

AFR Modeling of EFI Engine Based on Engine Dynamic and Transmission Control System

Pemodelan AFR pada Mesin EFI dengan Kontrol Dinamika Mesin dan Sistem Transmisi

Suroto Munahar¹, Muji Setiyo^{1,*}

^{1,2}Laboratorium Teknik Otomotif, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Magelang
Jl. Mayjend Bambang Soegeng km.05 Mertoyudan Magelang, Indonesia

Received XXMonth 20XX; revised XXMonth 20XX; accepted XXMonth 20XX, Published XXMonth 20XX
Academic Editor: Asmara Yanto (asmarayanto@yahoo.com)

Correspondence should be addressed to setiyo.muji@ummgl.ac.id

Copyright © 2016 by Muji Setiyo. This is an open access article distributed under the [Creative Commons Attribution License](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).

Abstract

During this time, the AFR control systems on the Light Duty Vehicles (LDVs) generally only engage the engine condition, such as manifold pressure, engine speed. In fact, fuel consumption is not only influenced by the engine dynamics but also influenced by outside factors such as gear position (transmission) and vehicle speed. Therefore, this paper presents a simulation to control the Air to Fuel Ratio (AFR) on Electronic Fuel Injection (EFI) engine that accommodated engine dynamics, vehicle speed dynamics, and gear position dynamics (transmission). Fuzzy Logic Controller (FLC) was selected for AFR modeling because of the engine work in a non-linear condition. The simulation results show that the model developed is able to control the AFR on the vehicle speed changes. Even, the system is able to perform fuel cut-off at the time of deceleration from high speeds.

Keywords: keywords contain three to five words/phrases separated with coma.

1. Pendahuluan

Sektor transportasi telah menyumbangkan emisi terbesar yang berdampak pada pemanasan global [1,2]. Efek lain adalah penurunan kualitas udara terutama pada perkotaan yang secara langsung mempengaruhi kesehatan manusia [3]. Di sisi lain, pertumbuhan jumlah kendaraan dengan sistem propulsi *spark ignition (SI) engine* dan *compression ignition (CI) engine* dalam dekade terakhir justru semakin meningkat [4]. Peningkatan jumlah kendaraan ini juga berkontribusi signifikan terhadap konsumsi energi dan perekonomian global [5].

Beberapa upaya untuk mengurangi emisi dari sektor transportasi darat memang telah dilakukan. Teknologi *fuel cell (FCs)* dan *electric vehicle (Evs)* merupakan teknologi kendaraan mendatang yang bebas dari emisi *tilepipe (CO, HC, NOx)*. Namun demikian, baik FCs dan EVs memiliki kelemahan dalam keterbatasan jarak tempuh, infrastruktur yang tersedia, dan biaya kepemilikan yang sangat tinggi [6].

Dalam jangka menengah, pengembangan *hybrid vehicle* dengan mengombinasikan

gasoline engine dengan *electric engine* menjadi pilihan yang masuk akal [7]. Namun demikian, harga produk teknologi *hybrid* masih cukup mahal. Aplikasi selanjutnya adalah etanol sebagai energi alternatif [8]. Studi karakteristik etanol sebagai bahan bakar nabati telah banyak dilakukan [9-12]. Etanol telah terbukti menghasilkan emisi dan daya yang *comparable* dengan *SI engine*. Namun, aplikasi etanol dalam secara besar akan berbatasan dengan ketersediaan lahan untuk mengembangkan bahan bakunya [13,14].

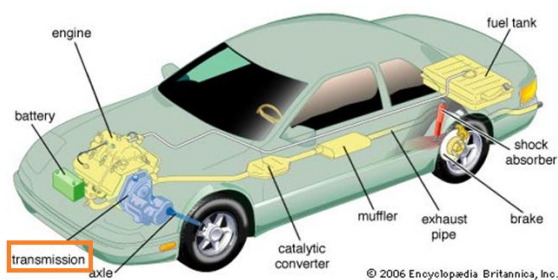
Kenyataannya, laporan GAIKINDO dalam *Indonesia Automotive Industry: Report on 2013 Auto Market*, trend perkembangan industri otomotif nasional masih hampir seluruhnya berbasis sistem propulsi SI dan CI [5]. Khusus mobil dengan mesin SI, produksi mobil baru memang telah berubah dari mesin EFI biasa ke *Low Cost Green Car (LCGC)*. Bahkan, setelah tahun 2015, LCGC dikembangkan menjadi *Low Carbon Emission Program (LCEP)*. Meskipun skema pengembangan industri mobil telah mengarah pada LCGC dan LCEP, dalam kenyataannya pembakaran dengan campuran miskin (*lean combustion*) atau setidaknya

pembakaran ideal ($\lambda=1$) belum dapat tercapai pada seluruh rentang putaran mesin [15].

Untuk mengakomodasi teknologi *Electronic Fuel Injection* (EFI) sebelum berpindah ke FCs dan EVs, salah satu cara untuk mengurangi emisi dan menghemat bahan bakar tetapi tetap menghasilkan output daya yang optimal dilakukan dengan teknologi kontrol *Air to Fuel Ratio* - (*AFR*). Teknologi ini banyak diaplikasikan, karena memiliki *economic value* yang besar. Pencapaian *AFR* ideal 14,7 (*stoichiometry*) menjadi prioritas dari sistem control [16].

Dalam dekade terakhir, perkembangan teknologi *AFR* mengalami kemajuan yang sangat signifikan. Diantaranya dilakukan dengan optimalisasi algoritma genetik sebagai sistem pengendali *AFR* untuk peningkatan efisiensi bahan bakar [17] dan aplikasi *Adaptive Neural Network* untuk mencapai kondisi *stoichiometry* pada *gasoline engine* [18]. Hasil yang diperoleh dengan kolaborasi metode *Hessian* dapat mengendalikan *AFR* pada area *stoichiometry*. Selain itu, optimasi sistem non-linear telah dapat dikontrol dengan lebih baik.

Teknologi *AFR* yang berkembang saat ini masih memiliki kelemahan. *AFR* dikontrol sebagian besar hanya berdasar pada kondisi kondisi mesin. Sementara itu, saat kendaraan berjalan, aliran bahan bakar tidak hanya berdasar pada kevakuman mesin, tetapi melibatkan komponen diluar mesin seperti pengereman dan posisi gigi percepatan (*transmisi*). Penelitian kontrol *AFR* dengan pelibatan kondisi external mesin pernah dilakukan oleh Triwiyatno [19] melalui kontrol dari sistem pengereman sebagai kendali *AFR* pada *EFI engine*. Namun demikian, sebuah mobil terdiri dari sistem sistem yang kompleks dengan aliran daya seperti ditunjukkan dalam gambar 1.

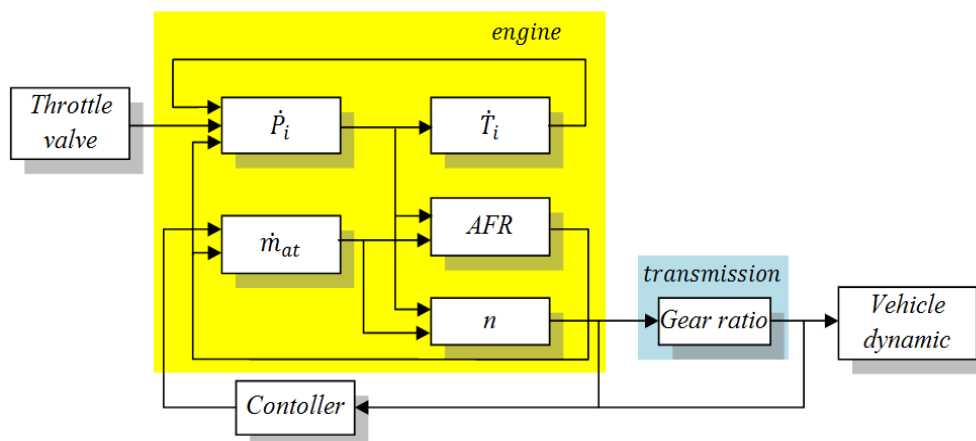


Gambar 1. Sistem pada kendaraan [20]

Mengingat bahwa daya mesin sebelum ditransfer ke roda-roda melalui sebuah sistem transmisi (Gambar 1), penelitian ini akan mengkaji sebuah pemodelan *AFR* yang dikontrol tidak hanya berdasar kondisi mesin, tetapi juga melibatkan *feedback* dari posisi gigi percepatan (*transmission system*). *Transmission control system* didesain untuk mengendalikan supply bahan bakar untuk mencapai *AFR* ideal pada kecepatan rendah dan *zero fuel consumption* saat perlambatan dari kecepatan tinggi. Sistem kontrol dikembangkan dengan *Fuzzy Logic Controller* (*FLC*) karena memiliki kestabilan yang baik dan dapat memecahkan permasalahan dengan data data yang tidak tepat [19-21, 22].

2. Pemodelan Sistem

Dalam pemodelan ini, sistem kontrol dikembangkan dengan menambahkan *transmission control system* sebagai pengendali bahan bakar, dalam hal ini adalah *AFR*. Sistem kontrol memiliki beberapa inputan diantaranya kecepatan kendaraan, putaran mesin, posisi *throttle valve* dan kecepatan kendaraan. *Speed gear* memberikan ratio pada transmisi untuk merubah kecepatan kendaraan. Diagram blok pemodelan kendaraan disajikan pada gambar 2 sebagai berikut.



Gambar 2. Diagram blok pemodelan kendaraan

A. Engine Modeling

Engine modeling dipresentasikan dengan beberapa bagian, yaitu dinamika di dalam intake manifold (tekanan dan temperatur), aliran udara dalam intake manifold, aliran bahan bakar, AFR dan putaran mesin.

1) Dinamika tekanan dan temperatur intake manifold

Tekanan intake manifold (\dot{P}_i) sebagai fungsi utama yang terdiri aliran udara, aliran bahan bakar, dan bukaan throttle valve. Rasio kalor spesifik udara (k) ditentukan dengan nilai 1.4 (c_p/c_v). R adalah konstanta gas dengan nilai 287×10^{-5} . Volume saluran intake manifold dinotasikan dengan V_i dalam satuan m^3 . \dot{m}_{ap} dan \dot{m}_{at} adalah tekanan dan massa udara dalam intake manifold. T_a adalah temperatur ambient udara dalam satuan Kelvin. Tekanan dalam intake manifold diformulasikan dengan persamaan (1) sebagai berikut.

$$\dot{P}_i = \frac{kR}{V_i} (-\dot{m}_{ap} + \dot{m}_{at}T_a) \quad (1)$$

Selanjutnya, dinamika temperatur udara dalam intake manifold (\dot{T}_i) disajikan pada persamaan (2).

$$\dot{T}_i = \frac{RT_i}{p_i V_i} [-\dot{m}_{ap}(k-1)T_i + \dot{m}_{at}(kT_a - T_i)] \quad (2)$$

2) Dinamika aliran udara dalam intake manifold

Aliran udara dalam intake manifold (\dot{m}_{at}) disajikan dengan persamaan (3) dan (4). Posisi throttle valve dinotasikan dengan $\beta_1(u)$. Fungsi rasio dari tekanan intake manifold melebihi tekanan udara $\beta_2(p_r)$. Nilai \dot{m}_{at0} , \dot{m}_{at1} , u_0 , dan P_c merupakan nilai konstan [23].

$$\dot{m}_{at}(u, p_i) = \dot{m}_{at1} \frac{p_a}{\sqrt{T_a}} \beta_1(u) \beta_2(p_r) + \dot{m}_{at0} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{ap}(u, p_i) = \frac{V_d}{120RT_i} (\eta_i \cdot p_i) n \quad (4)$$

3) Dinamika injeksi bahan bakar dan AFR

Dinamika injeksi bahan bakar telah dilakukan pengamatan [24]. Output injeksi bahan bakar (\dot{m}_f) merupakan model antara penguapan bahan bakar pada intake manifold (\dot{m}_{fv}) dengan bahan bakar yang dideposit pada intake manifold (\dot{m}_{ff}). Fungsi \dot{m}_{fv} diperoleh dari proporsi X_f bahan bakar yang telah

diinjeksikan \dot{m}_{fi} . Fungsi \dot{m}_{ff} kebalikan dari waktu konstan evaporasi bahan bakar τ_f , dengan perkalian antara deposit bahan bakar pada intake manifold \dot{m}_{ff} , ditambah dengan proporsi bahan bakar X_f dan bahan bakar yang telah diinjeksikan \dot{m}_{fi} . Formulasi dinamika bahan bakar disajikan dalam persamaan (5), (6), (7), dan (8) sebagai berikut.

$$\dot{m}_{ff} = \frac{1}{\tau_f} (-\dot{m}_{ff} + X_f \dot{m}_{fi}) \quad (5)$$

$$\dot{m}_{fv} = (1 - X_f) \dot{m}_{fi} \quad (6)$$

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{fv} + \dot{m}_{ff} \quad (7)$$

$$X_f(p_i, n) = -0,27p_i - 0,055n + 0,68 \quad (8)$$

Sementara itu, parameter waktu konstan evaporasi bahan bakar τ_f diperoleh dari putaran engine n dan tekanan intake manifold p_i dengan formulasi seperti pada persamaan (9).

$$(p_i, n) = 1,35 \times (-0,672n + 1,68) \times (p_i - 0,825)(p_i - 0,825)^2 + (0,06 \times n + 0,15) + 0,56 \quad (9)$$

Perhitungan AFR diperoleh dari sub-model aliran massa udara \dot{m}_{ap} dengan output injeksi bahan bakar \dot{m}_f .

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{ap}}{\dot{m}_f} \quad (10)$$

4) Dinamika putaran mesin

Dinamika putaran mesin (crankshaft speed) disajikan dalam persamaan 11. Crankshaft speed dinotasikan \dot{n} dalam satuan rpm. Tekanan intake manifold p_i dan crankshaft speed \dot{n} memiliki hubungan terhadap friction power P_f dan load power P_b . η_i merupakan indicated efficiency. λ dinotasikan λ sebagai AFR dan \dot{m}_f sebagai aliran bahan bakar. Untuk itu, AFR, crankshaft speed (n) dan tekanan intake manifold (p_i) menjadi fungsi indicated efficiency (η_i).

$$\dot{n} = \frac{1}{\ln} (P_f(p_i, n) + P_p(p_i, n) + P_b(n) + \frac{1}{\ln} H_u i(p_i, n, \lambda) \dot{m}_f (t - \Delta\tau_d)) \quad (11)$$

5) Delay sistem injeksi

Delay dalam injeksi sistem bahan bakar τ_d telah diamati oleh Manzie [25], yang meliputi sistem injeksi, siklus *engine* dan ekspulsi dari *exhaust valve*. Model delay injeksi disajikan dalam persamaan (12) sebagai berikut.

$$\tau_d = 0.045 + \frac{10\pi}{n} \quad (12)$$

B. Transmission Modeling

Pemodelan ini terbagi menjadi beberapa sub-sistem. Sub-sistem *clutch* mempresentasikan sistem yang menghubungkan dan memutuskan putaran *engine* ke transmisi. Sistem ini meneruskan putaran *engine* secara halus. *Clutch* terhubung secara bertahap untuk mereduksi torsi. Hubungan antar sistem *clutch* disajikan dalam persamaan (13). K adalah *factor capacity*, N_{in} merupakan input transmisi dalam *rpm* dan N_e sebagai putaran *engine*. RTQ mempresentasikan *torque ratio* yang disajikan dalam persamaan (14).

$$K = f2 \frac{N_{in}}{N_e} \quad (13)$$

$$RTQ = f3 \frac{N_{in}}{N_e} \quad (14)$$

Implementasi variabel *drive train* model menggunakan *transmission speed gear ratio* (R_{TR}) dalam merubah putaran dan torsi disajikan dalam persamaan (15) sampai (18).

$$R_{TR} = \frac{f4(gear)}{\text{Transmission ratio}} \quad (15)$$

$$T_{out} = R_{TR} T_{in} \quad (16)$$

$$N_{in} = R_{TR} N_{out} \quad (17)$$

$$R_{TR} = \frac{N_{in}}{N_{out}} \quad (18)$$

Dinamika transmisi mempresentasikan kondisi kecepatan kendaraan yang nyata. *Transmission speed gear ratio f4* memodelkan putaran output transmisi. *Speed gear ratio* akan mempengaruhi moment dan putaran yang disalurkan ke roda-roda. *Transmission gear ratio* pada penelitian ini disajikan dalam tabel 1 sebagai berikut.

Tabel 1. *Transmission gear ratio*

Gear	R_{TR}
1	3.55
2	1.91
3	1.31
4	0.97

C. Vehicle Dynamic Modeling

Penggerak akhir kendaraan dipengaruhi oleh *inersia* I_v dan beban variasi dinamika kendaraan [26]. Dinamika kendaraan disajikan dalam persamaan (19).

$$I_v \cdot N_w = R_{fd} (T_{out} - T_{load}) \quad (19)$$

N_w adalah *wheel speed* dalam *rpm*. R_{fd} adalah *final drive ratio* pada kendaraan. T_{load} sebagai torsi beban, dan T_{out} adalah torsi output transmisi.

Yang terakhir adalah *aerodynamics* atau bentuk bodi kendaraan yang sangat berpengaruh terhadap laju kendaraan dengan hambatan udara disekitarnya. Kendaraan beroperasi pada jalan dengan beban yang sangat bervariasi. Kemiringan, kerataan jalan, atau kondisi jalan sangat mempengaruhi beban.

$$T_{load} = \text{sgn}(mph) (R_{load0} + R_{load2} \cdot mph^2 + T_{brake}) \quad (20)$$

R_{load0} , R_{load2} adalah koefisien gesek dan *aerodynamic drag*. T_{brake} adalah *brake torsion*. Mph adalah *vehicle linier velocity*.

D. Transmission Control System

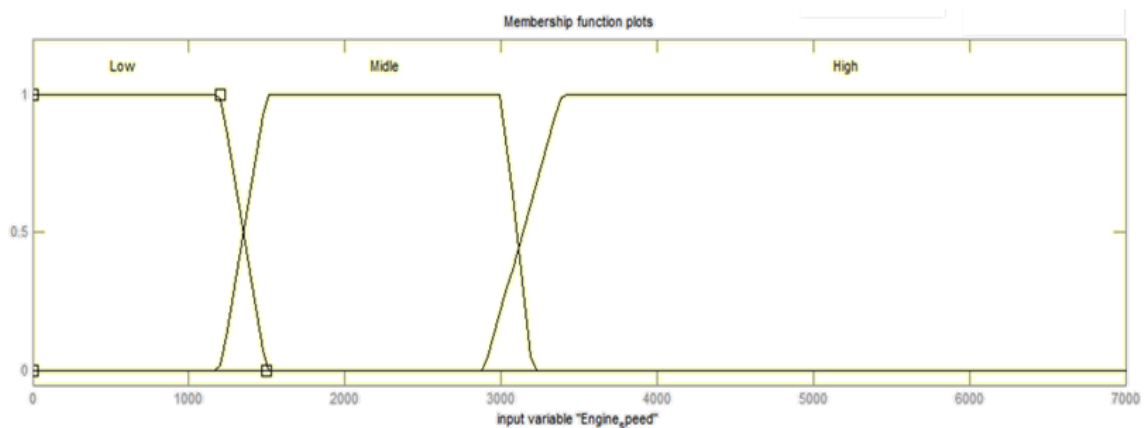
Sistem *control* yang dikembangkan dalam penelitian ini mengembangkan integrasi antara *transmission*, *engine speed* dan *vehicle speed control*. Pengembangan kontrol inteligen /*fuzzy system* diembeddedkan dalam *Electronic Control Unit (ECU)* yang ada dalam kendaraan untuk mengontrol bahan bakar. Bahan bakar yang masuk ke *engine* diatur berdasarkan putaran *engine*, kecepatan kendaraan, posisi *selective gear* transmisi, dan perlambatan kendaraan. Putaran *engine* sebagai inputan dari sistem kontrol dengan nilai keanggotaan (*membership function of engine speed*) yang dipresentasikan pada Gambar 3.

Inputan sistem kontrol yang lain diantaranya posisi *throttle angle* yang dipresentasikan dalam kondisi *throttle valve* dengan *membership function* pada Gambar 4. *Throttle angle* digunakan sebagai inputan

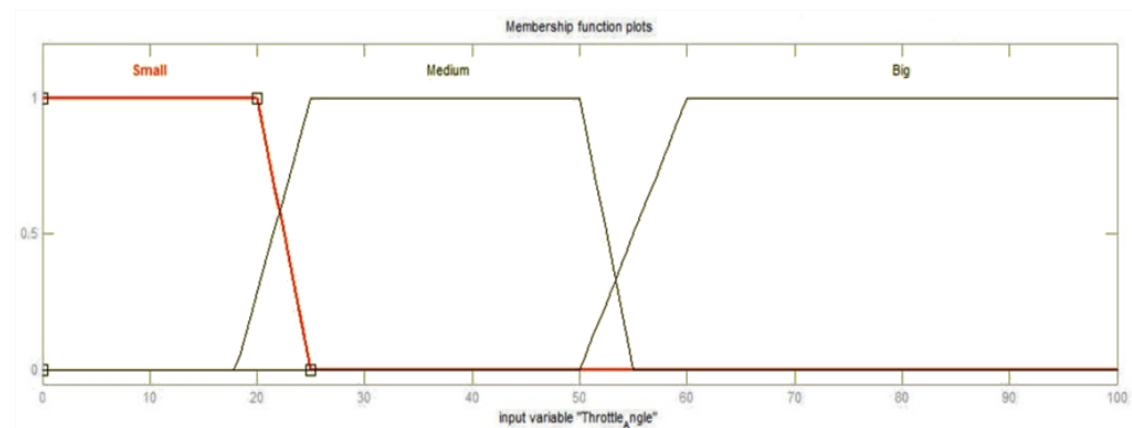
programming sistem kontrol ECU dengan membangkitkan signal dari *Throttle Position Sensor (TPS)*.

Kecepatan kendaraan digunakan untuk memformulasikan perhitungan bahan bakar yang masuk ke *engine*. Perlambatan kendaraan dari kecepatan tinggi pada penggunaan *selective gear* transmisi posisi gigi tinggi (3 dan 4) menjadi pertimbangan *controller* untuk memberikan *economizer* bahan bakar (*fuel cut off*). Dinamika kecepatan kendaraan menjadi inputan *controller* dengan *membership function vehicle speed* disajikan dalam gambar 5.

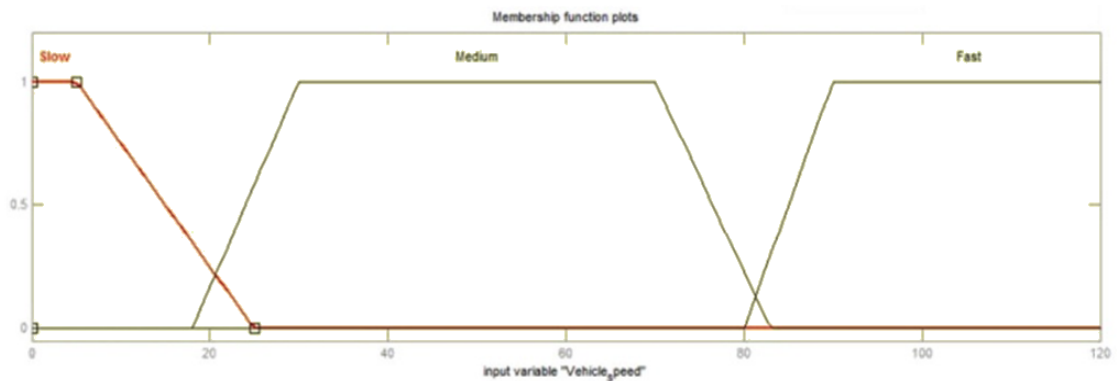
Terakhir, dinamika pengemudi saat melakukan proses perlambatan kendaraan dengan pelepasan pedal gas (penutupan *throttle valve*), pemilihan posisi *selective gear* posisi rendah memberikan inputan pada *controller*. Kondisi ini bahan bakar diinjeksikan ke *engine* posisi berkisar *stoichiometry*, namun saat pengemudi melakukan perlambatan saat kendaraan melaju pada kecepatan tinggi, maka bahan bakar yang diinjeksikan ke *engine* akan dikurangi.



Gambar 3. *Membership function engine speed.*



Gambar 4. *Membership function throttle angle.*



Gambar 5. *Membership function vehicle speed.*

E. Sistem Controller

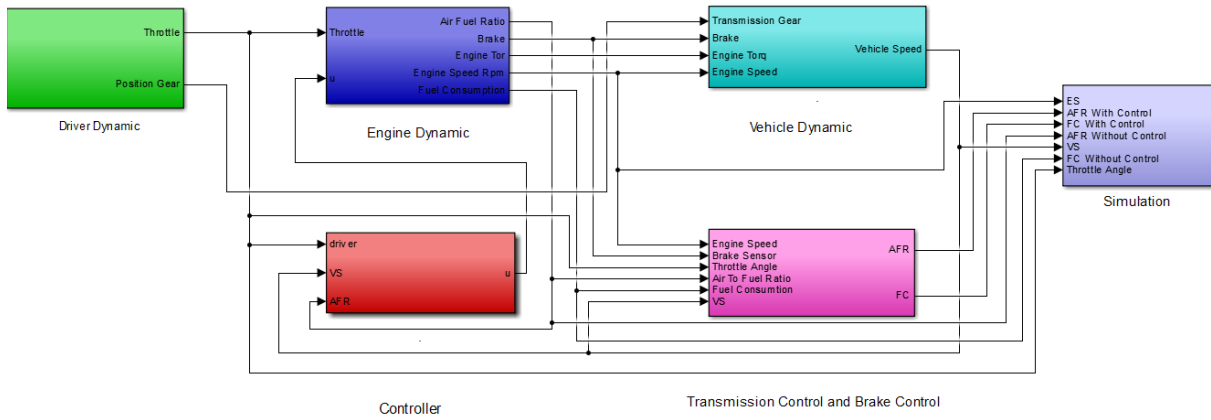
Pendekatan dalam sistem kontrol bahan bakar adalah dengan metode *PID* dan *fuzzy*. *Compensator Formula PID* yang dikendalikan adalah $P + I \frac{1}{2} + D \frac{N}{1+\frac{1}{s}}$. Nilai aplikasi *Proportional* 0,000006, *Integral* 0.0027 dan *Derivative* 0,000006. *Decison of fuzzy set* disajikan dalam Tabel 2.

Sementara itu, *drive dynamic* sebagai *driver behaviour* dipresentasikan dalam beberapa bagian. *Throttll angle* memodelkan dengan kondisi sudut pembukaan *throttle valve* dalam satuan *degree*. *Throttle angle*

diestimasikan dalam beberapa sudut pembukaan. *Gear position* mempresentasikan posisi transmisi pada kendaraan yang memiliki seleksi gear antara 1 sampai 4. *Drive dynamic* terbagi menjadi beberapa mode. Mode *accelerasi* mempresentasikan *driver* ketika menambah pembukaan sudut *throttle valve*. *Mode deceleration* mempresentasikan *driver* sedang melakukan proses perlambatan kendaraan dengan melakukan pengurangan sudut buka *throttle valve*. Skema lengkapnya disajikan dalam Gambar 6.

Tabel 2. *Decison of fuzzy set*

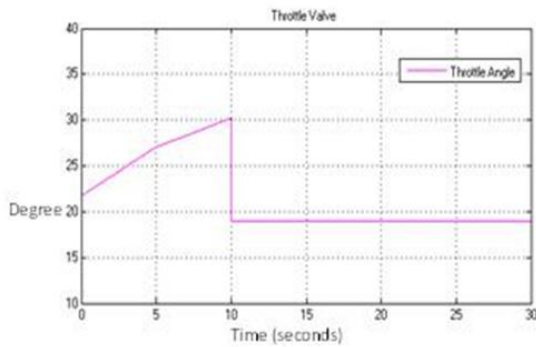
No	Engine speed	Vehicle speed	Throttle Angle	Economizer Control System
1	Low (0 to 1400 Rpm)	Slow (0 to 25 mph)	Small (0 to 25 %)	Off
2	Medium (1200 to 3200 Rpm)	Slow (0 to 25 mph)	Small (0 to 25 %)	Off
3	High (2800 to 7000 Rpm)	Slow (0 to 25 mph)	Small (0 to 25 %)	Off
4	Low (0 to 1400 Rpm)	Medium (18 to 83 mph)	Small (0 to 25 %)	Off
5	Medium (1200 to 3200 Rpm)	Medium (18 to 83 mph)	Small (0 to 25 %)	Off
6	High (2800 to 7000 Rpm)	Medium (18 to 83 mph)	Small (0 to 25 %)	Off
7	Low (0 to 1400 Rpm)	Fast (80 to 120 mph)	Small (0 to 25 %)	Off
8	Medium (1200 to 3200 Rpm)	Fast (80 to 120 mph)	Small (0 to 25 %)	On
9	High (2800 to 7000 Rpm)	Fast (80 to 120 mph)	Small (0 to 25 %)	On
10	Low (0 to 1400 Rpm)	Slow (0 to 25 mph)	Medium (18 to 55%)	Off
11	Medium (1200 to 3200 Rpm)	Slow (0 to 25 mph)	Medium (18 to 55%)	Off
12	High (2800 to 7000 Rpm)	Slow (0 to 25 mph)	Medium (18 to 55%)	Off
13	Low (0 to 1400 Rpm)	Medium (18 to 83 mph)	Medium (18 to 55%)	Off
14	Medium (1200 to 3200 Rpm)	Medium (18 to 83 mph)	Medium (18 to 55%)	Off
15	High (2800 to 7000 Rpm)	Medium (18 to 83 mph)	Medium (18 to 55%)	Off
16	Low (0 to 1400 Rpm)	Fast (80 to 120 mph)	Medium (18 to 55%)	Off
17	Medium (1200 to 3200 Rpm)	Fast (80 to 120 mph)	Medium (18 to 55%)	Off
18	High (2800 to 7000 Rpm)	Fast (80 to 120 mph)	Medium (18 to 55%)	Off
19	Low (0 to 1400 Rpm)	Slow (0 to 25 mph)	High (50 to 100%)	Off
20	Medium (1200 to 3200 Rpm)	Slow (0 to 25 mph)	High (50 to 100%)	Off
21	High (2800 to 7000 Rpm)	Slow (0 to 25 mph)	High (50 to 100%)	Off
22	Low (0 to 1400 Rpm)	Medium (18 to 83 mph)	High (50 to 100%)	Off
23	Medium (1200 to 3200 Rpm)	Medium (18 to 83 mph)	High (50 to 100%)	Off
24	High (2800 to 7000 Rpm)	Medium (18 to 83 mph)	High (50 to 100%)	Off
25	Low (0 to 1400 Rpm)	Fast (80 to 120 mph)	High (50 to 100%)	Off
26	Medium (1200 to 3200 Rpm)	Fast (80 to 120 mph)	High (50 to 100%)	Off
27	High (2800 to 7000 Rpm)	Fast (80 to 120 mph)	High (50 to 100%)	Off



Gambar 6 . Pemodelan AFR dengan kontrol mesin dan transmisi.

3. Hasil dan Pembahasan

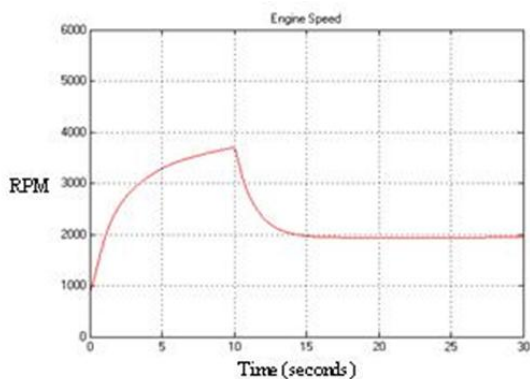
Gambar 6 menyajikan grafik sudut bukaan *throttle* yang dikendalikan pengemudi selama 30 detik. Sepuluh detik pertama melakukan akselerasi. Kemudian *throttle* ditutup dengan cepat yang menandakan sebuah perlambatan (deselerasi).



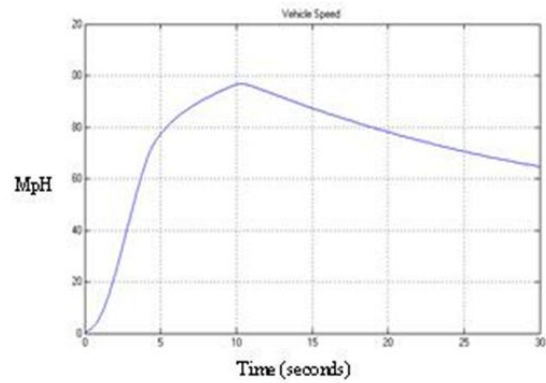
Gambar 6. Dinamika *throttle valve* .

A. Simulasi pada Kecepatan Rendah

Dinamika *throttle valve* akan berpengaruh pada *engine speed* dan *vehicle speed*. Dinamika *engine speed* saat perlambatan kendaraan pada kecepatan rendah disajikan pada Gambar 7. Sementara itu, dinamika kecepatan kendaraan saat perlambatan (*deceleration*) disajikan pada Gambar 8.

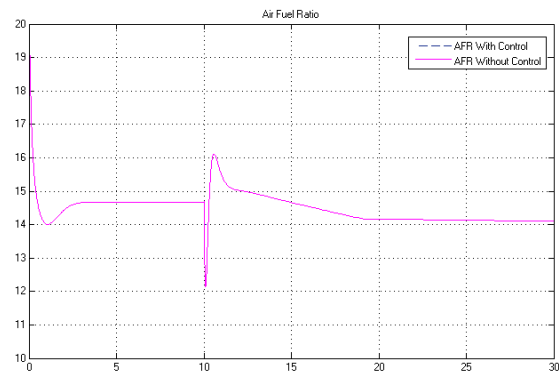


Gambar 7. Hasil simulasi *engine speed*

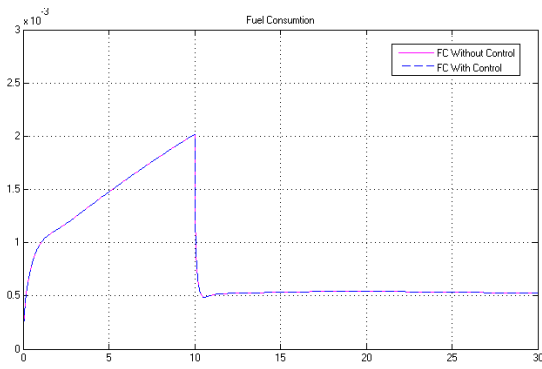


Gambar 8. Hasil simulasi *vehicle speed* saat perlambatan dimulai pada kecepatan 95 mph

AFR yang terbentuk pada kecepatan rendah saat kendaraan melakukan perlambatan disajikan dalam Gambar 9. Nilai AFR saat perlambatan pada kondisi kisaran *stoichiometry* 14,7 dan *control economiser* tidak bekerja. Kondisi ini mempresentasikan bahan bakar masih mengalir ke *engine* dengan cukup banyak. Konsumsi bahan bakar berada pada 0,5 gram/sec yang dapat dilihat pada Gambar 10.



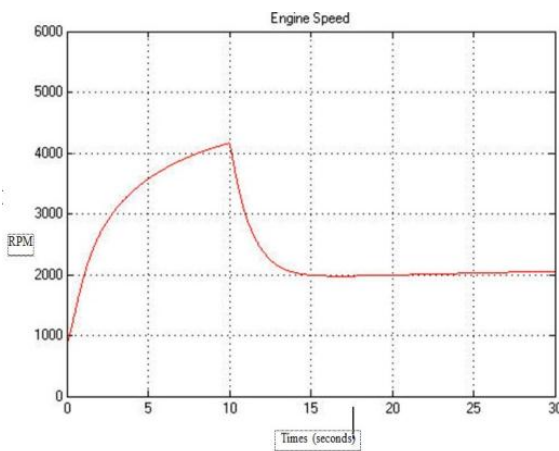
Gambar 9. Dinamika AFR saat perlambatan pada kecepatan rendah



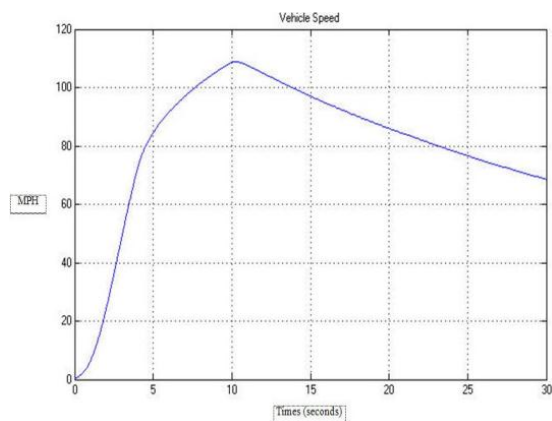
Gambar 10. Konsumsi bahan bakar saat perlambatan pada kecepatan rendah

B. Simulasi pada Kecepatan Tinggi

Pada proses perlambatan kendaraan pada kecepatan tinggi, *economizer control system* mulai bekerja. Hal ini dipresentasikan ketika *driver* melakukan perlambatan kendaraan baik dengan melakukan penutupan sudut *throttle valve* atau perlambatan kendaraan dengan menginjak pedal rem, *economizer control system* bekerja dengan melakukan penghematan bahan bakar. Hasil simulasi *engine speed* dan *vehicle speed* pada kecepatan tinggi disajikan pada Gambar 11 dan Gambar 12 secara berurutan.

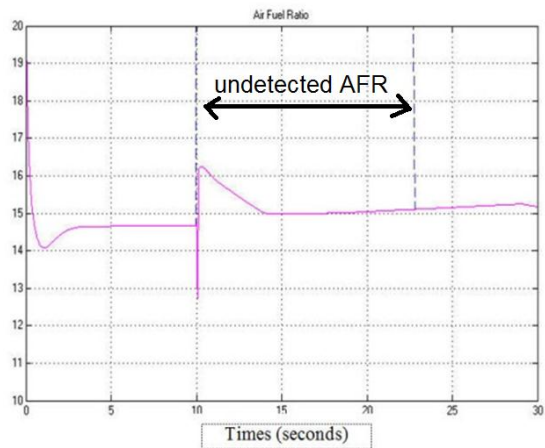


Gambar 11. Hasil simulasi *engine speed*

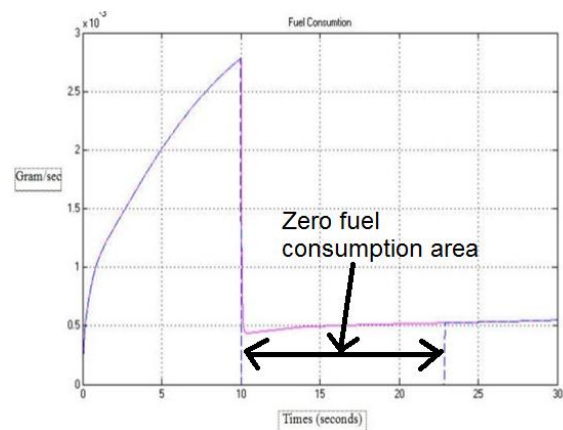


Gambar 12. Hasil simulasi *vehicle speed* saat perlambatan dimulai pada kecepatan 110 mph

Dinamika *AFR* yang terbentuk saat perlambatan pada kecepatan tinggi disajikan dalam Gambar 13. Nilai *AFR* pada kondisi ini kisaran *stoichiometry* 14,7 tanpa *control economizer*, sedangkan dengan *control economizer* nilai *AFR* mencapai nilai sangat besar. Kondisi ini mempresentasikan bahwa bahan bakar tanpa *control economizer* masih mengalir ke *engine*. Namun, saat *control economizer* bahan bakar bekerja, bahan bakar yang mengalir ke *engine* dikurangi. Konsumsi bahan bakar saat *economizer* bekerja berada pada 0,00 gram/sec untuk beberapa saat (Gambar 14).



Gambar 13. Dinamika *AFR* saat perlambatan pada kecepatan tinggi



Gambar 14. Konsumsi bahan bakar saat perlambatan pada kecepatan tinggi

4. Kesimpulan

Sistem kontrol *AFR* yang dikembangkan dengan *Fuzzy Logic Controller (FLC)* mampu mengatasi permasalahan *AFR* pada mesin bensin *EFI*. Pada saat kendaraan melakukan perlambatan pada kecepatan rendah mampu menahan *AFR* pada kondisi mendekati *stoichiometry*. Sementara itu, saat kendaraan melakukan perlambatan dari kecepatan tinggi, sistem kontrol yang dikembangkan mampu

untuk memotong aliran bahan bakar hingga pada *zero fuel consumption* dengan nilai *AFR* yang tidak terdeteksi/ tak berhingga), meskipun hanya beberapa saat. Hasil pengembangan ini menjanjikan untuk diaplikasikan pada kendaraan bermesin *EFI*.

5. Ucapan Terimakasih

Penelitian ini dibiayai oleh LP3M Universitas Muhammadiyah Magelang melalui skema Penelitian Reguler tahun 2016. Proses penelitian dilakukan di Laboratorium Teknik Otomotif, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Magelang. Untuk itu, peneliti mengucapkan terimakasih pada kedua institusi tersebut,

6. Referensi

- [1] J. G. Tamba and D. Njomo, "Assessment of Greenhouse Gas Emissions in Cameroon's Road Transport Sector," *Universal Journal of Environmental Research and Technology*, vol. 2, no. 6, pp. 475–488, 2012.
- [2] S. Shahid, A. Minhans, and O. C. Puan, "Assessment of greenhouse gas emission reduction measures in transportation sector of Malaysia," *Jurnal Teknologi*, vol. 70, no. 4, pp. 1–8, 2014.
- [3] R. . Colvile, E. . Hutchinson, J. . Mindell, and R. . Warren, "The transport sector as a source of air pollution," *Atmospheric Environment*, vol. 35, no. 9, pp. 1537–1565, Mar. 2001.
- [4] GFEI, "Improving Vehicle Fuel Economy in the ASEAN Region," London, 2010.
- [5] G. E. Tverberg, "Oil supply limits and the continuing financial crisis," *Energy*, vol. 37, no. 1, pp. 27–34, 2012.
- [6] M. Messagie, K. Lebeau, T. Coosemans, C. Macharis, and J. Van Mierlo, "Environmental and financial evaluation of passenger vehicle technologies in Belgium," *Sustainability (Switzerland)*, vol. 5, no. 12, pp. 5020–5033, 2013.
- [7] J. Gonder and A. Simpson, "Measuring and Reporting Fuel Economy of Plug-In Hybrid Electric Vehicles," in *International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium and Exhibition (EVS-22)*, 2006, no. October, pp. 134–141.
- [8] I. E. A. ETSAP, "Ethanol Internal Combustion Engines," *Technology Brief T06*, no. June, pp. 1–6, 2010.
- [9] J. Rawat, P. V. C. Rao, and N. V Choudary, "Effect of Ethanol-Gasoline Blends on Corrosion Rate in the Presence of Different Materials of Construction used for Transportation," *SAE Technical Paper*, vol. 2008-28-1, no. November, 2008.
- [10] L. Fahmi and M. Setiyo, "Pengaruh campuran ethanol pada laju korosi tangki bahan bakar," in *Semnastek*, 2015, no. November, pp. 1–6.
- [11] K. E. Egeback, M. Henke, B. Rehnlund, M. Wallin, and R. Westerholm, "Blending of Ethanol in Gasoline for Spark Ignition Engines Evaporative Measurements," Haninge, 2005.
- [12] J. Yanowitz and R. L. McCormick, "Effect of E85 on Tailpipe Emissions from Light-Duty Vehicles Effect of E85 on Tailpipe Emissions from Light-Duty Vehicles," *Journal of the Air & Waste Management Association*, vol. 59, no. 2, pp. 172–182, 2009.
- [13] M. Setiyo, S. Soeparman, N. Hamidi, and S. Wahyudi, "Techno-economic analysis of liquid petroleum gas fueled vehicles as public transportation in Indonesia," *International Journal of Energy Economics and Policy*, vol. 6, no. 3, pp. 495–500, 2016.
- [14] World LPG Association, "Autogas Incentive Policies, 2015 Update," Neuilly-sur-Seine, 2015.
- [15] M. Masi and P. Gobato, "Measure of the volumetric efficiency and evaporator device performance for a liquefied petroleum gas spark ignition engine," *Energy Conversion and Management*, vol. 60, pp. 18–27, 2012.
- [16] B. Ebrahimi, R. Tafreshi, H. Masudi, M. Franchek, and J. Mohammadpour, "Control Engineering Practice A parameter-varying filtered PID strategy for air – fuel ratio control of spark ignition engines," *Control Engineering Practice*, vol. 20, no. 8, pp. 805–815, 2012.
- [17] Z. Yang and X. Wu, "Retrofits and options for the alternatives to HCFC-22," *Energy*, vol. 59, no. 2013, pp. 1–21, 2013.
- [18] S. W. Wang, D. L. Yu, J. B. Gomm, G. F. Page, and S. S. Douglas, "Adaptive neural network model based predictive control for air-fuel ratio of SI engines," *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, vol. 19, no. 2, pp. 189–200, 2006.

- [19] A. Triwiyatno, E. W. Sinuraya, J. D. Setiawan, and S. Munahar, "Smart controller design of air to fuel ratio (AFR) and brake control system on gasoline engine," in *ICITACEE 2015 - 2nd International Conference on Information Technology, Computer, and Electrical Engineering*, 2016, pp. 233–238.
- [20] C. G. Foster, O. C. Cromer, G. C. Cromer, and K. W. Purdy, "Automobile," *Encyclopædia Britannica*. [Online]. Available: <https://www.britannica.com/technology/automobile>. [Accessed: 11-Dec-2016].
- [21] T. M. Guerra, A. Kruszewski, L. Vermeiren, and H. Tirmant, "Conditions of output stabilization for nonlinear models in the Takagi-Sugeno's form," *Fuzzy Sets and Systems*, vol. 157, no. 9, pp. 1248–1259, 2006.
- [22] M. Zhou, H. Jin, and W. Wang, "A review of vehicle fuel consumption models to evaluate eco-driving and eco-routing," *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, vol. 49, pp. 203–218, 2016.
- [23] Y.-J. Zhai and D.-L. Yu, "Neural network model-based automotive engine air/fuel ratio control and robustness evaluation," *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, vol. 22, no. 2, pp. 171–180, 2009.
- [24] E. Hendricks, D. Engler, and M. Fam, "A generic mean value engine model for spark ignition engines," in *Proceedings of the 41st Simulation Conference SIMS*, 2000.
- [25] C. Manzie, M. Palaniswami, D. Ralph, H. Watson, and X. Yi, "Model predictive control of a fuel injection system with a radial basis function network observer," *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, vol. 124, no. 4, pp. 648–658, 2002.
- [26] MathWorks, "Modeling Engine Timing Using Triggered Subsystems." www.mathworks.com, 2016.