

مدلسازی غیر خطی و شبیه سازی سیستم تصمیم گیر بهینه ECU خودروی گاز سوز

حمید خالوزاده^۱، سید فرشید قائم مقامی^۲

^۱دانشیار گروه کنترل دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، h_khaloozadeh@kntu.ac.ir

^۲کارشناسی ارشد الکترونیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، ghaemmaghmi@ee.kntu.ac.ir

(تاریخ دریافت مقاله ۱۳۸۸/۷/۴، تاریخ پذیرش مقاله ۱۳۸۸/۹/۲)

چکیده: در این مقاله ابتدا مدلسازی غیر خطی در مرحله مکش و دریچه ورودی هوا (تراتل)، مرحله تراکم و مرحله احتراق برای یک خودروی بنزین سوز انجام شده است. سپس تفاوت خودروی بنزین سوز با خودروی گاز سوز مطرح گردیده است. مدل پدیده جریان برگشتی در حالت گاز سوز با مدل خودروی بنزین سوز ترکیب شده است. حالت استارت سرد، نرمال و حرکت شتاب دار به عنوان سه مرحله مهم در این تحقیق مورد بحث قرار گرفته است. با استفاده از مدل های آلاینده گی خودرو و بازده و تعریف تابع هزینه مناسب و نیز استفاده از روشهای نوین در ترکیب اطلاعات، مقادیر بهینه آوانس زمان جرعه زنی و نسبت هوا به سوخت از طریق روش های بهینه یابی محاسبه گردیده است. همچنین در این مقاله از یک کنترل کننده فازی برای تشخیص حرکت شتاب دار و نرمال برای خودرو استفاده شده است. سیستم تصمیم گیر فازی، مقادیر بهینه استخراج شده متناظر با هر مرحله را جاگذاری نموده و موجب کمینه شدن آلاینده گی و بیشینه نمودن راندمان خودرو در هر مرحله می گردد.

کلمات کلیدی: خودروی دو گانه سوز، بهینه سازی، ترکیب اطلاعات، مدل های آلاینده گی و کارایی، کاهش مصرف سوخت، جریان برگشتی و آوانس جرعه

Nonlinear Modeling and Simulation of Optimal Decision Making for the ECU of Gasoline Automotive

Abstract: This paper presents nonlinear modeling for Intake Manifold, Throttle, Compression and Combustion for a gasoline automotive. The differences of this automotive between gaseous automotive and gasoline automotive is discussed. The Backflow model in gaseous state is combined to gasoline automotive model. Cold start, normal, and acceleration as three important stages are discussed in this research. Using pollution and efficiency models and defining a proper cost function, the optimal values of spark times advanced and air to fuel ratios are computed via numerical optimization method. Also in this paper a fuzzy controller is used for recognizing of acceleration and normal stages. The optimal values of spark times advanced and air to fuel ratios are considered corresponding to each stage.

Keywords: Dual Fuel Automotive Model, Optimization, Data Fusion, Pollution and Efficiency Models, Fuel Consumption Reduction, Backflow, Spark Advanced.

مدل یک خودرو، استفاده از توربوشارژر و افزایش بازده [1]، بالا بردن بازده حجمی توسط ابزارهایی نظیر توربوشارژر و طراحی یک رویترگر [2]، تخمین نسبت هوا به سوخت واقعی (A/F) که در سیلندر سوخته است، از روی دما و سنسور میل لنگ^۱، کنترل و تغییر زمان جرعه زنی، کم کردن هیدروکربن های سوخته در خروجی اگزوز [3]، افزایش توان و بازده از روی جداول موجود در داخل ECU [4]. برای استفاده از انرژی های پاک کنترل کننده فازی برای کنترل آلاینده گی یک خودروی هایبرید استفاده شده است [5]. در ضمن در [6] طراحی و ساخت میکروکنترلی سیستم جرعه زنی خودروی هایبرید با هدف

۱. مقدمه

امروزه گاز طبیعی استفاده های وسیعی در صنعت و حمل و نقل دارد، از جمله کاربردهای فراوان آن به استفاده در خودروها به عنوان سوخت جایگزین می توان اشاره کرد. از همان ابتدا که اتومبیل به صورت چرخه اتو اختراع گردید بحث مصرف گاز به جای سوخت های مایع مطرح بوده است. ایران با توجه به تولید بالای خودرو در داخل و مصرف روز افزون آن با مشکل ترافیک و آلودگی هوا و مصرف بیش از حد بنزین روبرو شده است.

خودرو از بخش های مختلفی تشکیل شده که روی هر بخش از آن چندین کار متنوع ارائه گردیده است. به عنوان مثال شناسایی و بهبود

^۱ Crank Shaft

$$g(P_m) = -\frac{2}{P_m} \sqrt{P_m P_{amb} - P_{amb}^2}; \text{if } P_{amb} \leq P_m$$

$$g(P_m) = 1; \text{if } P_m \geq 2P_{amb}$$

\dot{m}_{ai} میزان دبی جرمی هوای وارد شده در واحد زمان به داخل مانیفولد

مکش می باشد که بر حسب $\left(\frac{g}{s}\right)$ می باشد، θ زاویه دریچه ورود هوا بر حسب درجه می باشد، P_m فشار مانیفولد مکش بر حسب (bar) می باشد، P_{amb} فشار هوای محیط بر حسب (bar) می باشد. به کمک [12-13] معادله زیر میزان دبی جرمی هوای خارج شده در واحد زمان از مانیفولد مکش به سمت هر سیلندر موتور محاسبه می گردد. در این میان تنها سنسوری که به مجموعه اضافه می شود، سنسور دور موتور است.

$$\dot{P}_m = \frac{RT}{V_m} (\dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao}) \quad (2)$$

معادله بالا از قانون طبیعی گازها به دست آمده است. در این معادله R ثابت عمومی گازها می باشد، T دمای هوای محیط بر حسب درجه کلوین می باشد، V_m حجم مانیفولد بر حسب متر مکعب می باشد، \dot{m}_{ao} میزان دبی جرمی هوای خارج شده در واحد زمان از مانیفولد مکش می باشد که بر حسب $\left(\frac{g}{s}\right)$ می باشد، \dot{P}_m آهنگ تغییر فشار داخل مانیفولد بر حسب $\left(\frac{bar}{s}\right)$ می باشد.

در معادله زیر که از روش های تجربی استخراج گردیده است، میزان دبی جرمی هوای خارج شده در واحد زمان از مانیفولد مکش از روی پارامترهای فشار هوای مانیفولد مکش و دور موتور خودرو استفاده شده است.

$$\dot{m}_{ao} = -0.366 + 0.08979NP_m - 0.0337NP_m^2 + 0.0001N^2P_m \quad (3)$$

در معادله بالا N بیانگر دور موتور خودرو بر حسب $\left(\frac{rad}{s}\right)$ می باشد و سایر پارامترها نیز در بالا ذکر گردیده است. از روی زاویه دریچه ورود هوا و فشارهای هوا و مانیفولد مکش، در نهایت میزان جرمی که در ثانیه باید به هر سیلندر تحویل گردد، مشخص می شود.

۲-۲. مدل مرحله تراکم^۴

در این بلوک مخلوط سوخت و هوای ارسالی به سیلندر به شکل متراکم در داخل سیلندر قرار می گیرد. این بخش از یک تاخیر نسبت به قبل برخوردار است، چون تا هوا و سوخت با هم ترکیب و مخلوط وارد سیلندر شده و بعد دریچه ورودی بسته شده و تراکم صورت گیرد، زمانی به اندازه ۱۸۰ درجه دور میل لنگ طول می کشد. برای ایجاد چنین تاخیری در این سیستم از این بلوک استفاده می شود البته در

کاهش آلاینده گی و مصرف سوخت صورت گرفته است. البته استفاده از CNG فقط محدود به ایران نمی شود و کشورهایی نظیر آرژانتین [7]، ایتالیا [8]، [9]، [10] و استرالیا بزرگترین تولید کنندگان محصولات دوگانه سوز می باشند.

در این مقاله ابتدا به مدلسازی بخش های مختلف خودروی بنزین سوز پرداخته شده است. سپس تفاوت های این مدل هنگامی که بر روی سیستم گاز سوز قرار می گیرد مطرح شده است و پدیده جریان برگشتی^۱ نیز به مدل های بکار رفته موجود اضافه گردیده است. در ادامه با استفاده از مدل آلاینده گی های خودرو و بازده موجود و تعریف تابع هزینه مناسب، بهینه سازی با روش های بهینه سازی (الگوریتم ژنتیک) اجرا گردیده است. در نهایت مقادیر بهینه زمان جرعه زنی و نسبت هوا به سوخت بهینه خودرو در سه سناریوی عمومی استارت سرد و نرمال و شتاب استخراج گردیده است. همچنین در این مقاله از یک تصمیم گیر فازی برای تشخیص مراحل نرمال و شتاب خودرو استفاده شده است.

سیستم تصمیم گیر فازی مقادیر بهینه استخراج شده متناظر با هر مرحله را جاگذاری نموده و موجب کمینه شدن آلاینده گی و بیشینه نمودن راندمان خودرو در هر مرحله می گردد. جهت ارزیابی عملکرد سیستم کلی از یک مولد موج تصادفی دور موتور به مدل بهینه شده و مدل با آوانس جرعه ثابت وارد شده و نتایج حاصله با هم مقایسه گردیده است.

۲. مدلسازی خودروی بنزین سوز

این مدل در سال ۱۹۹۲ توسط Crossley, Cook ارائه شده است و اطلاعات آن با دینامومتر نیز مقایسه و تایید لازم را برای استناد به آن گرفته است؛ اطلاعات این مدل توسط شرکت فورد بهبود یافته است [11].

۲-۱. مدل محفظه ورود هوا و دریچه گاز^۲

اولین بلوکی که به آن می رسیم بلوک محفظه ورود هوا و دریچه گاز است؛ که ورودی های اصلی آن که در اختیار ما قرار دارد، عبارتند از: دریچه ورود هوا^۳ بر حسب درجه و دور موتور بر حسب (rad/s). در داخل بلوک فشار مانیفولد و فشار هوا نیز به عنوان ورودی می باشند؛ که بر مبنای معادلاتی که در ادامه قرار دارد میزان جرم هوای ارسالی به هر سیلندر را در واحد ثانیه اعلام می کند.

$$\dot{m}_{ai} = f(\theta)g(P_m) \quad (1)$$

$$f(\theta) = 2.821 - 0.05231\theta + 0.10299\theta^2 - 0.00063\theta^3$$

$$g(P_m) = 1; \text{if } P_m \leq P_{amb}/2$$

$$g(P_m) = \frac{2}{P_{amb}} \sqrt{P_m P_{amb} - P_m^2}; \text{if } P_{amb}/2 \leq P_m \leq P_{amb}$$

¹ Backflow

² Throttle & Intake Manifold

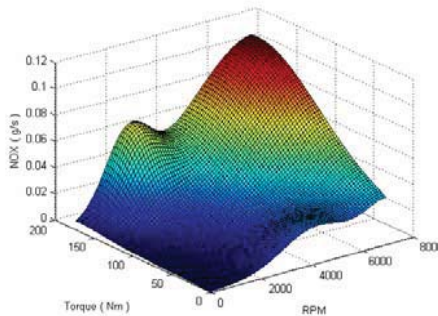
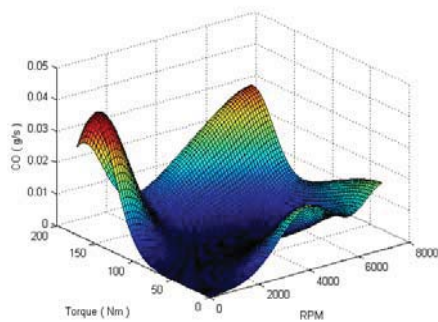
³ Throttle

⁴ Compression

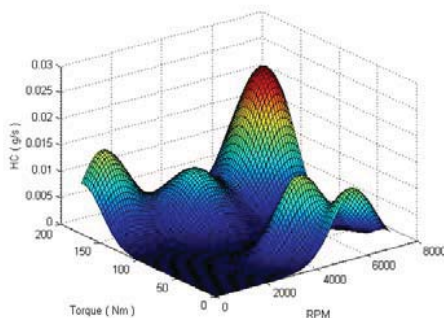
البته بلوک های دیگری نیز در مدل استفاده شده است که برای همزمان سازی برخی از بخش های ذکر شده در بالا می باشند و برخی نیز به عنوان ضرایب به منظور تبدیل مقیاس های مدل به مقیاس های SI می باشند، که از توضیح بر روی آن ها عبور می کنیم.

۵-۲. مدل آلاینده ها و بازده خودرو

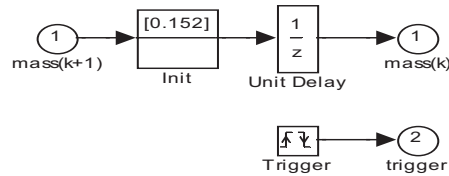
تغییر آوانس جرقه و گشتاور، تغییر مصرف سوخت و نیز تغییر آلاینده ها و بازده را به همراه دارد. در زیر نمودار مربوط به چند آلاینده و بازده می باشد که در این مقاله مورد استفاده قرار گرفته است، ترسیم گردیده است (شکل ۳ و ۴) [5].



شکل ۳: مدل آلاینده های CO, NO_x



شرایط استوکیومتری برای حالت بنزین سوز به اندازه ۱/۱۴.۶ باید سوخت وارد سیلندر شود (شکل ۱).



شکل ۱: مدل مرحله تراکم

۳-۲. مدل احتراق^۱

در این بخش است که مخلوط هوا و سوخت متراکم شده، به وسیله شمع منفجر شده و عمل تولید قدرت به شکل گشتاور در آن صورت می گیرد. ورودی آوانس جرقه که با تغییر آن زمان جرقه زنی شمع به جلوتر موکول می شود و بر مبنای معادلات موجود گشتاور نیروی محرک را تولید می کند [14].

$$Torque_{eng} = -181.3 + 379.36m_a + 21.91 \left(\frac{A}{F}\right) - 0.85 \left(\frac{A}{F}\right)^2 + 0.26 - 0.0028\sigma^2 + 0.027N - 0.000107N^2 + 0.00048N\sigma + 2.55\sigma m_a - 0.05\sigma^2 m_a \quad (4)$$

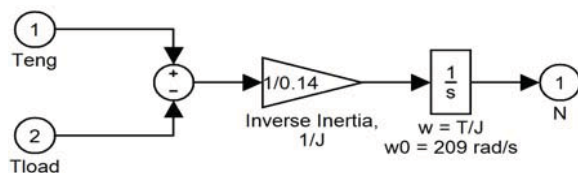
پارامترهای معادله بالا عبارتند از: m_a که بیانگر میزان جرم هوای موجود در سیلندر بر حسب گرم است، $\left(\frac{A}{F}\right)$ که بیانگر نسبت هوا به سوخت می باشد، σ بیانگر میزان آوانس جرقه خودرو می باشد و در نهایت $Torque_{eng}$ که بر حسب نیوتن متر، گشتاور تولیدی توسط خودرو می باشد.

۴-۲. مدل دینامیک خودرو^۲

ورودی های این بخش گشتاور موتور و گشتاور مقاوم می باشند و خروجی آن دور موتور خودرو است. پارامترهای ورودی و خروجی این بخش در معادله زیر ذکر گردیده است [11].

$$J\dot{N} = Torque_{eng} - Torque_{load} \quad (5)$$

در معادله بالا J به عنوان اینرسی گشتاور چرخشی موتور و با واحد $(kg * m^2)$ و \dot{N} به عنوان آهنگ تغییر دور موتور با واحد $\left(\frac{rad}{s^2}\right)$ باشد (شکل ۲).



شکل ۲: مدل دینامیک خودرو

¹ Combustion
² Vehicle Dynamics

$$= m_{Gec,k-1} \times \alpha_{k-1} \times \beta_{k-1} + m_{Ginj,k-1} \times \zeta_{k-1} + m_{Ginj,k} \times (1 - \zeta_k)$$

$$m_{Gec,k} = m_{Gec,k} \times (1 - \alpha_k \times \beta_k)$$

پارامتر m_{Gec} که در بالا ذکر شده میزان جرم گاز وارد شده در سیلندر است، پارامتر m_{bf} میزان جرم گازی است که به خاطر این پدیده وارد محفظه مانیفولد شده است، m_{Gc} میزان جرم گاز باقی مانده درون سیلندر بعد از بسته شدن سوپاپ ورود هوا و سوخت است، m_{ol} میزان جرم گاز باقی مانده در محفظه ورود هوا به خاطر تزریق های قبلی است، m_{Ginj} میزان جرمی از گاز که تزریق شده است. پارامتر α درصد گاز ناشی از پدیده جریان برگشتی به کل را نشان می دهد ($\alpha = 1$ یعنی همه گاز وارد سیلندر شده است). پارامتر ζ فاکتوری است که به داشتن اورلپ تزریق ها بستگی دارد اگر هر انژکتور هنگامی که سوپاپ مربوط به همان باز است شروع به تزریق کند و هنگامی که بسته است تزریقی نداشته باشد ζ برابر صفر می باشد. فاکتور β نیز مربوط به نسبت حجم ها می باشد.

$$\frac{V_1 + V_2 + V_{CNG}}{V_2 + V_{CNG}} = \beta \quad (7)$$

پارامتر V_1 یعنی حجم هوای درون سیلندر در حالتی که گاز در سیستم نباشد و پارامتر $V_2 + V_{CNG}$ یعنی حجم مخلوط همگن هوا و گاز. با ساده کردن معادلات بالا به تابع تبدیل زیر می رسم.

$$\frac{m_{Gc}(z)}{m_{Ginj}(z)} = \frac{(1-\alpha\beta)(1-\zeta)}{(1-\alpha\beta z^{-1})} + \frac{(1-\alpha\beta)\zeta}{(1-\alpha\beta z^{-4})} z^{-1} \quad (8)$$

در [16] با انجام آزمایشات، برای α و β مقادیری ارائه گردیده است و فرض بر آن بوده که تزریق ها اورلپی با هم نداشته یعنی $\zeta = 0$ در نتیجه داریم:

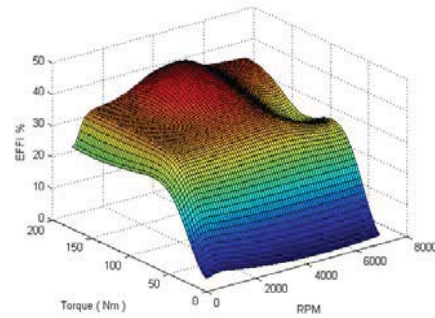
$$\alpha = 0.17, \beta = 1.6$$

۴. تعریف تابع هزینه

در این مقاله هدف طراحی و شبیه سازی ECU گاز سوز برای خودروی دوگانه سوز (بنزین سوز و گاز سوز) است بطوریکه میزان آلایندگی خودرو کمینه شده و بالاترین بازده به وسیله پارامترهای کنترلی آوانس جرقه و نسبت هوا به سوخت برقرار گردد. برای اینکه ECU در حالت بهینه کار کند باید بر مبنای جداول بهینه تصمیمات خود را بگیرد. برای رسیدن به این جداول بهینه از تابع هزینه مناسب با وزن های مختلفی به صورت زیر استفاده شده است [17-5].

$$Cost = w_1(1 - \bar{\eta}) + w_2 \overline{CO} + w_3 \overline{NO_x} + w_4 \overline{HC} + w_5 \overline{Fuel} \quad w_i = \text{weights}, i = 1, 2, 3, 4, 5 \quad (9)$$

در معادله بالا پارامتر η به عنوان بازده نرمالیزه شده می باشد، پارامتر \overline{CO} به عنوان میزان آلایندگی منو اکسید کربن نرمالیزه می باشد،



شکل ۴: مدل آلایندگی HC و بازده

۳. مدلسازی خودروی گاز سوز

کلیه بخشهای مدل شده در بالا، در حالت گاز سوز نیز برقرار می باشند. یکی از مواردی که در این بخش تغییر می کند نسبت هوا به سوخت است که مقدار استوکیومتری آن برابر ۱۷ به ۱ می باشد [15]. این عدد برای حالت بنزین سوز ۱۴.۶ به ۱ بوده است.

۳-۱. پدیده جریان برگشتی^۱

هنگامی که خودروی بنزین سوز تبدیل به گاز سوز می شود، یکی از اولین پدیده هایی که باعث کم شدن دور موتور خودرو می شود جریان برگشتی نام دارد [16]. مجرای پشتی سوپاپ ورود هوا و سوخت، برای اینکه گاز بتواند وارد سیلندر شود، سوراخ می شود و انژکتور گاز به آن متصل می گردد. وقتی گاز به داخل سیستم تزریق می شود بخشی از آن ممکن است به صورت بازگشتی به سمت محفظه مانیفولد هوا برگردد و به جای اینکه وارد سیلندر شود در محفظه بیرونی با هوا ترکیب گردد. بدیهی است که هر چه فاصله سوراخ تا دهانه ورودی سیلندر بیشتر باشد این اثر به شکل واضح تری در خودرو باعث افت شتاب و گشتاور می شود. از اثرات جانبی آن استشمام بوی گاز در محیط اطراف خودرو و تلف توان و انرژی گاز را می توان نام برد. این پدیده در هر بار ارسال گاز دو اثر از خود باقی می گذارد یکی کم شدن میزان جرم ارسالی به داخل همان سیلندر است و دیگری وجود مقدار گاز مخلوط شده با هوا که در هنگامی که هوا می خواهد به سمت سیلندر حرکت کند از اثرات ناشی از پدیده جریان برگشتی در تزریق های قبلی مقداری گاز درون هوا وجود دارد. برای یک خودرو که به صورت تک سیلندر مدل شده باشد محاسبات مربوط به این پدیده به شکل زیر است:

$$m_{bf,k} = m_{Gec,k} \times \alpha_k \times \beta_k \quad (6)$$

$$m_{ol,k} = m_{Ginj,k} \times \zeta_k$$

$$m_{Gec,k} = m_{bf,k-1} + m_{ol,k-1} + m_{Ginj,k} \times (1 - \zeta_k)$$

^۱ Backflow

۴-۲. حرکت در حالت استارت سرد

در شرایط استارت سرد، خودرو نیاز به کار کردن با سوخت بالاتر دارد و پارامترهای دریافتی از سنسورهای آلاینده‌گی به علت اینکه دمای کاری سنسورها هنوز به مقدار مناسب نرسیده است قابل استناد نمی باشند و در این حالت وزن های سنسورهای آلاینده‌گی کمترین اهمیت را دارند و بعد از آن ها وزن مصرف سوخت و بعد فقط وزن بازده نسبت به بقیه از اهمیت بالاتری برخوردار هستند (جدول ۲).

جدول ۲: وزنهای تابع هزینه در حالت استارت سرد

Parameter	Weight
Efficiency	0.6
NO _x	0.02
CO	0.02
HC	0.02
Fuel	0.2

۴-۳. حرکت در حالت شتاب دار

در هنگامی که خودرو نیاز به شتاب بالایی دارد مثلا در مواقع سبقت گیری یا در مواردی که نیاز است از یک دور موتور پایین به دور موتور بالاتری برسد نیاز است که از وزن های زیر استفاده کند در این حالت بیشترین وزن به مصرف سوخت اختصاص می یابد (جدول ۳).

جدول ۳: وزنهای تابع هزینه در حالت شتاب دار

Parameter	Weight
Efficiency	0.1
NO _x	0.5
CO	0.02
HC	0.02
Fuel	1

۵. حداقل کردن تابع هزینه

در این مرحله با استفاده از پیاده سازی بخش های بالا در نرم افزار Matlab, Simulink و استفاده از امکانات برنامه نویسی آن در هر دور موتوری تابع هزینه را حداقل کرده و جداول مقادیر آوانس جرقه زنی بهینه و نسبت هوا به سوخت بهینه را بدست می آوریم.

۵-۱. حرکت در حالت پایه نرمال

جدول مقادیر بهینه استخراج شده در زیر قرار دارد. در جدول زیر در صورتی که اجازه داده شود ECU از مقدار استوکیومتری عبور کند، مقادیر بهینه آوانس جرقه و نسبت هوا به سوخت برای گاز CNG به صورت زیر می باشد (جدول ۴).

پارامتر \overline{HC} به عنوان میزان آلاینده‌گی هیدروکربن های نسوخته نرمالیزه می باشد، پارامتر $\overline{NO_x}$ به عنوان اکسیدهای نیتروژن مضر به صورت نرمالیزه می باشد و \overline{Fuel} به عنوان پارامتر مصرف سوخت البته به صورت نرمالیزه می باشد.

برای حالت های مختلف حرکت، وزن های مناسبی برای این تابع هزینه اختیار می گردد. به وسیله الگوریتم حداقل یابی هر یک از این توابع در حداقل مقدار خود بدست آمده اند و فقط وظیفه این ECU اجرای هر یک از این جداول در سناریوهای متناظر می باشد، که این کار نیز به وسیله کنترل کننده فازی پیاده سازی می شود. خروجی جداول پارامترهای آوانس جرقه بهینه و نسبت هوا به سوخت بهینه هستند.

۴-۱. حرکت در حالت پایه نرمال

وزن های قرار داده شده در جدول زیر باعث می شوند که خودرو با بازده مناسب و مصرف سوخت کم و در عین حال با آلاینده‌گی های استارت سرد از وزن های دیگر استفاده می کند (جدول ۱) [5]. در تعیین وزن های به کار رفته در این مقاله با نگاه به مرجع [5] و اینکه پارامتر دیگری به نام میزان آهنگ مصرف سوخت نیز به آن اضافه گردیده است وزن ها به صورت جداول زیر انتخاب شده است. تعیین دقیق این وزن ها یا تعیین بازه برای آنها می تواند توسط سازمان استاندارد برای خودروسازان تعیین گردد؛ البته در صورتی که این بازه ها تعیین شود برای ترکیب این اطلاعات می توان از روشهای مختلف ترکیب اطلاعات^۱ [22-23] برای پردازش و محاسبات داخل ECU استفاده کرد. یکی از بهترین روش های ترکیب اطلاعات برای امور مربوط به کنترل آلاینده‌گی ها و نیز شتاب و کنترل مصرف سوخت خودرو استفاده از روش میانگین گیری مرتب وزندار^۲ [24] می باشد. از آنجاییکه ماهیت معادلات شیمیایی و فیزیکی است، توسط کارشناسان می توان توابعی که برای تعیین وزن مورد استفاده قرار می گیرد، مشخص شده و در نهایت وزن های مناسب استخراج گردد.

جدول ۱: وزنهای پارامترهای دخیل در تابع هزینه در حالت نرمال

وزن	پارامترهای تابع هزینه
0.7	کارایی
0.1	NO _x
0.1	CO
0.2	HC
1	Fuel

¹ Data Fusion

² ordinary weighting averaging: OWA

جدول ۴: مقادیر بهینه استخراج شده در حالت نرمال

دور موتور	آوانس جرجه	AF	دور موتور	آوانس جرجه	AF
۱۰۰۰	۱۲	۱۸	۳۶۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۱۰۰	۱۲	۱۸.۵	۳۷۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۲۰۰	۱۳	۱۷.۵	۳۸۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۳۰۰	۱۵	۱۷.۵	۳۹۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۴۰۰	۱۵	۱۷.۵	۴۰۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۵۰۰	۱۵	۱۷.۵	۴۱۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۶۰۰	۱۴	۱۶.۵	۴۲۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۷۰۰	۱۵	۱۶.۵	۴۳۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۸۰۰	۱۵	۱۶.۵	۴۴۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۹۰۰	۱۵	۱۷	۴۵۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۰۰۰	۱۵	۱۷	۴۶۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۱۰۰	۱۵	۱۷.۵	۴۷۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۲۰۰	۱۵	۱۷.۵	۴۸۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۳۰۰	۱۵	۱۶.۵	۴۹۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۴۰۰	۱۵	۱۷	۵۰۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۵۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۱۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۶۰۰	۱۵	۱۷.۵	۵۲۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۷۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۳۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۸۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۴۰۰	۱۵	۱۷
۲۹۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۵۰۰	۱۵	۱۶.۵
۳۰۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۶۰۰	۱۵	۱۷
۳۱۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۷۰۰	۱۵	۱۷
۳۲۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۸۰۰	۱۵	۱۷
۳۳۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۹۰۰	۱۵	۱۷
۳۴۰۰	۱۵	۱۶.۵	۶۰۰۰	۱۵	۱۷
۳۵۰۰	۱۵	۱۶.۵			

در ادامه شبیه سازی بر اساس طراحی یک کنترل کننده فازی مناسب جهت تعیین این که در چه موقعیت حرکتی قرار داریم تا از جداول بهینه آن بخش برای کنترل خودرو استفاده کنیم انجام می شود.

جدول ۵: مقادیر بهینه استخراج شده در حالت استارت سرد

دور موتور	آوانس جرجه	AF	دور موتور	آوانس جرجه	AF
۱۰۰۰	۱۵	۱۷.۵	۳۶۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۱۰۰	۱۱	۱۷.۵	۳۷۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۲۰۰	۱۴	۱۸	۳۸۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۳۰۰	۱۲	۱۸	۳۹۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۴۰۰	۱۵	۱۶.۵	۴۰۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۵۰۰	۱۵	۱۶.۵	۴۱۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۶۰۰	۱۵	۱۶.۵	۴۲۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۷۰۰	۱۵	۱۶.۵	۴۳۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۸۰۰	۱۵	۱۶.۵	۴۴۰۰	۱۵	۱۶.۵
۱۹۰۰	۱۵	۱۶.۵	۴۵۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۰۰۰	۱۵	۱۶.۵	۴۶۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۱۰۰	۱۵	۱۶.۵	۴۷۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۲۰۰	۱۵	۱۶.۵	۴۸۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۳۰۰	۱۵	۱۶.۵	۴۹۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۴۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۰۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۵۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۱۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۶۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۲۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۷۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۳۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۸۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۴۰۰	۱۵	۱۶.۵
۲۹۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۵۰۰	۱۵	۱۶.۵
۳۰۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۶۰۰	۱۵	۱۶.۵
۳۱۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۷۰۰	۱۵	۱۶.۵
۳۲۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۸۰۰	۱۵	۱۶.۵
۳۳۰۰	۱۵	۱۶.۵	۵۹۰۰	۱۵	۱۶.۵
۳۴۰۰	۱۵	۱۶.۵	۶۰۰۰	۱۵	۱۶.۵
۳۵۰۰	۱۵	۱۶.۵			

۶. کنترل کننده فازی

در بخش کنترل کننده فازی از دو ورودی استفاده می کنیم. اول TPS که میزان دریچه ورود هوا به خودرو را نشان می دهد و دوم مشتق آن در واحد زمان است که DTPS نام دارد. هنگامی که راننده خودرو پدال گاز را فشار می دهد دریچه ورودی را باز و بسته می کند ولی در مواردی که سریعاً افزایش شتاب مورد نیاز باشد این کار نیز در داخل ECU مشخص شده و وظیفه ECU است [18] که برنامه پاشش سوخت و آوانس جرجه را به صورت مناسب انتخاب و اجرا نماید. خروجی تعریف شده در این کنترل کننده فازی، بیانگر این است که راننده در چه روال حرکتی قرار دارد (شکل ۵). منظور تشخیص حالت هایی است که نیاز به استفاده از روال در خواست شتاب گیری می باشد. (مثلاً در حالتی ممکن است راننده پدال گاز را ۵ درجه تغییر دهد ولی

۵-۲. حرکت در حالت استارت سرد

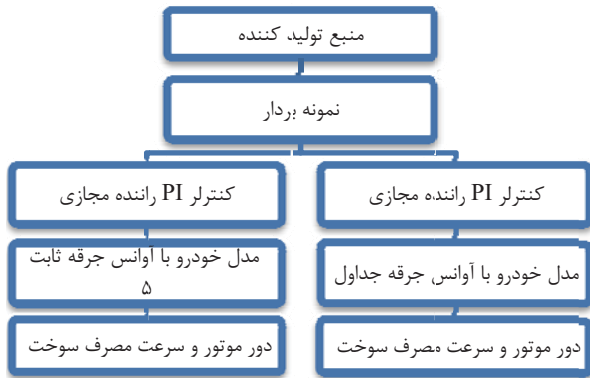
جدول مقادیر بهینه استخراج شده در زیر قرار دارد. در جدول زیر در صورتی که اجازه داده شود ECU از مقدار استوکیومتری عبور کند، مقادیر بهینه آوانس جرجه و نسبت هوا به سوخت برای گاز CNG به صورت زیر می باشد (جدول ۵).

۵-۳. حرکت در حالت شتاب دار

جدول مقادیر بهینه استخراج شده در زیر قرار دارد. در جدول زیر در صورتی که اجازه داده شود ECU از مقدار استوکیومتری عبور کند، مقادیر بهینه آوانس جرجه و نسبت هوا به سوخت برای گاز CNG به صورت زیر می باشد (جدول ۶).

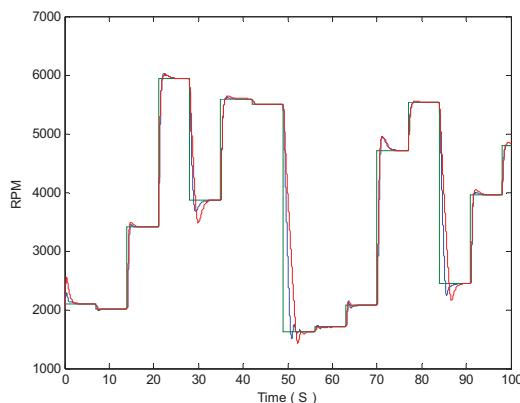
دلایل اختلاف بین نتایج استخراج شده از جداول نرمال و استارت سرد و حالت شتاب دار به دو بخش عمده بر می گردد؛ یکی اختلاف وزن ها در تابع هزینه است (که آن به دلیل شرایطی است که کارشناسان آلایندگی باید مقادیر آن وزن ها را تعیین کنند) دوم معادلات غیر خطی بکار رفته در خودرو می باشد.

دیگر مقایسه گردیده است. در اینجا مقایسه بین حالتی که یک خودرو از آوانس جرقه ثابتی (۵ درجه) استفاده کرده با خودروی دیگری که از جداول استخراج شده برای استارت سرد غنی شده استفاده کرده انجام شده است (شکل ۶).



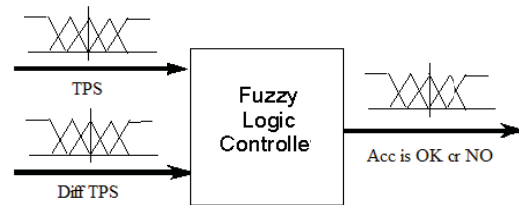
شکل ۶: نمودار تست

در شکل بالا یک منبع تولید کننده تصادفی موج و بعد از آن یک نمونه بردار با دوره تناوب نمونه برداری ۷ ثانیه که در هر بار نمونه گیری دور موتور تصادفی ای را از خودرو می خواهد قرار داده شده است. بعد از آن یک کنترل کننده PI که با مقایسه دور موتور فعلی خودرو و دور موتور درخواستی، دریچه ورود هوا (پدال گاز) را به گونه ای تغییر می دهد تا در کمترین زمان ممکن خودرو به آن دور برسد. در حالتی که دور موتورها را با هم مقایسه می کنیم مشخص است که تفاوت چندانی با هم نداشته و تقریباً در یک زمان و با شرایط یکسان به دور موتور مورد نظر همگرا می شوند (شکل ۷).



شکل ۷: مقایسه دور موتورها در حالت آوانس ثابت و استارت سرد

در شرایطی دیگر ممکن است ۲۰ درجه فشار وارد کند، در حالت دوم راننده تمایل به افزایش سرعت در زمان کمتری دارد. این مسئله ای است که با استفاده از یک کنترل کننده فازی می توان آن را سریعاً تشخیص داده و خودرو را در کمترین زمان وارد روال تولید شتاب بالا کرد.



شکل ۵: کنترل کننده فازی

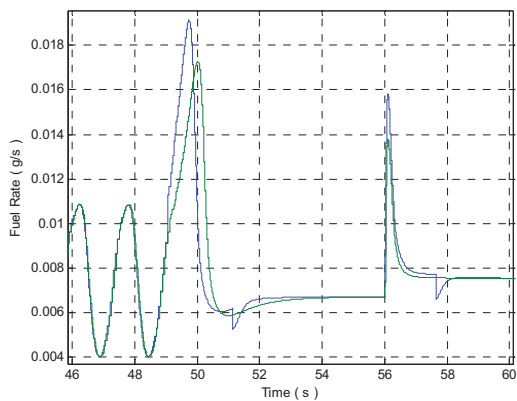
جدول ۶: مقادیر بهینه استخراج شده در حالت شتاب دار

دور موتور	آوانس جرقه	AF	دور موتور	آوانس جرقه	AF
۱۰۰۰	۱	۱۸.۵	۳۶۰۰	۹	۱۸.۵
۱۱۰۰	۱	۱۸.۵	۳۷۰۰	۹	۱۸.۵
۱۲۰۰	۱۰	۱۶.۵	۳۸۰۰	۱۴	۱۸.۵
۱۳۰۰	۱۵	۱۷	۳۹۰۰	۱۴	۱۸.۵
۱۴۰۰	۱۲	۱۷	۴۰۰۰	۱۳	۱۸.۵
۱۵۰۰	۱۵	۱۷.۵	۴۱۰۰	۱۳	۱۸.۵
۱۶۰۰	۱۱	۱۷.۵	۴۲۰۰	۱۳	۱۸.۵
۱۷۰۰	۱۳	۱۷.۵	۴۳۰۰	۱۳	۱۸.۵
۱۸۰۰	۱۳	۱۸	۴۴۰۰	۱۳	۱۸.۵
۱۹۰۰	۱۲	۱۸.۵	۴۵۰۰	۱۳	۱۸.۵
۲۰۰۰	۶	۱۸.۵	۴۶۰۰	۱۳	۱۸.۵
۲۱۰۰	۳	۱۸.۵	۴۷۰۰	۱۴	۱۸.۵
۲۲۰۰	۳	۱۸.۵	۴۸۰۰	۱۴	۱۸.۵
۲۳۰۰	۶	۱۸.۵	۴۹۰۰	۱۴	۱۸.۵
۲۴۰۰	۱	۱۸.۵	۵۰۰۰	۱۴	۱۸.۵
۲۵۰۰	۱	۱۸.۵	۵۱۰۰	۱۵	۱۸.۵
۲۶۰۰	۶	۱۸.۵	۵۲۰۰	۱۵	۱۸.۵
۲۷۰۰	۱	۱۸.۵	۵۳۰۰	۱۲	۱۸.۵
۲۸۰۰	۱	۱۸.۵	۵۴۰۰	۱۲	۱۸.۵
۲۹۰۰	۹	۱۸.۵	۵۵۰۰	۱۲	۱۸.۵
۳۰۰۰	۷	۱۸.۵	۵۶۰۰	۱۰	۱۸.۵
۳۱۰۰	۱۳	۱۸.۵	۵۷۰۰	۱۳	۱۸.۵
۳۲۰۰	۱۱	۱۸.۵	۵۸۰۰	۱۳	۱۸.۵
۳۳۰۰	۱۱	۱۸.۵	۵۹۰۰	۱۱	۱۸.۵
۳۴۰۰	۱۰	۱۸.۵	۶۰۰۰	۱۴	۱۸.۵
۳۵۰۰	۱۰	۱۸.۵			

۷. نتایج

نتایج تست برای یک الگوی حرکتی خاص در حالت ۱۰۰ ثانیه آغازی حرکت (استارت سرد) مشخص شده و نتایج آن با حالت های

حالت شتاب گیری ارائه شده است. همین الگوی حرکتی مصرف سوخت را نیز به صورت زیر داریم (شکل ۱۰).



شکل ۱۰: مقایسه سرعت مصرف سوختها در حالت نرمال و شتاب دار

ملاحظه می شود که در لحظات شتاب گیری نمودار آبی رنگ که مربوط به حالت شتاب دار می باشد سرعت مصرف سوخت بالاتری را ایجاد کرده است و این امری طبیعی است که اگر افزایش شتاب بیشتری بخواهیم افزایش مصرف سوخت بالاتری را نیز باید هزینه کنیم.

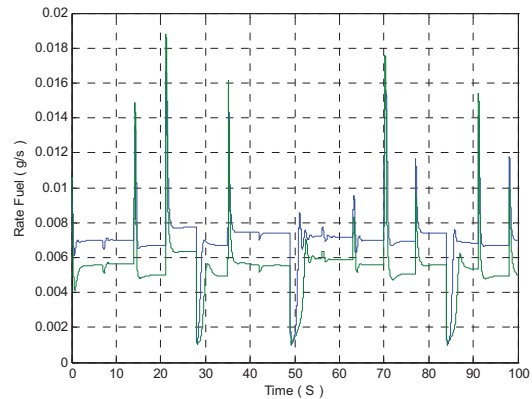
۸. نتیجه گیری

با استفاده از تابع هزینه ای شامل پنج فاکتور کارایی، HC ، NO_x ، CO و سوخت و نیز توابع وزنی متناسب با اهمیت و ارزش هر کدام پارامترهای آوانس جرعه زنی بهینه و نیز نسبت هوا به سوخت بهینه بدست آمد. با مقادیر فوق خودرو قابلیت شتاب بالا را ضمن کاهش آلایندگی و مصرف بهینه سوخت را خواهد داشت.

مراجع

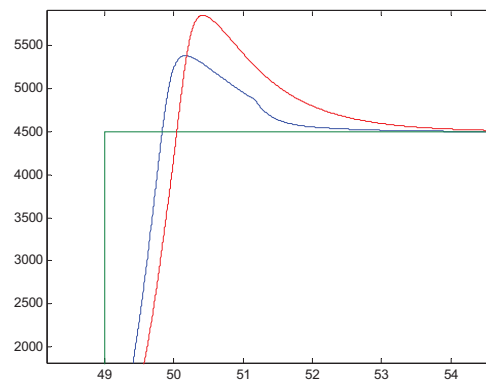
- [1] Oberg S. "Identification and Improvements of an Automotive Diesel Engine Model purposed for Model Based Diagnosis" Master's thesis performed in Vehicular Systems, Dept. of Electrical Engineering, Linköping Universitet, 7th December 2001.
- [2] Jerhammar A., Høckerdal E. "Gas flow observer for a Scania Diesel Engine with VGT and EGR" Master's thesis performed in Vehicular Systems, Dept. of Electrical Engineering, Linköping Universitet, February 10, 2006, Page 30
- [3] Thomas Shaw II B. "Modeling and Control of Automotive Cold Start Hydrocarbon Emissions" PhD thesis, Engineering-Mechanical Engineering, University of California, Berkeley, 2002, Page 4, 5, 16, 28, 58, 78.
- [4] Dase C., Sullivan Falcon J., Maccleery B. "Motorcycle Control Prototyping Using an FPGA-

ولی در مورد پدیده مصرف سوخت ملاحظه می شود که سرعت مصرف سوخت نسبت به حالت آوانس ثابت کاملاً کاهش پیدا کرده است (شکل ۸).



شکل ۸: مقایسه سرعت مصرف سوختها در حالت آوانس ثابت و استارت سرد

حال شرایطی را که یک خودرو از کنترل کننده فازی طراحی شده استفاده کرده و به کمک آن زمان اجرای مرحله شتاب گیری را تشخیص داده و فرمان لازم (افزایش سوخت و استفاده از جدول بهینه آوانس جرعه) را صادر کرده است، با خودرویی که از همان آغاز تا پایان از جدول حالت نرمال استفاده می کند مقایسه می کنیم. در زیر، در ابتدا به بررسی تفاوت دور موتور و شتاب بالاتری که در این حالت اتفاق افتاده توجه کنید (شکل ۹).



شکل ۹: مقایسه دور موتورها در حالت نرمال و شتاب دار

نمودار آبی مربوط به استفاده از حالت شتاب گیری است. ملاحظه می شود که در این حالت دور موتور ۰/۲ ثانیه سریع تر به مقدار نهایی نزدیک شده است و مسئله قابل توجه این است که می شود این زمان را بهتر کرد ولی نیاز به تغییر در وزن های تابع هزینه ای دارد که برای

- [15] Mardani B.A.S. "Development Of Intake System For Improvement Of Performance Of Compressed Natural Gas Spark Ignition Engine" Doctor of Philosophy of Engineering (Mechanical), Faculty of Mechanical Engineering, University Technology Malaysia, 21 October 2004, Page 14, 60, 241.
- [16] Dyntar D, Onder C, Guzzella L. "Modeling and Control of CNG Engines" Swiss Federal. Institute of Technology (ETH), Zurich. 14. August 2001.
- [17] IFCO Co. Available at: <http://www.ifco.ir>. Accessed June 30, 2009.
- [18] Schwarz H, [et al]. Alder U, [et al]. "Automotive electric/electronic systems" 2nd ed. Stuttgart: Robert Bosch; 1995. p. 5-185.
- [19] Nylund N, Laurikko J, Ikonen M. "Pathways For Natural Gas Into Advanced Vehicles" for NGV2000 Conference. IANGV Technical Committee, 30.8.2002 page 131, 81, 46
- [20] Kristoffersson I. "Model Predictive Control of a Turbocharged Engine", Master Thesis, KTH, Kungliga Tekniska Högskola, Stockholm, April 28, 2006
- [21] Weber M., Isermann R. "Rapid Prototyping of Model Based Control Algorithms for Diesel-Engines with Turbocharger", Darmstadt University of Technology, Institute of Automatic Control Warsaw, Poland, August 2004
- [22] M. Kazemian, B. Moshiri, A.H. Keyhanipour, M. Jamali, C. Lucas, "Sensor/Data Fusion Design Pattern and Implementation as a Toolbox in Matlab/Simulink (SDFTool)"
- [23] B. Moshiri, A. Eydgahi, M. Najafi, R. Hosein Nezhad, "Multi-Sensor Data Fusion used in Intelligent Autonomous Navigation"
- [24] بادکو م.ر.، مشیری ب.، نجار اعرابی ب.، "بکارگیری روش میانگین گیری مرتب وزندار در ترکیب داده های (OWA) ربات مین یاب" مجله کنترل جلد ۳، شماره ۱، بهار ۱۳۸۸، صفحه ۲۹-۳۶.
- Based Embedded Control System" *IEEE Control Systems Magazine*, 2006, Page 17-21.
- [5] Rajagopalan A., Washington G., Rizzoni G., Guezennec Y. "Development of Fuzzy Logic and Neural Network Control and Advanced Emissions Modeling for Parallel Hybrid Vehicles" for Center Automotive Research Intelligent Structures and Systems Laboratory The Ohio State University, Columbus, Ohio, December 2003
- [6] غضنفری راد س. "طراحی و ساخت میکروکنترلی سیستم جرقه زنی هایپرید با هدف کاهش آلاینده‌گی و مصرف سوخت" پایان نامه کارشناسی ارشد گروه کنترل دانشکده خواجه نصیر الدین طوسی گروه برق شهریور ۸۳
- [7] AEB Co. 2009. Available at: <http://www.AEB.it>. Accessed June 30, 2008.
- [8] Landi Renzo Co. 2009. Available at: <http://www.landi.it>. Accessed June 30, 2009.
- [9] Longas Co. 2008. Available at: <http://www.longasitali.it>. Accessed June 30, 2009.
- [10] Tommaseto Co. 1999. Available at: <http://www.tommaseto.com>. Accessed 2009
- [11] P.R. Crossley and J.A. Cook, IEEE International Conference 'Control 91', Conference Publication 332, vol. 2, pp. 921-925, 25-28 March, 1991, Edinburgh, U.K.
- [12] J.M Kang and J.W. Grizzle, "Nonlinear Control for Joint Air and Fuel Management in a SI Engine" Proceedings of the American Control Conference, San Diego, California June 1999
- [13] J. B. Heywood. "Internal Combustion Engine". McGraw-Hill. 1988.
- [14] Joseph J. Scillieri James S. Freudenberg J. W. Grizzle "From Stoichiometry to Ultra Lean Burn in a Direct Injection Spark Ignition Engine Model" Proceedings of the American Control Conference Anchorage, AK May 8-10, 2002.