

APLICACIÓN DEL MODELADO DE MOTORES DIÉSEL A UN SISTEMA DE DIGNOSIS EN TIEMPO REAL

MUÑOZ CÁMARA, José⁽¹⁾; PAGÁN RUBIO, Jose Antonio⁽²⁾; VERA GARCÍA, Francisco⁽¹⁾

jose.mc.eng@gmail.com

⁽¹⁾Universidad Politécnica de Cartagena, Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

⁽²⁾NAVANTIA, U.P. Motores, Ingeniería de Diagnóstico y Desarrollo del Producto

RESUMEN

El objetivo de esta comunicación es describir dos modelos termodinámicos de un motor diésel marino, que se aplican en un sistema de diagnóstico en tiempo real, el cual permite identificar si se está produciendo un comportamiento anómalo del motor y la causa o fallo más probable.

El primer modelo, de tipo cerodimensional, cumple la función de determinar el punto de operación correcto del motor, para las condiciones de funcionamiento actuales. Esto permite medir la desviación del comportamiento real del motor respecto al correcto. El modelo cerodimensional se desarrolla en el entorno de Matlab®. El modelo se formula en base a las leyes de la física y termodinámica y a las propiedades de los compuestos que intervienen, recogiendo además el comportamiento en ciclo abierto y cerrado de los cilindros.

En la segunda parte del trabajo se describe el modelo unidimensional que permite simular fallos de forma realista. El papel de este modelo es generar una base de datos de posibles fallos, que permita asociar las desviaciones en el funcionamiento del motor con un tipo de fallo concreto. El modelo unidimensional se realiza en el software AVL BOOST®. Para elaborar un modelo fiable ha sido necesario emplear datos de fábrica y de funcionamiento, así como realizar pruebas experimentales en banco de ensayo para el correcto ajuste del modelo.

Palabras clave: Modelo termodinámico, motor diésel marino, sistema de diagnóstico.

1. Introducción

Esta comunicación se centra en la aplicación del modelado a un sistema de diagnóstico avanzado para motores diésel, cuya finalidad es detectar si el motor está funcionando de forma anómala, y determinar cuáles son las causas de dichas anomalías. Por lo tanto, el sistema se puede dividir en el módulo que detecta las desviaciones de las variables de funcionamiento y el módulo que se encarga de asociar esas desviaciones a uno o varios modos de fallo posibles. Este segundo módulo debe disponer de una base de datos en la que se relacione cada modo de fallo posible con una o varias desviaciones en las variables de funcionamiento o síntomas.

Para disponer de una base de datos que asocie modos de fallo y síntomas, en la bibliografía se pueden encontrar diversas alternativas. La opción más simple es hacer uso de la experiencia [1], especificando cuál es el síntoma esperado para un modo de fallo en base a fallos observados previamente y/o principios básicos del funcionamiento del motor. Tiene los inconvenientes de limitar el número de fallos predecibles a los ya han sido observados o inducen de forma previsible una variación en el funcionamiento en el motor y, hay que añadir que, de esta forma es muy difícil cuantificar el efecto de los modos de fallo. Otra opción son los modelos estadísticos, basados en redes neuronales [2] u otras técnicas, para la utilización de estos es necesaria una base de datos fiable basada en la experimentación y/o la inducción de fallos en un motor real, con las desventajas del alto coste en experimentación, la posibilidad de dañar el motor, y el reducido rango de operación del motor en el que sea válido el diagnóstico del modelo de un motor concreto. Por último, queda la opción de emplear modelos termodinámicos cerodimensionales [3] (aquellos que no consideran la acción de ondas en el motor) y unidimensionales, estos modelos se basan en modelos físicos de los componentes del motor, sobre los que se inducen los modos de fallo como variaciones en parámetros de alguno de los elementos que forman el motor, con lo que se puede obtener la respuesta en cualquier variable medida del motor; esta opción elimina los grandes problemas de las opciones anteriores, sin embargo, se sigue requiriendo de la experimentación para calibrar el modelo físico, requieren una cantidad significativa de datos del motor y simplifican de forma importante (en el caso de los modelos cerodimensionales) el comportamiento del motor.

Por otra parte, para determinar las desviaciones en el funcionamiento del motor, es necesario un modelo que proporcione, para unas determinadas condiciones de funcionamiento, las variables de respuesta del motor bajo comportamiento normal. Con esta finalidad y capacidad de cálculo en tiempo real se pueden distinguir fundamentalmente tres tipos de modelos: los estadísticos, los de valor medio y los de resolución angular. Los modelos estadísticos se basan en el ajuste a partir de datos históricos de funcionamiento [1] y [2]. Los modelos de valor medio son los más sencillos y proporcionan información global del funcionamiento del motor, sin permitir distinguir el comportamiento de las variables dentro de un ciclo. Los modelos con resolución angular, proporcionan el comportamiento a lo largo de un ciclo termodinámico del motor y presentan un mayor coste computacional [3] y [4].

En esta comunicación, se muestra el modelo cerodimensional desarrollado para un motor diésel generador marino, capaz de predecir el comportamiento del mismo; y el modelo termodinámico unidimensional con el objetivo de simular fallos.

2. Material y métodos

2.1. Descripción del motor

El motor que se ensaya y modela en el presente artículo consiste en un motor ampliamente utilizado en el sector naval-militar, donde es empleado tanto como propulsor como grupo generador. Es un motor de 12 cilindros en V, con colector partido en admisión y en escape para cada línea de 6 cilindros (A y B). El flujo de aire entra por dos turbocompresores independientes para después unirse en un único enfriador de aire. A la salida de enfriador el flujo se vuelve a dividir, pasando a los dos colectores de admisión. En la Figura 1 se muestra el esquema del motor en el entorno de AVL BOOST®.

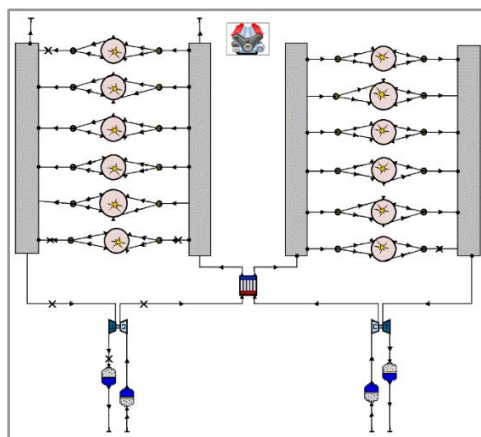


Figura 1. Esquema del motor simulado

Las características generales del motor se recogen en la Tabla 1:

Tabla 1. Características generales del motor generador simulado.

Característica	Valor	Unidad
Velocidad Nominal	1800	rpm
Potencia nominal	1200	kW
Número de cilindros	12	-
Diámetro	165	mm
Carrera	185	mm
Relación de compresión	15,5	-

2.2. Medidas experimentales

Todo modelo precisa de un buen ajuste a medidas experimentales para ser fiable. Estas medidas se realizaron en el banco de pruebas disponible en Navantia-Motores de Cartagena.

Las medidas a realizar son definidas en un protocolo de pruebas y los resultados registrados en una base de datos diseñada para disponer de datos operacionales de referencia que suelen monitorizarse a bordo (velocidad de motor, caudal de combustible o cremallera, presión y temperatura de colector admisión, temperaturas gases salida cilindros, temperaturas entrada y salida turbos y potencia alternador), condiciones atmosféricas (presión, temperatura y humedad) y parámetros normalmente no monitorizados pero necesarios para calibrar el modelo termodinámico (caudal de aire, presión en cilindro y presión gases en colector escape). Además se realizaron medidas de parámetros específicos para la caracterización de la combustión, emisiones y temperaturas de funcionamiento del motor.

2.3. Descripción del modelo cerodimensional

En este apartado se introducen las hipótesis y ecuaciones empleadas para realizar el modelo cerodimensional del conjunto del motor. Con el fin de obtener una estructura modular del modelo, se ha dividido el motor en los siguientes componentes: cilindros, turbocompresor, enfriador de aire y colector de escape.

2.3.1. Cilindros

El modelado del cilindro es el más complejo del sistema del motor. Las principales hipótesis simplificadoras, que se emplean en el modelado del cilindro son:

- 1) La presión en el cilindro se supone uniforme en todo el cilindro, sin considerar dinámica interna.

- 2) Se consideran dos especies, aire y productos estequiométricos de la combustión.
- 3) Se considera el gas como perfecto entre intervalos de cálculo.
- 4) Los calores específicos dependen de la temperatura y la composición.
- 5) Para el cálculo de la energía interna de la mezcla se asume temperatura uniforme.
- 6) El calor intercambiado por las paredes se considera que sigue la correlación de Woschni.
- 7) No se consideran pérdidas por *blow-by* en el cilindro.
- 8) No se considera la ley de inyección combustible ni la vaporización del combustible.

Propiedades termodinámicas

El cálculo de las propiedades termodinámicas de la mezcla en el interior del cilindro se realiza en función de la composición y de la temperatura, es decir, se considera gas ideal. Los componentes considerados en la mezcla a lo largo del ciclo son el nitrógeno, oxígeno, dióxido de carbono y agua. El modelo considera además el contenido en humedad del aire ambiente entrante al motor.

Las propiedades de cada uno de los compuestos anteriores se han calculado de acuerdo a los polinomios NASA [5], que a su vez se han obtenido de las tablas NIST. El polinomio para cada uno de los compuestos j , aplicado al cálculo del calor específico a presión constante, es de la forma que muestra la Ecuación (1):

$$\frac{\bar{c}_{p,j}}{R_g} = a_{1,j} + a_{2,j} T + a_{3,j} T^2 + a_{4,j} T^3 + a_{5,j} T^4 \quad (1)$$

donde $\bar{c}_{p,j}$ corresponde al calor específico medio de la mezcla, $a_{i,j}$ a los parámetros del polinomio y T a la temperatura de los gases. Durante el ciclo cerrado, se utiliza la Ecuación (2) para el cálculo de la composición de la mezcla en función del ángulo de cigüeñal, $Y_j(\theta_i)$, según la ley de liberación del calor conocida, $X(\theta_i)$.

$$Y_j(\theta_i) = (1 - X(\theta_i))Y_{j,SOC} + X(\theta_i)Y_{j,EOC} \quad (2)$$

Por otra parte, la composición durante el ciclo abierto se actualiza aplicando la conservación de la masa de cada componente de la mezcla para cada intervalo angular θ_i (Ecuación (3)).

$$Y_j(\theta_i) = \frac{Y_j(\theta_{i-1})m_{mezcla}(\theta_{i-1}) + Y_{aire,IN}m_{in}(\theta_i) - Y_j(\theta_{i-1})m_{out}(\theta_i)}{m_{mezcla}(\theta_i)} \quad (3)$$

Resolución del ciclo cerrado

La combustión se modela haciendo uso de la ley de doble Vibe para cada punto ensayado. Las leyes de liberación de calor se deducen de las medidas realizadas de presión instantánea en el cilindro. Se aplica el primer principio de la termodinámica, en su forma diferencial [7] al volumen de control del cilindro, despreciando la vaporización del combustible y dado que se asume que no hay intercambio de masa, se obtiene la Ecuación (4):

$$\frac{d(mu)}{dt} = -p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ_F}{d\theta} - \sum \frac{dQ_W}{d\theta} \quad (4)$$

Resolución del ciclo abierto

Conocidos los datos de presión y temperatura en los colectores de admisión y escape (que consideraremos constantes intervalo a intervalo angular) y estimada la presión y la temperatura instantánea en el interior del cilindro, se puede calcular el flujo instantáneo mediante las Ecuaciones (5) y (6).

$$\text{Si } \frac{P_1}{P_2} < \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \rightarrow \dot{m}(\theta) = C_v(\theta) A_v(\theta) \frac{P_1}{\sqrt{RT_1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (5)$$

$$\text{Si } \frac{P_1}{P_2} \geq \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \rightarrow \dot{m}(\theta) = C_v(\theta) A_v(\theta) \frac{P_1}{\sqrt{RT_1}} \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (6)$$

Estas ecuaciones son válidas tanto para el flujo del colector de admisión al cilindro, como de éste al colector de escape. El modelo tiene en cuenta los posibles reflujos tanto en admisión como en escape.

Para resolver el ciclo abierto se emplea la ecuación de conservación de la energía, asumiendo que durante el ciclo abierto no se quemaba combustible (Ecuación(7)).

$$\frac{d(mu)}{dt} = -p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ_F}{d\theta} - \sum \frac{dQ_W}{d\theta} + \sum \frac{dm_i}{d\theta} h_i - \sum \frac{dm_e}{d\theta} h \quad (7)$$

Modelado de las pérdidas de calor por convección

Para modelar las pérdidas de calor por convección de los gases del cilindro con las paredes del mismo se ha empleado el modelo de Woschni de 1978 [6], indicando la superficie de intercambio de calor (camisa, cámara de combustión y cabeza del pistón) y una estimación de la temperatura de pared.

2.3.2. Turbocompresor

Para el turbocompresor se emplea un modelo simplificado basado en la ecuación de una tobera de descarga de la que se aprovecha el salto de entalpía. En las Figuras 2 y 3 se recogen los parámetros del turbocompresor (para los distintos grados de carga), necesarios para el modelo descrito (que, a saber, son el coeficiente de descarga de la turbina, el rendimiento mecánico y los rendimientos isoentrópicos de compresor y turbina), deducidos a partir de las medidas realizadas en banco de pruebas.

El caudal trasegado por la turbina en función de la relación de presiones viene dado por la Ecuación (8).

$$\dot{m}_t = C_v \left(\frac{p_{03}}{p_{04}}\right) A_T \frac{p_{03}}{\sqrt{RT_{03}}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_{04}}{p_{03}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{04}}{p_{03}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (8)$$

Se usa un proceso iterativo de bisección para despejar la presión de entrada a la turbina, p_{03} . Estimada la relación de presiones, se calcula el rendimiento isoentrópico de la turbina η_t , y con ésta la temperatura de descarga de la turbina con la Ecuación (9).

$$T_{04s} = \frac{T_{03}}{\left(\frac{p_{03}}{p_{04}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}; \quad T_{04} = T_{03} - \eta_t (T_{03} - T_{04s}) \quad (9)$$

Con la diferencia de temperaturas entre la entrada y salida de la turbina, se calcula la potencia generada por la misma. La potencia en el eje del compresor, se obtiene a partir del rendimiento mecánico, η_m , turbina-compresor (función del caudal que trasega el compresor) como muestra la Ecuación (10).

$$\dot{W}_t = \dot{m}_t c_p (T_{03} - T_{04}) ; \quad \dot{W}_c = \eta_m \dot{W}_t \quad (10)$$

A partir de la potencia disponible en el compresor, se calcula la temperatura de descarga del mismo y, previamente calculado el rendimiento isoentrópico del compresor, η_c , en función del caudal, se calcula la presión de salida del compresor (Ecuación (11)).

$$T_{02} = T_{01} + \frac{W_c}{\dot{m}_c c_p} ; T_{02s} = T_{01} + \eta_c (T_{02} - T_{01}) ; p_{02} = p_{01} \left(\frac{T_{02s}}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (11)$$

2.3.3. *Enfriador de aire*

Para modelar el cambio de temperatura en el enfriador se ha empleado la temperatura de entrada del agua de refrigeración al enfriador (medida en banco de ensayo) y la eficiencia del mismo (Ecuación (12)).

$$\varepsilon = \frac{T_{e,aire} - T_{s,aire}}{T_{e,aire} - T_{e,coolant}} \quad (12)$$

La caída de presión en el enfriador de aire se modela asumiendo que su variación es cuadrática con el caudal de aire (flujo turbulento), tal y como expresa la Ecuación (13).

$$\Delta p = a \dot{q}_{aire}^2 \quad (13)$$

2.3.4. *Colector de escape*

El modelo asume que la presión de los colectores, se mantiene constante para un determinado punto de funcionamiento. La caída de temperatura debida a la refrigeración se modela mediante un coeficiente de pérdida de calor por convección deducido a partir de las medidas experimentales en función del caudal de gases.

2.4. *Descripción del modelo unidimensional*

2.4.1. *Pérdidas de carga localizadas (filtro de admisión y escape)*

Las pérdidas de carga localizadas provocadas por el filtro de aire y el conducto de escape se modelan mediante una curva de pérdidas cuadrática respecto al caudal volumétrico de aire. Esta curva se introduce en AVLBOOST® indicando la caída de presión para un caudal másico, para unas medidas de presión y temperatura, obtenida en las medidas experimentales.

2.4.2. *Turbocompresor*

El turbocompresor se ha modelado mediante la inclusión de los mapas de funcionamiento, proporcionados por el fabricante. Para la inercia del turbocompresor (indiferente para valores medios en un ciclo termodinámico) se ha tomado un valor que garantice que en las oscilaciones dentro de un ciclo no se sobrepase la línea de bombeo del compresor. Finalmente, el rendimiento mecánico se ha ajustado a un valor fijo de 0,84 para todos los grados de carga.

2.4.3. *Enfriador de aire*

El enfriador se ha modelado empleando la temperatura de entrada del agua de refrigeración al enfriador (medida) y la eficiencia del mismo. Para el cálculo correcto de la dinámica de ondas con AVLBOOST® [7], se han incluido los volúmenes de los colectores de entrada y salida del enfriador, así como la longitud de la zona de enfriamiento, todo ello acorde con los planos del enfriador. La caída de presión en el enfriador se modela de la misma forma que las pérdidas localizadas en el filtro de aire y colector de escape, es decir, como una curva cuadrática ajustada con la pérdida de presión para condiciones nominales proporcionada por el fabricante.

2.4.4. *Colectores de admisión y escape*

Los colectores de admisión y escape se han modelado como volúmenes equivalentes a los medidos en los planos. Se ha despreciado la transferencia de calor en el colector de admisión y se ha ajustado el coeficiente de transmisión de calor para cada grado de carga en el colector de escape.

2.4.5. *Cilindros*

El modelado de los cilindros es el más complejo del sistema del motor. Para ello se emplean los siguientes submodelos:

Modelado de la combustión

La combustión se modela haciendo uso de la ley de doble Vibe para cada grado de carga ensayado, las leyes son ajustadas mediante un software de regresión no lineal a partir de las leyes de liberación de calor, y éstas, a partir de las medidas de presión en cilindro realizadas en banco de ensayos.

Modelado del ciclo abierto

Para modelar la renovación de la carga se dispone de las curvas de levantamiento de las válvulas de admisión y escape proporcionadas por el fabricante. En este caso no es posible medir el coeficiente de descarga, por lo que se ha ajustado a partir del caudal medio de aire medido en banco de ensayo, se ha seguido un proceso iterativo, escalando una curva de coeficiente de descarga típica hasta que el caudal obtenido de la ecuación de flujo isoentrópico correspondiese al medido en banco de ensayos.

Modelado de las pérdidas de calor por convección

Se ha empleado el modelo de Woschni de 1978 [6] para las pérdidas por convección, indicando la superficie de intercambio de calor de camisa, cámara de combustión y cabeza del pistón y la temperatura de pared. El modelo se ajusta a la temperatura experimental en la pipa del cilindro para cada grado de carga mediante un factor para las pérdidas por convección.

3. Resultados alcanzados

Como resultados del modelo cerodimensional se muestran las medidas de presión en cilindro para las distintas cargas, así como la obtenida mediante el modelo (Figura 2).

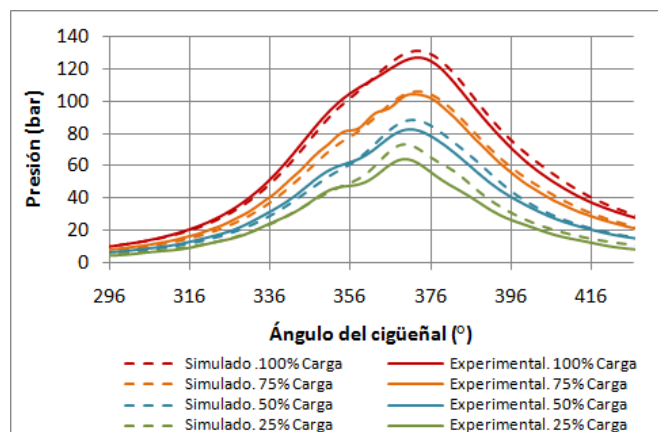


Figura 2. Presión en cilindro medida y simulada con el modelo 0D.

En cuanto al modelo unidimensional, la Figura 3 recoge los principales efectos del modo de fallo correspondiente a un colector de admisión inestanco, para dos grados de carga del motor, 50 y 100%. Para modelar este fallo se ha incluido un conducto que conecta las condiciones atmosféricas directamente al colector de admisión. Se puede modelar el fallo variando el coeficiente de descarga, se ha optado por simular $C_d = 0$ (sin fuga), 0,5 y 1.

Como se observa, el fallo por pérdidas en admisión introduce una pérdida importante de la presión del colector de admisión. A su vez, aumenta la temperatura de la pipa de salida y las de entrada y salida de la turbina, lo que es de esperar ya que se aporta la misma energía calorífica a una cantidad de aire menor. El efecto en la potencia (reflejada en la IMEP) es una ligera reducción.

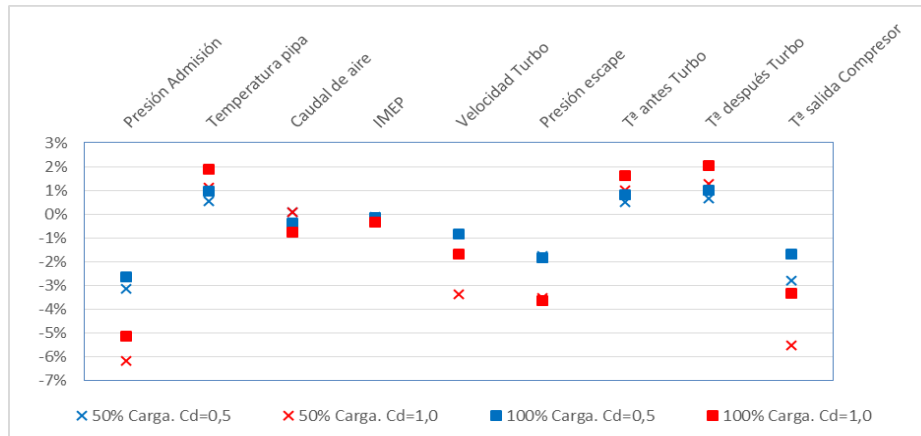


Figura 3. Efectos del modo de fallo por fuga en el colector de admisión.

4. Conclusiones y trabajos futuros

Se ha desarrollado y validado un modelo cerodimensional de motor diésel de cuatro tiempos en el entorno de Matlab[®] manteniendo una estructura modular. El modelo tiene un reducido coste computacional, con lo que resulta aplicable para detectar fallos en tiempo real.

En el presente trabajo se ha desarrollado un modelo unidimensional y se ha utilizado el mismo para estudiar el efecto de varios modos de fallo sobre las variables termodinámicas del sistema, lo que permite establecer una base de datos fiable de los síntomas asociados a cada fallo.

Como trabajos futuros se destacan los siguientes:

- 1) Diseñar un proceso de ajuste estadístico automático de los parámetros del modelo para minimizar el error en la predicción en los distintos grados de carga.
- 2) Modelado físico de la combustión.
- 3) Modelar las pérdidas por *blow-by* en el cilindro.
- 4) Ampliar el estudio del efecto de los modos de fallo.

5. Referencias

- [1] Oihane C. Basurko, ZigorUriondo. Condition-Based Maintenance for medium speed diesel engines used in vessels in operation. *Applied Thermal Engineering*. **2015**; 80:404-12.
- [2] Andrew J. Bayba, Davis N. Siegel, Kwok Tom. *Army Research Laboratory Adelphi, MD 20783-1197*. **2011**.
- [3] Dimitrios T. Hountalas. Prediction of marine diesel engine performance under fault conditions. *Applied Thermal Engineering*. **2000**; 20:1753-83.
- [4] Payri F., Olmeda P., Martín J., GarcíaA. A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines. *Applied energy*. **2011**. 88:4632-41.
- [5] Bonnie J. M., Sandford G., Martin A. R. Coefficients for calculating thermodynamic and transport properties of individual species. NASA Technical memorandum, **1993**.
- [6] Heywood, J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw - Hill Book Company, ISBN 0-07-100499-8, **1988**.
- [7] AVL BOOST Theory Reference, v2013.