

Gázolaj és biodízel tüzelőanyagok Diesel-motorban történő égési folyamatának szimulációja az AVL FIRE CFD szoftver segítségével

Combustion Simulation of Diesel Fuel and Biofuel by the Help of AVL FIRE CFD software

Simularea proceselor de ardere ale motorinei și biodieselului într-un motor Diesel cu ajutorul software-ului AVL FIRE CFD

SZABADOS György, tudományos munkatárs¹
LOVAS Máté, MSC gépészmérnök hallgató²

¹KTI Közlekedéstudományi Intézet Nonprofit Kft.,
1119 Budapest, Than Károly utca 3-5., www.kti.hu
²Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,
1111 Budapest, Műegyetem Rkp. 3., www.bme.hu

ABSTRACT

The purpose of the work that is presented in this article, was the numerical model of an internal combustion engine and the simulation of its combustion processes with a conventional diesel fuel and biofuels. The model was built and the simulations were performed in AVL's multi-purpose thermo-fluid CFD software package. To validate our numerical model, measurements were carried out on an engine, type of RÁBA D10 UTSSL 190 type, EURO II diesel engine. The measurements and the simulations were carried out on 3 operating point. Diesel fuel according to the standard no. MSZ EN 590 as a reference, and it was compared with the standardized biodiesel (Fatty Acid Methyl Esters (FAME)). The results of the simulations were satisfactory, further it is planned to investigate the characteristics' of a non-standard biofuel.

ÖSSZEFOGLALÓ

A következő cikkben bemutatott munkánk célja az volt, hogy elkészítsük egy belsőégésű motor numerikus modelljét, és égés szimulációt hajtsunk végre hagyományos gázolaj és biodízel tüzelőanyagok égésére vonatkozóan. Az AVL multi-purpose thermo-fluid CFD szoftverének segítségével alakítottuk ki a modellt, és hajtottunk végre égés szimulációt. A szimuláció validálása, valóságos motoron történt mérések végrehajtásával történt. A mérésekhez felhasznált motor egy RÁBA D10 UTSSL 190 EURO II Diesel-motor. A mérésekhez felhasznált gázolaj megfelel a gázolajra vonatkozó érvényes MSZ EN 590-es szabványnak. A felhasznált biodízel megfelel a biodízel tüzelőanyagokra vonatkozó MSZ EN 14214 szabványnak. Az összehasonlítások eredményei kielégítőek. A következő cél a modell pontosítása, és ezután a szimuláció végrehajtása nem szabványosított biodízel tüzelőanyaggal

Kulcsszavak: numerikus szimuláció, biotüzelőanyag, égési folyamat, CFD

1. BEVEZETÉS

A numerikus szimuláció lehetővé teszi számunkra, hogy csökkentsük az időt, költséget, ami felmerül egy kutatás-fejlesztési projekt során. Jelen munkánk célja az volt, hogy létrehozzunk egy működő numerikus modellt, amely képes működni több típusú tüzelőanyaggal (hagyományos fosszilis gázolaj és biodízel). Szükséges továbbá a kapott szimulációs eredmények mérési eredmények általi validálása. A jelen vizsgálatok az égési folyamat paraméterei közül a hengerben lévő nyomásra és a hőfelszabadulásra vonatkoznak.

Számos kutatást végrehajtottak már ezen a területen. Az égési folyamatok CFD modellezése (Computational Fluid Dynamics = komputációs folyadék dinamika vagy numerikus áramlástan) jelentős

mennyiségű számítási igénnyel hajtható végre. Csökkentett kémiai kinetikai mechanizmusokkal a számítógépes CFD szimuláció elvégzésének ideje tovább redukálható.

A csökkentett kinetikai modell alkalmas arra, hogy megfelelő eredményeket szolgáltatson a nyomás és a hőfelszabadulás tekintetében [7]. Egy csökkentett mechanizmus több tíz molekulát, és több száz reakciót használ az égési folyamat modellezésére [12]. Korábbi tanulmányok a témában [8, 10, 13] vizsgálták a befeccskendezési folyamatot, azon belül a sugárképződést, reakciókat a sugárban, az égést, és a dugattyú-égéstér alakjának hatását az égési folyamatra többek között megújuló tüzelőanyaggal. Annak érdekében, hogy megbízható modellel tudjunk dolgozni, szükséges azt validálni különböző üzemi állapotokban (különböző terhelés-fordulatszám állapotok) [1]. A végső célunk az, hogy kiegészítsük a vizsgált eredményeket, olyan formában és részletességgel, mint ahogyan az különböző publikációkban pl. a [9]-ben megtalálhatók. A megújuló tüzelőanyagok alkalmazása megváltoztatja a motor égési folyamatát és ebből kifolyólag emissziós jellemzőit is [5].

2. TÜZELŐANYAGOK ÉS A VIZSGÁLATI ELJÁRÁS

A gázolaj egy tradicionális energiaforrása a kompresszió gyújtású motoroknak. Diesel-motorok használata közúti tehergépjárművekben, autóbuszokban és egyéb gépekben (pl. nem közúti mobil gépekben, pl. kotrógép, földgyalu) majdnem egyeduralgó, ez a jobb hatásfokának, és nagyobb fajlagos teljesítményének köszönhető a szikragyújtású motorhoz képest.

Az utóbbi időben még nagyobb elterjedését lehet megfigyelni a személygépjárművekben, a gyorsan fejlődő technológiáknak köszönhetően [2, 11]. Összehasonlítva vizsgálatainkhoz az MSZ EN 590 szabvány aktuális változatának megfelelő gázolajat használtunk referencia tüzelőanyagként, amelyet egy tüzelőanyag töltőállomásról szereztünk be.

A Diesel-motorok hajtására – a hagyományos gázolaj mellett – a különböző biomassa alapú tüzelőanyagok is használhatók.

Ezek között vannak a leggyakrabban használt zsírsav-metil-észterek (biodízel), amelyet különböző alapanyagokból készítenek, valamint olyan tüzelőanyagok, amelyek oxigént tartalmaznak (pl. dimetil-éter); A következő generációs biodízelek (például n- és i-parrafinok elegye, növényi olajok trigliceridjeiből előállítva); szintetikus gázolajok (szintetikus n- és i-parrafinok elegye pl. Fischer-Tropsch gázolaj) és szénhidrátokból előállított bioparrafinok [6]. A vizsgálatokhoz a vonatkozó szabványnak (MSZ EN 14214) megfelelő biodízelt használtuk fel, amelyet ma Európában keverő komponensként alkalmaznak a gázolajhoz, illetve használnak alkohol bekeverése esetén [5].

A vizsgálatokhoz a motor fordulatszám-terhelés tartományán három motorüzemi pontot választottunk ki, amelyek a következők:

- 1300 ford./perc; 50% terhelés,
- 1900 ford./perc; 25% terhelés,
- 1900 ford./perc; 75% terhelés

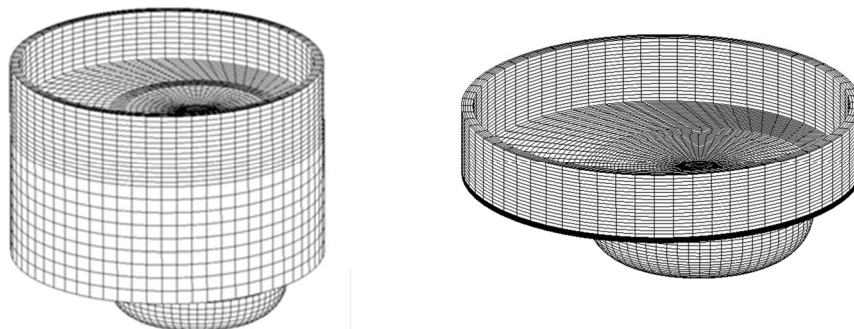
A fenti három pontot a részecske kibocsátással kapcsolatban választottuk ki. Feltételezhetően ebben a három pontban, a motor által kibocsátott részecske mennyisége jelentősen különbözik. (Hogy csak három pontot választottunk ki, annak az az oka, hogy 30-50 perces üzemi idők tartoztak egy mérési ponthoz. Ez jelentős mennyiségű tüzelőanyag mennyiséget követel, másrészt emiatt olyan pontot kellett választani, amely mellett elkerülhetők a mérőrendszer károsításai.)

3. A NUMERIKUS MODELL BEMUTATÁSA

3.1. Geometria

Az AVL FIRE modul csomag része az ún. Engine Simulation Environment (ESE-Diesel), amelyet használtunk a geometria kialakításához, és az égéstér hálózásához. A szimuláció számítógépes igényének csökkentése érdekében a 3D-s modell egyszerűsített, egy kevésbé részletes változatát dolgoztuk ki. A kompenzációs térfogat segítségével a modell kompresszió viszonya megfelel a motor kompresszió viszonyának (1. ábra). Kompenzációs térfogat azért szükséges, mert különbségek vannak a modellezett égéstér és a valódi között, és ennek segítségével be lehet állítani az eredeti kompresszió viszonyt. A változó átlagos cellaméret és a dinamikus háló réteg lehetőségekkel végre lehetett hajtani egy finomabb hálózást az égési tartományban, és egy durvább hálózást a szívó és kipufogó ütemben. A legkisebb felbontású (1,2 mm átlagos cella méretű) hálót alkalmaztunk $\pm 32^\circ$ tartományban a felső holtponthoz (FHP-hoz) képest, és a maradék szögterületben

egy durvább (2,5 mm átlagos cellaméret) állítottunk be. A motor elsődleges geometriai jellemzőit az 1. táblázatban foglaltuk össze.



1. ábra

Az égéstér és a kompenzációs tér 3D hálózása

1. táblázat A vizsgált és szimulált motor legfontosabb paramétereit

Henger elrendezés	soros
Hengerek száma	6
Furat átmérő [mm]	120,5
Kompresszió viszony [-]	15,2
Forgattyú sugár [mm]	75
Hajtórúd átmérő [mm]	275
Dugattyú csapszeg eltolás [mm]	1

3.2. A numerikus modell

A szimulációt az Extended Coherent Flame Model – 3 Zones (ECFM-3Z) modellel végeztük, amelyet diesel égés szimulációjára fejlesztettek. Ez az égési modell a láng felület sűrűség transzport egyenleten, és egy keveredési modellen alapul, és amely inhomogén turbulens előkevert, és diffúziós égéseket is tud kezelni. A modell az ECFM égési modellre építve egy továbbfejlesztett változat az égés három-dimenziós modellezésével kiegészítve [3].

A szimuláció feltételezi az összenyomható –kompresszibilis – áramlást, ezért a nyomásokat az állapot-egyenletekből határoztuk meg, felhasználva a sűrűség (folytonossági egyenlet) és a hőmérséklet (energia egyenlet) változásait.

A hőfelszabadulást szintén az alap megmaradási törvények segítségével számítottuk ki. A Reynolds Transzport tétel szerint a megmaradási törvény differenciál egyenletének általános formáját a (egy Φ intenzitás viszony esetén) a következőképpen lehet felírni:

$$\frac{d(\hat{\rho} \cdot \hat{\Phi})}{dt} + \frac{d(\hat{\rho} \cdot \hat{\Phi} \cdot [\hat{U}_j - \hat{U}_{bj}])}{dx_j} = \frac{d\hat{\gamma}_A}{dx_j} + \hat{\gamma}_m \cdot \hat{\rho} \quad (1)$$

ahol: $\hat{\Phi}$ a megfelelőségi viszony (per egységnyi tömeg); $\hat{\rho}$ a közeg sűrűsége, $\hat{\gamma}_A$, $\hat{\Phi}$ lokális diffúziós tényezője a kontroll peremen per egységnyi idő, $\hat{\gamma}_m$, $\hat{\Phi}$ forrása vagy nyelője egységnyi tömeg és egységnyi idő esetén, \hat{U}_{bj} a kontroll térfogat mozgó peremének lokális sebessége.

Az ECFM-3Z modell a k- ζ -f turbulencia modellt használja, amely a Durbini elliptikus relaxációs elven nyugvó örvény-viszkozitás modell egy fajtája. Ez a modell jobb numerikus stabilitást biztosít, amiatt, hogy a transzport egyenletet a sebesség fok arányra $\zeta = \frac{\bar{v}^2}{k}$ alapján oldjuk meg a sebesség fok helyett \bar{v}^2 [4]. A modell egyenletei a következők:

$$v_t = C_\mu \zeta \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2)$$

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \rho(P_k - \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \rho \frac{C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon}{T} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (4)$$

$$\rho \frac{D\zeta}{Dt} = \rho f - \rho \frac{\zeta}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right] \quad (5)$$

$$f - L^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x_j^2} = \left(C_1 + C_2 \frac{P_k}{\zeta} \right) + \left(\frac{2/3 - \zeta}{T} \right) \quad (6)$$

$$T = \max \left(\min \left(\frac{k}{\varepsilon}, \frac{a}{\sqrt{6} C_{\mu}^{1/4} |\zeta|} \right), C_T \left(\frac{v^3}{\varepsilon} \right)^{1/2} \right) \quad (7)$$

$$L = C_L \max \left(\min \left(\frac{k^{2/3}}{\varepsilon}, C_\eta \frac{v^{3/4}}{\varepsilon^{1/4}} \right) \right) \quad (8)$$

$$C_{\varepsilon 1}^* = C_{\varepsilon 1} (1 + 0.045 \sqrt{1/\zeta}) \quad (9)$$

3.3. Kezdeti feltételek

A szimulációt ugyanazokra a motorüzemi pontokra oldottuk meg, amelyre a méréseket is elvégeztük. Mindhárom szimuláció kezdeti feltételeit a 2. táblázat foglalja össze. A két tüzelőanyag (gázolaj és biodízel) a programban egyszerűen kiválasztható.

2. táblázat A szimulációk kezdeti feltételei

Kezdeti feltételek	Üzemi pont					
	1300 l/perc; 50%		1900 l/perc; 25%		1900 l/perc; 75%	
	Gázolaj	Biodízel	Gázolaj	Biodízel	Gázolaj	Biodízel
Dózis [mg]	60,3	68,3	37,6	42,6	84,8	96,6
Turbó nyomás [bar (a)]	1,15	1,15	1,13	1,13	1,59	1,58
Befecskendezés kezdeti / végpont (FHP-hoz viszonyítva) [fok]	-9 / 6	-5 / 9,5	-9 / 4	-9 / 5	-9 / 13	-8 / 17
Turbulens kinetikai energia [m ² /s ²]	10	10	10	10	10	10
Turbulencia fok [m]	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003
Turbulencia disszipációja [m ² /s ³]	1732,05	1732,05	1732,05	1732,05	1732,05	1732,05

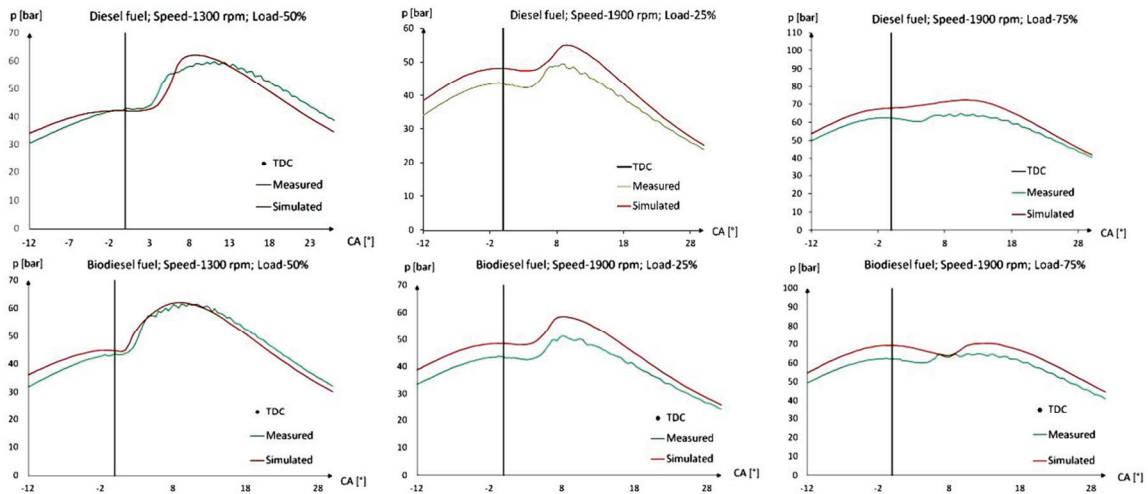
4. EREDMÉNYEK ÉS ÉRTÉKELÉSÜK

A számítógépes szimuláció eredményeinek validálása a mérési eredményekkel történt, azonban a szimuláció elvégezhetőségéhez a kezdeti feltételek adatait a mérésből kellett venni. Ilyen kezdeti feltételek voltak pl. a befecskendezés paraméterei, pl. kezdet, tartam, befecskendezési profil, befecskendezett mennyiség.

4.1. Hengernyomás

A legfontosabb vizsgált paraméter a hengernyomás lefutás az égés alatt. Az eredményeket a 2. ábrán lehet látni. Ezek az első, nyers, nem pontosított adatok. A szimulált eredményeket a modell ellenőrzése céljából a mérési eredmények segítségével lehet ellenőrizni. Ezért összehasonlítottuk a nyomás profiljait, a csúcshengernyomásokat, és a nyomások időbeli eltolódásait. Az eredmények azt mutatják, hogy a modellt tovább kell finomítani, pontosítani. Az első motorüzemi pont tekintetében (1300 l/perc és 50% terhelés) a görbék együtt futnak, a különbségek kisebbek, mint 5%. Azonban a harmadik üzemi pontban végzett összehasonlítás eredményei alapján a modellt (1900 l/perc és 75% terhelés) fejleszteni kell.

A kompresszió folyamatban a nyomás-görbék között elég nagy a főtengelyszög szerinti eltolódás, amely lehet a nem eléggé finom hálózásnak a következménye, vagy annak a következménye, hogy a blow-by jelenséget a szimuláció során nem vettük figyelembe. Továbbá más paramétereket is finomhangolni kell.

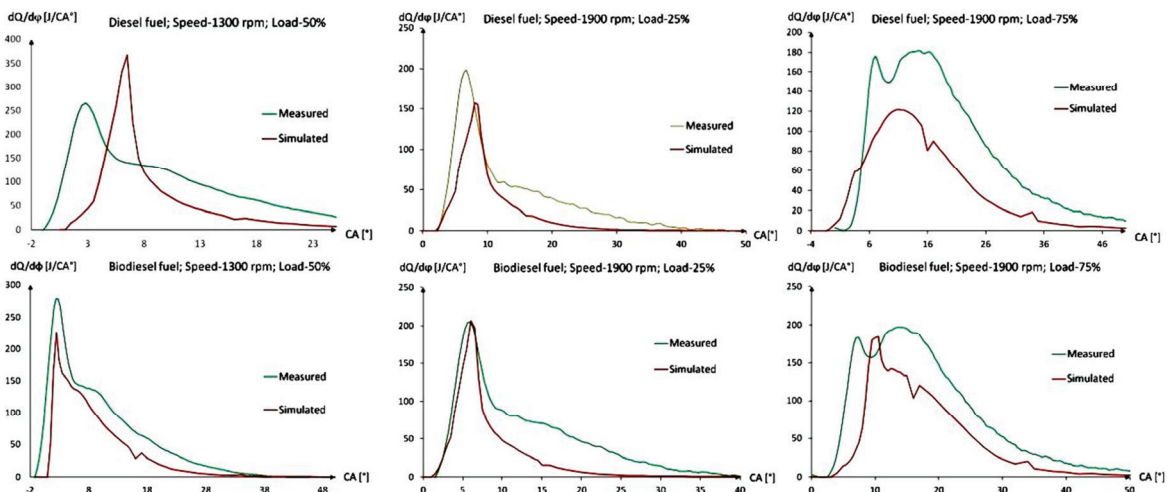


2. ábra

Hengernyomás lefutások a gázolajüzem esetében (első sor) és a biodízel esetében (második sor)

4.2. Hőfelszabadulás

A második vizsgált paraméter a hőfelszabadulás sebessége volt az égési folyamat alatt. Az eredményeket a 3. ábrán lehet látni. Az első mérési pont esetében (1300 l/perc és 50% terhelés) a gázolajra vonatkozóan meglehetősen nagy különbségek vannak a csúcserőben, fázisban, stb. Az 1900 l/perc és 25% terhelés eredményei ennél kedvezőbbek. Azonban gázolaj esetében tovább kell javítani a modellt. Az utolsó eredmények, amelyek a harmadik vizsgált ponthoz tartoznak (1900 l/perc és 75% terhelés) szintén korrekcióra szorulnak. Továbbá megállapítható, hogy meglehetősen nagy különbségek vannak mindkét tüzelőanyag esetében.



3. ábra

Hőfelszabadulási ráta gázolaj esetében (első sor) és a biodízel esetében (második sor)

5. KÖVETKEZTETÉS

Gyakorlati vizsgálatokat végeztünk egy kísérleti motoron, gázolajjal és biodízel tüzelőanyagokkal. Elkészítettünk egy működő numerikus modellt azzal a céllal, hogy az égést szimulálni lehessen. Mindkét tüzelőanyag esetében a hengernyomás és a hőfelszabadulás, mint a két legfontosabb, az égést jellemző paramétereket modelleztük és mértük a szimuláció validálása céljából. A szimuláció mindkét tüzelőanyag esetében és minden üzemi pontban működik, azonban az eredmények azt mutatják, hogy a modellt tovább kell finomítani, pontosítani. A legtöbb pontban a különbségek nagyobbak, mint a kívánt 5%. Nagy kihívást jelent, de szükséges elvégezni a modell pontosságának javítását. Ha a modell megfelelő pontosságú, akkor a célunk az emisszió értékek összehasonlítása, és a szimuláció elvégzése egy további nem szabványosított biodízel tüzelőanyaggal.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Köszönettel tartozunk Dr. BEREZKY Ákosnak és LUKÁCS Kristófnak (Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Energetikai Gépek és Rendszerek Tanszék) a munka lehetővé tételéért, és az abban nyújtott segítségükért.

FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] Abbe, C. V. N., Nzengwa, R., Danwe, R., Ayissi, Z. M., & Obonou, M. A study on the 0D phenomenological model for diesel engine simulation: Application to combustion of Neem methyl ester biodiesel. 2015; *Energy Conversion and Management*, 89, 568-576.
- [2] ACEA-European Automobile Manufacturer's Association. Diesel Penetration 2014;
- [3] AVL: AVL FIRE[®] VERSION 2011. Combustion and Emission module. Edition 10/2011.
- [4] AVL: AVL FIRE[®] VERSION 2011. Main Program module. Edition 10/2011.
- [5] Barabas, I., Todoruț, A., & Băldean, D. (2010). Performance and emission characteristics of an CI engine fueled with diesel–biodiesel–bioethanol blends. *Fuel*, 89(12), 3827-3832.
- [6] Hancsók, J., Krár, M., Baladincz, J., Vuk, T.,. Bio origin components of diesel fuels – Fatty-Acid-Methyl-Esters. *Magyar Kémikusok Lapja* 2006; 61(7), pp 228-235
- [7] Ismail, H. M., Ng, H. K., Gan, S., Lucchini, T., & Onorati, A. Development of a reduced biodiesel combustion kinetics mechanism for CFD modelling of a light-duty diesel engine 2013; *Fuel*, 106, 388-400.
- [8] Lee, Y., & Huh, K. Y. Numerical study on spray and combustion characteristics of diesel and soy-based biodiesel in a CI engine 2013; *Fuel*, 113, 537-545.
- [9] Lešnik, L., Iljaž, J., Hribernik, A., & Kegl, B. Numerical and experimental study of combustion, performance and emission characteristics of a heavy-duty DI diesel engine running on diesel, biodiesel and their blends 2014; *Energy Conversion and Management*, 81, 534-546.
- [10] Li, J., Yang, W. M., An, H., Maghbouli, A., & Chou, S. K. Effects of piston bowl geometry on combustion and emission characteristics of biodiesel fueled diesel engines 2014; *Fuel*, 120, 66-73.
- [11] MOL: "Diesel Product Brochure 2011-1 - MOL diesels"
- [12] Ng, H. K., Gan, S., Ng, J. H., & Pang, K. M. Simulation of biodiesel combustion in a light-duty diesel engine using integrated compact biodiesel–diesel reaction mechanism 2013; *Applied Energy*, 102, 1275-1287.
- [13] Yasin, M. M., Cant, R. S., Chong, C. T., & Hochgreb, S. Discrete multicomponent model for biodiesel spray combustion simulation 2014; *Fuel*, 126, 44-54.