

APLIKASI MODEL *PHENOMENOLOGY* DAN REAKSI PEMBAKARAN EKUILIBRIUM PADA PEMODELAN *IN-CYLINDER* MOTOR DIESEL

APPLICATION OF PHENOMENOLOGY MODEL AND COMBUSTION EQUILIBRIUM FOR IN-CYLINDER DIESEL ENGINE MODELING

Bagus Anang Nugroho^a, Rizqon Fajar^b, Ihwan Haryono^c

^aPusat Pengkajian Industri Manufaktur, Telematika dan Elektronika, Deputi Bidang PKT, BPPT.

^bPusat Teknologi Sistem dan Prasarana Transportasi, Deputi Bidang TIRBR, BPPT

^cBalai Teknologi Termodinamika Motor dan Propulsi

e-mail : bagus.anang@bppt.go.id, rizqon.fajar@bppt.go.id, ihwan.haryono@bppt.go.id

Abstrak

Unjuk kerja dan emisi gas buang suatu motor dapat diprediksi melalui pemodelan dan program simulasi. Pada paper ini diuraikan aplikasi model *phenomenology* untuk model proses *in-cylinder* dan model ekuilibrium pembakaran pada motor diesel empat langkah. Kalibrasi parameter diperlukan untuk mendefinisikan input dari dua parameter yaitu waktu tunda mekanis dan koefisien *discharge nozzle* injektor. Hasil pemodelan menunjukkan (a) prediksi *heat release* yang baik, (b) trend prediksi yang menyerupai trend hasil eksperimen, (c) akurasi prediksi yang memadai untuk daya, efisiensi termal, dan CO₂ dengan kesalahan prediksi berturut-turut 14%, 9.94%, 9.06%, dan (d) akurasi prediksi NO_x, dan uHC yang perlu diperbaiki dengan kisaran kesalahan berturut-turut adalah 134.11%, dan 65.29%.

Kata kunci : Model, *Phenomenology*, Ekuilibrium Pembakaran, Motor Diesel, Waktu tunda, *Nozzle*, Unjuk kerja, dan Emisi

Abstract

An engine performance and emission can be predicted through modeling and simulation programs. This paper describes the implementation of, phenomenology model for in-cylinder process and equilibrium model for combustion reaction. Calibration activity has been done to define the correlation of two parameters namely mechanical delay and the injector nozzle discharge coefficient. The result of the diesel engine in-cylinder model (a) produces good heat release predictions, (b) the trend of performances and emissions shows similarity with experiment, (c) adequate prediction accuracy for power, thermal efficiency, and CO₂ with prediction errors of 14%, 9.94%, 9.06%, respectively and (d) the accuracy of NO_x, and uHC predictions that need to be improved with a range of errors are 134.11%, and 65.29%, respectively.

Keywords : Model, *Phenomenology*, Equilibrium, Diesel Engine, Ignition Delay, Nozzle, Performance, and Emissions

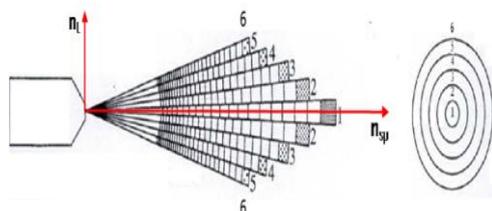
Diterima (received) : 15 Oktober 2018, Direvisi (revised) : 5 November 2018,
Disetujui (accepted) : 16 November 2018

PENDAHULUAN

Model siklus *in-cylinder* motor diesel diselesaikan dengan mengaplikasikan model *phenomenology* dan model gas ekuilibrium untuk prediksi emisi. Pada tulisan ini diberikan penjelasan detail tentang permodelan dalam silinder motor diesel^{1,2,4,6}. Dua parameter data input yaitu waktu tunda pengapian dan koefisien *discharge nozzle* injektor diperoleh dari hasil kalibrasi. Hasil kalibrasi dan validasi permodelan motor diesel disampaikan pada bagian akhir pada paper ini. Model ini adalah kelanjutan dari publikasi penulis sebelumnya³ dengan penambahan kegiatan kalibrasi dan validasi model yang lebih komprehensif.

MODEL PHENOMENOLOGY

Model *phenomenology* hanya memerlukan data geometri motor, dan data injeksi⁴. Jumlah bahan bakar yang akan diinjeksikan diperoleh massa bahan bakar total dibagi dengan jumlah lubang injektor. Berdasarkan jumlah bahan bakar yang disemprotkan, fenomena *spray* dimodelkan dengan mengaplikasikan model Hiroyasu⁵ dimana semprotan akan mengisi kantong-kantong kecil berbentuk cakram arah aksial yang terdiri dari lapisan-lapisan arah radial (gambar 1).



Gambar 1.
Model *Spray* Hiroyasu

Pada awal penyemprotan, zona berisikan bahan bakar cair 100%, sehingga tidak ada udara di zona tersebut. Setelah waktu tertentu terjadi penguapan sehingga bahan bakar cair berubah menjadi tetesan-tetesan. Dalam hal ini model akan mengelompokkan tetesan pada zona yang sama disesuaikan dengan diameter yang sama. Pada saat inilah terjadi interaksi dengan udara hingga durasi tertentu yang dikenal dengan *ignition delay* yang berakhir dengan adanya proses pembakaran. Pembakaran terjadi bergantung pada jumlah udara dan bahan bakar gas yang ada. Begitu pembakaran terjadi maka besaran properti tiap-tiap zona dapat diselesaikan secara termodinamika.

SUB – MODEL

Analisa termodinamika lebih lanjut pada zona-zona dijabarkan lebih detail pada dimana profil spray diasumsikan aksisimetris. Paket hiroyasu terdiri dari sejumlah lapisan (n_L) umumnya digunakan lima lapisan⁶) dan sejumlah spasial (n_{sp}) yang terbentuk tergantung pada durasi injeksi. Makin besar no lapisan, makin menjauh dari lapisan pusat sedangkan makin besar nilai spasial menunjukkan kondisi pada saat injeksi yang lebih lambat.

Pada zona paket terjadi beberapa tahap proses yang harus diselesaikan, seperti proses penyemprotan bahan bakar solar (cair), pemanasan – penguapan solar menjadi gas, pencampuran dengan fluida dari zona tidak terbakar, dan proses pengapian/pembakaran. Penjelasan tentang keseluruhan sub-model diberikan berikut:

Relokasi

Istilah relokasi diberikan untuk menjelaskan bagaimana massa solar (cair) yang disemprotkan dari *nozzle* injektor ditempatkan pada paket-paket dalam semprotan injeksi. Perhitungan relokasi dilakukan sepanjang durasi penyemprotan solar. Berdasar perhitungan kecepatan injeksi keluar *nozzle* (v_{inj}) dapat dihitung sebagai fungsi tekanan injeksi (P_{inj}), tekanan silinder (P_{cyl}), dan densitas solar (ρ_n). Dengan mengetahui kecepatan injeksi keluar *nozzle*, diameter lubang *nozzle* (d_{noz}), dan jumlah lubang *nozzle* (N_{noz}) maka laju aliran massa semprotan ($\frac{dm_{inj}}{dt}$) dapat diketahui.

$$v_{inj} = c_{d, noz} \sqrt{\frac{2(P_{inj} - P_{cyl})}{\rho_n}} \quad (1)$$

$$\frac{dm_{inj}}{dt} = v_{inj} \frac{\pi}{4} d_{noz}^2 N_{noz} \rho_n \quad (2)$$

Pada tiap tahap waktu analisa yang artinya pada spasial tertentu, massa injeksi akan terbagi rata ke dalam 5 paket yang tersedia. Proses ini dilakukan berulang hingga total massa injeksi total lebih besar dari massa injeksi (diketahui dari data pengujian).

Penetrasi

Waktu di mana terjadi perubahan dari cairan menjadi tetesan disebut "*time break – up* (t_{bu})". Jarak saat terjadi *break-up* (L_{bu}) dihitung berdasarkan kecepatan kecepatan injeksi keluar *nozzle* dikalikan dengan t_{bu}

(pers. 3a). Dengan mengaplikasikan korelasi sebagaimana Kom⁷⁾pada pers. 3b, maka diperoleh waktu terjadinya break-up sebagaimana diberikan pada pers. 4.

$$L_{bu} \approx v_{inj} t_{bu} = 0.39 \sqrt{\frac{2\Delta p_{noz}}{\rho_n}} \quad (3a)$$

$$L_{bu} \approx 15.8 \sqrt{\frac{\rho_n}{\rho_{ub}}} d_{noz} \quad (3b)$$

$$t_{bu} = 28.65 \frac{\rho_n \cdot d_{noz}}{\sqrt{\rho_{ub} \Delta p_{noz}}} \quad (4)$$

Pengukuran Hiroyasu memberikan korelasi saat terjadi tetesan yaitu korelasi jarak yang ditempuh(s) fungsi waktu demikian juga dengan kecepatan (v), sebagaimana diberikan pada persamaan(5) dan(6).

$$s = \beta \sqrt{t} \quad (5)$$

$$v = \beta \frac{1}{2\sqrt{t}} \quad (6)$$

Pada saat *break-up* ($t = t_{bu}$) diketahui korelasi pada pers. (7), sehingga β dihitung dengan korelasi pers. (8).

$$L_{bu} = v_{inj} t_{bu} = \beta \sqrt{t_{bu}} \quad (7)$$

$$\beta = 2.95 \left\{ \frac{\Delta p_{noz} \cdot d_{noz}^2}{\rho_{ub}} \right\}^{0.25} \quad (8)$$

Substitusi pers (6) dan (8) ke (7) diketahui kecepatan zona setelah break-up berikut:

$$v_{after_bu} = 1.48 \left\{ \frac{\Delta p_{noz} \cdot d_{noz}^2}{\rho_{ub}} \right\}^{0.25} \frac{1}{\sqrt{t}} \quad (9)$$

Cakra maksimal dalam model ini dibagi menjadi umumnya 5 zona radial ($j = 1:5$). Makin ke pusat lingkaran, zona makin lebih lambat dalam berinteraksi dengan udara. Sehingga waktu break-up radial j ($t_{bu,j}$) dan kecepatan radial j (v_j) dihitung berikut:

$$t_{bu,j} = t_{bu} \frac{6-j}{5} \quad (10)$$

$$v_j = v_{after_bu} \cdot \exp(-3.86 \cdot 10^{-2} (j-1)^2) \quad (11)$$

Jumlah lapisan aksial maksimum (i_{max}) tergantung pada durasi injeksi, sehingga kecepatan dari zona i , j diberikan berikut:

$$v_{ij} = C_1 \cdot v_j \left[1 + \frac{i-1}{i_{max}-1} \right]^{C_2} \frac{\Delta t_{inj}}{C_3} \quad (12)$$

C1, C2 dan C3 secara berurutan besarnya adalah 0.8, 2.0 dan $4.6 \cdot 10^{-3}$. Jarak zona tersebut dihitung dengan mengintegrasikan kecepatan sebagaimana diberikan berikut :

$$S_{ij} = \int_0^{t_{bu,j}} v_{inj} dt + \int_{t_{bu,j}}^t v_{ij} dt \quad (13)$$

Percampuran dengan Udara

Berdasar prinsip kekekalan momentum, interaksi udara masuk dan bercampur dengan massa di tiap zona dapat dihitung (pers.14) dan dijabarkan lebih lanjut di pers. (15) dan (16)

$$G = m \cdot v = \text{constant} \quad (14)$$

$$m_{sp,ij} \cdot v_{ij} = m_{inj,ij} \cdot v_{ij,inj} \quad (15)$$

$$m_{sp,ij} = m_{inj,ij} \frac{v_{ij,inj}}{v_{ij}} \quad (16)$$

Panas dan Penguapan

Penambahan massa zona ini terjadi karena pasokan dari zona unburned lingkungan. Aliran massa unburned kemudian dihitung dengan menggunakan pers. (17).

$$\frac{dm_{ub}}{dt} = \frac{dm_{sp,ij}}{dt} \quad (17)$$

Pada penjelasan sebelumnya dinyatakan bahwa tetesan yang berdiameter sama akan ditempatkan pada *Diameter(SMD)*. SMD ini dicirikan dengan rasio volume dan permukaan tetesan adalah sama dengan volume dibagi luas rata-rata permukaan (pers.18).

$$SMD = \frac{1 \sum_{i=1}^{N_{drops}} d_i^3}{6 \sum_{i=1}^{N_{drops}} d_i^2} \quad (18)$$

Nilai diameter diperoleh melalui percobaan Elko t_b sebagai fungsi viskositas kinematis bahan bakar cair ν_n [m²/s], beda tekanan *nozzle* [Pa], densitas bahan bakar cair (ρ_n) dan densitas zona tidak terbakar (ρ_{ub}) dalam kg/m³ (pers. 19)

$$SMD = 6156 \cdot 10^{-6} \cdot \nu_n^{0.385} \cdot \rho_n^{0.737} \cdot \rho_{ub}^{0.06} \cdot \frac{\Delta p_{noz}^{-0.54}}{1000} \quad (19)$$

Jumlah tetesan dalam zona (N_{drops}) sama dengan massa bahan bakar cair (m_n) dibagi massa drops (pers.20)

$$N_{drops} = \frac{m_n}{m_{drops}} = \frac{m_n}{\frac{4}{3} \pi \left(\frac{SMD}{2} \right)^3 \rho_n} = \frac{6m_n}{\pi \cdot SMD^3 \cdot \rho_n} \quad (20)$$

Lebih lanjut pers.(21) dan(22) menjelaskan perhitungan jumlah tetesan (N_{drops})

$$N_{drops} = \frac{m_{drops}}{\rho_n} = \frac{1}{6} \pi d_{drops}^3 \quad (21)$$

$$d_{drops} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot m_{drops}}{\pi \cdot \rho_n}} \quad (22)$$

Fenomena gas bertemperatur tinggi yang berinteraksi dengan bahan bakar cair, akan mempengaruhi proses penguapan bahan bakar cair baik perpindahan panas (dQ_{evap}) maupun perpindahan massa (dm_{evap}).

$$\frac{dQ_{evap}}{dt} = \frac{(\pi \cdot SMD \cdot k_{surf} \cdot (T_{bulk} - T_{fl})^z)}{\exp(z-1)} \cdot N_u \quad (23)$$

$$\frac{dm_{evap}}{dt} = -\pi \cdot SMD \cdot C_{diff} \cdot \rho_{surf} \cdot \ln\left(\frac{p_{cyl}}{p_{cyl} - p_{fv}}\right) \cdot S_h \quad (24)$$

dimana $C_{diff} = 4.5e-7$

Bilangan tidak berdimensi Nusselt dan Sherwood didasarkan pada korelasi Ranz dan Marshall diberikan pada pers (25) dan (26).

$$N_u = 2.0 + 0.6 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (25)$$

$$S_h = 2.0 + 0.6 \cdot Re^{1/2} \cdot Sch^{1/3} \quad (26)$$

Bilangan Reynolds, Prandl dan Schmidt dihitung berdasar pers (27), (28) dan (29). Dimana besaran 0.3 pada bilangan Reynolds menunjukkan bahwa kecepatan relatif antara gas dan tetesan diperkirakan mencapai 30% dari kecepatan zona. Adapun faktor z dalam pers. (30) adalah faktor koreksi yang memperhitungkan pengurangan perpindahan panas akibat digunakan dalam perpindahan massa (penguapan).

$$Re = \frac{0.3 \cdot v \cdot d_{drop}}{v_{fl}} \quad (27)$$

$$Pr = \frac{v_{fl}}{\alpha} \quad (28)$$

$$Sch = \frac{v_{fl}}{C_{diff}} \quad (29)$$

$$z = \frac{c_{p,fv} \cdot \frac{dm_{fl}}{dt}}{\pi \cdot SMD \cdot k_{surf} \cdot N_u} \quad (30)$$

Besaran lain yang digunakan seperti k_{surf} (indek suntuk koefisien konduktivitas termal di permukaan), densitas permukaan, estimasi berat molekular permukaan dan temperatur permukaan diberikan pada pers. (31) s/d (34)

$$k_{surf} = \left[1 - \frac{p_{fv}}{p_{cyl}}\right] \cdot k_{ub} + \frac{p_{fv}}{p_{cyl}} \cdot k_{fv} \quad (31)$$

$$\rho_{surf} = \frac{p_{cyl} \cdot MW_{surf}}{R \cdot T_{surf}} \quad (32)$$

$$MW_{surf} = \left[1 - \frac{p_{fv}}{p_{cyl}}\right] \cdot MW_{ub} + \frac{p_{fv}}{p_{cyl}} \cdot MW_{fv} \quad (33)$$

$$T_{surf} = \frac{(T_{fl} + T_{bulk})}{2} \quad (34)$$

Untuk melakukan perhitungan perubahan temperatur tetesan digunakan prinsip keseimbangan energi sebagaimana diberikan pada pers. (35) s/d (39).

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} \quad (35)$$

$$\frac{dU}{dt} = m_{drop} \cdot C_{p,fl} \cdot \frac{dT_{fl}}{dt} \quad (36)$$

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_{evap}}{dt} + \frac{dm_{fl}}{dt} \Delta h_{evap} \quad (37)$$

$$dW = 0 \quad (38)$$

$$\frac{dT_{fl}}{dt} = \frac{1}{m_{drop} \cdot C_{p,fl}} \left[\frac{dQ_{evap}}{dt} + \frac{dm_{fl}}{dt} \Delta h_{evap} \right] \quad (39)$$

Pengapian

Waktu yang diperlukan dari saat injeksi hingga timbul titik api (pengapian) disebut *Ignition Delay (ID)*. Durasi ID dalam derajat poros engkol- $\tau_{ID}(CA)$ diestimasi berdasarkan metode Hardenberg dan Hase⁸⁾.

$$\tau_{ID}(CA) = (0.36 + 0.22 \bar{S}_p) \exp \left[Ea \left(\frac{1}{RT_{avg}} - \frac{1}{17190} \right) + \left(\frac{21.2}{p_{avg} - 12.4} \right)^{0.63} \right] \quad (40)$$

Dimana

$$Ea = \frac{619840}{CN+25} \quad (41)$$

Ea adalah energi aktivasi yakni energi yang diperlukan guna terjadinya proses pembakaran dan \bar{S}_p adalah kecepatan rata-rata linier piston [m/s].

Persamaan empiris yang digunakan dalam perhitungan ID di dalam paket diberikan pada pers. (42).

$$\tau_{ID,2} = 4 \cdot 10^3 \left[\frac{p_{cyl}}{p_0} \right]^{-2.5} \Phi_{bulk}^{-1.04} \exp \left[\frac{6000}{T_{bulk}} \right] \quad (42)$$

Dimana:

$$\Phi_{bulk} = \frac{m_{fv}}{m_a} \cdot AFR_{s,df} + \frac{m_{fg}}{m_a} \cdot AFR_{s,g} \quad (43)$$

Selama proses ID, kondisi gas akan berubah. Hal tersebut diperhitungkan dalam estimasi ID dengan cara lain untuk menghitung jumlah kumulatif $1/\tau_{id}$ pada rentang waktu proses. Pembakaran terjadi bilamana pers. (44) terpenuhi.

$$\int_0^t \frac{1}{\tau_{ID,2}} dt \geq 0 \quad (44)$$

Pembakaran

Pada proses pembakaran di dalam *spray* terdapat tiga hal yang menjadi pembatas reaksi, yaitu :

- Pada kondisi campuran miskin/stoichiometrik, maka dianggap semua bahan bakar terbakar habis. Hal ini membuat tidak semua udara yang ada digunakan untuk pembakaran. Reaksi dibatasi oleh tingkat penguapan.
- Pada kondisi campuran kaya, maka semua oksigen akan digunakan di udara, dan masih menyisakan sejumlah bahan bakar tidak terbakar. Laju reaksi dibatasi oleh kecepatan udara masuk ke dalam zona.
- Selain itu, ada juga pembatas ketiga, jika tingkat penguapan dan tingkat pencampuran lebih besar dari laju reaksi maksimum, maka laju reaksi campuran (R_m) solar – gas maksimum tertahan dan dihitung dengan menggunakan pers. (45) s/d (48)

$$\frac{dm_{fb}}{dt} \leq 5 \cdot 10^{10} \cdot \rho_{mix}^2 \cdot x_{fv}^1 \cdot x_{O_2}^5 \cdot \exp\left[\frac{-12000}{T_{bulk}}\right] \cdot V_{i,j} \quad (45)$$

$$x_{fv} = \frac{m_{fv}}{m_{fv} + 0.21m_{ud}} \quad (46)$$

$$x_{O_2} = \frac{0.21m_{ud}}{m_{fv} + 0.21m_{ud}} \quad (47)$$

$$\rho_{mix} = \frac{m_{fv} + 0.21m_{ud}}{V_{i,j}} \quad (48)$$

Kehilangan Panas Melalui Dinding

Kehilangan panas untuk semua zona menggunakan model Woschni dan diberikan berikut:

$$\frac{dQ_{w,tot}}{dt} = h_c \cdot A_{wall} \cdot (T_{wall} - T_{cyl}) \quad (49)$$

Dimana

$$h_c = 130 \frac{1}{D_B^{0.214}} \frac{P_{cyl}^{0.786}}{T_{cyl}^{0.525}} \left[C_3 \cdot C_m + C_4 \frac{P_{cyl} - P_{mot}}{P_1} \frac{V_2}{V_1} \frac{T_2}{T_1} \right]^{0.786} \quad (50)$$

$$C_3 = 6.18 + 0.417 \frac{W_i}{c_m}; \text{kompresi} \quad (51)$$

$$C_3 = 2.28 + 0.308 \frac{W_i}{c_m}; \text{ekspansi} \quad (52)$$

$$C_4 = 0.00324 \left[\frac{m}{s \cdot K} \right]; \text{Direct Injection} \quad (53)$$

Keseimbangan Termodinamika

Zona Lingkungan

Zona lingkungan (zona 6 pada gamb 1) berlaku persamaan berikut:

$$\frac{dT_{surr}}{dt} = \frac{1}{m_{surr} c_{p,surr}} \left\{ -\frac{dQ_{w,surr}}{dt} + \frac{dQ_{comb,surr}}{dt} + V_{surr} \frac{dp}{dt} - 2h_{surr} \frac{dm_{surr}}{dt} \right\} \quad (54)$$

Berdasar Kom, penyelesaian secara numerik pers. (54) memberikan ketidakstabilan perhitungan, maka dilakukan beberapa modifikasi yang akhirnya diperoleh pers. (55).

$$\frac{dT_{surr}}{dt} = \frac{1}{m_{surr} c_{p,surr}} \left\{ -\frac{dQ_{w,surr}}{dt} + \frac{dQ_{comb,surr}}{dt} + \left(V_{surr} \left(R_{m,surr} T_{surr} \frac{dm_{surr}}{dt} + \frac{pV_{surr}}{T_{surr}} \frac{dT_{surr}}{dt} + m_{surr} T_{surr} \frac{dR_{m,surr}}{dt} \right) \right) - 2h_{surr} \frac{dm_{surr}}{dt} \right\} \quad (55)$$

Zona Packets

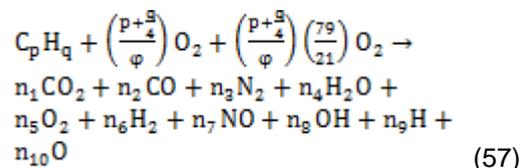
Analisa termodinamika pada tiap packet (index "p") diberikan berikut:

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{1}{m_p c_{p,p}} \left\{ -\frac{dQ_{w,p}}{dt} + \frac{dQ_{comb,p}}{dt} - \frac{dQ_{evap,p}}{dt} + V_{pc} \frac{dp}{dt} + h_{ub} \frac{dm_{ub,i}}{dt} + h_{f,inj} \frac{dm_{df,inj}}{dt} - h_{pc} \frac{dm_p}{dt} \right\} \quad (56)$$

Analisa packet dilakukan pada sejumlah $n_{sp} \times n_L$ paket pada tiap waktu (t) kondisi gas (index "bulk"), maka secara numerik pers. (56) dilakukan pada tiap kondisi (n_{sp}, n_L, t).

Reaksi Pembakaran

Reaksi kimia yang terjadi pada proses pembakaran mengikuti pendekatan proses kesetimbangan penuh. Reaksi kimia pembakaran pada proses ini dapat dituliskan pada (58) dan diselesaikan dengan menggunakan kode program Buttsworth⁹.



KALIBRASI PARAMETER

Berdasarkan penjelasan persamaan-persamaan yang digunakan dalam permodelan motor diesel sangat penting mendefinisikan korelasi empiris dari dua parameter yaitu waktu tunda mekanis dan koefisien *discharge nozzle* injector mengingat tidak dilakukan pengukuran. Kegiatan ini dilakukan untuk menghindari kesalahan dari sumber input operasi kerja motor diesel.

Waktu Tunda Mekanis

Dengan asumsi model *ignition delay* klasik Hardenberg & Hase seperti pada pers. (40) valid, maka kesalahan prediksi saat pembakaran dianggap bersumber dari belum didefinisikan waktu tunda mekanis. Alasan tersebut didasarkan pada pemakaian pompa injektor mekanis (tipe distributor) dan Sol (*start of injection*) yang dianggap terlalu (sangat) dini dibandingkan SoC (*start of combustion*) yang terjadi (hasil analisa heat release).

Berdasar informasi SoC yang diperoleh dari analisa heat release, maka dilakukan simulasi motoring untuk memperoleh input perhitungan delay Hardenberg & Hase (H&H). Besaran delay mekanis (D_m) diperoleh dari pers. (58) dengan aturan dimana sudut bTDC bernilai negatif.

$$D_m = SoC + SoI - D_{H\&H} \quad (58)$$

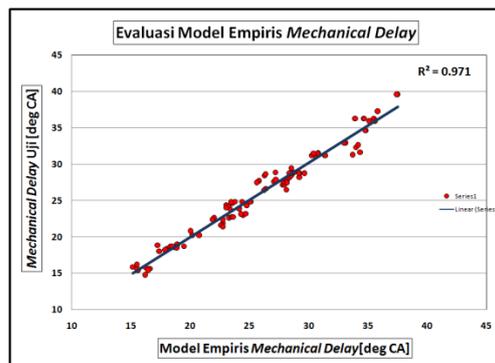
Hasil evaluasi menunjukkan bahwa delay mekanis (D_m) dipengaruhi parameter Sol (start of injection), temperatur bahan bakar masuk (T_{fuel}), putaran (N), dan massa silinder pada saat katup hisap tertutup ($m_{cyl,IVC}$) sebagaimana diberikan pada pers. (59).

$$D_m = \frac{10^{-61.217(360-SoI)^a T_{fuel}^b N^c}{m_{cyl,IVC}^d} \quad (59)$$

Dimana pada kasus ini digunakan pers. berikut

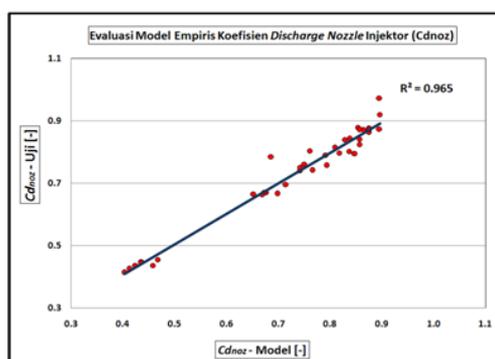
$$D_m = \frac{10^{-61.217(360 - SoI)^{2.292} T_{fuel}^{21.64} N^{0.445}}{m_{cyl,IVC}^{0.48}}$$

Implimentasi variable-variabel pada pers.(59) mampu memprediksi durasi delay mekanis dengan $R^2 = 0.971$ sebagaimana diberikan pada gambar 2.



Gambar 2. Evaluasi Model Waktu Tunda Mekanis

Koefisien Discharge Nozzle Injektor



Gambar 3. Evaluasi Model Koef. Discharge Nozzle Injektor ($C_{d,noz}$)

Profil bagaimana solar masuk ke ruang bakar sangat vital dalam penentuan akurasi prediksi model pembakaran, mengingat tidak dilakukan pengukuran maka $C_{d,noz}$ harus dimodelkan. Dengan mengasumsikan bahwa pada input operasi kerja yang digunakan $C_{d,noz}$ bernilai tetap sepanjang proses penyemprotan tetapi bisa berubah bilamana input operasi kerja berubah, maka $C_{d,noz}$ dicoba dikorelasi dengan parameter data input dengan cara $C_{d,noz}$ diubah-ubah pada aplikasi permodelan diesel sehingga hasil prediksi tekanan silinder paling mendekati hasil pengujian (proses pembakaran diesel). Hasil kegiatan diketahui $C_{d,noz}$ dipengaruhi sangat kuat $R^2 = 0.965$ (gambar 3) oleh variabel-variabel laju aliran massa diesel masuk ruang bakar (\dot{m}_{df}), laju aliran massa udara masuk ruang bakar (\dot{m}_{ud}), tekanan intake manifold (p_{man}), dan putaran motor (N) dengan persamaan diberikan pada pers. (60) dengan $R^2 = 0.965$ sebagaimana diberikan pada gambar 3.

$$C_{d,noz} = 10^{-78.449} m_{df}^a m_{ud}^b \left(\frac{P_{man}}{100}\right)^c N^d \quad (60)$$

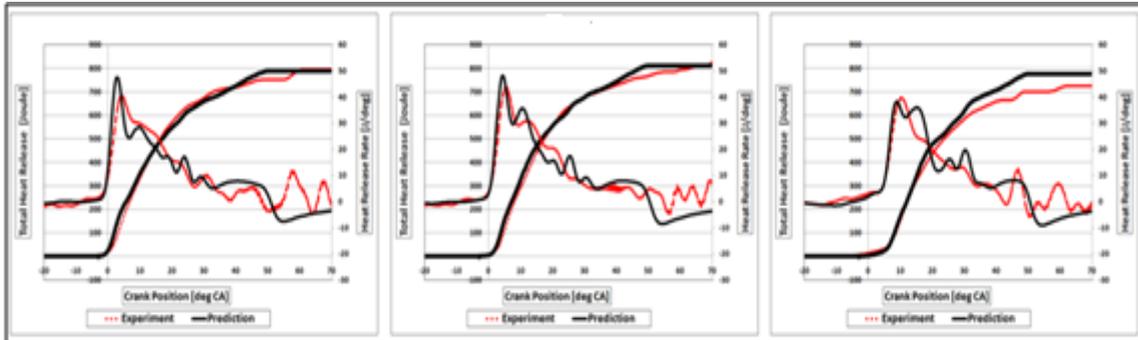
Pada kasus ini digunakan pers. berikut:

$$C_{d,noz} = 10^{-78.449} m_{df}^{0.187} m_{ud}^{0.226} \left(\frac{P_{man}}{100}\right)^{25.522} N^{0.484}$$

EVALUASI PERMODELAN

Pada sub bab ini dibahas bukan saja tentang validasi permodelan tetapi juga dilakukan penyajian data hasil dan evaluasi parameter luaran motor. Hal ini penting sebagai panduan analisa pada permodelan motor diesel.

Evaluasi Pelepasan panas, Daya dan Efisiensi Termal



Gambar 4.
Pelepasan Panas Pada 3600 rpm

Dikarenakan kalibrasi didasarkan pada kesesuaian dengan data uji tekanan silinder pengujian motor diesel, maka hasil validasi yang diperoleh memberikan hasil sangat baik. Pada gambar 4 ditunjukkan kesesuaian tipikal hasil prediksi pelepasan panas. Daya uji diperoleh secara otomatis dari rekaman data, sedangkan pada permodelan daya dalam kW (P_{wr}) diperoleh dari perkalian kerja dalam Joule (W) dan putaran motor dalam rpm (N) sebagaimana diberikan pada pers. (61) dimana angka 2 adalah faktor koreksi untuk 4 langkah, 60 adalah konversi menit ke detik, dan 1000 adalah konversi Watt ke kWatt. Pada pers. (62), kerja diperoleh dari integrasi tekanan

silinder dalam Paskal (p) terhadap volumenya dalam $m^3(V)$.

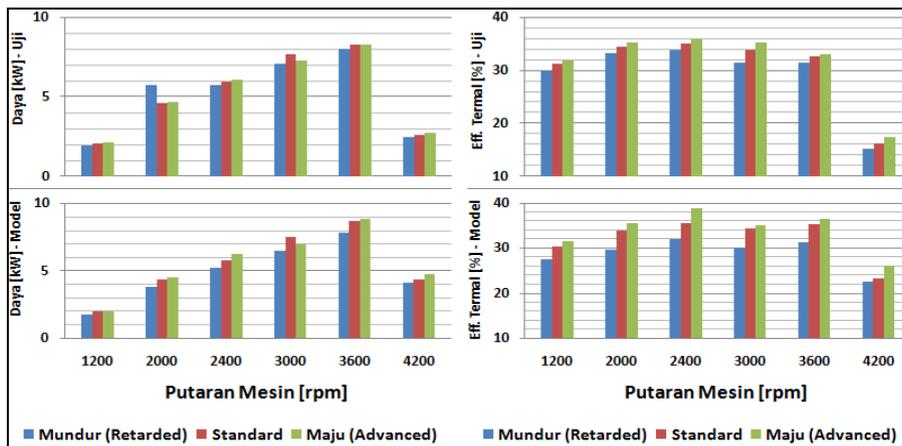
$$P_{wr} = W \frac{N}{2 \times 60 \times 1000} \quad (61)$$

Dimana

$$W = \int p dV \quad (62)$$

Berdasarkan data daya, maka efisiensi termal dalam % (η_{th}) dapat dihitung dengan pers. (63)

$$\eta_{th,df} = 100 \frac{P_{wr}}{m_{df} LHV_{df}} \quad (63)$$



Gambar 5.
Hasil Validasi Daya dan Efisiensi Termal Model Diesel

Evaluasi gambar 5 menunjukkan bahwa:

- Hasil validasi daya:
 - **Variasi putaran**, diperoleh kesesuaian dengan semakin naik hingga puncaknya pada 3600 rpm dan turun pada 4200 rpm.
 - **Variasi waktu injeksi**, diperoleh adanya kecenderungan kenaikan daya dengan semakin memajukan waktu injeksi (Sol). Pada beberapa titik pengamatan menunjukkan trend berbeda dimana pada putaran 3000 rpm kondisi standard lebih tinggi dari kondisi paling maju, hanya saja pemodelan juga menunjukkan hasil yang sama dikarenakan laju aliran massa bahan bakar pada kondisi *advanced* terlalu kecil. Dengan semakin naik hingga puncaknya pada 2400 rpm dan menurun secara melandai hingga 3600 rpm hingga penurunan curam pada 4200 rpm.
- **Variasi waktu injeksi**, diperoleh kesesuaian dengan semakin naik bilamana waktu injeksi makin maju.
- Secara rata-rata, kesalahan prediksi daya dan efisiensi termal berturut-turut sebesar 14% dan 9,94%

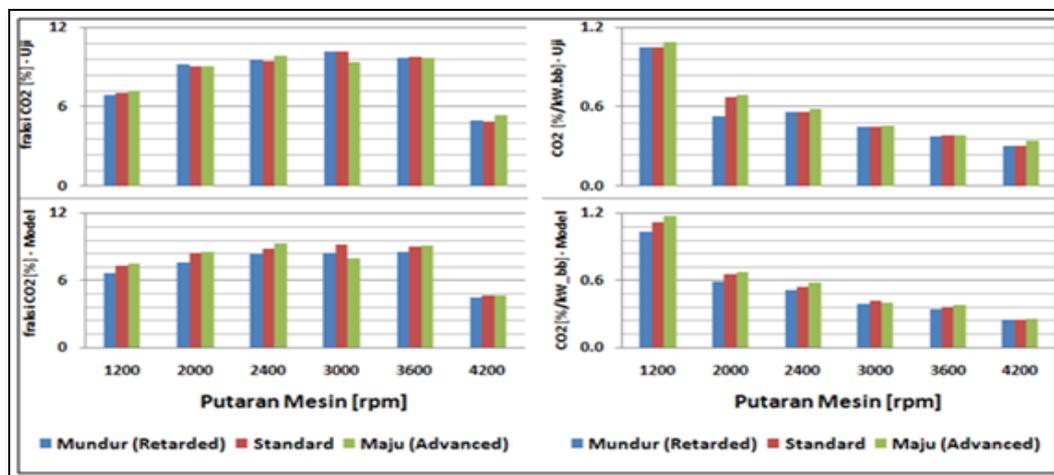
Evaluasi Gas Buang Motor Diesel

Pada evaluasi gas produk pembakaran, pendekatan pers. (63) dilakukan dengan mengganti daya dengan fraksi gas.

$$x_{i,uncorr} = \frac{X_i}{m_i LHV} (64)$$

Evaluasi Gas Buang Karbondioksida (CO2)

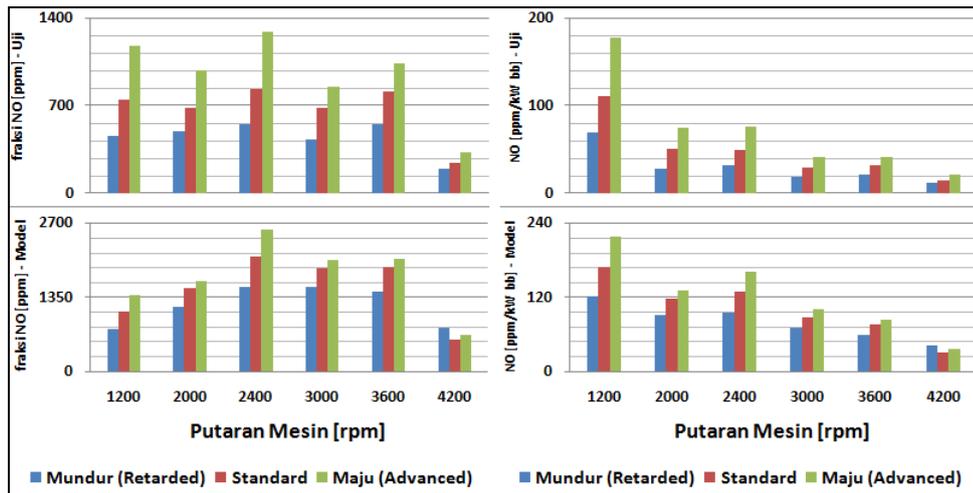
Hasil validasi menunjukkan tingkat akurasi yang memadai dengan kesalahan prediksi rata-rata 9,06%. Analisa lebih lanjut berdasarkan gambar 6 diberikan berikut:



Gambar 6.
Hasil Validasi CO2 Model Diesel

- **Variasi putaran**, diperoleh kesesuaian dimana pada evaluasi fraksi CO2 (penyajian data 1) terdapat kenaikan fraksi CO2 hingga hampir sama pada putaran 2400 hingga 3600 rpm dan selanjutnya turun curam pada 4200 rpm. Titik puncak antara model dan pengujian diperoleh hasil sama yaitu 3600 rpm untuk kondisi mundur dan maju, sedangkan pada kondisi standar pada 3000 rpm. Bilamana fraksi CO2 dibagi dengan laju energi bahan bakar masuk (gg. 5 penyajian 2), trend semakin jelas dengan kecenderungan penurunan dengan naiknya putaran motor.
- **Variasi waktu injeksi**, trend pada pemodelan menunjukkan kenaikan dengan semakin majunya waktu injeksi pada kedua penyajian data kecuali pada putaran 3000 rpm dengan alasan seperti dijelaskan pada evaluasi daya. Sedangkan pada pengujian dengan penyajian data fraksi CO2 terjadi fluktuasi hasil. Sedangkan pada penyajian fraksi CO2 dibagi dengan laju energi bahan bakar masuk diperoleh hasil konstan cenderung naik.

Evaluasi Total Nitrogen-Oksida (NOx)



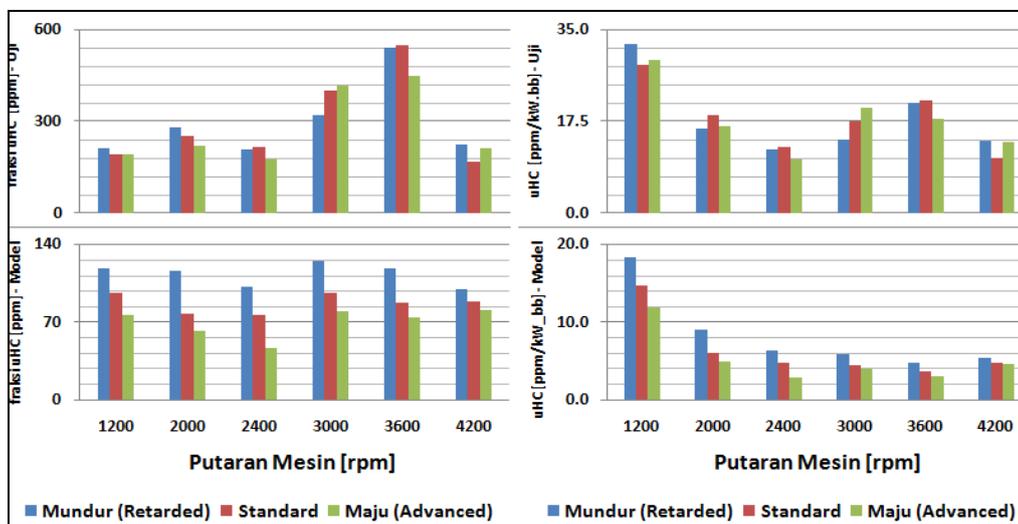
Gambar 7.
Hasil Validasi NOx Model Diesel

sebagaimana dapat dilihat pada gambar 7, diketahui:

- **Variasi putaran**, hasil pengujian menunjukkan fluktuasi hasil pada penyajian fraksi NOx sedangkan pada penyajian kedua trend penurunan NOx secara eksponensial nampak jelas. Pada permodelan terdapat trend kenaikan hingga 2400 rpm dan menurun setelahnya. Puncak NOx pada 2400 rpm dikonfirmasi oleh pengujian. Penyajian kedua, terdapat penurunan linier dengan naiknya putaran motor.

- **Variasi waktu injeksi**, pada pengujian diperoleh konsistensi kenaikan NO dengan makin majunya waktu injeksi pada kedua penyajian data. Hasil yang sama pada permodelan kecuali pada putaran 4200 rpm diberikan oleh hasil permodelan. Evaluasi NOx menunjukkan perlunya perbaikan model mengingat kesalahan rata-rata prediksi 134.11%. Model Zeldovich merupakan model yang umum digunakan dalam prediksi NOx menjadi alternatif dalam perbaikan model yang saat ini digunakan.

Evaluasi Gas Buang Hidrokarbon Tidak Terbakar (uHC)



Gambar 8.
Hasil Validasi uHC Model Diesel

Berdasarkan gambar 8 diketahui:

- **Variasi putaran** diketahui pada pengujian dengan penyajian 1 diketahui adanya kecenderungan kenaikan hingga 3600 rpm dan selanjutnya turun. Pada penyajian 2, hasil pengujian menunjukkan penurunan hingga 2400 kemudian naik hingga 3600 dan turun pada 4200 rpm. Hasil permodelan menunjukkan penurunan hingga 2400 rpm yang merupakan putaran dengan efisiensi termal terbaik (gambar 8) dan naik lagi dengan naiknya putaran motor. Pada penyajian 2, hasil permodelan turun hingga 2400 rpm dan selanjutnya cenderung konstan.
- **Variasi waktu injeksi**, pada pengujian penyajian 1 diketahui dengan majunya waktu ineksi ada trend penurunan (1200 dan 2000 rpm), cenderung turun (2400 dan 3600 rpm), konstan cenderung turun (4200 rpm) dan naik pada 3000 rpm. Hasil tersebut juga diberikan pada penyajian data 2, walaupun pada putaran 2000 rpm hasilnya fluktuatif. Bila secara umum pada pengujian diberikan hasil yang fluktuatif, hasil permodelan menunjukkan konsistensi dengan makin rendahnya uHC dengan memajukan waktu injeksi.

Evaluasi uHC menunjukkan kesalahan prediksi rata-rata 65.29%, sehingga diperlukan perbaikan model. Perini dkk⁽¹⁰⁾ berhasil memodelkan gas hidrokarbon dengan model yang memasukkan faktor efek campuran miskin, efek bentuk ujung injektor, dan penetrasi berlebihan dari semprotan bahan bakar. Efek bentuk injektor mendominasi pembentukan hidrokarbon dan pada putaran tinggi pembentukan hidrokarbon didominasi karena penetrasi berlebihan dari semprotan bahan bakar. Efek campuran miskin sangat kecil pada kontribusi hidrokarbon. Hal ini menjelaskan kekurang akuratan model yang digunakan, mengingat pada model ini hanya memasukkan efek campuran miskin dengan pendekatan ekuilibrium.

SIMPULAN

Telah berhasil disusun model motor diesel dengan mengaplikasikan korelasi waktu tunda mekanis (pers. 59) untuk koreksi waktu injeksi dan korelasi koefisien *discharge nozzle* injektor (pers. 60) untuk koreksi durasi injeksi. Hasil prediksi diberikan berikut bila dibandingkan hasil eksperimen adalah ; Prediksi heat release yang baik; Trend prediksi yang mirip;

Kesalahan prediksi untuk daya, efisiensi termal, CO₂, NO_x, dan uHC berturut-turut adalah 14%, 9.94%, 9.06%, 134.11%, dan 65.29%

UCAPAN TERIMA KASIH

Terima kasih diberikan kepada BT2MP-BPPT sebagai penyedia data hasil pengujian yang digunakan dalam penelitian ini.

DAFTAR PUSTAKA

1. Merker, Gunther P., Schwarz, C., Stiesch, G., Otto, F., *Simulating Combustion—Simulating of Combustion and Pollutan Formation for Engine Development*, Springer Book, Berlin, 2005
2. Caton, Jerad A, *Comparison of Intruactional and Complete Versions of Thermodynamic Engine Cycle simulation for Spark-Ignition Engines*, International Journal of Mechanical Engineering Education Volume 29 No.4, 2001
3. Bagus Anang Nugroho, Bambang Sugiarto, Prawoto, dan Lukman Shalahuddin, *Prediction and Validation of Heat Release Direct Injection Diesel Engine Using Multi-Zone Model*, 2014
4. Lakshminarayanan, P. A. and Aghav, Yogesh V., *Modelling Diesel Combustion*, Springer Book, 2009
5. Hiroyasu, H, *Diesel Engine and Its Modeling*, Comodia, 1985
6. Jung, D. and Assanis, D. N., *Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Cycle Simulation Studies of Engine Performance and Emissions*, SAE paper 2001-01-1246, 2001
7. Kom, M., *Onderzoe'k naar verloop van de Seiliger parameters met behulp van een multizone model van het cylinderproces in een dieselmotor*, TU Delft, 2009
8. Heywood, John B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Book, Mc Graw – Hill Book, New York, 1988
9. Buttsworth, David R, *Spark Ignition Internal Combustion Engine Modeling using Matlab*, Technical Reports, Faculty of Engineering & Surveying University of Southern Queensland Australia, 2002
10. Perini, Federico, Matarelli, Enrico, and Palttrinieri, Fabrizio, *Development and Validation of Predictive Emissions Schemes for Quasi-Dimensional Combustion Models*, SAE 2010-1-0148, 2010