

**Universidad Tecnológica de Panamá**  
**Facultad de Ingeniería Mecánica**  
**Departamento de Energía y Ambiente**

**Folleto:**

**Guía para la integración de un turbocargador a un motor de combustión interna con bio-oil como combustible.**

**Curso para implementación:**  
**Procesos y Equipos de Combustión**

**Docente:**

**Dr. Arthur James**

**2020**



James Rivas, Arthur. 2020

©2020, Folleto de Uso de Celdas Peltier para la creación de proyectos que incentiven a los estudiantes de las comunidades de difícil acceso para optar por bachilleres científicos por James Rivas, Arthur.

Universidad Tecnológica de Panamá (UTP).

Obra bajo Licencia Creative Commons Atribución-NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional. Para ver esta licencia: <https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/deed.es>

Fuente del documento Repositorios Institucional UTP-Ridda2

<https://ridda2.utp.ac.pa/handle/123456789/10316>

## **Resumen**

Este folleto tiene como objetivo servir como referencia para la implementación de un turbocargador en un motor de combustión interna. Los cálculos aquí presentados son una referencia al desarrollo de esta actividad. Para tener un mejor manejo de la información presentada en el presente documento, se deberá tener el pre-requisito de las asignaturas: Termodinámica I y II, Mecánica de Fluidos I y II, Diseño Mecánico y Mecanismos.

Los turbocargadores aprovechan la energía de los gases de escape, y la utilizan para suministrar aire al motor a una presión más elevada, aumentando la cantidad de aire y por consiguiente combustible en los cilindros. En este documento, se plantean los conceptos, métodos y condiciones para la implementación de un turbocargador en un motor diesel de una barcaza con una potencia de aproximada de 1500 HP, utilizando bio-oil como combustible alternativo, en este caso a partir de switchgrass. Se seleccionó un motor diesel CAT 3516 E, y tomando en cuenta las consideraciones para la operación de este con bio-oil, se realizan los cálculos de emisiones y eficiencia a diferentes velocidades de operación. Luego, se establecen los parámetros y formulaciones necesarias para seleccionar una configuración de turbocargador adecuada, junto al diseño y simulación de un intercooler basado en diseños de la compañía Bell Intercooler. La configuración final permite conseguir un motor con turbocargador capaz de suplir la potencia requerida de 1500 hp, que no iguala a la potencia que se puede generar utilizando diesel debido al reducido poder calorífico del bio-oil, pero consigue mantener la eficiencia térmica y una disminución significativa de emisiones.

# Contenido

1. Introducción .....	5
2. Descripción del combustible .....	5
2.1 Biomasa como origen del bio-oil .....	6
2.2 Pirólisis de biomasa.....	7
2.2.1 Pretratamiento de la biomasa .....	8
2.2.2 Pirólisis rápida .....	8
2.2.3 Propiedades del combustible.....	9
2.2.4 Formula molecular del bio-oil.....	10
3. Análisis de la combustión .....	11
3.1 Combustión ideal .....	11
3.1.1 Entalpía de formación del bio-oil.....	12
3.2 Combustión real .....	13
3.2.1 Combustión real por equilibrio químico.....	14
3.2.2 Combustión real por gases de escape experimentales .....	16
4. Selección de motor y parámetros geométricos.....	16
4.1 Selección de motor.....	17
4.2 Parámetros geométricos .....	17
4.3 Análisis del ciclo diesel sin turbocargador .....	18
5. Diseño del turbocargador.....	19
5.1 Selección del compresor.....	19
5.2 Selección del intercooler .....	22
5.3 Selección de turbina .....	26
5.4 Selección de válvula wastegate.....	27
5.5 Selección de cojinetes .....	27
6. Normativa de emisiones.....	28
7. Lubricación del turbocargador .....	30

8.	Transferencia de calor en el turbocargador .....	31
9.	Sistema de enfriamiento.....	32
10.	Desempeño del motor .....	33
11.	Condiciones de uso .....	36
12.	Mantenimiento.....	38
13.	Conclusiones .....	40
	Agradecimientos.....	41
	REFERENCIAS .....	41

## 1. Introducción

La industria de transporte marino está enfrentando desafíos en la reducción de gases de emisión en gases de efecto invernadero. En particular las emisiones de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) de los barcos. Gran parte del consumo de la actividad marina (aproximadamente el 77%) [1] es de baja calidad, y derivado de residuos de petróleo, como lo es el heavy fuel oil (HFO) o Bunker C, que tiende a ser alto en su contenido en azufre y otros contaminantes.

Los combustibles alternativos en aplicaciones marinas tienen un rol importante en las reducciones de emisiones de carbono y contribuir al cuidado ambiental. La inclusión de estos en el mercado marítimo ya es un hecho, y ha sido tomada en consideración por las empresas del sector marítimo. Esto se debe en gran parte la Convención Internacional para la Prevención de Contaminación de Barcos, o como sus siglas en inglés (MARPOL) que se realizó en 1970 y ha sido apoyada por los gobiernos locales. Con estas regulaciones se busca cuidar el ambiente implementando nuevos combustibles y métodos, que a su vez puedan mejorar la operación y mantenimiento de los equipos.

Por estas razones de sostenibilidad ambiental, y el constante aumento del consumo de combustible, es esencial que los grandes buques implementen turbocargadores a su operación para obtener suplir la demanda de potencia al emplear un combustible alternativo como bio-oil que tiene un poder calorífico significativamente menor que los combustibles fósiles.

En este documento se plantean los conceptos y formulaciones necesarias para la implementación de un turbocargador a un motor diesel de ignición por compresión para operar con bio-oil como combustible alternativo.

## 2. Descripción del combustible

Para la implementación del turbocargador, es importante primeramente conocer de dónde viene dicho combustible y cuáles son sus propiedades, sobre lo cual se elabora a continuación.

## 2.1 Biomasa como origen del bio-oil

Bio-oil es un combustible obtenido a partir de la pirólisis rápida de biomasa, la cual está compuesta principalmente de hidrocarburos, como se ve los porcentajes masa que se ven en la Tabla 1 para distintos tipos de biomasa [2]. Este alto contenido de hidrocarburos hace que la biomasa tenga un alto contenido energético, motivo por el cual se la considera como una de las principales fuentes de energía renovable para suplementar el agotamiento de los combustibles fósiles [3].

**Tabla 1.** Análisis de biomasa utilizados para pirólisis. [2]

wt%	Switchgrass	Alfalfa- early bud	Alfalfa-full flower
C	47.53%	44.3%	45.97%
H	6.81%	5.43%	5.52%
N	0.51%	2.52%	1.6%
S	0.00%	0.22%	0.088%
Cl	-	0.59%	0.41%
O	42.54%	38.20%	40.58%
Ash	2.61%	8.74%	5.83%

El tipo de biomasa que se utilice va a determinar el tipo de reactor que se tiene que emplear y el tipo de pirólisis a realizar para producir bio-oil. La temperatura a la cual operan estos reactores varía desde 450 a 650 °C, obteniendo desde 21.9 a 75 wt% de bio-oil para pirólisis rápida, lenta, flash y de vapor [3].

Los porcentajes de carbono para distintas variedades de biomasa varían entre 36.89% y 59.05%, los porcentajes de hidrógeno varían entre 4.40% y 8.87%, porcentajes de oxígeno varían entre 23.46% y 48.24%, porcentajes de nitrógeno varían entre 0% y 8.72%, y muy pocos contienen azufre. Para estas mismas muestras de biomasa, el poder calorífico varía entre 15.4 y 26.7 MJ/kg [3]. Estos datos son importantes porque caracterizan al bio-oil como un combustible con alto contenido de oxígeno y bajo o nulo contenido de azufre, los cuales son factores que aportan ventajas y desventajas, que se detallan más adelante, a la hora de utilizar este combustible.

## 2.2 Pirólisis de biomasa

A grandes rasgos, el proceso de pirólisis consiste en descomponer la biomasa mediante su calentamiento a temperaturas elevadas, durante un periodo determinado de tiempo en un medio con la menor cantidad de oxígeno posible. Durante este proceso, la biomasa libera gases que son posteriormente enfriados y queda un residuo sólido. El sólido remanente se conoce como biochar, mientras que los gases se dividen en compuestos de bajo y alto peso molecular.

Los compuestos de alto peso molecular al condensarse se convierten en un líquido conocido como bio-oil, mientras que los compuestos de bajo peso molecular se mantienen en su forma gaseosa ya que no son condensables ( $H_2$ ,  $CH_4$ ,  $C_2H_2$ ,  $CO$  y  $CO_2$ ) [3].

Dependiendo del tipo de pirólisis que se realice, se obtienen distintos porcentajes de productos. En la Tabla 2 se muestra una aproximación de los productos obtenidos a partir de pirólisis lenta, rápida y flash, junto con el punto de operación al que se realizan.

**Tabla 2.** Punto de operación del reactor y productos obtenidos para distintos tipos de pirólisis [5].

Pirólisis	Tiempo en el reactor [s]	Velocidad de calentado [K/s]	Tamaño de partícula [mm]	Temp [K]	Producto (Bio-oil/Biochar/Gas) [%]
Lenta	450-550	0.1-1	5-50	550-950	30/35/35
Rápida	0.5-10	300-800	<1	850-1250	60/20/20
Flash	<0.5	>1000	<0.2	1050-1300	75/12/13

En este trabajo nos enfocaremos en la pirólisis rápida, ya que es la que produce mayor porcentaje de bio-oil, de switchgrass para utilizar las propiedades obtenidas experimentalmente y utilizarlas como base para la guía de implementación del turbocargador, haciendo aclaraciones cuando sea necesario para adaptar el turbocargador al tipo de bio-oil que se vaya a utilizar.

Como se mencionó anteriormente, el tipo de reactor y el punto de operación al que se realice la pirólisis da como resultado distintos porcentajes de bio-oil, pero también altera las propiedades del mismo factores como contenido húmedo, composición química de la biomasa, y pretratamiento de la biomasa. A continuación, se investiga más profundamente técnicas de pretratamiento de biomasa para obtener mejores

propiedades de bio-oil y posteriormente se describe un tipo de reactor mediante el cual se realiza pirólisis rápida.

### 2.2.1 Pretratamiento de la biomasa

Antes de comenzar el proceso de pirólisis, es importante preparar la biomasa para que se dé correctamente.

Hay dos procesos que deben realizarse imperativamente: molienda y

remoción de humedad.

Como los reactores tienen un límite en cuanto a la cantidad de biomasa que pueden procesar, es necesario cortar y molerla para aumentar el área superficial y mejorar la transferencia de calor.

Remover la humedad evita las consecuencias que tiene este tipo de contenido en los productos de la pirólisis. La humedad en la biomasa afecta la viscosidad, el pH y la corrosividad y el poder calorífico del bio-oil [5]. Este proceso afecta únicamente las propiedades del combustible, no afecta los porcentajes de los productos obtenidos por la pirólisis.

Se ha intentado realizar otros tipos de tratamientos como *electron beam irradiation*<sup>2</sup> y *hot-water extraction*<sup>3</sup> con el propósito de disminuir los ácidos carboxílicos (compuesto con un grupo carboxilo -COOH) y carbonilos (un átomo de carbono con un doble enlace a un átomo de oxígeno), conocidos por hacer que el bio-oil sea corrosivo e inestable [8], y tratamiento con ácido clorhídrico y ácido fluorhídrico para reducir la cantidad de cenizas presentes en la biomasa antes de realizar pirólisis [9], pero ninguno de estos tratamientos provocaron un cambio significativo en las propiedades del bio-oil obtenido por pirólisis, por lo que todavía hay espacio en el área de investigación científica para encontrar metodologías alternativas para mejorar la biomasa para obtener bio-oil.

### 2.2.2 Pirólisis rápida

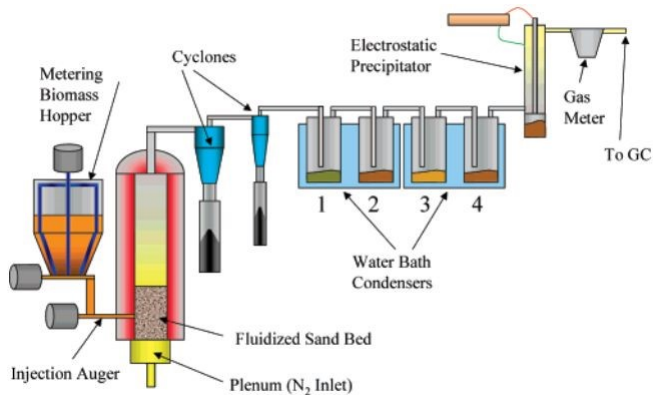
El reactor que utilizaremos como referencia es del tipo “fluidized-bed” como el confeccionado en [6], ya que es comúnmente utilizado para pirólisis rápida por su buena tasa de transferencia de calor, tiempo del



vapor en el reactor, gran área superficial y alta velocidad relativa entre la fase sólida y líquida, factores que hacen que el proceso sea más efectivo [5].

La cámara de este reactor es de acero inoxidable y es calentada por dos calentadores tipo clamshell de 1625W, y tiene aislante de 5.2 cm de espesor para evitar mayores pérdidas de calor. El medio fluidizado es de arena silica<sup>4</sup> de 655 micrómetros cuya fluidización se logra mediante un controlador de flujo másico de N<sub>2</sub> a 70 L/min. El punto de operación de temperatura del reactor es de 480 °C.

Este sistema utiliza dos ciclones (7.6 cm y 5.1 cm de diámetro) en serie para separar biochar y otros sólidos de los gases previo al proceso de condensación. Esta condensación se da en un condensador de tipo impinger compuesto de 4 frascos en serie sumergido en un baño de agua enfriado por medio de hielo seco (CO<sub>2</sub> sólido). Finalmente se utiliza un precipitador electrostático<sup>5</sup> a 30 kV para capturar el bio-oil. El diagrama de este proceso se puede ver en la Figura 1.



**Figura 1.** Diagrama del diseño del reactor utilizado en [6].

### 2.2.3 Propiedades del combustible

Las propiedades del bio-oil obtenidas por [6] son similares a las obtenidas en [7] para switchgrass como biomasa, pero en la segunda investigación se investigaron a mayor profundidad las propiedades del combustible, por lo que por el bien de tener uniformidad de propiedades utilizaremos las obtenidas en dicha investigación.

**Tabla 3.** Propiedades del bio-oil a partir de pirólisis rápida [7].

Propiedad	Descripción
-----------	-------------

pH	2.57±0.07
Viscosidad [cP]	23.67±1.17
Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	1027.06±28.56
Poder calorífico superior (HHV) [MJ/kg]	26.62±1.32
Carbono [%]	59.68±1.41
Hidrogeno [%]	7.53±0.58
Nitrógeno [%]	2.13±0.29
Oxígeno [%]	30.06±1.78
Masa molar [kg/kmol]	269.10

Estas propiedades se muestran en la Tabla 3, junto con las propiedades moleculares obtenidas en [10] que utilizaremos más adelante para obtener la fórmula empírica del bio-oil.

#### 2.2.4 Formula molecular del bio-oil

Para hacer el análisis ideal y real de la combustión, es necesario saber la formula molecular del bio-oil, pero como no pudimos encontrar esta información en la literatura, procedemos a obtenerla a partir de la fórmula empírica.

Para obtener la fórmula empírica, se divide el porcentaje de cada elemento que se encuentra en la Tabla 3 entre la masa molar de dicho elemento como en la Ecuación 1 para obtener los moles, y se divide entre el número de moles más pequeño obtenido.

$$Moles_x = \frac{wt\%_x}{MM_x} \quad (1)$$

Con eso obtenemos la fórmula empírica del bio-oil: C<sub>1830</sub> H<sub>2751</sub> O<sub>692</sub> N<sub>56</sub>. Para corregir esta fórmula empírica y convertirla en fórmula molecular, se deben multiplicar todos los subíndices por un factor x que se calcula según la Ecuación 2 utilizando la masa molar del bio-oil de la Tabla 3.

$$x = \frac{MM_{molecular}}{MM_{empirica}} \quad (2)$$

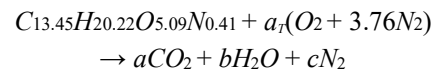
Con esto llegamos a la fórmula molecular del bio-oil: C<sub>13.09</sub> H<sub>19.68</sub> O<sub>4.95</sub> N<sub>0.4</sub>.

### 3. Análisis de la combustión

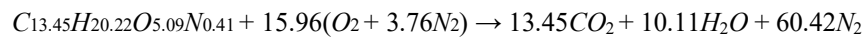
El análisis de la combustión debe realizarse para obtener parámetros que se deben considerar a la hora de realizar la selección del motor y posteriormente seleccionar el compresor y turbina del turbocargador.

#### 3.1 Combustión ideal

Utilizando la fórmula molecular del bio-oil obtenida anteriormente, se puede realizar el balance estequiométrico de la ecuación de combustión:



Este balance se hace por balance de masa, igualando la cantidad de moles de cada elemento en los productos a la cantidad de dicho elemento en los reactivos. Como hay 4 elementos (Carbono, Hidrógeno, Nitrógeno y Oxígeno) y 4 variables (a, b, c y  $a_T$ ) este es un sistema lineal de ecuaciones que se resuelve fácilmente:



A partir de este balance se puede calcular la relación aire combustible para la reacción con la Ecuación 3, utilizando los coeficientes de la ecuación de combustión balanceada como número de moles N, la masa molar del combustible de la Tabla 3 y la masa molar del aire que es conocida: 28.84 kg/kmol.

$$A/F_{ideal} = \frac{m_{aire}}{m_{bio\ oil}} = \frac{N_{aire}MM_{aire}}{N_{bio\ oil}MM_{bio\ oil}} \quad (3)$$

La relación de aire combustible para esta reacción es de 8.14 kg<sub>aire</sub> /kg<sub>bio-oil</sub>, el cual es un valor bajo comparado con otros combustibles como diesel y gasolina que tienen relaciones de cercanas a 15, pero dichos combustibles no tienen oxígeno dentro de su composición como el bio-oil.

### 3.1.1 Entalpía de formación del bio-oil

El valor de la entalpía de formación ( $h^{\circ}_f$ ) para combustibles normalmente utilizados como diesel y gasolina son valores ya conocidos y tabulados. Este no es el caso para el bio-oil, ya que es un combustible alternativo cuyas propiedades dependen enormemente de la fuente de biomasa que se utilice para producirlo como se explicó en la sección 2 de este documento.

Sin embargo, este valor es de utilidad para cálculos que se realizarán posteriormente en este documento. En esta subsección se explica brevemente un método para obtener una aproximación del valor de la entalpía de formación del bio-oil mediante el poder calorífico superior (HHV) e inferior (LHV) que si se encuentra experimentalmente. Para esto se utiliza la definición de estos conceptos que se ve en la Ecuación 4 y 5 [11] usando los valores de entalpía de formación del CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O que si son conocidos.

$$HHV = \frac{[N h^{\circ}_f MM]_{bio\ oil} - [N h^{\circ}_f MM]_{CO_2} - [N h^{\circ}_f MM]_{H_2O(l)}}{MM_{bio\ oil}} \quad (4)$$

$$LHV = \frac{[N h^{\circ}_f MM]_{bio\ oil} - [N h^{\circ}_f MM]_{CO_2} - [N h^{\circ}_f MM]_{H_2O(g)}}{MM_{bio\ oil}} \quad (5)$$

Utilizando el poder calorífico superior de la Tabla 3 y el balance estequiométrico para el número de moles de CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O anteriormente obtenido, obtenemos la entalpía de formación aproximada del bio-oil: -3787 kJ/kg. Haciendo balance de entalpía entre los reactivos y productos de la combustión ideal balanceada, utilizando la entalpía de formación encontrada, se obtiene la temperatura de flama adiabática de 2042 K.

### 3.2 Combustión real

La combustión real presenta mayores complicaciones que la ideal, ya que hay productos no deseados que son producto de imperfecciones durante la combustión. La presencia del monóxido de carbono en los productos de la combustión simboliza una combustión incompleta. Esto puede suceder por falta de aire en la cámara de combustión, aunque también puede presentarse si no se permite que la combustión se de por suficiente tiempo, o hay una mal mezclado del combustible, ya que la combustión no ocurre instantáneamente en todo el volumen, y puede haber sectores donde el combustible no tiene suficiente aire [12].

Otro producto no deseado son los  $\text{NO}_x$ , que se forman por 3 mecanismos principales: *térmica*, *combustible* y *prompt*. El primer mecanismo es ocasionado por altas temperaturas y provoca que tanto el  $\text{N}_2$  como el  $\text{O}_2$  se disocien y causen reacciones en cadena que terminan produciendo  $\text{NO}_x$ . El segundo mecanismo es ocasionado por la presencia de nitrógeno en el combustible, como es el caso del bio-oil. Al quemar el combustible se libera este nitrógeno y termina formando  $\text{N}_2$  y  $\text{NO}$ . El tercer mecanismo es el que menos contribuye a las emisiones de  $\text{NO}_x$  en combustibles con nitrógeno, y sucede al inicio de la combustión cuando el combustible se divide en componentes como C, CH y  $\text{CH}_2$  que reaccionan con el  $\text{N}_2$  del aire [13].

Si no se tienen los equipos para realizar las pruebas, para saber qué tipos de gases de escape se producen en la combustión de bio-oil, se puede ir a la literatura y ver los experimentos realizados y resultados obtenidos. Para este trabajo, nos guiaremos en los resultados obtenidos experimentalmente en [14], mostrados en la Tabla 4. Cómo se comparan estos resultados con la normativa de emisiones se verá más adelante en la sección 5.

**Tabla 4.** Emisiones obtenidas a partir de la combustión de bio-oil con un equivalence ratio de 0.68.

Compuesto	Emisiones
$\text{NO}_x$	150 ppm
CO	50 ppm
PM	200 $\text{mg}/\text{m}^3$

Para poder realizar el balance de la ecuación estequiométrica de la combustión real, no se puede emplear el mismo procedimiento que para la ideal. Como la cantidad de variables excede a la cantidad de elementos, se tiene un sistema de ecuaciones indeterminado por lo que hay que extraer información de otros lados.

La primera opción es realizar las pruebas de la combustión y analizar los gases de escape obtenidos, pero no es una opción viable para nosotros ya que no tenemos el medio para realizarlas.

La segunda opción es asumir que los gases de escape son los valores determinados por una agencia como la EPA o EEA en cuanto a límite de emisiones, pero esto no garantiza que sean los gases que vayan a resultar ni la proporción en la que resulten, por lo que se pueden explorar otras opciones.

La tercera opción es utilizar los resultados obtenidos por otros trabajos y experimentos que sí tenían los equipos y medios para realizar la combustión y analizar los gases de escape.

La cuarta opción es generar nuevas ecuaciones para volver el sistema de ecuaciones uno determinado, mediante el equilibrio químico de los gases de la combustión.

En este trabajo desarrollaremos la tercera y cuarta opción para comparar las diferencias entre los resultados obtenidos experimental y teóricamente para la combustión real.

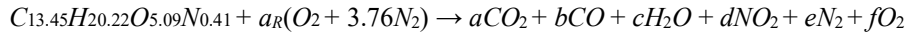
### 3.2.1 Combustión real por equilibrio químico

El equilibrio químico se basa en el hecho de que una reacción química a determinada presión y temperatura se da de modo que la función de Gibbs ( $G$ ) que se ve en la Ecuación 6 decrece, alcanzando el equilibrio químico cuando llega a su punto mínimo [11].

$$G = H - TS \quad (6)$$

El motivo por el cual el equilibrio químico se da cuando la función de Gibbs alcanza su punto mínimo se debe a que las reacciones se dan en la dirección donde la entropía aumenta. Es por este mismo motivo que las reacciones tampoco se dan con una función de Gibbs creciente, ya que esto reduciría la entropía violando la segunda ley de la termodinámica<sup>6</sup>.

Utilizando la cantidad de aire en exceso y los gases de combustión obtenidos experimentalmente que se ven en la Tabla 4, la ecuación de combustión real no balanceada es:

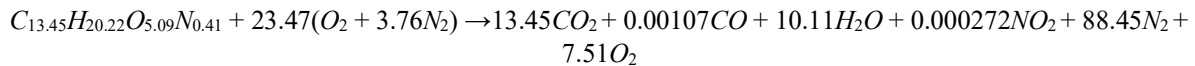


El primer paso para obtener el estado de equilibrio químico es obtener la función de Gibbs parcial de cada compuesto en los gases de la combustión, según la Ecuación 6. Posteriormente se debe obtener las fracciones molares ( $y$ ) de cada compuesto según la Ecuación 7 y la función de Gibbs de los gases como una mezcla según la Ecuación 8 [11].

$$y_i = \frac{N_i}{N_T} \quad (7)$$

$$G_T = \sum_i^n y_i G_i \quad (8)$$

Para obtener la función de Gibbs debe buscarse la entalpía (H) de cada producto a la temperatura a la que salen los gases de combustión (T), y la entropía de cada producto a la temperatura de la flama y la presión parcial. En este punto no se conoce esta temperatura, por lo que hay que realizar un proceso iterativo minimizando la función de Gibbs hasta obtener equilibrio químico a una temperatura que cumpla la conservación de energía entre los reactivos (bio-oil y aire) y los productos (gases de combustión). Ayudándonos del software EES (Engineering Equation Solver), obtenemos el balance de la ecuación estequiométrica y el valor de la temperatura de los gases: 1589°C.



La Figura 2 muestra el valor de la función de Gibbs en base a los moles de  $NO_2$  y  $CO$ , donde se puede ver que los valores obtenidos corresponden al mínimo de la gráfica. Utilizando la Ecuación 3 podemos

encontrar la relación aire combustible real para esta reacción: 11.97 kg<sub>aire</sub> /kg<sub>bio-oil</sub>. La comparación de los resultados obtenidos mediante este método con los estándares de emisiones se ven en la sección 6.

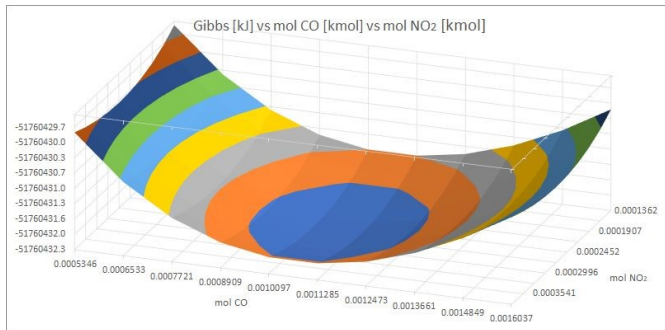
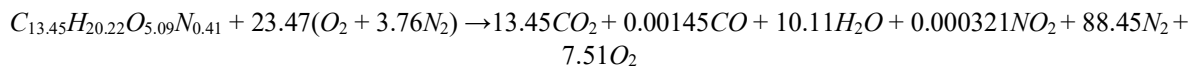


Figura 2. Minimización de la función de Gibbs.

### 3.2.2 Combustión real por gases de escape experimentales

Utilizando los datos experimentales de la Tabla 4, se puede obtener los coeficientes de NO<sub>2</sub> y CO en la ecuación estequiométrica real. Esto reduce la cantidad de variables y convierte al sistema de ecuaciones uno determinado, por lo que puede ser resuelto con simple balance de masa para cada elemento. La ecuación estequiométrica balanceada queda:



La cual sigue correspondiendo a una relación aire combustible de 11.97 kg<sub>aire</sub> /kg<sub>bio-oil</sub> porque se utiliza la misma cantidad de aire en exceso utilizada para obtener las emisiones de la Tabla 4.

## 4. Selección de motor y parámetros geométricos

En este caso se nos pidió un motor de 1500 hp. Para buscar motores uno puede ir a las páginas web de compañías como MTU, Caterpillar, Volvo, etc y visitar los catálogos donde tienen información de los motores que fabrican.



#### 4.1 Selección de motor

A la hora de seleccionar un motor, es importante recordar que estamos utilizando bio-oil como combustible, y a diferencia del diesel que tiene un poder calorífico cercano a los 45 MJ/kg, el bio-oil suele estar dentro del rango de 18-26 MJ/kg [2][3][5]. Como el volumen y la cantidad de cilindros de un motor son cosas que no pueden ser modificadas fácilmente, la cantidad de aire es limitada, y esto limita también la cantidad de combustible. Utilizar un combustible de menor poder calorífico implica menor cantidad de energía que se traduce en menor potencia.

El motor que nosotros seleccionamos fue un CAT 3516 E, del cual se puede encontrar información en la Tabla 5. Seleccionamos este motor porque cumple con la normativa Tier 4 que es la más actualizada y exigente.

Tabla 5. Parámetros del motor CAT 3516 E [15].

Parámetro	Descripción
Rango de potencia	2501-3386 bhp
Rango de velocidad	1600-1800 rpm
Bore (B)	170.0 mm
Stroke (S)	215.0 mm
Razón de compresión (rc)	14.7:1
Configuración	Motor diesel 4 tiempos, 16 cilindros

#### 4.2 Parámetros geométricos

El siguiente paso es conseguir el flujo másico de aire. Para esto se calcula la cilindrada unitaria mediante la Ecuación 9, la cilindrada completa mediante la Ecuación 10, el flujo volumétrico de aire a distintas velocidades mediante la Ecuación 11 y finalmente el flujo másico mediante la Ecuación 12. Utilizando la relación de aire combustible obtenida en la subsección 3.2.1 y la Ecuación 3 se puede obtener el flujo másico de combustible.

Los resultados obtenidos el motor seleccionado se ven en la Tabla 6.

$$V_u = \frac{1}{4}\pi B^2 S \quad (9)$$

$$V_T = V_u \cdot \#Cilindros \quad (10)$$

$$V_d = V_T \cdot \frac{N}{60 \cdot X} \quad (11)$$

$$m_{\text{aire}} = \rho V_d \quad (12)$$

**Tabla 6.** Especificaciones del motor CAT 3516 E [15].

Parámetro	Descripción	
Cilindrada unitaria ( $V_u$ )	0.004873 m <sup>3</sup>	
Cilindrada completa ( $V_T$ )	0.07797 m <sup>3</sup>	
Revoluciones ( $N$ )	1600 rpm	1800 rpm
Flujo volumétrico ( $V_d$ )	1.04 m <sup>3</sup> /s	1.17 m <sup>3</sup> /s
Flujo másico de aire <sup>7</sup>	1.232 kg/s	1.385 kg/s
Flujo másico de bio oil	0.1029 kg/s	0.1157 kg/s

Para verificar si utilizar bio-oil con este motor nos permite alcanzar una potencia de 1500 hp, podemos hacer una breve aproximación usando la Ecuación 13, de la cual obtenemos una potencia de 1421 hp sin turbocargador, por lo que podemos estar seguros de que se cumplirá con la potencia requerida al agregarlo.

$$P_{\text{aproximada}} = (m \cdot HHV)_{\text{bio-oil}} \cdot \eta_{\text{diesel}} \quad (13)$$

#### 4.3 Análisis del ciclo diesel sin turbocargador

El motor seleccionado ya tiene turbocargador implementado, por lo que nosotros realizaremos el análisis del motor sin turbocargador, conceptualizar nuestro propio turbocargador y finalmente hacer la comparación entre los tres.

Para realizar el análisis del ciclo diesel sin turbocargador, se asume que el gas de escape es aire y que se comporta como un gas ideal, por lo tanto las Ecuaciones 14-21 [16] aplican para los estados 1, 2, 3 y 4 que corresponden a compresión, combustión, expansión y admisión respectivamente. Los resultados se ven en la Tabla 7.

$$m_{aire} = \frac{P_1 V_1}{RT_1} \quad (14)$$

$$Q_{in} = \int_{T_2}^{T_3} c_{p,@T} dT \quad (15)$$

$$Q_{out} = \int_{T_4}^{T_1} c_{v,@T} dT \quad (16)$$

$$P_{motor} = (Q_{in} - Q_{out}) \cdot \#Cilindros \cdot \frac{N}{2 \cdot 60} \quad (17)$$

$$MEP = \frac{(Q_{in} - Q_{out}) \cdot \#Cilindros}{V_T} \quad (18)$$

$$BSFC = \frac{\dot{m}_{bio\ oil}}{P_{motor}} \quad (19)$$

$$\eta_{ciclo} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} \quad (20)$$

$$\eta_{termica} = \frac{P_{motor}}{\dot{m}_{bio\ oil} \cdot HHV_{bio\ oil}} \quad (21)$$

**Tabla 7.** Análisis del ciclo Diesel sin turbocargador a 1800 rpm.

Parámetro	Descripción
Potencia( $P_{motor}$ )	1298.39 bhp
Presión media efectiva indicada ( $MEP$ )	829.3 kPa
Consumo específico de combustible ( $BSFC$ )	0.4295 kg/kW-h
Eficiencia del ciclo( $\eta_{ciclo}$ )	53.38%
Eficiencia térmica( $\eta_{termica}$ )	31.49%

## 5. Diseño del turbocargador

De acuerdo a la información técnica del turbocargador seleccionado, el turbocargador comienza a funcionar a partir de 800 rpm, ya que es el punto donde el boost pressure (presión manométrica a la salida del compresor) es positiva.

### 5.1 Selección del compresor

Utilizando los datos de boost pressure de la ficha técnica, se puede encontrar la razón de compresión del compresor a distintas rpm según la Ecuación 22. Asumiendo una eficiencia del compresor de 65%, se puede usar la Ecuación 23 [17] para determinar la temperatura del aire al salir del compresor. Luego se utiliza la Ecuación 12 con las propiedades del aire a la presión y temperaturas obtenidas para conseguir el flujo másico de aire. Con el flujo másico de aire y la razón de compresión, podemos ubicar los puntos de

operación del motor en el mapa de los compresores. Esto nos permite seleccionar un compresor y comenzar el proceso iterativo para determinar la eficiencia del mismo.

$$PR = \frac{P_{atm} + P_{compresor}}{P_{atm}^{k-1}} \quad (22)$$

$$\eta_{compresor} = \frac{PR^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_{out}}{T_{in}} - 1} \quad (23)$$

Como el flujo másico de aire es muy alto, es necesario utilizar el turbocargador en configuración paralelo ya que no hay compresores para nuestro punto de operación. En nuestro caso decidimos colocar 4 turbocargadores AirWerks S500SX-E para dividir el flujo y que cada uno alimente 4 cilindros. En la Tabla 8 se ven algunas características de este turbocargador.

Con las ecuaciones anteriormente mencionadas y el mapa del compresor seleccionado se confeccionan los datos que se ven en la Tabla 9 y se colocan los puntos en el mapa del compresor de la Figura 3.

**Tabla 8.** Parámetros del turbocargador AirWerks S500SX-E [18].

Parámetro	Descripción
Rango de potencia	900-1875 hp
Diámetro del inducer del compresor	93.8 mm
Diámetro del exducer del compresor	120 mm
Máximo flujo másico del compresor	187 lb/min (1.4137kg/s)
Diámetro del inducer de la turbina	110 mm
Diámetro del exducer de la turbina	99 mm
Máxima boost pressure	70 psi (482.63 kPa)
Material del compresor	Aluminio
Punto de fusión del compresor	660 °C (933 K)
Material de la turbina	Ni-resist D-5S sandcast <sup>9</sup>
Punto de fusión de la turbina	1050 °C (1323 K)

**Tabla 9.** Análisis del ciclo Diesel con turbocargador (quad turbo en paralelo).

N [rpm]	800	1000	1200	1400	1600	1800
Boost pressure [kPa]	14.8	33.4	132.0	235.2	247.8	253.1
Razón de compresión	1.146	1.33	2.303	3.321	3.446	3.498
Eficiencia del compresor [%]	56%	62%	65%	75%	76%	73%
Temperatura del aire al salir del compresor [K]	319.1	338.8	421.4	460.6	464.2	473.6
Flujo másico de aire [kg/s]	0.672	0.96	1.352	2.204	2.74	3.232
Flujo másico de combustible [kg/s]	0.0561	0.0802	0.1129	0.1841	0.2289	0.2700
Potencia del motor [bhp]	290.4	440.4	634.8	1076.4	1303.2	1545.6
Velocidad del turbocargador [rpm]	40803	53999	65111	80737	84210	85946
Eficiencia térmica [%]	29.17	29.01	24.11	21.61	21.37	20.76

A partir de estos cálculos se puede ver que ya se ha alcanzado la potencia del motor deseada de 1500hp, pero aún no se ha tomado en cuenta factores como pérdidas de calor y fricción a lo largo del motor y turbocargador.

Otro factor que se puede ver en la Tabla 9 es la alta temperatura del aire al salir del compresor (200.6 °C), lo cual reduce mucho la densidad del aire y por consiguiente el flujo másico de aire. Para mejorar el rendimiento se utiliza un intercooler el cual se explica con mayor detalle a continuación.

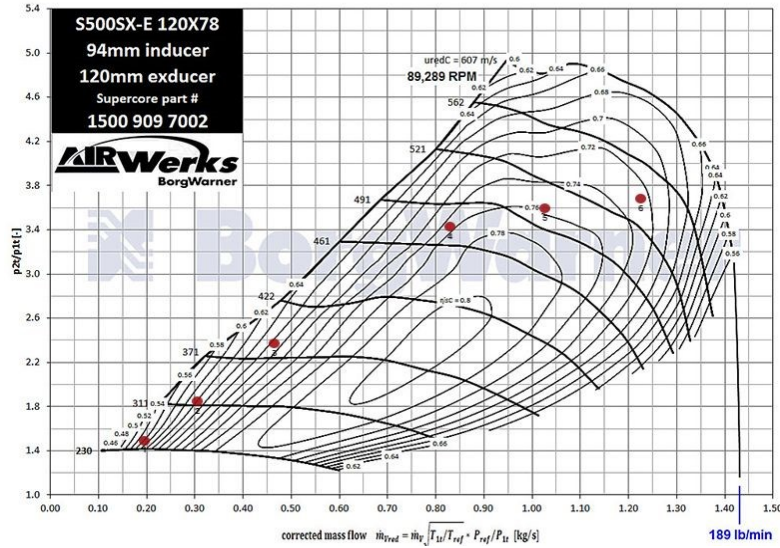


Figura 3. Mapa del compresor AirWerks S594SX-E con los puntos de operación indicados. FUENTE: <http://www.turbos.borgwarner.com/>

## 5.2 Selección del intercooler

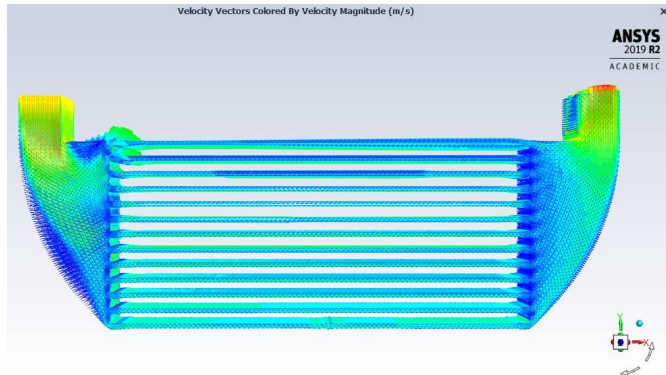
Mediante la Ecuación 24, se puede conseguir la temperatura a la que sale el aire después de pasar por el intercooler. Para determinar esta temperatura hay dos métodos: buscar la eficiencia de un intercooler comercial o realizar una simulación y obtener un valor aproximado de la temperatura del aire al salir del intercooler.

$$\eta_{intercooler} = \frac{T_{intercooler,in} - T_{intercooler,out}}{T_{intercooler,in} - T_{ambiente}} \quad (24)$$

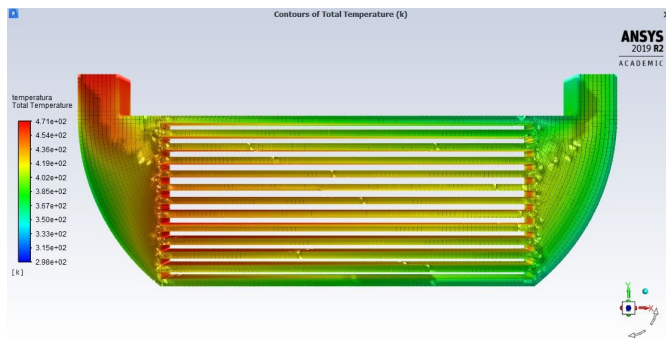
Nosotros utilizamos la versión estudiantil del software ANSYS para realizar la simulación de un intercooler cuyo diseño se basó en uno que se puede personalizar mediante la compañía Bell Intercoolers [19], que diseña intercoolers para automóviles y vehículos marítimos. Sin embargo, nuestro diseño no está optimizado, ya que como se ve en la Figura 4, hay gran pérdida de velocidad a la entrada y salida de los tubos, mala distribución de aire en los distintos tubos y dos secciones donde se forman vórtices de aire.

En las Figuras 5 y 6 se ve la temperatura y densidad del aire superficial a lo largo del intercooler. Estos valores son importantes ya que como el fluido (aire) es compresible, lo que se busca es disminuir la temperatura de modo que aumente la densidad, para tener mayor cantidad de aire en el motor y poder

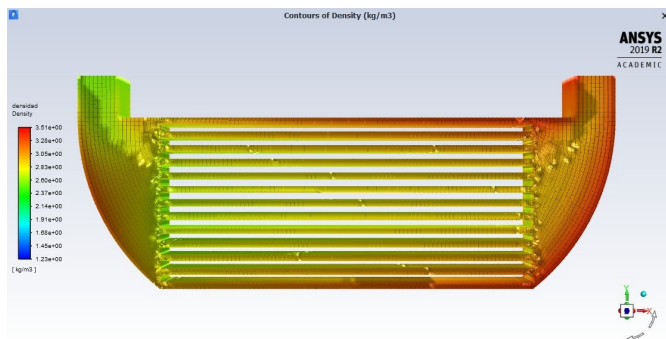
inyectar mayor cantidad de combustible para obtener mayor potencia. En la Figura 7 se puede apreciar con mayor facilidad esta temperatura con un corte transversal que incluye la temperatura del aire enfriador.



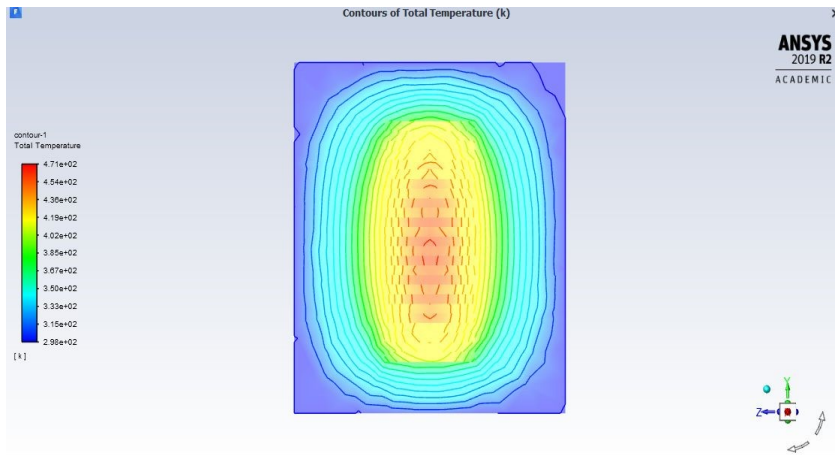
**Figura 4.** Velocidad del aire caliente a lo largo del intercooler para 1800 rpm



**Figura 5.** Temperatura del aire caliente a lo largo del intercooler para 1800 rpm



**Figura 6.** Densidad del aire caliente a lo largo del intercooler para 1800 rpm.

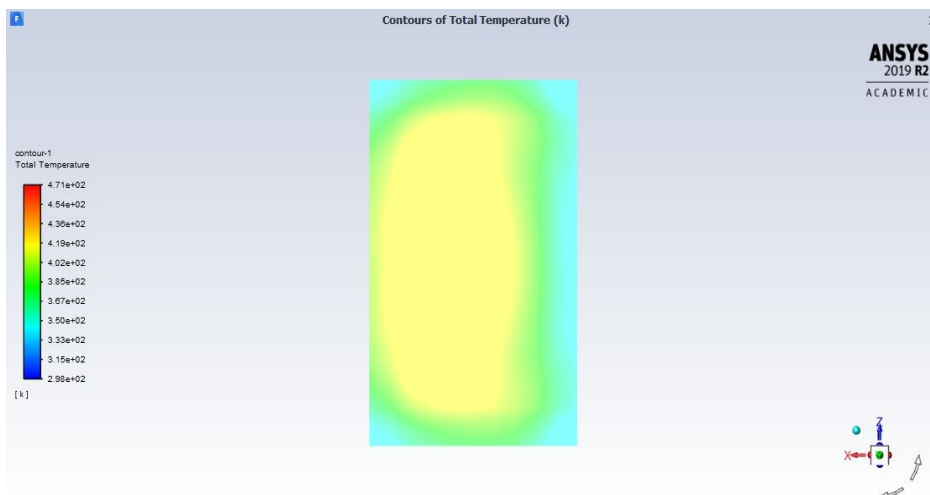


**Figura 7.** Temperatura del aire caliente y frío a la mitad del intercooler para 1800 rpm.

Como se puede ver, el aire alrededor del intercooler aumenta su temperatura a medida que va atravesando los tubos y perdiendo calor. La capacidad del aire frío para disminuir la temperatura del aire caliente va a depender parcialmente de la localización del motor, ya que mientras mejor sea el medio convectivo, con mayor facilidad se da la transferencia de calor,

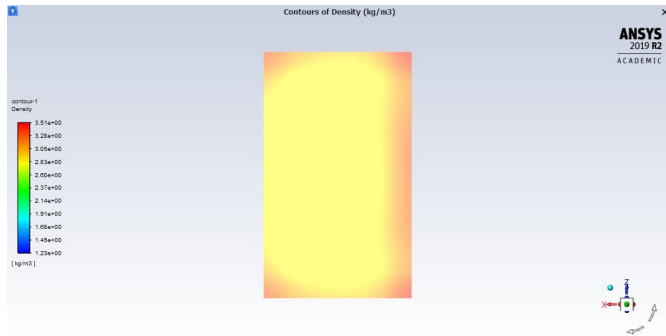
La temperatura y densidad a la salida del intercooler se puede ver en las Figuras 8 y 9 respectivamente.

Como la distribución no es uniforme, los valores utilizados para los siguientes cálculos y que se ven en la Tabla 10, son el promedio.



**Figura 8.** Temperatura del aire caliente a la salida del intercooler para 1800 rpm





**Figura 9.** Densidad del aire caliente a la salida del intercooler para 1800 rpm.

Al colocar el intercooler se puede ver que incluso en el caso de mayor exigencia al motor, la temperatura del aire al entrar al motor es de 72 °C. También se ve que se aprovecha mucho mejor el combustible, ya que la eficiencia térmica sin el intercooler llegó a 20.76% mientras que con intercooler es de 30.51% en el punto de máxima demanda.

**Tabla 10.** Análisis del ciclo Diesel con turbocargador (quad turbo en paralelo) e intercooler.

N (rpm)	800	1000	1200	1400	1600	1800
Boost pressure [kPa]	14.8	33.4	132.0	235.2	247.8	253.1
Eficiencia del intercooler [%]	81.04%	79.00%	78.12%	77.86%	77.74%	73.23%
Temperatura del aire al salir del compresor [K]	319.1	338.8	421.4	460.6	464.2	473.6
Temperatura del aire al salir del intercooler [K]	302	306	325	334	335	345
Flujo másico de aire [kg/s]	0.784	1.18	1.76	3.056	3.828	4.472
Flujo másico de bio-oil [kg/s]	0.0655	0.0986	0.1470	0.2553	0.3198	0.3736
Potencia del motor [bhp]	340	541.2	828	1493.2	1821.2	2136.4
Velocidad de la turbina [rpm]	40803	54693	66847	83515	85252	90466
Eficiencia térmica [%]	29.13	30.81	31.60	32.82	31.96	32.09

### 5.3 Selección de turbina

Los distintos modelos de turbina para el turbocargador seleccionado son para una turbina de 110 mm con distintas relaciones A/R. Para determinar qué relación A/R utilizar, se utiliza un parámetro conocido como parámetro phi ( $\phi$ ) representado por la Ecuación 25 [20].

$$\phi = \frac{m_{air} \sqrt{T_{abs}}}{P_{abs}} \quad (25)$$

Lo que este parámetro phi simboliza es la capacidad de la turbina de recibir los gases de escape del motor. Los flujos máxicos que den un valor de phi por debajo de la relación A/R seleccionada en la Figura 10, caben en la turbina mientras que los valores por encima deben ser desviados mediante la válvula wastegate. Como se puede ver en la Figura 10, la relación A/R seleccionada fue de 1.15. Para alinear todos los puntos de operación, hay que utilizar una válvula wastegate y variar la relación de expansión de la turbina con ella. La relación de expansión y el porcentaje de gases de escape que se va por la válvula a la atmósfera se ven en la Tabla 11.

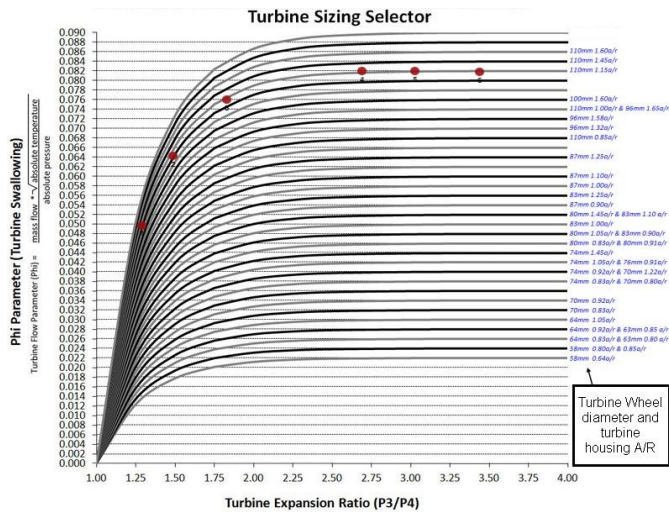


Figura 10. Parámetro phi para selección de turbina.

**Tabla 11.** Comportamiento de la turbina y válvula wastegate.

Relación de compresión de la turbina	Porcentaje de gases liberados
1.29	2.87%
1.48	3.66%
1.79	4.74%
2.58	11.27%
2.91	18.35%
3.25	20.16%

#### 5.4 Selección de válvula wastegate

El turbocargador seleccionado no tiene válvula interna, lo cual es normal en aplicaciones de más de 400 hp de potencia. Por ese motivo, hay que seleccionar una válvula externa y colocarla con un ángulo agudo, ya que esto permite un mejor flujo [21].

Para seleccionar una válvula wastegate hay que tomar en cuenta el boost pressure y el tamaño de la válvula. Como regla general, mientras mayor sea el boost pressure, es recomendado utilizar una válvula más grande. En nuestro caso nosotros seleccionamos la válvula WG45HP HYPERGATE 45 HP - 35PSI BLUE [22] de 40mm, la cual soporta 35 psi, y adicionalmente un kit de conversión WG 35 PSI CONVERSION KIT BLUE [23] para elevar esta presión a 40 psi, ya que en su punto de mayor potencia nuestro boost pressure es de 37 psi.

#### 5.5 Selección de cojinetes

Según la guía para selección de turbocargador de Borg Wagner [24], el mejor tipo de cojinete es el de bolas, pero por costos no se suele utilizar.

Este tipo de cojinete tiene una reducción significativa en la fricción en comparación a otros tipos de cojinete, y como la turbina puede llegar a girar a 90000 rpm, es clave reducir la fricción. Adicionalmente, tiene mejor reacción ante aceleraciones abruptas, lo cual puede suceder si no se opera adecuadamente el motor y requiere menos flujo de lubricante.

Para nuestro caso, el turbocargador seleccionado ya incluye cojinetes de deslizamiento, pero si se deseara realizar la modificación para colocar los cojinetes de tipo bola para obtener los beneficios, los pasos a

seguir para su selección se puede encontrar en libros de diseño como Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley [25].

## 6. Normativa de emisiones

Existen dos grandes agencias para las cuales uno puede hacer comparaciones entre las emisiones de un motor y los estándares: EPA (Environmental Protection Agency) y EEA (European Environment Agency). Los estándares propuestos por estas agencias aseguran que las investigaciones y el desarrollo de tecnología en cuanto al cuidado del planeta vayan a la par junto con la mejora de tecnología existente e invención de tecnología nueva, con el propósito de desarrollar sostenibilidad.

En esta investigación, utilizaremos la normativa EPA para mostrar la comparación de emisiones en distintos casos:

- 1) Motor sin turbocargador
- 2) Motor con turbocargador (quad turbo en paralelo)
- 3) Motor con turbocargador (quad turbo en paralelo) e intercooler
- 4) Datos de la ficha técnica del motor seleccionado (twin turbo en paralelo)

El motor que seleccionamos ha sido certificado y clasificado como Tier 4 en cuanto a sus emisiones. Según la EPA, un motor de menos de 3700 kW con volumen desplazado por cilindro entre 3.5 L y 7 L entra en la categoría 1. Los límites del Tier 4 para motores de categoría 1 se muestran en la Tabla 12.

**Tabla 12.** Emisiones de CO y NO<sub>x</sub> del motor [26].

Tipo de emisión	EPA	Sin turbo cargador	Con turbo cargador	Con turbo cargador e intercooler	Original
CO [g/kWh]	5.0	0.0479	0.0944	0.0860	0.6099
NO <sub>x</sub> [g/kWh]	1.8	0.0200	0.0394	0.0359	0.2227

Para determinar las emisiones del motor, usaremos el punto de operación de mayor demanda (1800 rpm), el balance obtenido en la subsección 3.2.1 y la Ecuación 26 [27], cuyos resultados se ven en la Tabla 11.

$$Emisión_i = P_{motor} \frac{m_{fuel}}{mol_{fuel}} \frac{mol_i}{MM_{fuel}} \frac{MM_i}{MM_{fuel}} \quad (26)$$

Una comparación entre los distintos casos se puede ver en la Figura 11. A pesar de que estos cálculos son una aproximación, se puede ver que utilizando bio-oil como combustible se reducen significativamente las emisiones (entre un quinto y un sexto de las emisiones con diesel) tanto para monóxido de carbono como dióxido de nitrógeno. También se puede apreciar que no hay mucha variación entre las emisiones del caso 2 y 3 que corresponden a turbocargador sin intercooler y con intercooler respectivamente.

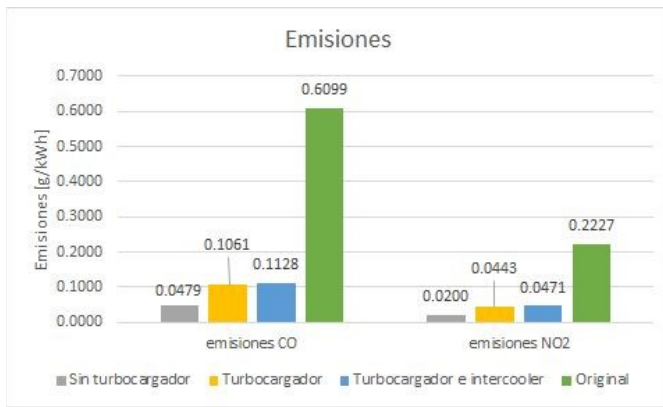


Figura 11. Comparación de las emisiones del motor en distintas configuraciones.

Como el motor ya ha sido certificado que cumple con la normativa de Tier 4, es de esperarse que tanto para diesel como para bio-oil las emisiones están por debajo del límite, como se ve en la Figura 12.

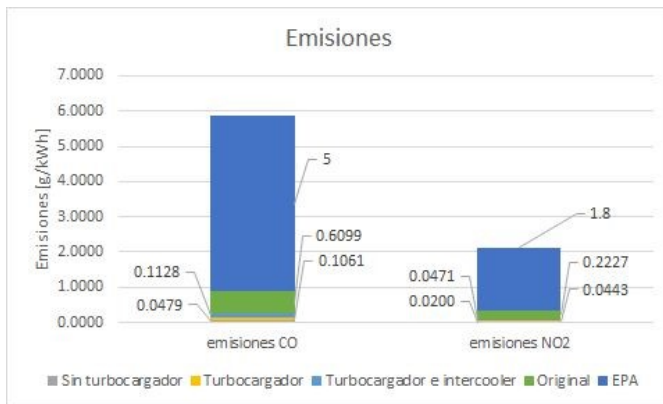


Figura 12. Comparación de las emisiones del motor con la normativa EPA.

## 7. Lubricación del turbocargador

El aceite lubricante utilizado en motores marinos debe cumplir principalmente las normativas de la National Marine Manufacturers Association (NMMA), que certifica como FC-W a los aceites lubricantes aptos para motores marinos de 4 tiempos. Este debe cumplir la función de agente anticorrosivo, lubricar, enfriar y limpiar los residuos operando por largos períodos a altas revoluciones [28].

El sistema de lubricación de un motor marino de 4 tiempos consiste en 3 partes:

1. Sistema de lubricación principal: este suministra aceite a los pistones, cojinetes principales, árbol de levas y transmisión del árbol de levas. Es usual que la presión de suministro en este sistema principal sea alrededor de 441,3 kPa y en la entrada de succión contiene un filtro de retrolavado automático (automatic backflushing) que elimina los residuos metálicos [29].
2. Sistema de lubricación de cilindros: esta sección se encarga de sellar y reducir la fricción entre los anillos del pistón y el área de revestimiento. Aparte que también debe neutralizar la acidez de los productos de combustión. El lubricante debe tener una capacidad de alcalinidad (neutralizar ácidos) proporcional al combustible utilizado. Esta capacidad se mide bajo el Total Base Number (TBN). En este caso, el bio-oil es un combustible alto en acidez, por lo que nuestro lubricante debe tener un valor TBN alto [29].
3. Sistema de lubricación del turbocompresor: este sistema puede alimentarse del sistema de lubricación principal, y usualmente utiliza un filtro tipo dúplex. Este sistema siempre debe operar, ya que, aunque el motor esté parado, la corriente natural hace que el rotor se mantenga girando.

Tabla 13. Propiedades del aceite lubricante.

Parámetro	Descripción
Grado SAE	30
Densidad	910 kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad dinámica a 40°C	110 mm <sup>2</sup> /s
Viscosidad dinámica a 100°C	12 mm <sup>2</sup> /s
Calor específico	1901 J/kg°C
Punto de inflamabilidad	230 °C
Punto de fluidez	-12 °C
TBN	30
Conductividad térmica	0.12 W/m°C

Siguiendo estos parámetros, seleccionamos el aceite lubricante AURELIA TI 3030, con clasificación API CF<sup>10</sup>, que es utilizado en motores como el seleccionado, es monogrado, tiene una mejor transferencia de calor, y tiene una buena resistencia ante combustibles con contenido considerable de agua y contenidos residuales, como es el bio-oil. Las propiedades de este lubricante se ven en la Tabla 13.

La presión a la cual debe fluir el lubricante por los cojinetes se recomienda que sea de 40-45 psi a la máxima potencia del motor [30] para evitar daños internos en el turbocargador.

## 8. Transferencia de calor en el turbocargador

A través del turbocargador pasan 4 flujos: el flujo de aire atmosférico por el compresor a los cilindros, el flujo de gases de escape de los cilindros a la turbina y de la turbina a la atmósfera, el flujo de aceite lubricante para el correcto funcionamiento del turbocargador y el flujo de refrigerante para mantener al turbocargador a una temperatura aceptable.

El objetivo de esta sección es determinar la cantidad de calor que debe ser absorbido por el refrigerante de modo que el turbocargador no esté a una temperatura que disminuya significativamente su rendimiento.

Para realizar estos cálculos es necesario saber el aceite que se utilizara, definido en la sección 7; la temperatura de entrada y salida del compresor definidas en la sección 5; la temperatura de entrada de los gases de escape a la turbina, definida en la sección 5; la temperatura de salida de los gases de escape de la turbina, para lo cual utilizaremos los valores obtenidos experimentalmente en [31] mostrados en la Tabla 14.

Para la temperatura de salida del lubricante utilizaremos la máxima recomendada por el manual de operación de Caterpillar de 80 °C [32]. El flujo másico de lubricante para motores Caterpillar según la Guía de Referencia para Ingeniería Marítima [33] es de 0.55 g/kWh.

Para tener en cuenta transferencia de calor por convección y radiación, utilizamos un 25% del calor rechazado al ambiente por el motor que se encuentra en la ficha técnica del motor y corresponde a 39.5 kW. En base a esos valores y la Ecuación 27 [11] se obtiene el calor que debe ser absorbido por el refrigerante y se muestra al final de la Tabla 14.

**Tabla 14.** Temperaturas de entrada y salida de los distintos flujos que pasan por los dispositivos que componen el turbocargador y calor que debe ser absorbido por el refrigerante.

N (rpm)	800	1000	1200	1400	1600	1800
Temperatura de entrada al compresor [K]	298					
Temperatura de salida del compresor [K]	319.1	338.8	421.4	460.6	464.2	473.6
Temperatura de entrada a la turbina [K]	1027	1027	1021	1019	1014	1010
Temperatura de salida de la turbina [K]	921.4	906.2	861.7	793.3	774.0	749.8
Porcentaje de gases que pasan por la válvula wastegate	2.87	3.66	4.74	11.27	18.35	20.16
Temperatura de entrada del lubricante [K]	298					
Temperatura de salida del lubricante [K]	378					
Calor que debe absorber el refrigerante [kW]	34.55	64.58	87.76	235.2	242.3	296.2

$$\Delta H = Q - W \quad (27)$$

En la siguiente sección se amplía acerca del refrigerante que se debe utilizar y el caudal al cual se debe emplear según las revoluciones del motor para mantener al turbocargador en un punto de operación óptimo.

## 9. Sistema de enfriamiento

Con el calor que debe llevarse el refrigerante obtenido en la sección 9, se debe seleccionar un refrigerante para realizar el trabajo.

Según el manual de caterpillar, el agua es corrosiva a la temperatura del motor [32], por lo que la proporción de agua no debe ser muy alta en comparación a la de glicol.

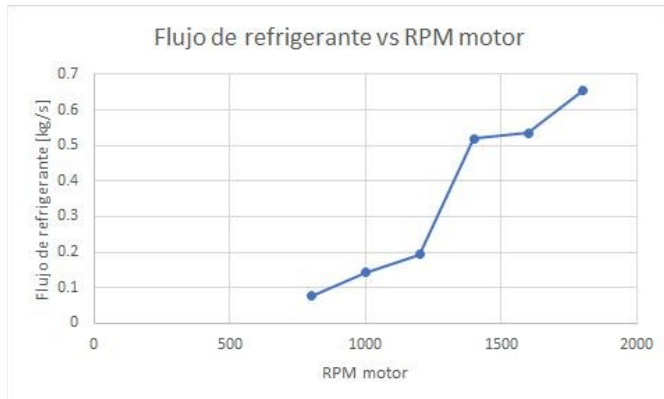
Para tener una buena compatibilidad con nuestro motor, seleccionamos el refrigerante Cat ELC que está dentro de los recomendados para uso marítimo [33] y pasa exitosamente por el test ASTM D4985. Las propiedades de este refrigerante se ven en la Tabla 15.

**Tabla 15.** Propiedades del refrigerante [34].

Parámetro	Descripción
Gravedad específica	1.11
pH	8.3
Punto de ebullición	129 °C
Punto de congelación	-37 °C
Calor específico	3.484 kJ/kg°C



Con el calor específico y el punto de congelación y ebullición podemos determinar el flujo másico aproximado de refrigerante que debe pasar por el turbocargador para mantenerlo a una temperatura óptima. Según un ensayo realizado para optimizar el flujo de refrigerante en un turbocargador [35], la temperatura a la que entra y sale el refrigerante del ciclo es de  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  respectivamente. El flujo másico de refrigerante según las revoluciones del motor se puede ver en la Figura 13.

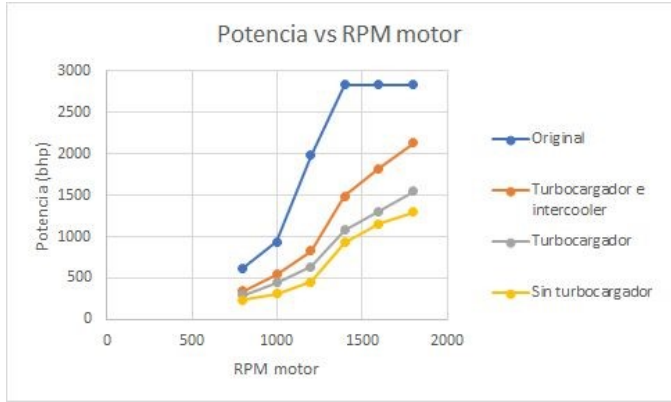


**Figura 13.** Flujo de refrigerante en función a las revoluciones del motor.

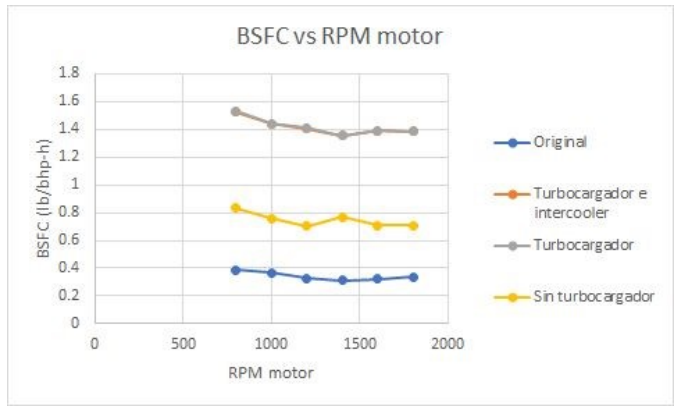
## 10. Desempeño del motor

Para comparar el desempeño del motor, decidimos graficar los parámetros más significativos en función a las revoluciones del motor: potencia, BSFC, flujo másico de combustible y revoluciones de la turbina. Estas gráficas se pueden apreciar en las Figuras 14, 15, 16 y 17, respectivamente.

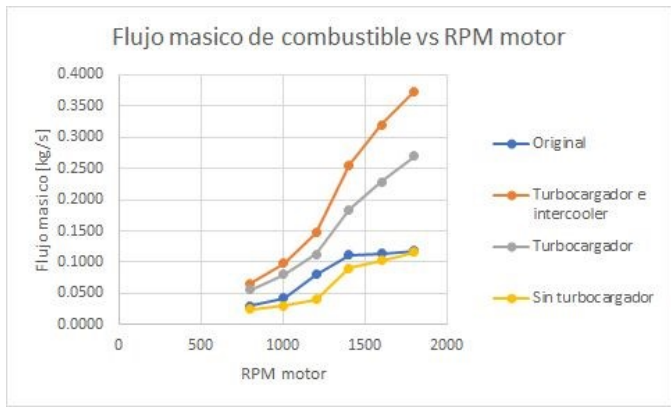
En la Figura 14 se puede ver que para el caso original (información obtenida de la ficha técnica del motor) el motor alcanza una potencia estable en el rango de velocidades dadas (1600-1800 rpm), mientras que no es el caso para el turbocargador con y sin intercooler. Esto se debe a que los resultados obtenidos por el turbocargador conceptualizado en este proyecto no es más que eso, una conceptualización. Hay muchos factores que no se tuvieron en cuenta y que se estudian y diseñan con mayor detalle a la hora de construir un turbocargador. Por otro lado, se ve que sin turbocargador, la potencia obtenida es mayor que con el turbocargador e intercooler seleccionados. Esto puede ser causado porque el turbocargador seleccionado no está diseñado para operar en este rango de velocidades de motor y otros factores que no se hayan tomado en cuenta.



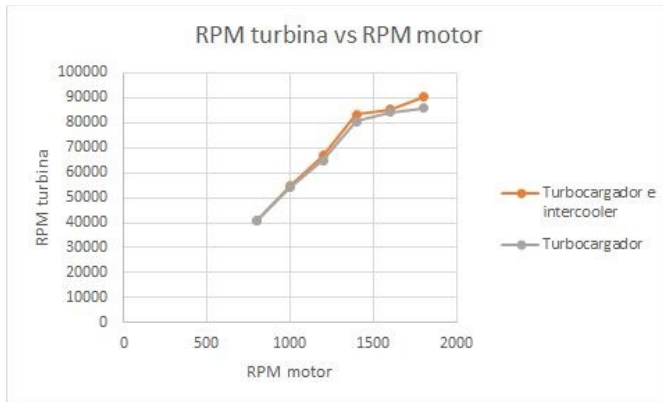
**Figura 14.** Potencia del motor a distintas rpm para distintas configuraciones.



**Figura 15.** BSFC del motor a distintas rpm para distintas configuraciones.

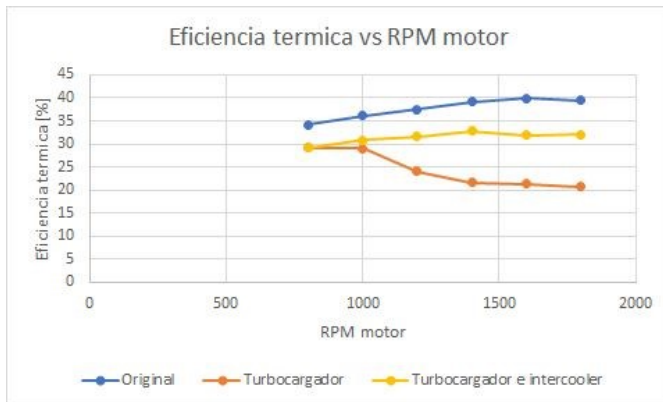


**Figura 16.** Flujo másico de combustible a distintas rpm para distintas configuraciones.



**Figura 17.** Velocidad de la turbina a distintas rpm para distintas configuraciones de motor.

En la Figura 15 se observa el comportamiento del BSFC (brake specific fuel consumption). En este caso estamos comparando la configuración original que utiliza diesel como combustible y las otras tres configuraciones que utilizan bio-oil. Como el diesel tiene un poder calorífico significativamente mayor que el bio-oil, no solamente es capaz de producir mayor potencia, sino también requiere menos combustible para ello, razones por las cuales su BSFC es significativamente inferior a los demás casos. Adicionalmente se ve que utilizar un turbocargador aumenta el BSFC y que colocar un intercooler no tiene un impacto directo en él.



**Figura 18.** Eficiencia térmica del combustible a distintas rpm para distintas configuraciones de motor.

En la Figura 16 se amplía más sobre el consumo de combustible anteriormente explicado. Aquí se puede ver que el flujo de combustible de bio-oil sin turbocargador es similar al flujo de combustible de diesel original, pero como se vio en la Figura 14, produce significativamente menos potencia. También se puede

ver que colocar el intercooler aumentó el flujo másico de bio-oil, ya que al reducir la temperatura del aire en la entrada, se aumenta la densidad del aire y se puede inyectar mayor cantidad de combustible para producir mayor potencia como se vio en la Figura 15.

En la Figura 17 se ve el comportamiento de la turbina para el turbocargador seleccionado. Las revoluciones de la turbina del turbocargador no se encontraron en la ficha técnica original del motor por lo tanto no se incluyó. Se puede concluir que cuando comienza a operar el turbocargador, la turbina aumenta linealmente su velocidad hasta que llega al punto de operación óptima donde comienza a estabilizarse.

Finalmente, en la Figura 18 se ve la eficiencia térmica del combustible para las distintas configuraciones. Según los valores del performance test realizado por la compañía Caterpillar, el motor con turbocargador diseñado por ellos alcanza el rango de 39-41% de eficiencia térmica. Por otro lado, el diseñado en este documento está aproximadamente 8% por debajo de este. Esta diferencia puede ser explicada porque el motor diseñado por Caterpillar debe estar optimizado y con componentes adicionales que permiten mejorar todos los procesos, además de que utilizan 2 turbocargadores diseñados específicamente para el motor, mientras que nosotros seleccionamos uno que se encuentra a la venta en el mercado.

## 11. Condiciones de uso

Para observar el comportamiento del bio-oil en un motor diésel, como el seleccionado; se tomarán en consideración las recomendaciones del manual del motor [32], y algunos parámetros de un estudio realizado por la marca de motores marinos Wartsila [36], donde se utiliza heavy fuel oil en un motor diésel con turbo cargador [37].

- El manual de operación de Caterpillar establece que, para utilizar un combustible alternativo en sus motores diésel, se debe cumplir con los ‘performance tests’ ASTM 975, EN 590 o CEN TS 15940. Estos son los estándares de propiedades físicas de combustibles.
- Debido a que el bio-oil seleccionado no contiene azufre, se puede asemejar su operación a la del ULSFO (Ultra Low Sulphur Fuel Oil) que tiene menos de 0.1% de azufre en su contenido. Esta

condición implica menos contaminación al lubricante, y por ende menos consumo y mejor funcionamiento.

- La viscosidad del combustible debe manejarse y reducirse por medio de un sistema de precalentamiento. En este caso el bio-oil tiene una viscosidad dinámica de 23.67 cP (25,97 cSt) y debe reducirse a un rango de 5-8 cP (4.87-7.79 cSt). En un estudio realizado a diferentes bio-oils de distintas materias primas, para conocer sus cambios de viscosidad en base a la temperatura, se obtuvo que para el bio-oil obtenido por medio de Miscanthus (similar al switchgrass) la viscosidad cinemática fue de 4.1 cSt a una temperatura de 90°C [38].
- Basándonos en un estudio realizado [39], donde se utiliza bio-oil (bajo la normativa de combustible marinos [40]) como combustible en un motor diésel de media velocidad, se presentaron algunas fallas. Luego de aproximadamente 500 horas de operación, 2 de los 3 inyectores (hechos de acero bajo en carbono) presentaron atascos en sus boquillas debido a las partículas e impurezas del combustible, que llevaron a microrroturas y también causaron corrosión en el interior de estos debido al alto pH y la presencia de agua en su contenido. El tercer inyector sufrió de una ligera corrosión, más no sufrió otros averíos debido a que su dureza era mayor a los otros inyectores. Se determinó que para la implementación del bio-oil en un motor diésel, deben utilizarse inyectores de acero de alta dureza (SAE 1055 -1095), tratamientos anticorrosivos a las superficies en contacto con el combustible y un pretratamiento de filtrado de este, para evitar el alto contenido de impurezas en su estado puro.
- Cuando se enciende el motor en frío o en un ambiente de baja temperatura, la presión de aceite debe llegar 0.5 bar (7.2 psi) en 4 segundos máximo. No se debe accionar a máxima potencia si no ha alcanzado la presión de aceite adecuada, ni tampoco si existen fugas de aceite presente. No se recomienda mantener el sistema operando en velocidad baja en vacío por un tiempo prolongado. Es recomendable esperar de 2 a 5 minutos para apagar el motor [32].

- Es necesario también la implementación de un separador agua-aceite. Ya que el contenido de agua e impurezas de esta en el bio-oil (al igual que en el bunker c) es considerable. Para esto puede utilizarse un separador centrífugo seleccionado en base al flujo volumétrico de combustible de la operación. [40]
- El contenido de cenizas en el combustible puede provocar desgaste por corrosión, y creación de depósitos de óxidos metálicos en la válvula de escape y en las aspas de la turbina el turbocargador, reduciendo el flujo de aire y la eficiencia del turbocargador. Para esto, es necesario la buena operación de un separador, y verificación constante de la operación de filtros de aire y lubricantes. Según pruebas realizadas, las boquillas deben verificarse cada 1000 litros de combustible utilizado, para evitar posibles obstrucciones. [36]
- Los tanques y tuberías que tengan contacto con el combustible siempre deben estar 10–15 °C por arriba del punto de fluidez de este, para que el sistema no tenga problemas de manejo y obstrucciones. En este caso el punto de fluidez del bio-oil es de -30°C [37], por lo que una operación en condición ambiental no requiere calentamiento específico para las tuberías.

## 12. Mantenimiento

Para el funcionamiento adecuado y eficiente del motor turbocargado, deben tomarse las siguientes medidas de mantenimiento [42]:

- Cada 50 horas de operación, debe verificarse el contenido del tanque del combustible. Durante el calentamiento y enfriamiento del combustible se produce condensación de agua, y más en combustibles con gran porcentaje de esta, como el bio-oil. Esta agua se acumula con los sedimentos residuales en el fondo del tanque, por eso, debe realizarse un drenaje para eliminar esos contenidos.
- Para intercoolers como el seleccionado (aire-aire), debe inspeccionarse el núcleo cada 20000 millas náuticas y realizar un lavado para remover aceite acumulado.
- Cada 250 horas debe tomarse una muestra del aceite lubricante y verificar el contenido de agua, glicol (debido al refrigerante), combustible y partículas.

- Cada 500 horas de operación, debe reemplazarse el filtro de aire y realizar un drenaje del separador agua-combustible. En indispensable también, realizar un cambio de aceite, este cambio debe hacerse cuando el aceite aún está caliente, ya que cuando está frío, las partículas de desechos se sedimentan en el fondo del colector de aceite. Junto a este cambio de aceite, se coloca un nuevo filtro de aceite.
- Semanalmente debe inspeccionarse visualmente el turbocargador. En especial que no haya escape de gases filtrándose en el sistema de admisión, ya que estos productos pueden acumularse en la caja del compresor. Esto provoca pérdidas de potencia, eficiencia y aumento de humo negro. Si este llegara a fallar, puede producir daños en las ruedas de compresor y motor, y otros. Para la inspección correcta del turbocargador, deben seguirse estos pasos:
  1. Quitar el tubo de salida de gases y el de entrada de aire, verificar si hay aceite en el lado el compresor. Esto indicaría la falla de un sello de aceite.
  2. Inspeccionar si hay corrosión en el orificio de salida de la turbina
  3. Verificar los cojinetes, la avería de estos, puede causar entrada de aceite al sistema de admisión de aire y de escape.
- En caso de fallas, el turbocompresor debe reemplazarse. No utilizar piezas de repuesto.
- Cada 2 años, debe reemplazarse el refrigerante del sistema. Puede realizarse antes si el sistema se recalienta más de lo adecuado, hay formación de espuma o si entra aceite o combustible al sistema de enfriamiento y se contamina. Para este cambio de refrigerante, debe detenerse la operación del motor y esperar a que se enfríe el refrigerante, luego drenarlo. Luego limpiar con agua para eliminar residuos y luego llenar con el nuevo refrigerante a un flujo no mayor de 5 L/s para evitar la formación de burbujas de aire. Este motor requiere limpiador de enfriamiento tipo 6V4511.
- Cada 2 años debe verificarse la operación correcta de los inyectores de combustible, si ocurre una falla en estos o en sus boquillas, deben reemplazarse. Para identificar el inyector defectuoso, debe

operarse a alta velocidad en vacío e ir aflojando las tuercas de uniones de cada uno hasta que no se note cambio de velocidad.

- Cada 6000 horas de operación, deben reemplazarse los termostatos para evitar problemas de enfriamiento antes que sucedan.

### 13. Conclusiones

La implementación del bio-oil como combustible para un motor diésel conlleva diversas consideraciones, debido a que este tiene propiedades físicas diferentes, como un valor más elevado de acidez, contenido en agua, mayor viscosidad y principalmente posee un poder calorífico considerablemente inferior al diésel. Esto representa menor potencia de salida para el motor, por lo que se seleccionó un motor de mayor capacidad a la requerida, para así lograr obtener la potencia requerida.

La configuración final para los turbocargadores fue de 4 turbocargadores en paralelo, debido a que no existen turbocargadores comerciales que puedan suplir el flujo másico de aire necesario para abastecer 78L de volumen desplazado. Para mayor versatilidad y poder operar el motor con distinta cantidad de turbocargadores, se divide el flujo de aire de modo que cada turbocargador alimente 4 cilindros del motor. La adición de los turbocargadores logró aumentar la potencia de salida, pero el aire a la salida del compresor aumentó significativamente su temperatura, por lo que disminuyó la densidad y redujo la cantidad de combustible que se puede inyectar a los cilindros. Esto conlleva a una disminución de casi 10% en la eficiencia térmica del combustible.

Por estos motivos se decidió diseñar y simular un intercooler, que redujo la temperatura de salida de aire y aumentó la eficiencia térmica que había entregado el sistema con turbocargador, a un valor muy semejante al original.

En cuanto a emisiones, el bio-oil tiene la ventaja ante otros combustibles de que no suele tener azufre en su composición. Gracias a esto y a su fuente renovable de energía como origen, se pudo cumplir cómodamente con las normativas de EPA en todas las configuraciones implementadas.



Adicionalmente, es importante continuar y seguir avanzando en las investigaciones para las aplicaciones de combustibles alternativos en motores de combustión interna por compresión para poder conseguir alcanzar las eficiencias que tienen los motores actuales.

## Agradecimientos

Agradecemos a los estudiantes Nicolás Tertusio y Guillermo Quintero por su contribución a la realización de este trabajo durante el curso Procesos y de Combustión.

## REFERENCIAS

- [1] Alternative Fuels for Marine and Inland Waterways: An exploratory study - EU Science Hub - European Commission:2016.<https://ec.europa.eu/jrc/en/publication/alternative-fuelsmarine-and-inland-waterways-exploratory-study>. Accessed: 2019- 07- 01.
- [2] C. Mullen and A. Boateng, "Chemical Composition of Bio-oils Produced by Fast Pyrolysis of Two Energy Crops†", *Energy & Fuels*, vol. 22, no. 3, pp. 2104-2109, 2008. Available: 10.1021/ef700776w.
- [3] W. Isahak, M. Hisham, M. Yarmo and T. Yun Hin, "A review on bio-oil production from biomass by using pyrolysis method", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 8, pp. 5910-5923, 2012. Available: 10.1016/j.rser.2012.05.039 .
- [4] J. Lee, A. Sarmah and E. Kwon, "Production and Formation of Biochar", *Biochar from Biomass and Waste*, pp. 3-18, 2019. Available: 10.1016/b978-0-12-811729-3.00001-7.
- [5] [5] M. Jahirul, M. Rasul, A. Chowdhury and N. Ashwath, "Biofuels Production through Biomass Pyrolysis —A Technological Review", *Energies*, vol. 5, no. 12, pp. 4952-5001, 2012. Available: 10.3390/en5124952.
- [6] A.Boateng, D. Daugaard, N. Goldberg and K. Hicks, "Bench-Scale Fluidized-Bed Pyrolysis of Switchgrass for Bio-Oil Production†", *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 46, no. 7, pp. 1891-1897, 2007. Available: 10.1021/ie0614529.
- [7] O. Oginni, K. Singh and J. Zondlo, "Pyrolysis of dedicated bioenergy crops grown on reclaimed mine land in West Virginia", *Journal of Analytical and Applied Pyrolysis*, vol. 123, pp. 319-329, 2017. Available: 10.1016/j.jaap.2016.11.013.
- [8] O. Mante, T. Amidon, A. Stipanovic and S. Babu, "Integration of biomass pretreatment with fast pyrolysis: An evaluation of electron beam (EB) irradiation and hot-water extraction (HWE)", *Journal of Analytical and Applied Pyrolysis*, vol. 110, pp. 44-54, 2014. Available: 10.1016/j.jaap.2014.08.004.
- [9] P. Das, A. Ganesh, "Influence of pretreatment of biomass on pyrolysis products", Indian Institute of Technology Bombay, Powai, Mumbai.
- [10] M. Staš, J. Chudoba, D. Kubička and M. Pospíšil, "Chemical Characterization of Pyrolysis Bio-oil: Application of Orbitrap Mass Spectrometry", *Energy & Fuels*, vol. 29, no. 5, pp. 3233-3240, 2015. Available: 10.1021/acs.energyfuels.5b00407.
- [11] Y. Çengel and M. Boles, *Thermodynamics*. New York: McGraw-Hill Education, 2015.
- [12] B. Miller, *Clean coal engineering technology*, 2nd ed. 2017.
- [13] E. HAMPARTSOUMIAN, W. NIMMO, M. POURKASHANIAN, A. WILLIAMS and M. MISSAGHI, "The Prediction of NOx Emissions from Spray Combustion," *Combustion Science and Technology*, vol. 93, no. 1, pp. 153-172, 1993. Available: 10.1080/00102209308935287.

- [14] F. Lujaji, A. Boateng, M. Schaffer, C. Mullen, I. Mkilaha and P. Mtui, "Pyrolysis Oil Combustion in a Horizontal Box Furnace with an Externally Mixed Nozzle", *Energy & Fuels*, vol. 30, no. 5, pp. 4126-4136, 2016. Available: 10.1021/acs.energyfuels.6b00318.
- [15] "Cat | 3516E Marine Propulsion Engine (U.S. EPA Tier 4 Final) | Caterpillar", *Cat.com*, 2019. [Online]. Available: [https://www.cat.com/en\\_US/products/new/power-systems/marine-power-systems/commercial-propulsion-engines/1000031000.html](https://www.cat.com/en_US/products/new/power-systems/marine-power-systems/commercial-propulsion-engines/1000031000.html). [Accessed: 09- Jul- 2019].
- [16] H. Hiereth and P. Preninger, *Charging the internal combustion engine*. Wien: Springer, 2010.
- [17] S. Garvey and A. Pimm, "Compressed Air Energy Storage", *Storing Energy*, pp. 87-111, 2016. Available: 10.1016/b978-0-12-803440-8.00005-1.
- [18] "BorgWarner AirWerks S500SX 91mm 900-1575 HP Turbocharger | JEGS", *Jeg.com*, 2019. [Online]. Available:.. [Accessed: 09- Jul- 2019].
- [19] "Universal Intercooler - 450 Series", *Bellintercoolers.com*, 2019. [Online]. Available: <https://bellintercoolers.com/series-332972-universal-intercooler-450-series-4-50-thick-core.html>. [Accessed: 09- Jul- 2019].
- [20] "BorgWarner EFR Turbochargers - Technical Training Guide", *full-race.com*, 2010. [Online]. Available: <https://www.full-race.com/article/efrturbotechbrief.pdf> [Accessed: 09- Jul- 2019].
- [21] "Comp-Gate40 40mm External Wastegate - TurboSmart Performance Products", *turbosmart.com*, 2019. [Online]. Available: <https://www.turbosmart.com/wp-content/uploads/2012/05/TS-0505-1001-Compgate40-MAY-12-rev-2.pdf> [Accessed: 09- Jul- 2019].
- [22] "WG45HP Hypergate 45 HP - 35PSI BLUE", *Turbosmartdirect.com*, 2019. [Online]. Available: [http://www.turbosmartdirect.com/Product-Categories/High-Pressure-Wastegates\\_2/WG45-Hypergate-45-7psi-Blue\\_2.html](http://www.turbosmartdirect.com/Product-Categories/High-Pressure-Wastegates_2/WG45-Hypergate-45-7psi-Blue_2.html). [Accessed: 09- Jul- 2019].
- [23] "WG 35 PSI Conversion Kit Blue", *Turbosmartdirect.com*, 2019. [Online]. Available: [http://www.turbosmartdirect.com/Product-Categories/High-Pressure-Wastegate-Spares-Accessories/WG-35PSI-Conversion-Kit\\_Blue.html](http://www.turbosmartdirect.com/Product-Categories/High-Pressure-Wastegate-Spares-Accessories/WG-35PSI-Conversion-Kit_Blue.html). [Accessed: 09- Jul- 2019].
- [24] "BorgWarner EFR Turbochargers - Technical Training Guide", *full-race.com*, 2010. [Online]. Available: <https://www.full-race.com/article/efrturbotechbrief.pdf> [Accessed: 09- Jul- 2019].
- [25] R. Budynas and J. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: McGraw-Hill Interamericana, 2012.
- [26] U.S. Code of Federal Regulations, Title 40: Protection of Environment, Chapter I: Environmental Protection Agency, Subchapter U: Air Pollution Controls, Part 1042: Control of emissions from new and in-use marine compression-ignition engines and vessels, Subpart B: Emission Standards and Related Requirements
- [27] T. Pilusa, M. Mollagee and E. Muzenda, "Reduction of Vehicle Exhaust Emissions from Diesel Engines Using the Whale Concept Filter", *Aerosol and Air Quality Research*, vol. 12, no. 5, pp. 994-1006, 2012. Available: 10.4209/aaqr.2012.04.0100.
- [28] National Marine Manufacturers Association, "FC-W Four-Stroke Oil Certification Program". [Online]. Available: <https://www.nmma.org/certification/oil/fc-w>
- [29] M. Agarwal, "Ship's Main Engine Lubrication System Explained", *Marine Insight*, 2019. [Online]. Available: <https://www.marineinsight.com/tech/ships-main-engine-lubrication-system-explained/>. [Accessed: 09- Jul- 2019].
- [30] Garret - Honeywell. "Turbocharger System Optimization". [Online]. Available: <http://www.sonicperformance.com.au/documents/Garrett%20Turbo%20System%20Optimisation.pdf> [Accessed: 09- Jul- 2019].
- [31] A. Romagnoli and R. Martinez-Botas, "Heat transfer analysis in a turbocharger turbine: An experimental and computational evaluation", *Applied Thermal Engineering*, vol. 38, pp. 58-77, 2012. Available: 10.1016/j.applthermaleng.2011.12.022 [Accessed 10 July 2019].
- [32] "Cat Commercial Diesel Engine Fluids Recommendations", *Caterpillar.scene7.com*, 2014. [Online]. Available: <https://caterpillar.scene7.com/is/content/Caterpillar/C10419422>. [Accessed: 09- Jul- 2019].
- [33] A. Molland, *The maritime engineering reference book*. Amsterdam: Butterworth-Heinemann, 2008.
- [34] "Cat ELC (Extended Life Coolant)", *bmgs.com.tr*, 2019. [Online]. Available: <http://www.bmgs.com.tr/doc/GucSistemleri/MusteriDestek/CAT-ELC.pdf>. [Accessed: 09- Jul- 2019].

- [35] P. Dicke, J. Fulton and A. Gunther, "Efficient thermally responsive coolant output and flow control for conventional and advanced propulsion systems (C1305/078/2011)", Vehicle Thermal Management Systems Conference Proceedings, pp. 335-350. Available: 10.1533/9781780630489.4.335
- [36] Notes on heavy fuel oil. 1984. American Bureau of Shipping
- [37] Fuel oil quality and combustion of fast pyrolysis bio-oils: 2013. <https://www.vtt.fi/Documents/T87.pdf>.
- [38] Cai, J. et al. 2016. Viscosity of Aged Bio-oils from Fast Pyrolysis of Beech Wood and Miscanthus: Shear Rate and Temperature Dependence. *Energy & Fuels*. 30, 6 (2016), 4999-5004.
- [39] Galle, J. et al. 2012. Failure of fuel injectors in a medium speed diesel engine operating on bio-oil. *Biomass and Bioenergy*. 40, (2012), 27-35.
- [40] Requirements For Marine Fuels: 2019. <https://www.iso.org/standard/64247.html>.
- [41] MAN PrimeServ - Technical Service & Repair: 2019. <https://primeserv.man-es.com/marine-engines-and-systems/fo-ur-stroke/Technical-Service>. Accessed: 2019- 06- 25.
- [42] Manual de Operación y Mantenimiento: 2019. <http://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/C10337798>. Accessed: 2019- 07- 03.