado al motor por medio de discos flexibles de acero formando una sola unidad, asegurando un correcto alineamiento, el generador es del tipo sin escobillas, con regulador automático de voltaje. Diseñados para trabajar a 1500 RPM, 50 Hz ó 1800 RPM, 60 Hz, 0,8 de factor de potencia, aislamiento NEMA, CLASE H con barniz tropicalizado, 3 fases, 4 hilos con neutro sólidamente aterrizado a la coraza del generador.

Estos generadores son de construcción robusta a prueba de goteo provistos de un ventilador para enfriamiento.

## Engine Features Características del Motor

**Engine Brand**  
Motor Marca \_ \_ \_ \_ \_ Perkins

**Model**  
Modelo\_ \_ \_ \_ \_ 1103A-33TG1

**RPM**  
RPM\_ \_ \_ \_ \_ 1800

**Frequency, Hz**  
Frecuencia, Hz\_ \_ \_ \_ \_ 60

**Standby Rating, kWm**  
Potencia Standby, kWm\_ \_ \_ \_ \_ 55.6

**Standby Rating, bhp**  
Potencia Standby, bhp\_ \_ \_ \_ \_ 74.5

**Prime Rating, kWm**  
Potencia Prime, kWm\_ \_ \_ \_ \_ 50.5

**Prime Rating, bhp**  
Potencia Prime, bhp\_ \_ \_ \_ \_ 67.7

**Number of Cylinders**  
Número de Cilindros\_ \_ \_ \_ \_ 3

**Aspiration**  
Aspiración\_ \_ \_ \_ \_ Turbocharged  
Turbocargado

**Cylinder Configuration**  
Configuración de los Cilindros\_ \_ \_ \_ \_ L

**Bore, in (mm)**  
Diámetro, in (mm) \_ \_ \_ \_ \_ 4.1 (104)

**Stroke, in (mm)**  
Carrera, in (mm) \_ \_ \_ \_ \_ 4.9 (124)

**Displacement, Cylinder, L**  
Desplazamiento, Cilindro, L \_ \_ \_ \_ \_ 1.1

**Displacement, Total, L**  
Desplazamiento, Total, L \_ \_ \_ \_ \_ 3.3

**Oil Consumption, %**  
Consumo de Aceite, %\_ \_ \_ \_ \_ 0.15

**Air Filter Type**  
Tipo de Filtro de Aire\_ \_ \_ \_ \_ Dry Element/Elemento Seco

**Combustion Air Flow, m³/min**  
Flujo de Aire para Combustión, m³/min\_ \_ \_ \_ \_ 3.9


**Specification Sheet • Hoja de Especificaciones**

<b>Exhaust Gas Flow, m<sup>3</sup>/min</b>		<b>Coolant Capacity Without Radiator, L</b>	
Flujo de Gas de Escape, m <sup>3</sup> /min_	9.5	Capacidad de Refrigerante Sin Radiador, L_	4.4
<b>Compression Ratio</b>		<b>Coolant Capacity With Radiator, L</b>	
Relación de Compresión_	17.2:1	Capacidad de Refrigerante Con Radiador, L_	10.2
<b>Piston Speed, m/s</b>		<b>Oil Capacity, Total, L</b>	
Velocidad de Pistón, m/s_	7.62	Capacidad de Aceite, Total, L_	8.3
<b>Governor Type</b>			
Tipo de Gobernador_	Mechanical/Mecánico		
<b>Starter, Rated Voltage, V</b>			
Arranque, Voltaje Nominal, V_	12		

**Alternator Features**
**Características del Generador**

<b>Alternator Brand</b>		<b>Insulation</b>	
Generador Marca_	Leroy Somer	Aislamiento_	H
<b>Model</b>		<b>Air Flow, m<sup>3</sup>/s</b>	
Modelo_	TAL042 G	Flujo de Aire, m <sup>3</sup> /s_	0.18
<b>Frequency, Hz</b>		<b>Voltage Regulation</b>	
Frecuencia, Hz_	60	Regulación de Voltaje_	1%
<b>Phases</b>		<b>Total Harmonic TGH/THC (%)</b>	
Fases_	3	Total de Armónicos TGH/THC (%)_	<5%

**Output Amperage**
**Amperaje de Salida**

220/127V, 3Ø, 0.8 pf (fp) Standby	40.0 kW	131.4 Amp
220/127V, 3Ø, 0.8 pf (fp) Prime	36.0 kW	118.2 Amp
480/277V, 3Ø, 0.8 pf (fp) Standby	40.0 kW	60.2 Amp
480/277V, 3Ø, 0.8 pf (fp) Prime	36.0 kW	54.2 Amp
380/220V, 3Ø, 0.8 pf (fp) Standby	36.5 kW	69.4 Amp
380/220V, 3Ø, 0.8 pf (fp) Prime	32.9 kW	62.5 Amp
208/120V, 3Ø, 0.8 pf (fp) Standby	40.0 kW	139.0 Amp
208/120V, 3Ø, 0.8 pf (fp) Prime	36.0 kW	125.1 Amp

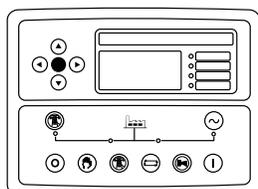
**Fuel Consumption**
**Consumo de Combustible**

<b>Fuel Consumption @ 100% Load - Diesel Standby</b>	<b>Liters / Hour</b>
Consumo de Combustible @ 100% Carga - Diesel Standby_	12.2
<b>Fuel Consumption @ 100% Load - Diesel Prime</b>	<b>Liters / Hour</b>
Consumo de Combustible @ 100% Carga - Diesel Prime_	11.0

Fuel consumption data at full load with diesel fuel with specific gravity of 0.85 and conforming to BS2869:1998, Class A2.

Datos de consumo de combustible a plena carga con combustible diesel con gravedad específica de 0.85 conforme BS2869:1998, Clase A2.

**Control Module**  
Módulo de Control



The different solutions of controls that have for our range of genset, allows a simple operation in manual and automatic mode.

This control provides an automatic start due to network failure. Allows to monitor the power supply.

Las diferentes soluciones de controles que se tienen para nuestra gama de grupos generadores, permite una operación simple en modo manual y automático.

Este módulo de control proporciona un arranque automático por fallo de red. Permite monitorear la red eléctrica.

DS 7320. It has a digital LCD screen, which provides easy reading of the information regarding the engine, alternator, mains and load.

Readings that can be made:

Engine.

- Coolant temperature
- Oil pressure
- Speed (rpm)
- Fuel level
- Battery voltage
- Battery alternator voltage
- Operating hours
- Number of start-ups

Alternator and Load.

- Voltages between phases and between phases and neutral
- Intensities
- Frequency
- Active Power (kW)
- Reactive Power (kVA)
- Apparent Power (kVA)
- Cos phi
- Active energy meter (kW-h)

Genset Control:

- Start and stop set manually
- Possibility of doing it automatically via start on signal

Protection of the engine and alternator, with the alarms activated:

Engine.

- Low oil pressure
- High coolant temperature
- Low and High battery Voltage
- Failure of the alternator to charge batteries
- Low fuel level

DS 7320. Dispone de una pantalla digital de LCD, que permite una fácil lectura de la información referente del motor, generador, red y carga.

Lecturas que pueden realizarse:

Motor.

- Temperatura del refrigerante
- Presión aceite
- Velocidad (r.p.m)
- Nivel de combustible
- Voltaje de batería
- Voltaje del alternador de batería
- Horas de operación
- Número de arranques

Generador y Carga.

- Voltajes entre fases y entre fases y neutro
- Intensidades
- Frecuencia
- Potencia Activa (kW)
- Potencia Reactiva (kVA)
- Potencia Aparente (kVA)
- Cos phi
- Contador de energía activa (kW-h)

Control del equipo:

- Arranca y para el grupo de forma manual
- Posibilidad de hacerlo de forma automática mediante arranque por señal

Protección del motor y generador, con las alarmas activadas:

Motor.

- Baja Presión de aceite
- Alta Temperatura del refrigerante
- Baja y Alta Tensión de las baterías
- Fallo del alternador de carga baterías
- Bajo nivel de combustible

**GENERAC****Specification Sheet • Hoja de Especificaciones****Alternator.**

- Low and High Voltage
  - Low and High Frequency
  - Overload due to Intensity (A)
  - Short-circuit
  - Negative Phase Sequence
  - Power Overload (KW-kVA)
  - Load control:
1. Connection and disconnection of artificial loads
  2. Disconnection of non-essential loads

**Additional features.**

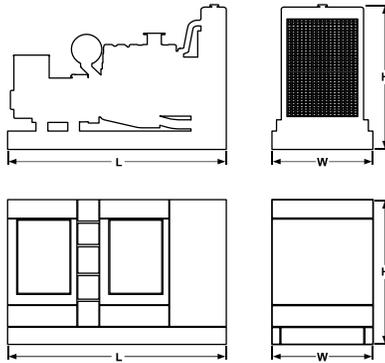
- The real-time clock provides an exact record of events
- Extensive number of configurable inputs and outputs
- Configurable alarms and timers
- USB connectivity
- Fully configurable via software and PC
- Modbus RTU
- Possibility of SMS text messages
- Communications Ethernet, RS 232 and RS 485
- Programmer Clock with multiple maintenance events which can be configured for the optimal operation of the engine. Weekly and/ or monthly programming of up to 16 starts and stops per week.

**Generador.**

- Bajo y Alto Voltaje
  - Baja y alta Frecuencia
  - Sobrecarga por Intensidad (A)
  - Cortocircuito
  - Secuencia Negativa de Fases
  - Sobrecarga por Potencia (kW-kVA)
  - Control de la carga:
1. Conexión y desconexión de cargas artificiales
  2. Desconexión de cargas no esenciales

**Características adicionales.**

- El reloj en tiempo real permite un registro de eventos exacto
- Amplio número de entradas y salidas configurables
- Alarmas y temporizadores configurables
- Conectividad USB
- Completamente configurable mediante software y PC
- Modbus RTU
- Posibilidad de mensajes SMS
- Comunicaciones Ethernet, RS 232 y RS 485
- Reloj Programador con múltiples eventos de mantenimiento que pueden configurarse para un óptimo funcionamiento del motor. Programación semanal y/o mensual hasta 16 arranques y paradas por semana.

**Weight and Dimensions  
Peso y Dimensiones**

Dimensions in centimeters, wet weight without diesel, do not use for installation design. See general dimension drawings for detail. Please contact the department of engineering for exact dimensions and weight.

**Genset Base Frame • Equipo Base Estructural**

<b>Dimensions</b>	cm	186 x 109 x 124
Dimensiones	(in)	(73 x 43 x 49)
<b>Weight</b>	kg	716
Peso	(lbs)	(1579)

**Genset Base Fuel Tank • Equipo Base Tanque**

<b>Dimensions</b>	cm	186 x 109 x 130
Dimensiones	(in)	(73 x 43 x 51)
<b>Weight</b>	kg	910
Peso	(lbs)	(2006)

**Genset Enclosure • Equipo con Caseta**

<b>Dimensions</b>	cm	230 x 116 x 143
Dimensiones	(in)	(91 x 46 x 56)
<b>Weight</b>	kg	1338
Peso	(lbs)	(2950)

Dimensiones en centímetros, peso húmedo sin diesel, no utilizar para el diseño de la instalación. Vea los planos de dimensiones generales para más detalles. Contacte al departamento de Ingeniería para dimensiones y pesos mas precisos.



## A.2. Costo de suministro del equipo electrógeno



**INGENIERIA DE GENERACIÓN S.A.S.**  
NIT. 900.373.712-0



**CONSECUTIVO : IGA – 01377**

**Ref: Proyecto Generador Diesel 40 KW FUSAGASUGA Industria**

De acuerdo a la información recibida Nos complace ofrecer la siguiente cotización para su proyecto en REF.  
**MARCA : GENERAC POWER SYS.**  
**MODELO : PLY40 , SIN Cabina . ( Ver anexo todas las Especificaciones técnicas )**

**CONFIGURACION Y ALCANCE SUMINISTRO DEL PAQUETE DE GENERACION PLY 40 :**

Base Tanque de 24 horas de Autonomía , Sin Cabina , ALTERNADOR Leroy Summer H Insulation , Control Digital DS-720 Multifuncional

**FUNCIONES básicas del CONTROL DS-720**

**Motor**

- Temperatura del refrigerante
- Presión aceite
- Velocidad (r.p.m)
- Nivel de combustible
- Voltaje de batería
- Voltaje del alternador de batería
- Horas de operación
- Número de arranques

**Generador y Carga.**

- Voltajes entre fases y entre fases y neutr• Intensidades
- Frecuencia
- Potencia Activa (kW)
- Potencia Reactiva (kVAr)
- Potencia Aparente (kVA)
- Cos phi
- Contador de energía activa (kW-h)

**VALOR DE LA PROPUESTA**  
 EL VALOR SUMINISTROS del PAQUETE OFRECIDO en la Configuración es : **\$13.900 USD** FOB USA o MEXICO .

Este VALOR **NO Incluye**: Gastos de Transporte, Nacionalización, IVA .  
 Tampoco Incluye Instalacion u otro Suministro diferete al Alcance ofrecido.

**TIEMPO DE ENTREGA:**  
 5 a 6 semanas a partir del recibo del anticipo.

---

Calle 106#14B-50 Of. 201 Bogotá D.C. Tel: (1) 5206565 Cel: 320 3487170  
 e-mail: [info@igesa.com.co](mailto:info@igesa.com.co) Página Web: [www.igesa.com.co](http://www.igesa.com.co)

Fuente: J. Burgos, "Cotización y ficha técnica" [correo electrónico]. Disponible en: [gerencia@igesa.com.co](mailto:gerencia@igesa.com.co) [accedido: 16-jun-2021]



## A.3. Ficha técnica del motor seleccionado

# @ Perkins®

## Technical Data

### 1100 Series

Gen Set

### 1103A-33TG1

**45,6 kWm @ 1500 rev/min**

**53,9 kWm @ 1800 rev/min**

#### Basic technical data

Number of cylinders	3
Cylinder arrangement	Vertical in-line
Cycle	Four stroke
Induction system	Turbocharged
Compression ratio	17.25 : 1
Bore	105 mm (4.13 in)
Stroke	127 mm (4.99 in)
Cubic capacity	3.3 litres
Direction of rotation	Clockwise view from front
Firing order	1,2,3
Total weight (engine only)	
-dry	420 kg
-wet	438 kg

#### Overall dimensions

-height	951 mm (37.44 in)
-length	1049 mm (41.29 in)
-width (including mounting brackets)	634 mm (24.96 in)

#### Moment of inertia (mk<sup>2</sup>)

Engine:	
- longitudinal	25 kgm <sup>2</sup>
- horizontal	42 kgm <sup>2</sup>
- axial	25 kgm <sup>2</sup>
Flywheel (polar)	1.14 kgm <sup>2</sup>

#### Centre of gravity (wet)

- forward from rear of block	215 mm (8.46 in)
- above centre line of block	120 mm (4.72 in)
- offset of RHS of centre line	25 mm (0.98 in)

#### Performance

Steady state speed stability at constant load:

G2  $\pm 0.75\%$

**Note:** All data based on operation to ISO 3046/1, BS 5514 and DIN 6271 standard reference conditions.

#### Test conditions

Air temperature  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$

Barometric pressure 100 kPa

Relative humidity 30%

#### Sound level

Overall sound pressure level (cooling pack and air cleaner fitted):

- at 1500 rev/min 88,2 dBA

- at 1800 rev/min 92,1 dBA

Sound pressure level from the mean of 4 microphones at the front, left, right and above the engine. Exhaust was piped away out of the test cell.

If the engine is to operate in ambient conditions other than those of the test conditions, suitable adjustments must be made for these changes. For full details, contact Perkins Technical Service Department.

**General installation**

Designation	Units	Type of Operation and Application			
		Prime	Stand-by	Prime	Stand-by
		50 Hz	50 Hz	60 Hz	60 Hz
Gross engine power	kWm	42,2	46,5	50,5	55,6
Brake mean effective pressure	kPa (lbf/in <sup>2</sup> )	1023 (148.3)	1128 (163.6)	1020 (147.9)	1124 (163.0)
Mean piston speed	m/s (ft/s)	6,35 (20.8)	6,35 (20.8)	7,62 (25.0)	7,62 (25.0)
ElectropaK net engine power	kWm	41,3	45,6	48,8	53,9
Engine coolant flow 35 kPa restriction	l/min (UK gal/min)	125,5 (27.6)	125,5 (27.6)	151,0 (33.2)	151,0 (33.2)
Combustion air flow	m <sup>3</sup> /min (ft <sup>3</sup> /min)	2,9 (102.4)	3,1 (109.4)	3,7 (130.6)	3,9 (137.7)
Exhaust gas flow (max)	m <sup>3</sup> /min (ft <sup>3</sup> /min)	7,0 (247.2)	7,7 (271.9)	8,8 (310.7)	9,5 (335.4)
Exhaust gas temperature (max) in manifold	°C (°F)	492 (917.6)	537 (999.6)	510 (950.0)	551 (1023.8)
Cooling fan air flow	m <sup>3</sup> /min (ft <sup>3</sup> /min)	53,0 (1871.6)	53,0 (1871.6)	70,0 (2472.0)	70,0 (2472.0)
Overall thermal efficiency	%	39,8	38,7	39,3	39,1
Typical genset electrical unit (0.8 pf 25° C)	kWe	36,0	39,7	42,5	46,9
	kVA	45,0	49,6	53,1	58,7
Assumed alternator efficiency	%	87%			
<b>Energy balance</b>					
Power in fuel (Fuel heat of combustion)	kW (Btu/min)	106,0 (6033.4)	120,0 (6830.3)	129,0 (7342.6)	142,0 (8082.5)
Power output (gross)	kW (Btu/min)	42,2 (2402.0)	46,5 (2646.7)	50,5 (2874.4)	55,6 (3164.7)
Power to cooling fan	kW (Btu/min)	0,9 (51.2)	0,9 (51.2)	1,7 (96.7)	1,7 (96.7)
Power output (net)	kW (Btu/min)	41,3 (2350.7)	45,6 (2595.5)	49,0 (2789.0)	53,9 (3067.9)
Power to coolant and lubricating oil	kW (Btu/min)	26,0 (1479.9)	30,0 (1707.5)	31,0 (1764.5)	34,0 (1935.2)
Power to exhaust	kW (Btu/min)	30,0 (1707.5)	35,0 (1992.1)	39,0 (2219.8)	43,0 (2447.5)
Power to radiation	kW (Btu/min)	7,0 (398.4)	8,0 (455.3)	8,0 (455.3)	9,0 (512.2)

**Caution:** The airflows shown in this table will provide acceptable cooling for an open power unit operating in ambient temperatures of up to 53 °C (127 °F) or 46 °C (114.8 °F) if a canopy is fitted. If the power unit is to be enclosed totally, a cooling test should be done to check that the engine cooling is acceptable. If there is insufficient cooling, contact Perkins Technical Service Department.

**Cooling system**

**Radiator**

- face area ..... 0.276 m<sup>2</sup> (2.97 ft<sup>2</sup>)
- rows and materials..... single row aluminium
- matrix density and material..... Aluminium 12.5 fins/inch
- width of matrix.....526 mm (20.7 in)
- height of matrix.....524 mm (20.6 in)
- pressure cap setting ..... 107 kPa

**Fan**

- diameter..... .457 mm (18 in)
- drive ratio ..... 0.85 : 1
- number of blades ..... 7
- material..... Composite
- type..... Pusher

**Coolant**

- Total system capacity
- with radiator ..... 10.2 l (21.5 pt)
- without radiator ..... 4.4 l (9.2 pt)
- Maximum top tank temperature ..... 110 °C (230 °F)
- Thermostat operating range..... 82 - 93 °C (180 - 199 °F)
- Recommended coolant: 50 % ethylene glycol with a corrosion inhibitor (BS 658 : 1992 or MOD AL39) and 50% clean fresh water.

**Electrical system**

- Type.....Negative ground
- Alternator voltage..... 12 V
- Alternator output ..... 65 amps
- Starter motor voltage..... 12 V
- Starter motor power ..... 3 kW
- Number of teeth on flywheel ..... 126
- Pull in current of starter motor solenoid ..... 60 amps
- Hold in current of starter motor solenoid..... 15 amps
- Engine stop solenoid..... 12 V
- Stop solenoid (minimum)
- pull in current ..... 10 amps
- hold in current ..... 10 amps

**Cold start recommendations**

- Minimum cranking speed ..... 105 rev/min

**Starter specification**

Starter motor type	Minimum starting temperature	Lubricating oil viscosity SAE / battery type - values in CCA			
		15W/40	10W/40	5W/40	5W/30
12 volt 3.0 kW	°C (°F)				
	-10 (14)	1 x 660			
	-15 (5) *		1 x 660		
	-20 (-4) *			1 x 660	
	-25 (-13) *				2 x 570

\* - Glow plug start aid fitted.

**Note:** CCA - Cold Cracking Amps to SAEJ537.

**Notes:**

- Battery capacity is defined by the 20 hour rate
- If a change to a low viscosity oil is made, the cranking torque necessary at lower ambient temperatures is much reduced. The starting equipment has been selected to take advantage of this. It is important to change the appropriate multigrade oil in anticipation of operating in low ambient temperatures.
- Breakaway current is dependent on battery capacity available. Cables should be capable of handling the transient current which may be up to double the steady cranking current.

**Exhaust system**

- Maximum back pressure
- 1500 rev/min ..... 10 kPa
- 1800 rev/min ..... 15 kPa
- Exhaust outlet size ..... 56 mm (2.2 in)

**Fuel System**

- Type of injection ..... Direct
- Fuel injection pump ..... Rotary
- Fuel atomiser..... Multi-hole
- Nozzel opening pressure ..... 29.0 MPa (290 bar)

**Fuel lift pump**

- Type ..... Electrical
- flow/hour ..... 120 - 150 l/h (211 - 264 pt/m)
- pressure ..... 30 - 75 kPa (4.4 - 10.9 psi)
- Maximum suction head:
- 1500 rev/min ..... .20 kPa

**Governor type**

- Electronic governor ..... Woodward LCS2
- Mechanical and electronic governor speed control to ..ISO 8528, G2

**Fuel specification**

Fuel Specification	European RF75-T-96 / DIN EN590 / BS2869 class A2
Density (kg/l @ 15 °C)	0.835 - 0.845
Viscosity (mm <sup>2</sup> /s @ 40 °C)	2.5 - 3.5
Sulphur content (%)	0,1 - 0,2
Cetane number	45 - 50

**Fuel consumption litres/hour (UK gals/hr)**

Speed	Power rating				
	110%	100%	75%	50%	25%
1500	12,0 (2.6)	10,7 (2.3)	8,2 (1.8)	5,7 (1.2)	3,4 (0.7)
1800	14,3 (3.1)	12,9 (2.8)	9,9 (2.1)	7,1 (1.5)	4,3 (0.9)

**Induction system**

**Maximum air intake restriction**

- clean filter..... 5 kPa
- dirty filter..... 8 kPa
- air filter type..... Dry

**Lubrication system**

**Lubricating oil capacity**

- Total system .....8.3 l (17.5 pt)
- Sump minimum .....6.2 l (13.1 pt)
- Sump maximum ..... 7.8 l (16.4 pt)

**Maximum engine operating angles:**

- front up, front down, right side or left side ..... 25°

**Lubricating oil pressure**

- relief valve opens ..... 415 - 470 kPa
- at maximum no-load speed ..... 276 - 414 kPa
- Max continuous oil temperature ..... 125 °C (257 °F)
- Oil consumption at full load as a % of fuel consumption ..... 0.15%

---

## Apéndice B

# Ajuste de potencia y consumo de combustible

---

### B.1. Valores numéricos para el ajuste de potencia

Table 3 — Numerical values for power adjustment

Engine type	Conditions		Formula reference	Factor	Exponents		
				<i>a</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>s</i>
Compression-ignition oil engines and dual-fuel engines	Non-turbocharged	Power limited by insufficient excess air	A	1	1	0,75	0
		Power limited by thermal reasons	B	0	1	1	0
	Turbocharged without charge air cooling	Low and medium speed four-stroke engines	C	0	0,7	2	0
			D	0	0,7	1,2	1
Spark-ignition engines using gaseous fuel	Non-turbocharged		E	1	0,86	0,55	0
	Turbocharged with charge air cooling	Low and medium speed four-stroke engines	F	0	0,57	0,55	1,75
Spark-ignition engines using liquid fuel	Naturally aspirated		G	1	1	0,5	0
NOTES							
1 The formula references and the exponents have been derived by CIMAC. (CIMAC = International Council on Combustion Engines.)							
2 The factors and exponents have been established by tests on a number of engines to be generally representative and shall be used if not otherwise stated by the manufacturer; for example in formula reference D, for an engine with the charge air cooled by engine jacket water, the value for exponent <i>s</i> could be zero. At present, they apply only to the types of engine specified, but the table will be extended to include other types when sufficient data are available. For these engines, the power adjustment shall be stated by the engine manufacturer.							
3 The formula references A, C and G are applied in examples given in annexes C, D and E.							

Fuente: ISO3046-1: 1995, Part 1: Standard reference conditions, declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods. Reciprocating internal combustion engines-Performance-. Reference number . Fourth edition.

## B.2. Valores numéricos para el ajuste de potencia

Table B.4 — Fuel consumption recalculation factor,  $\beta$ , values

$k$	$\beta$					
	$\eta_m$					
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95
0,50	1,429	1,304	1,212	1,141	1,084	1,038
0,52	1,383	1,275	1,193	1,129	1,077	1,035
0,54	1,343	1,248	1,175	1,118	1,071	1,032
0,56	1,308	1,225	1,159	1,108	1,065	1,030
0,58	1,278	1,203	1,145	1,098	1,060	1,027
0,60	1,250	1,184	1,132	1,090	1,055	1,025
0,62	1,225	1,167	1,120	1,082	1,050	1,023
0,64	1,203	1,151	1,109	1,075	1,046	1,021
0,66	1,183	1,137	1,099	1,068	1,042	1,019
0,68	1,164	1,123	1,090	1,062	1,038	1,018
0,70	1,148	1,111	1,081	1,056	1,035	1,016
0,72	1,132	1,100	1,073	1,051	1,031	1,015
0,74	1,118	1,089	1,066	1,045	1,028	1,013
0,76	1,105	1,080	1,059	1,041	1,025	1,012
0,78	1,092	1,070	1,052	1,036	1,022	1,011
0,80	1,081	1,062	1,046	1,032	1,020	1,009
0,82	1,071	1,054	1,040	1,028	1,017	1,008
0,84	1,061	1,047	1,035	1,024	1,015	1,007
0,86	1,051	1,040	1,029	1,021	1,013	1,006
0,88	1,043	1,033	1,024	1,017	1,011	1,005
0,90	1,035	1,027	1,020	1,014	1,009	1,004
0,92	1,027	1,021	1,016	1,011	1,007	1,003
0,94	1,020	1,015	1,011	1,008	1,005	1,002
0,96	1,013	1,010	1,007	1,005	1,003	1,002
0,98	1,006	1,005	1,004	1,003	1,002	1,001
1,00	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
1,02	0,994	0,995	0,997	0,998	0,999	0,999
1,04	0,989	0,991	0,993	0,995	0,997	0,999
1,06	0,983	0,987	0,990	0,993	0,996	0,998
1,08	0,978	0,983	0,987	0,991	0,994	0,997
1,10	0,974	0,979	0,984	0,989	0,993	0,997
1,12	0,969	0,976	0,982	0,987	0,992	0,996
1,14	0,965	0,972	0,979	0,985	0,991	0,996
1,16	0,960	0,969	0,976	0,983	0,989	0,995
1,18	0,956	0,966	0,974	0,982	0,988	0,994
1,20	0,952	0,963	0,972	0,980	0,987	0,994

Fuente: ISO3046-1: 1995, Part 1: Standard reference conditions, declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods. Reciprocating internal combustion engines-Performance-. Reference number . Fourth edition.

### B.3. Valores numéricos para el ajuste de consumo de combustible

Table B.5 — Values of the power adjustment factor,  $\alpha$ 

$k$	$\alpha$					
	$\eta_m$					
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95
0,50	0,350	0,383	0,413	0,438	0,461	0,482
0,52	0,376	0,408	0,436	0,461	0,483	0,502
0,54	0,402	0,433	0,460	0,483	0,504	0,523
0,56	0,428	0,457	0,483	0,506	0,526	0,544
0,58	0,454	0,482	0,507	0,528	0,547	0,565
0,60	0,480	0,507	0,530	0,551	0,569	0,585
0,62	0,506	0,531	0,554	0,573	0,590	0,606
0,64	0,532	0,556	0,577	0,596	0,612	0,627
0,66	0,558	0,581	0,601	0,618	0,634	0,648
0,68	0,584	0,605	0,624	0,641	0,655	0,668
0,70	0,610	0,630	0,648	0,663	0,677	0,689
0,72	0,636	0,655	0,671	0,685	0,698	0,710
0,74	0,662	0,679	0,695	0,708	0,720	0,730
0,76	0,688	0,704	0,718	0,730	0,741	0,751
0,78	0,714	0,729	0,742	0,753	0,763	0,772
0,80	0,740	0,753	0,765	0,775	0,784	0,793
0,82	0,766	0,778	0,789	0,798	0,806	0,813
0,84	0,792	0,803	0,812	0,820	0,828	0,834
0,86	0,818	0,827	0,836	0,843	0,849	0,855
0,88	0,844	0,852	0,859	0,865	0,871	0,876
0,90	0,870	0,877	0,883	0,888	0,892	0,896
0,92	0,896	0,901	0,906	0,910	0,914	0,917
0,94	0,922	0,926	0,930	0,933	0,935	0,938
0,96	0,948	0,951	0,953	0,955	0,957	0,959
0,98	0,974	0,975	0,977	0,978	0,978	0,979
1,00	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
1,02	1,026	1,025	1,024	1,023	1,022	1,021
1,04	1,052	1,049	1,047	1,045	1,043	1,042
1,06	1,078	1,074	1,071	1,067	1,065	1,062
1,08	1,104	1,099	1,094	1,090	1,086	1,083
1,10	1,130	1,123	1,118	1,112	1,108	1,104
1,12	1,156	1,148	1,141	1,135	1,129	1,124
1,14	1,182	1,173	1,165	1,157	1,151	1,145
1,16	1,208	1,197	1,188	1,180	1,172	1,166
1,18	1,234	1,222	1,212	1,202	1,194	1,187
1,20	1,260	1,247	1,235	1,225	1,216	1,207

Fuente: ISO3046-1: 1995, Part 1: Standard reference conditions, declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods. Reciprocating internal combustion engines-Performance-. Reference number . Fourth edition.

## B.4. Valores de presión de vapor de agua

t <sub>s</sub> °C	$\phi_{s,p_{sax}}$ kPa								
	$\phi_x$								
	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2
15	1,67	1,51	1,34	1,17	1,00	0,84	0,67	0,50	0,33
16	1,79	1,61	1,43	1,25	1,07	0,89	0,71	0,54	0,36
17	1,90	1,71	1,52	1,33	1,14	0,95	0,76	0,57	0,38
18	2,03	1,83	1,62	1,42	1,22	1,01	0,81	0,61	0,41
19	2,16	1,94	1,73	1,51	1,30	1,08	0,86	0,65	0,43
20	2,30	2,07	1,84	1,61	1,38	1,15	0,92	0,69	0,46
21	2,45	2,20	1,96	1,71	1,47	1,22	0,98	0,73	0,49
22	2,60	2,34	2,08	1,82	1,56	1,30	1,04	0,78	0,52
23	2,77	2,49	2,21	1,94	1,66	1,38	1,11	0,83	0,55
24	2,94	2,65	2,35	2,06	1,76	1,47	1,18	0,88	0,59
25	3,12	2,81	2,50	2,19	1,87	1,56	1,25	0,94	0,62
26	3,32	2,98	2,65	2,32	1,99	1,66	1,33	0,99	0,66
27	3,52	3,17	2,82	2,46	2,11	1,76	1,41	1,06	0,70
28	3,73	3,36	2,99	2,61	2,24	1,87	1,49	1,12	0,75
29	3,96	3,56	3,17	2,77	2,38	1,98	1,58	1,19	0,79
30	4,20	3,78	3,36	2,94	2,52	2,10	1,68	1,26	0,84
31	4,45	4,01	3,56	3,12	2,67	2,23	1,78	1,34	0,89
32	4,72	4,25	3,78	3,30	2,83	2,36	1,89	1,42	0,94
33	5,00	4,50	4,00	3,50	3,00	2,50	2,00	1,50	1,00
34	5,29	4,76	4,24	3,71	3,18	2,65	2,12	1,59	1,06
35	5,60	5,04	4,48	3,92	3,36	2,80	2,24	1,68	1,12
36	5,93	5,34	4,74	4,15	3,56	2,97	2,37	1,78	1,19
37	6,27	5,64	5,02	4,39	3,76	3,14	2,51	1,88	1,25
38	6,63	5,97	5,30	4,64	3,98	3,32	2,65	1,99	1,33
39	7,01	6,31	5,61	4,90	4,20	3,50	2,80	2,10	1,40
40	7,40	6,66	5,92	5,18	4,44	3,70	2,96	2,22	1,48
41	7,81	7,03	6,25	5,47	4,69	3,91	3,12	2,34	1,56
42	8,24	7,42	6,59	5,77	4,94	4,12	3,30	2,47	1,65
43	8,69	7,82	6,95	6,08	5,21	4,34	3,47	2,61	1,74
44	9,15	8,24	7,32	6,41	5,49	4,58	3,66	2,75	1,83
45	9,63	8,67	7,71	6,74	5,78	4,82	3,85	2,89	1,93
46	10,13	9,12	8,11	7,09	6,08	5,07	4,05	3,04	2,03
47	10,65	9,58	8,52	7,45	6,39	5,33	4,26	3,20	2,13
48	11,18	10,07	8,95	7,83	6,71	5,59	4,47	3,36	2,24
49	11,73	10,56	9,39	8,21	7,04	5,87	4,69	3,52	2,35
50	12,30	11,07	9,84	8,61	7,38	6,15	4,92	3,69	2,46

Fuente: ISO3046-1: 1995, Part 1: Standard reference conditions, declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods. Reciprocating internal combustion engines-Performance-. Reference number . Fourth edition.

### B.5. Valor de la relación de presión de aire seco

Table B.2 — Values of dry air pressure ratio

Altitude m	Total barometric pressure, $p_x$ kPa	$\frac{p_x - a\phi_x p_{sx}}{p_t - a\phi_t p_{st}}$													
		$\phi_x p_{sx}$ kPa													
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	101,3	1,02	1,01	1,00	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,89
100	100,0	1,01	1,00	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,89	0,88	0,87
200	98,9	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,89	0,88	0,87	0,86
400	96,7	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,89	0,88	0,87	0,86	0,85	0,84
600	94,4	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,89	0,88	0,87	0,86	0,85	0,84	0,83	0,82
800	92,1	0,93	0,92	0,91	0,90	0,88	0,87	0,86	0,85	0,84	0,83	0,82	0,81	0,80	0,79
1 000	89,9	0,90	0,89	0,88	0,87	0,86	0,85	0,84	0,83	0,82	0,81	0,80	0,79	0,78	0,77
1 200	87,7	0,88	0,87	0,86	0,85	0,84	0,83	0,82	0,81	0,80	0,79	0,78	0,77	0,76	0,75
1 400	85,6	0,86	0,85	0,84	0,83	0,82	0,81	0,80	0,79	0,78	0,77	0,76	0,75	0,74	0,73
1 600	83,5	0,84	0,83	0,82	0,81	0,80	0,79	0,78	0,77	0,76	0,75	0,74	0,73	0,72	0,71
1 800	81,5	0,82	0,81	0,80	0,79	0,78	0,77	0,76	0,75	0,74	0,73	0,72	0,71	0,70	0,69
2 000	79,5	0,80	0,79	0,78	0,77	0,76	0,75	0,74	0,73	0,72	0,71	0,70	0,69	0,68	0,67
2 200	77,6	0,78	0,77	0,76	0,75	0,74	0,73	0,72	0,71	0,70	0,69	0,68	0,67	0,66	0,65
2 400	75,6	0,76	0,75	0,74	0,73	0,72	0,71	0,70	0,69	0,68	0,67	0,66	0,65	0,64	0,63
2 600	73,7	0,74	0,73	0,72	0,71	0,70	0,69	0,68	0,67	0,66	0,65	0,64	0,63	0,62	0,61
2 800	71,9	0,72	0,71	0,70	0,69	0,68	0,67	0,66	0,65	0,64	0,63	0,62	0,61	0,60	0,59
3 000	70,1	0,70	0,69	0,68	0,67	0,66	0,65	0,64	0,63	0,62	0,61	0,60	0,59	0,58	0,57
3 200	68,4	0,69	0,68	0,67	0,66	0,65	0,64	0,63	0,62	0,61	0,60	0,58	0,57	0,56	0,55
3 400	66,7	0,67	0,66	0,65	0,64	0,63	0,62	0,61	0,60	0,59	0,58	0,57	0,56	0,55	0,54
3 600	64,9	0,65	0,64	0,63	0,62	0,61	0,60	0,59	0,58	0,57	0,56	0,55	0,54	0,53	0,52
3 800	63,2	0,63	0,62	0,61	0,60	0,59	0,58	0,57	0,56	0,55	0,54	0,53	0,52	0,51	0,50
4 000	61,5	0,62	0,61	0,60	0,59	0,58	0,57	0,56	0,55	0,54	0,53	0,52	0,51	0,50	0,48
4 200	60,1	0,60	0,59	0,58	0,57	0,56	0,55	0,54	0,53	0,52	0,51	0,50	0,49	0,48	0,47
4 400	58,5	0,59	0,58	0,57	0,56	0,55	0,54	0,53	0,52	0,51	0,50	0,48	0,47	0,46	0,45
4 600	56,9	0,57	0,56	0,55	0,54	0,53	0,52	0,51	0,50	0,49	0,48	0,47	0,46	0,45	0,44
4 800	55,3	0,55	0,54	0,53	0,52	0,51	0,50	0,49	0,48	0,47	0,46	0,45	0,44	0,43	0,42
5 000	54,1	0,54	0,53	0,52	0,51	0,50	0,49	0,48	0,47	0,46	0,45	0,44	0,43	0,42	0,41

Fuente: ISO3046-1: 1995, Part 1: Standard reference conditions, declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods. Reciprocating internal combustion engines-Performance-. Reference number . Fourth edition.



---

 Apéndice C

# Determinación de relación de potencia indicada, $k$

---

 Table B.3 — Values of  $R^2$  for determination of the ratio of indicated power,  $k$ 

$R$	$R^2$								
	$y$								
	0,5	0,55	0,57	0,7	0,75	0,86	1,2	1,75	2,0
0,60	0,775	0,755	0,747	0,699	0,682	0,645	0,542	0,409	0,360
0,62	0,787	0,769	0,762	0,716	0,699	0,663	0,564	0,433	0,384
0,64	0,800	0,782	0,775	0,732	0,716	0,681	0,585	0,458	0,410
0,66	0,812	0,796	0,789	0,748	0,732	0,700	0,607	0,483	0,436
0,68	0,825	0,809	0,803	0,763	0,749	0,718	0,630	0,509	0,462
0,70	0,837	0,822	0,816	0,779	0,765	0,736	0,652	0,536	0,490
0,72	0,849	0,835	0,829	0,795	0,782	0,754	0,674	0,563	0,518
0,74	0,860	0,847	0,842	0,810	0,798	0,772	0,697	0,590	0,548
0,76	0,872	0,860	0,855	0,825	0,814	0,790	0,719	0,619	0,578
0,78	0,883	0,872	0,868	0,840	0,830	0,808	0,742	0,647	0,608
0,80	0,894	0,885	0,881	0,855	0,846	0,825	0,765	0,677	0,640
0,82	0,906	0,897	0,893	0,870	0,862	0,843	0,788	0,707	0,672
0,84	0,917	0,909	0,905	0,885	0,877	0,861	0,811	0,737	0,706
0,86	0,927	0,920	0,918	0,900	0,893	0,878	0,834	0,768	0,740
0,88	0,938	0,932	0,930	0,914	0,909	0,896	0,858	0,800	0,774
0,90	0,949	0,944	0,942	0,929	0,924	0,913	0,881	0,832	0,810
0,92	0,959	0,955	0,954	0,943	0,939	0,931	0,905	0,864	0,846
0,94	0,970	0,967	0,965	0,958	0,955	0,948	0,928	0,897	0,884
0,96	0,980	0,978	0,977	0,972	0,970	0,966	0,952	0,931	0,922
0,98	0,990	0,989	0,989	0,986	0,985	0,983	0,976	0,965	0,960
1,00	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
1,02	1,010	1,011	1,011	1,014	1,015	1,017	1,024	1,035	1,040
1,04	1,020	1,022	1,023	1,028	1,030	1,034	1,048	1,071	1,082
1,06	1,030	1,033	1,034	1,042	1,045	1,051	1,072	1,107	1,124
1,08	1,038	1,043	1,045	1,055	1,059	1,068	1,097	1,144	1,166
1,10	1,049	1,054	1,056	1,069	1,074	1,085	1,121	1,182	1,210
1,12	1,058	1,064	1,067	1,083	1,089	1,102	1,146	1,219	1,254
1,14	1,068	1,075	1,078	1,096	1,103	1,119	1,170	1,258	1,300
1,16	1,077	1,085	1,088	1,110	1,118	1,136	1,195	1,297	1,346
1,18	1,086	1,095	1,099	1,123	1,132	1,153	1,220	1,336	1,392
1,20	1,095	1,106	1,110	1,135	1,147	1,170	1,245	1,376	1,440

Fuente: ISO3046-1: 1995, Part 1: Standard reference conditions, declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods. Reciprocating internal combustion engines-Performance-. Reference number . Fourth edition.

---

## Apéndice D

# Cálculo de ahorro de energía primaria

---

### D.1. Factor de eficiencia térmica de referencia

%			
	Type of fuel:	Steam (*) /hot water	Direct use of exhaust gases (**)
Solid	Hard coal/coke	88	80
	Lignite/lignite briquettes	86	78
	Peat/peat briquettes	86	78
	Wood fuels	86	78
	Agricultural biomass	80	72
	Biodegradable (municipal) waste	80	72
	Non-renewable (municipal and industrial) waste	80	72
	Oil shale	86	78
Liquid	Oil (gas oil + residual fuel oil), LPG	89	81
	Biofuels	89	81
	Biodegradable waste	80	72
	Non-renewable waste	80	72
Gaseous	Natural gas	90	82
	Refinery gas/hydrogen	89	81
	Biogas	70	62
	Coke oven gas, blast furnace gas + other waste gases	80	72

(\*) Il faut retrancher 5 points de pourcentage absolu au rendement vapeur lorsque les États membres qui appliquent l'article 12, paragraphe 2, de la directive 2004/8/CE prennent en compte le retour du condensat dans les calculs de rendement d'une unité de cogénération.

(\*\*) Les valeurs applicables à la chaleur directe doivent être utilisées si la température est de 250 °C ou plus.

---

Fuente: Official Journal of the European Union, Establishing harmonised efficiency reference values for separate production of electricity and heat in application of Directive 2004/8/EC of the European Parliament and of the Council, 21 December 2006.

## D.2. Factor de eficiencia eléctrica de referencia

	Year of construction: Type of fuel:	1996 and before	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006- 2011
Solid	Hard coal/coke	39,7	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Lignite/lignite briquettes	37,3	38,1	38,8	39,4	39,9	40,3	40,7	41,1	41,4	41,6	41,8
	Peat/peat briquettes	36,5	36,9	37,2	37,5	37,8	38,1	38,4	38,6	38,8	38,9	39,0
	Wood fuels	25,0	26,3	27,5	28,5	29,6	30,4	31,1	31,7	32,2	32,6	33,0
	Agricultural biomass	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Biodegradable (municipal) waste	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Non-renewable (municipal and industrial) waste	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Oil shale	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9
Liquid	Oil (gas oil + residual fuel oil), LPG	39,7	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Biofuels	39,7	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Biodegradable waste	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Non-renewable waste	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
Gaseous	Natural gas	50,0	50,4	50,8	51,1	51,4	51,7	51,9	52,1	52,3	52,4	52,5
	Refinery gas/hydrogen	39,7	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Biogas	36,7	37,5	38,3	39,0	39,6	40,1	40,6	41,0	41,4	41,7	42,0
	Coke oven gas, blast furnace gas, other waste gases, recovered waste heat	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35

Fuente: Official Journal of the European Union, Establishing harmonised efficiency reference values for separate production of electricity and heat in application of Directive 2004/8/EC of the European Parliament and of the Council, 21 December 2006.

## D.3. Factor de corrección en generación eléctrica por carga a la red

Voltage:	For electricity exported to the grid	For electricity consumed on-site
> 200 kV	1	0,985
100-200 kV	0,985	0,965
50-100 kV	0,965	0,945
0,4-50 kV	0,945	0,925
< 0,4 kV	0,925	0,860

Fuente: Official Journal of the European Union, Establishing harmonised efficiency reference values for separate production of electricity and heat in application of Directive 2004/8/EC of the European Parliament and of the Council, 21 December 2006.

---

## Apéndice E

# Precio del combustible diésel

---

### Precios de Combustibles Año 2021

Precios Año 2021 Precios vigentes a partir del 17 de Junio

Junio

Precios de referencia por ciudades	Vigencia 17 de Junio de 2021	
	Gasolina MC (\$/gal)	ACPM (\$/gal)
Bogotá	8.847	8.652
Medellín	8.789	8.672
Cali	8.885	8.776
Barranquilla	8.542	8.378
Santa Marta	8.642	8.478
Cartagena	8.502	8.349
Montería	8.752	8.599
Sincedejo	8.702	8.549
Bucaramanga	8.608	8.440
Villavicencio	8.947	8.752
Tunja	8.981	8.786
Pereira	8.832	8.725
Manizales	8.840	8.712
Armenia	8.844	8.737
Ibagué	8.798	8.647
Neiva	8.882	8.733
Pasto	7.402	7.797
Cúcuta	7.080	6.628

Fuente: <https://www.minenergia.gov.co/precios-año-2021>



# Apéndice F Costo de suministro eléctrico

**TARIFAS DE ENERGÍA ELÉCTRICA (\$/kWh)  
REGULADAS POR LA COMISIÓN DE REGULACIÓN DE ENERGÍA Y GAS (CREG)  
ENERO DE 2021**

OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021				OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021		
ESTRATO (E)	RANGO DE CONSUMO (kWh/mes)	PROPIEDAD DE COCENA (S/VA)	PROPIEDAD DEL CLIENTE (T) (S/VA)	PROPIEDAD COMPARTIDA (T) (S/VA)	PROPIEDAD DEL CLIENTE (T) (S/VA)	PROPIEDAD DEL CLIENTE (T) (S/VA)
E1	0-100	0	0	0	0	0
	101-200	0	0	0	0	0
E2	0-100	0	0	0	0	0
	101-200	0	0	0	0	0
E3	0-100	0	0	0	0	0
	101-200	0	0	0	0	0
E4	0-100	0	0	0	0	0
	101-200	0	0	0	0	0

**OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021**

OPCIÓN	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	NIVEL 1 PROPIEDAD DE COCENA (S/VA)	NIVEL 2 PROPIEDAD DE COCENA (S/VA)	NIVEL 3 PROPIEDAD COMPARTIDA (T) (S/VA)	NIVEL 4 (S/VA)	NIVEL 5 (S/VA)	NIVEL 6 (S/VA)
OPCIÓN 1	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
OPCIÓN 2	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
OPCIÓN 3	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
OPCIÓN 4	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0

**COSTO UNITARIO DE PRESTACIÓN DEL SERVICIO (CUP) - ENERO 2021**

NIVEL	PROPIEDAD DE COCENA (S/VA)	PROPIEDAD DEL CLIENTE (T) (S/VA)	PROPIEDAD COMPARTIDA (T) (S/VA)	PROPIEDAD DEL CLIENTE (T) (S/VA)			
NIVEL 1	0	0	0	0	0	0	0
NIVEL 2	0	0	0	0	0	0	0
NIVEL 3	0	0	0	0	0	0	0
NIVEL 4	0	0	0	0	0	0	0
NIVEL 5	0	0	0	0	0	0	0
NIVEL 6	0	0	0	0	0	0	0

**HORAS DE APLICACIÓN OPCIONES HORARIAS POR NIVEL DE REGULARIDAD DEL CLIENTE (ENERO 2021)**

OPCIÓN	NIVEL 1	NIVEL 2	NIVEL 3	NIVEL 4	NIVEL 5	NIVEL 6
OPCIÓN 1	0	0	0	0	0	0
OPCIÓN 2	0	0	0	0	0	0
OPCIÓN 3	0	0	0	0	0	0
OPCIÓN 4	0	0	0	0	0	0

**TARIFAS POR SERVICIO DE COMEDOR Y COMPLEMENTOS VIENTES DESDE EL 1º DE ENERO DE 2021 CON IVA**

OPCIÓN	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	NIVEL 1 PROPIEDAD DE COCENA (S/VA)	NIVEL 2 PROPIEDAD DE COCENA (S/VA)	NIVEL 3 PROPIEDAD COMPARTIDA (T) (S/VA)	NIVEL 4 (S/VA)	NIVEL 5 (S/VA)	NIVEL 6 (S/VA)
OPCIÓN 1	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
OPCIÓN 2	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
OPCIÓN 3	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
OPCIÓN 4	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0

**TARIFAS POR SERVICIO DE COMEDOR Y COMPLEMENTOS VIENTES DESDE EL 1º DE ENERO DE 2021 SIN IVA**

OPCIÓN	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	NIVEL 1 PROPIEDAD DE COCENA (S/VA)	NIVEL 2 PROPIEDAD DE COCENA (S/VA)	NIVEL 3 PROPIEDAD COMPARTIDA (T) (S/VA)	NIVEL 4 (S/VA)	NIVEL 5 (S/VA)	NIVEL 6 (S/VA)
OPCIÓN 1	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
OPCIÓN 2	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
OPCIÓN 3	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
OPCIÓN 4	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0
	OPCIONES HORARIAS (OPH) - ENERO 2021	0	0	0	0	0	0

**TARIFAS POR MANOBRAS PARA CLIENTES PARTICULARES DESDE EL 1º DE ENERO DE 2021**

CATEGORÍA	Tipo de obra	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
1	Instalación	Instalación de medidor	1	hora	1.500,00	1.500,00
	Instalación	Instalación de cableado	1	hora	1.500,00	1.500,00
	Instalación	Instalación de interruptor	1	hora	1.500,00	1.500,00
	Instalación	Instalación de toma	1	hora	1.500,00	1.500,00
2	Instalación	Instalación de medidor	1	hora	1.500,00	1.500,00
	Instalación	Instalación de cableado	1	hora	1.500,00	1.500,00
	Instalación	Instalación de interruptor	1	hora	1.500,00	1.500,00
	Instalación	Instalación de toma	1	hora	1.500,00	1.500,00
3	Instalación	Instalación de medidor	1	hora	1.500,00	1.500,00
	Instalación	Instalación de cableado	1	hora	1.500,00	1.500,00
	Instalación	Instalación de interruptor	1	hora	1.500,00	1.500,00
	Instalación	Instalación de toma	1	hora	1.500,00	1.500,00

**enel**  
CORFOVA

Fuente: <https://www.enel.com.co/content/dam/enel-co/esp/%C3%B1ol/personas/1-17-1/2021/%Tarifario-enero-2021.pdf>