

طراحی الگوریتم فازی تعویض نسبت دنده با هدف کاهش مصرف سوخت برای خودرو دارای گیربکس پیوسته

بهروز مشهدی^۱، امین آقایی ابدلانی^۲

تهران - نارمک - میدان الغدیر، دانشگاه علم و صنعت ایران، دانشکده مهندسی خودرو
b_mashhadi@iust.ac.ir

چکیده

یکی از روشهای نوین برای کاهش مصرف سوخت بهینه سازی عملکرد سیستم انتقال قدرت و یکی از راه های این بهبود می تواند به صورت نرم افزاری همانند بهینه کردن تعویض دنده عملی گردد. در این مقاله یک استراتژی برای کنترل فازی تعیین نسبت دنده گیربکس پیوسته (CVT) به جهت کاهش مصرف سوخت خودرو طراحی شده است. تابع هدف در اینجا، منحنی مصرف سوخت بهینه در صفحه دور- گشتاور موتور احتراق داخلی است و با کنترل نسبت دنده سعی شده است که با تغییر شرایط کار خودرو، موتور همواره نزدیک به این منحنی حرکت کند. برای تعیین میزان اثر بخشی این استراتژی کنترلی و مقایسه مصرف سوخت از سیکل های رانندگی استاندارد در محیط نرم افزار *Advisor* استفاده شده است و نتایج بدست آمده با اطلاعات موجود مقایسه و نتایج مطلوبی ملاحظه شده است.

کلمات کلیدی: مصرف سوخت، گیربکس پیوسته، CVT، الگوریتم کنترل فازی

مقدمه

در سالهای اخیر کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌گی مورد توجه جدی تری قرار گرفته است. آثار تخریبی ناشی از سوختن هیدرو کربونها بر محیط زیست از یک طرف و کاهش و گرانی سوخته‌های فسیلی و اثر آن بر اقتصاد جامعه از طرف دیگر، موجب سختگیرانه شدن قوانین دولتها در این زمینه شده است. راهکارهای مختلفی برای کاهش مصرف سوخت خودروها شناخته شده هستند. روش مستقیم کاهش بار خارجی، مثلا کم کردن وزن یا کاهش نیروی مقاوم خودرو، از راه های اولیه ای است که طی سالیان سال مد نظر قرار گرفته است. روش دوم افزایش کارایی سیستم محرکه از جمله سیستم انتقال قدرت شامل موتور و گیربکس می باشد که به عنوان یک روش موثر دنبال شده است. راهکار سوم بکارگیری مناسب سیستم انتقال قدرت به گونه ای است که موتور احتراق داخلی همواره در بهترین حالت کارایی عمل کند. تاثیر هر کدام از روشهای مذکور در کاهش مصرف سوخت متفاوت است. اما روش سوم که بر پایه روشهای نرم افزاری است، حداکثر چند درصد کاهش مصرف را در پی خواهد داشت. هر چند همین مقدار نیز در حجم وسیع مصرف سوخت مقدار عمده ای به حساب می آید.

بر خلاف سیستم انتقال قدرت اتوماتیک که تعویض دنده بین چند حالت صورت می گیرد، در سیستم انتقال قدرت با قابلیت تغییر پیوسته، جعبه دنده‌ای دارای تعداد مشخص نسبت دنده نیست و نسبت مناسب بایستی از بین طیف پیوسته ای از نسبتها انتخاب

1- استادیار - مهندسی خودرو

2- کارشناس ارشد - مهندسی خودرو

گردد. این شرایط کار ویژگیهای مثبت و منفی را در پی دارد. امکان انتخاب هر نسبت دنده دلخواه موجب می شود که موتور احتراق داخلی از نظر نقطه کارکرد کاملاً تحت کنترل قرار گیرد. اما گذشته از پیچیدگی های تکنولوژیک، کاربرد چنین سیستمی نیاز به بکار گیری سیستمهای کنترل پیشرفته خواهد داشت که در مجموع باعث گرانی محصول خواهد شد.

تاکشی تاکیاما [1] و همکارش برای دستیابی به اقتصاد مصرف سوخت بهتر از کنترل همزمان دریچه گاز و نسبت دنده بهره بردند. نتایج دینامیکی بدست آمده از این مدل با یک مدل آزمایشگاهی مقایسه شده تا صحت نتایج مورد تایید قرار گیرد. کنترلر بکار گرفته شده از نوع LQI می باشد و زنجیره انتقال قدرت با یک سیستم دو ورودی، دو خروجی مدل شده که سرعت مورد نظر را ارضا کند و مصرف سوخت بهتری نتیجه بدهد. از طریق بهینه سازی ضرایب وزنی کنترلر نتایج خوبی بدست آمده است.

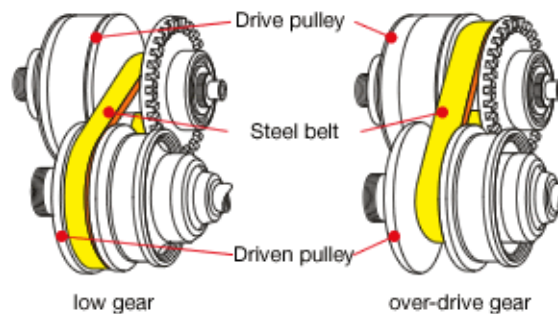
تاکش تاکیاما [2] در مقاله دیگری با بکار بردن مدل قبلی و از بین بردن ارتباط معادلات مشخصه، حالت پیچیده بین ورودی و خروجی کنترلر را از بین برده و توانسته دریچه گاز و نسبت دنده را به صورت مستقل کنترل کند. اگر موتور با نسبت صحیح سوخت - هوا کار کند برای اقتصاد سوخت موثر است بنابراین این ترکیب کنترل نسبت سوخت - هوا به همراه کنترل همزمان نسبت دنده و دریچه گاز تبدیل به شیوه مناسبی برای کنترل سیستم انتقال قدرت خودرو گردیده است.

Qin و همکارانش [3] از یک کنترل فازی تطبیقی برای کنترل نسبت دنده گیربکس پیوسته استفاده کرده و با استفاده از الگوریتم کنترلی تورک جبرانی توانستند مصرف سوخت را نسبت به الگوریتمی که از این روش استفاده نکرده بود کاهش دهند.

$Pfiffner$ و همکارش [4] از یک مدل دینامیک طولی برای خودرو دارای گیربکس پیوسته و یک روش کنترل بهینه برای کنترل نسبت دنده در گیربکس استفاده کرده و توانستند الگوریتم کنترلی پوشش سرعت را با موفقیت پیاده سازی کنند. روش آنها قادر است چند نوع الگوریتم کنترلی را پیاده سازی کند.

1- تکنولوژی گیربکس پیوسته و تاثیر آن روی کاهش مصرف سوخت

یک گیربکس پیوسته مکانیزمی است که قادر است نسبتهای مختلفی را بین خروجی و ورودی ایجاد نماید بدون اینکه انقطاعی در روند انتقال قدرت بوجود آید. یکی از انواع رایج این جعبه دنده ها بر اساس سیستم تسمه-پولی کار می کند. باز و بسته شدن همزمان پولیهای دو طرف امکان بینهایت تغییر بین بالاترین و پایین ترین نسبت دنده را بدون گسستگی فراهم می نماید. نمای این گیربکس در شکل زیر دیده می شود.

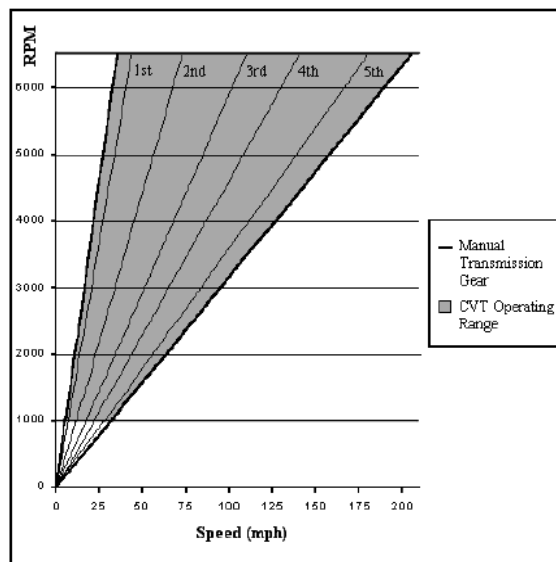


شکل 1- گیربکس پیوسته تسمه ای [5]

گیربکس پیوسته تنها گیربکسی است که می تواند منحنی مصرف سوخت بهینه موتور را به صورت کامل تعقیب کند و این بزرگترین مزیت آن می باشد. نحوه تاثیر عملکرد گیربکس پیوسته روی موتور احتراق داخلی و تفاوت آن با گیربکس دستی در شکل 2 دیده می شود. این شکل نشان می دهد که گیربکس دستی در شرایط حرکت روی جاده افقی در هر دنده فقط می تواند

روی خطوط رسم شده حرکت کند لذا مسیر مشخصی را روی مپ موتور طی می کند در حالیکه گیربکس پیوسته به این دلیل که قادر است هر نسبتی را بین ورودی و خروجی ایجاد کند می تواند نقطه عملکردی موتور را به هر نقطه ای منتقل کند و همانگونه که در شکل دیده می شود بر خلاف گیربکس دستی به جای خطوط عملکردی دارای یک ناحیه عملکردی است. در این شکل خط افقی سرعت خودرو و خط عمودی دور موتور را نشان می دهد. برای خودرو دارای گیربکس دستی در هر سرعت خاص دور موتور دارای مقادیر مشخصی است که با دانستن اینکه در کدام دنده در حال حرکت است تعیین می شود ولی در گیربکس پیوسته برای هر سرعت خودرو دور موتور به جای تعداد نقاط مشخص در محدوده مشخصی کار می کند که نسبت بالا و پایین این محدوده توسط نسبت بالا و پایین گیربکس پیوسته مشخص می شود.

گیربکسهای دستی به دلیل محدودیت عملکردی و یا بی تجربگی راننده در تعویض دنده ممکن است در برخی شرایط خودرو را در شرایط نامطلوب موتور به حرکت در آورند در حالیکه در گیربکسهای پیوسته با استفاده از یک کنترلر می توان عملکرد موتور را همواره در حالت بهینه قرار داد.



شکل 2- تفاوت عملکرد گیربکس CVT و دستی در مپ موتور [5]

2-مدلسازی موتور احتراق داخلی

برای شبیه سازی عملکرد سیستم کنترل در پاسخ به خواسته های مختلف راننده و اثر آن بر کاهش مصرف سوخت لازم است مدل جامعی از خودرو ایجاد شود. کامل بودن مدل غالباً می تواند دقت های آن را بالا برده و نتایج قابل اطمینان تری داشته باشد. برای این منظور در اینجا یک مدل شامل تک تک اجزاء زنجیره انتقال قدرت یک خودروی سواری دارای گیربکس پیوسته در نظر گرفته شده است.

نحوه عملکرد مدل به این صورت است که دور موتور و ورودی پدال از طرف راننده وارد مدل موتور می شود و تورک محاسبه می گردد. بخش سیستم انتقال قدرت با توجه به نسبت دنده گیربکس که مقدار آن از طرف کنترلر تعیین می شود، میزان تورک مصرفی ناشی از اینرسی اجزاء دوار گیربکس و دیفرانسیل و تورک اصطکاکی سایشی و تورک موثر خروجی از دیفرانسیل را محاسبه می نماید. این تورک وارد بخش دینامیک طولی خودرو می شود و از معادلات، سرعت زاویه ای چرخها، سرعت و شتاب خودرو

محاسبه می شود. معادلات سینماتیکی حاکم بر زنجیره انتقال قدرت، دور موتور را تعیین می کند که آخرین حلقه از معادلات مجموعه است.

موتور احتراق داخلی استفاده شده یک موتور متداول است که دارای معادله دیفرانسیل زیر است:

$$\frac{d}{dt} Lp_{act} = \frac{1}{\tau_1} (Lp(t) - Lp_{act}(t)) \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} T_e(t) = \frac{1}{\tau_2} (fT_e(Lp_{act}(t), \eta_e(t)) - T_e(t)) \quad (2)$$

در معادله دیفرانسیل اول، Lp_{act} ، میزان باز بودن دریچه گاز و Lp زاویه پدال گاز است. این معادله نشان دهنده عدم ارتباط مکانیکی بین زاویه پدال گاز و دریچه گاز است. τ_1 ، میزان تاخیر زمانی بین پدال گاز و دریچه گاز را نشان می دهد. [6] معادله دیفرانسیل دوم، میزان تاخیر موتور نسبت به دریچه گاز است و در واقع ضریب τ_2 میزان لختی موتور را نسبت به دریچه گاز نشان می دهد. در این معادله fT_e منحنی تورک موتور بر حسب دور موتور و زاویه پدال گاز در حالت استاتیکی است که از داده های آزمایشگاهی بدست می آید.

3- مدل سازی کلی سیستم

زنجیره انتقال قدرت شامل مجموعه ای می شود که تورک موتور را به چرخها منتقل می کند. این مجموعه شامل کلاچ، گیربکس، دیفرانسیل و اکسل است. جریان گشتاور در سیستم انتقال قدرت به صورت زیر است:

$$T_c = T_e - I_e \cdot \alpha_e \quad (3)$$

$$T_{CVT} = n_{CVT} T_c \eta_{CVT} - n_{CVT} \alpha_{CVT} \quad (4)$$

$$T_{AXLE} = n_{ds} T_{CVT} - I_{ds} \cdot \alpha_{ds} \quad (5)$$

n_{CVT} نسبت دنده در گیربکس CVT است و n_{ds} نسبت دنده در دیفرانسیل است که به صورت زیر تعریف می شود:

$$n_{CVT} = \frac{T_{CVT}}{T_e} = \frac{\omega_e}{\omega_{CVT}} \quad (6)$$

$$n_{ds} = \frac{T_W}{T_{ds}} = \frac{\omega_{ds}}{\omega_W} \quad (7)$$

در معادلات 4 و 5، T_{CVT} گشتاور خروجی گیربکس CVT و T_{Axle} گشتاور روی اکسل و چرخ هاست. تورک انتقالی کلاچ با اختلاف دور ورودی و خروجی کلاچ و نیروی فنر کلاچ رابطه مستقیم دارد. کلاچ در اینجا به صورت باز و بسته عمل می کند به این صورت که در زمان شتابگیری وصل بوده و تورک موتور را به چرخها منتقل می کند و در زمان ترمز گیری قطع شده و تورک خروجی از موتور را به چرخها منتقل نمی کند. سایر معادلات عبارتند از (شکل 3):

$$\sum F_x - F_R = M \frac{dv}{dt} \quad (8)$$

$$F_R = F_{RR} + F_g + F_d \quad (9)$$

$$F_{RR} = mg\mu_{RR} , F_g = mg \sin(\theta) , F_d = \frac{1}{2} C_d \rho A V^2 \quad (10)$$

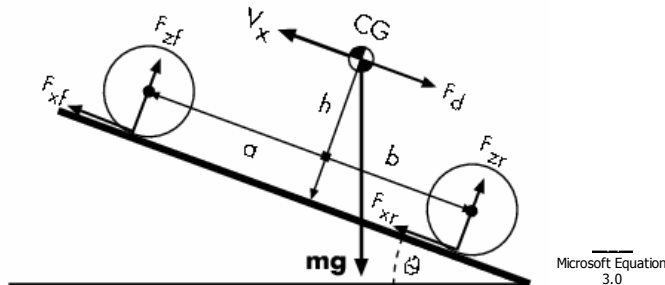
$$F_R = mg \sin(\theta) + mg\mu_{RR} + \frac{1}{2} C_d \rho A V^2 \quad (11)$$

$$\sum F_x = F_{xf} + F_{xr} \quad (12)$$

که در اینجا چون دو چرخ جلو راننده هستند معادله بالا به صورت زیر تبدیل می شود:

$$2F_{xf} - F_R = \frac{dv}{dt} \quad (13)$$

F_x نیروی طولی تابر است که تابع نیروی قائم روی چرخ و لغزش طولی تابر است و با فرمول های جادویی (*Magic Formula*) بدست می آید [7].



شکل 3- توزیع جرم روی چرخها در دینامیک طولی

دور موتور از رابطه سینماتیکی موجود در زنجیره انتقال قدرت به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\omega_e = \omega_{wh} n_{ds} n_{CVT} \quad (14)$$

این معادله سینماتیکی یکی از ورودی های بخش موتور احتراق داخلی است. ورودی دیگر (پدال گاز) از طرف راننده تعیین می شود و باعث بسته شدن حلقه مدل می شود.

محاسبه مصرف سوخت با استفاده از رابطه زیر انجام می شود:

$$FC = SFC \cdot \omega_e \cdot T_e \quad (15)$$

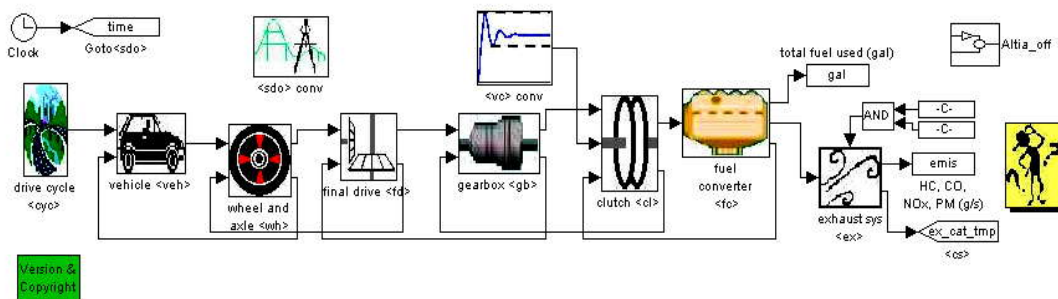
که در آن FC و SFC به ترتیب مصرف سوخت و ویژه سوخت موتور هستند. ω_e از معادلات دینامیک خودرو بدست می آید و T_e خروجی مدل موتور است.

مصرف سوخت خودرو در اینجا با وارد نمودن اطلاعات خروجی مدل موتور به نرم افزار *Advisor* محاسبه شده است. به این طریق دو مزیت ایجاد می شود: اول اینکه الگوی در نظر گرفته شده در این نرم افزار برای محاسبه مصرف سوخت جامع بوده و تمامی شرایط از جمله دمای موتور را برای محاسبه مصرف سوخت لحاظ می کند و دوم اینکه امکان مقایسه مصرف سوخت را با مدل موجود در این نرم افزار فراهم می کند.

مدل بکار رفته در نرم افزار *Advisor* بر پایه اطلاعات عملی بوده و دارای معادلات شبه استاتیکی است و از مفهوم جریان تورک در زنجیره انتقال قدرت به صورت ورودی و خروجی در بلوک های کتابخانه ای خود استفاده کرده است. مجموعه اطلاعات استفاده شده در این نرم افزار در تست های حالت پایدار (مثلا تورک ثابت یا دور ثابت) گردآوری شده است و آنها را برای تاثیر حالت گذرا همانند اینرسی چرخشی اجزاء دوار، اصلاح می کند.

مدل معرفی شده در این نرم افزار برعکس آنچه که در اینجا استفاده شده است، از معادلات شبه استاتیکی استفاده شده است. ورودی این مدل چرخه رانندگی (نمودار سرعت-زمان) بوده و خروجی آن تورک و دور موتور است. حلگر این نرم افزار به گونه ای

است که در هر ثانیه، یک مقدار سرعت از نمودار سرعت - زمان چرخه رانندگی را خوانده و وارد مدل خودرو می کند. در واقع در این مدل سرعت خودرو از داده های موجود در چرخه رانندگی بدست می آید. نمای این مدل در شکل زیر دیده می شود.



شکل 4- شماتیک مدل موجود در نرم افزار Advisor

مدل لغزش تایر وابسته به وزن روی تایر، نیروی طولی، سرعت خودرو و یک لغزش موجود در یک معادله یا مجموعه جداول به صورت زیر محاسبه می شود.

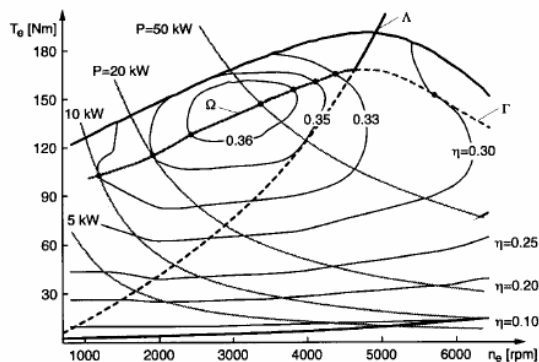
$$slip = \omega_{wh,req} \times r_{wh} / v_{req} - 1 \quad (16)$$

لغزش تایر دارای یک مقدار ماکسیمم است، بنابراین نیروی طولی را محدود می کند. این نرم افزار زمانی که لغزش طولی به مقدار ماکسیمم خود می رسد، نیرو و شتاب ماکسیمم را محاسبه می کند.

4- تابع هدف

اگرچه راندمان گیربکس های پیوسته نسبت به گیربکس های دستی متداول کمتر است ولی این نوع گیربکس ها با انتقال مداوم نقطه کاری موتور از دور های نامناسب به دور بهینه، می توانند در میزان کاهش مصرف سوخت بسیار موثر باشند. به عنوان مثال، همانگونه که در شکل 5 نشان داده شده است، موتور قادر است توان 10 کیلو وات را با راندمان بین 10 تا 33 درصد تولید کند.

تابع هدف در اینجا حرکت روی منحنی مینیم مصرف سوخت در صفحه مشخصه دور- گشتاور موتور است بنا براین کنترلر باید به گونه ای طراحی شود که با وجود هر شرایطی درجاده و هر ورودی پدال از طرف راننده نقطه عملکردی دورموتور همواره نزدیک به این منحنی باشد. در شکل 5 منحنی Ω ، منحنی مصرف سوخت بهینه در حالتی است که موتور به صورت استاتیکی کار می کند (زمانی که موتور روی خودرو نباشد) اگر شرایط و محدودیت های دینامیکی گیرکس و جاده نیز روی کارکرد موتور در نظر گرفته شود آنگاه منحنی Λ تابع هدف خواهد بود.



شکل 5- منحنی عملکرد موتور احتراق داخلی بنزینی [4]

5- طراحی الگوریتم کنترلی

از معادلات دینامیک زنجیره انتقال قدرت در حالت پایدار استفاده می شود تا محدودیت سیستم انتقال قدرت محاسبه شود. معادلات دینامیک طولی خودرو در حالت پایدار به صورت زیر هستند:

$$T_{wh} = F_x \cdot R_{wh} \quad (17)$$

$$F_x = F_R \quad (18)$$

$$T_{wh} = T_e \cdot n_{gearbox} \text{ (overall)} \quad (19)$$

$$\omega_e = \omega_{wh} \cdot n_{gearbox} \quad (20)$$

$$V = R \cdot \omega_{wh} = R_{wh} \cdot \frac{\omega_e}{n_g} \quad (21)$$

منظور از *overall* نسبت سرتاسری در سیستم انتقال قدرت است که شامل نسبت دیفرانسیل نیز می شود. از آنجا که ورودی مدل کنترلی گشتاور واقعی موتور است بنابراین بهتر است که رابطه حداقل دور موتوری که قادر است به خاطر محدودیت نسبت سیستم انتقال قدرت تورک خاصی را در موتور ایجاد کند محاسبه شود.

$$T_{e_{max}} = \frac{T_{wh}}{n_{g_{min}}}$$

$$T_e(\max) = \frac{.35 (138.8 + .4039 \times V^2)}{n_g(\min)}$$

$$= \frac{.35 (138.8 + .4039 (\frac{\omega_e}{n_g})^2)}{n_g}$$

$$n_g = 2.915$$

$$T_e = \frac{.35}{2.915} (138.8 + 6.385429 \times \omega_e^2)$$

$$(138.8 + 6.385429 \times \omega_e^2) = \frac{n_g(\min) \cdot T_e}{.35}$$

$$\omega_e = \sqrt{44744.7(T_e \cdot n_g(\min)) - 1851086.25} \quad (22)$$

رابطه بدست آمده دور موتوری را نشان می دهد که در این محدوده دور موتور، مصرف سوخت تعریف شده در رابطه 15 کمترین مقدار را داراست. برای بدست آوردن این رابطه اولاً راندمان سیستم انتقال قدرت وارد محاسبات نشده است و ثانیاً معادلات در حالت

استاتیکی محاسبه شده اند یعنی زمانی که شتاب خودرو صفر است. محدودیت اعمال شده از طرف موتور قابلیت فرموله کردن را ندارد. n_{cvt} نسبت دنده در گیربکس به صورت زیر تعریف می شود:

$$n_{cvt}(t) = \frac{\omega_{ds}(t)}{\omega_e(t)} \quad (23)$$

و نسبت دنده دارای محدودیت زیر است:

$$n_{cvt_{min}} \leq n_{cvt} \leq n_{cvt_{max}} \quad (24)$$

و برای یک گیربکس خاص موجود در نرم افزار *Advisor* مقادیر حد پایین و بالای نسبت دنده بصورت زیر هستند:

$$n_{cvt_{min}} = 2.915, \quad n_{cvt_{max}} = 14.575 \quad (25)$$

وجود پارامترهای غیر خطی در سیستم استفاده از کنترلر خطی برای این مدل را دشوار می کند و کنترلر غیر خطی غالباً غیر عملیاتی است. رویکرد استفاده شده در اینجا استفاده از کنترلر با قانون مدار (Rule based) نظیر فازی است که بدون توجه به پیچیدگیهای موجود در مدل قادر به پیاده سازی الگوریتم کنترلی است. هدف تعریف کنترلر فازی در اینجا تعیین نسبت دنده مناسب برای حرکت موتور روی منحنی مصرف سوخت بهینه در کمترین زمان ممکن برای سیستم انتقال قدرت می باشد. عملکرد تاخیری کنترلر، با توجه به آنکه شرایط جاده و خواست راننده پیوسته در حال تغییر است، باعث فاصله عملکرد موتور از منحنی بهینه و افزایش مصرف سوخت خواهد شد. ورودیهای مدل دور و تورک موتور بوده و به صورت زیر به ورودی های کنترلر $E1$ و $E2$ تبدیل می شوند:

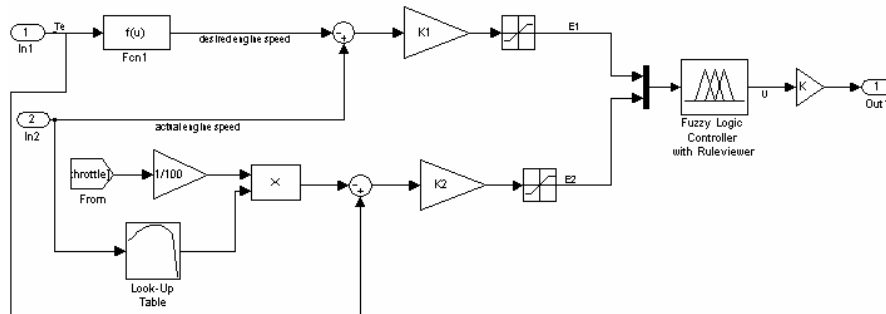
$$E1 = K_1(\omega_{e_{des}} - \omega_{e_{act}}) \quad (26)$$

$$E2 = K_2(T_{e_{act}} - (\theta/100).T_{max}) \quad (27)$$

$$\frac{d}{dt}n_{cvt} = K.u \quad (28)$$

ورودی اول کنترلر با توجه به تعریف تابع هدف و حرکت روی منحنی مصرف سوخت بهینه تعریف شده و ورودی دوم انعکاس خواست راننده و شرایط جاده در تصمیم گیری کنترلر است. ضرایب K_1 و K_2 نرمال کننده ورودی های کنترلر هستند زیرا توابع عضویت ورودی کنترلر فازی بین -1 تا $+1$ است. u خروجی کنترلر و K ضریب بزرگنمایی تاثیر کنترلر روی مدل است. نمای عمومی مدل در شکل 6 آمده است.

قوانین فازی بکار رفته بگونه ای هستند که با تغییر نسبت دنده، موتور را روی منحنی هدف تعیین شده قرار دهند حساسیت این قوانین برای دور موتورهای بالاتر از دور هدف بسیار بالاست. طراحی اولیه این قوانین بر اساس ذهنیت اپراتوری راننده صورت گرفته و سپس بوسیله آزمایش و خطا و ارزیابی کردن وضعیت های حرکتی گوناگون و با کمک رویه سه بعدی استنتاج فازی، رفع نقص و بهینه سازی گردیده است.



شکل 6- شماتیک مدل کنترلی در نرم افزار Simulink

6- اجرای مدل در چرخه رانندگی استاندارد

برای مشاهده میزان اثرگذاری الگوریتم کنترلی روی میزان مصرف سوخت به یک مرجع مناسب برای مقایسه نیاز است که در اینجا از نرم افزار *Advisor* برای این کار استفاده شده است. چرخه رانندگی *EUDC* یکی از سیکل های رانندگی است که با این مدل، با سعی و خطا در ورودی پدال، قابلیت اجرا دارد. این سیکل رانندگی برای اندازه گیری میزان آلاینده های خودروهای کوچک سبک در اروپا به کار می رود و اگر با سیکل *ECE* همراه شود برای تست دینامیکی قابل استفاده است. نتایج بدست آمده از مدل حاضر و نرم افزار *Advisor* در طی این سیکل رانندگی در شکل 7 با هم مقایسه شده اند. برای نشان دادن نحوه عملکرد متفاوت الگوریتم کنترلی، نسبت دنده گیربکس در زمان شروع برای هر دو مدل یکسان و برابر نسبت دنده ماکزیمم است. چرخه رانندگی *COMMUTER* بخشی از سیکل رانندگی مرکب *BAC*، شامل چرخه های *Arterial Business* و *Commuter* می باشد. چرخه رانندگی مرکب *BAC* برای اندازه گیری میزان مصرف سوخت خودروهای سنگین طراحی شده است که جزء سیکل های پیشنهاد شده توسط *SAE J1376* می باشد. نتایج بدست آمده از مدل حاضر و نرم افزار *Advisor* در طی این سیکل رانندگی در شکل 8 با هم مقایسه شده اند.

7- تحلیل نتایج

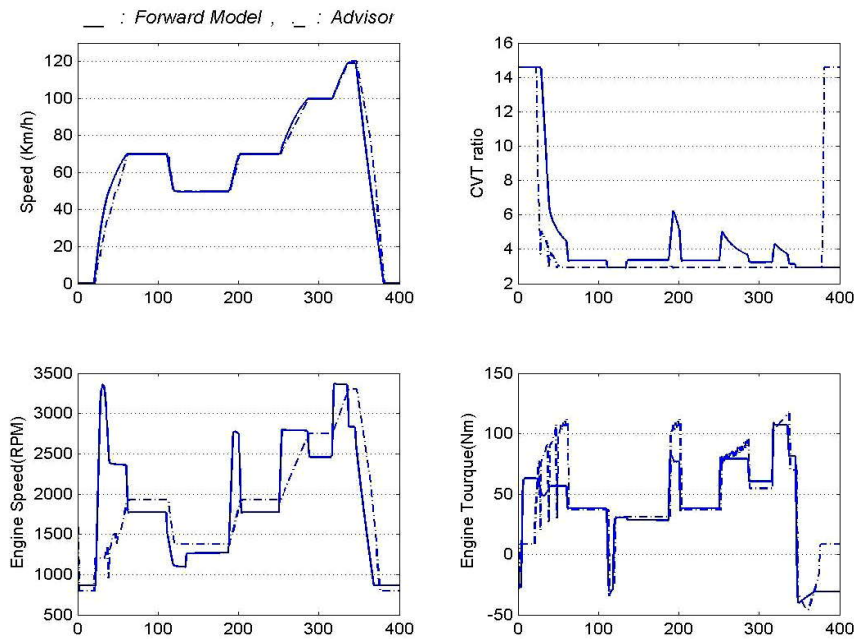
مدل دینامیکی ایجاد شده نسبت به تغییرات نسبت گیربکس حساس است. دامنه توابع عضویت خروجی اگر بزرگ انتخاب شوند دینامیک خودرو دچار تغییرات شدید می شود و اگر کوچک انتخاب شوند با توجه به اینکه شرایط جاده و خواست راننده مرتباً در حال تغییر هستند، دارای یک تاخیر دائمی برای رسیدن به نسبت مطلوب خواهد بود که این امر باعث افزایش مصرف سوخت خواهد شد. بنابراین در انتخاب دامنه توابع عضویت خروجی کنترلر دقت لازم به کار رفته است که مقدار آن بین 1- (برای کاهش نسبت دنده شدید) تا 1+ (برای افزایش نسبت دنده شدید) انتخاب شده است. نتایج بدست آمده در مورد نسبت گیربکس به خوبی تفاوت دو مدل را نشان می دهد. مدل معرفی شده در نرم افزار *Advisor* نسبت به تغییر سرعت خودرو و تغییر شرایط حساسیتی نشان نمی دهد ولی مدل حاضر در هر زمان که زاویه پدال فشرده می شود نسبت دنده را افزایش می دهد (مشابه دنده معکوس گرفتن راننده در خودرو دارای گیربکس دستی زمان شتابگیری). این افزایش نسبت دنده بعد از چند ثانیه منجر به افزایش دور موتور می شود که کنترلر اقدام به کاهش نسبت دنده می کند. این اتفاق در هر بار فشرده شدن زاویه پدال مشاهده می شود. نتایج حاصل از مصرف سوخت در جدول زیر دیده می شوند:

جدول 1- مصرف سوخت مدل جاری و نرم افزار *Advisor*

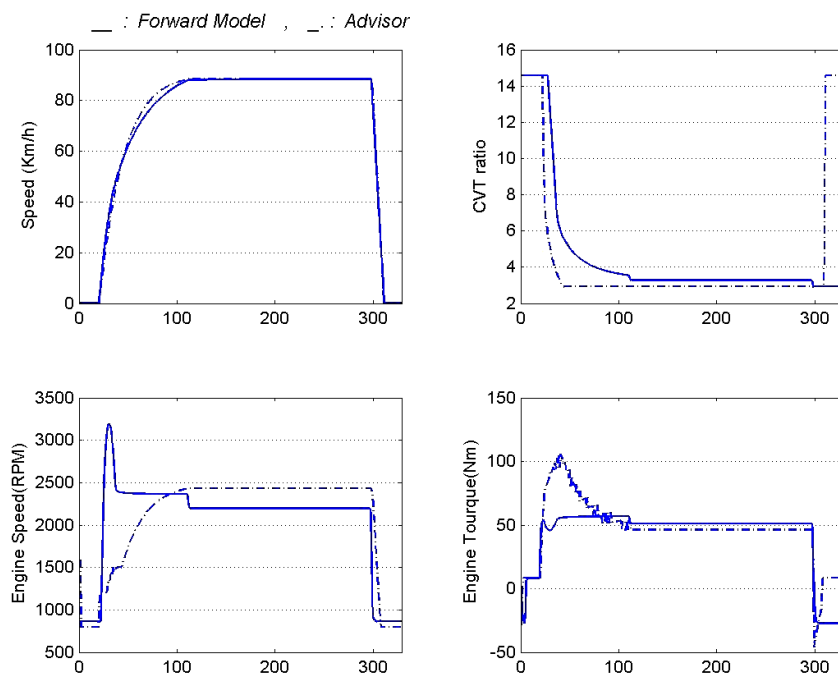
Model	Driving cycle	F.C(gal)	F.C (L/100Km)
Advisor	EUDC	0.1345	7.3
مدل حاضر	EUDC	0.1323	7.2
Advisor	COMMUTER	0.1186	7.0
مدل حاضر	COMMUTER	0.1163	6.9

مدل ارائه شده در این مقاله با استفاده از کنترلر فازی در سیکل رانندگی *EUDC* کاهش مصرف سوخت 1/6 در صد و در سیکل رانندگی *COMMUTER* کاهش 1/94 درصد نسبت به مدل موجود در نرم افزار *Advisor* را نشان می دهد. کاهش مصرف سوخت به روشهای نرم افزاری حداکثر حدود چند درصد است که از انتقال دوره های نامناسب موتور به دور های بهینه با تغییر نسبت

دنده در شرایط مختلف حاصل می شود. میزان این کاهش در دو سیکل رانندگی تست شده با یکدیگر متفاوت است که به شتاب متوسط سیکل رانندگی بستگی دارد با افزایش شتاب متوسط سیکل رانندگی این مقدار کاهش می یابد.



شکل 7- خط ممتد نتایج کنترلر فازی و نمودار خط چین نتایج نرم افزار Advisor در سیکل رانندگی EUDC



شکل 8- مقایسه خروجی های مدل و نرم افزار Advisor در سیکل رانندگی COMMUTER

8- نتیجه گیری

در این مقاله کنترلر یک گیربکس پیوسته بروش فازی طراحی شد و چگونگی پاسخ آن به ورودیهای مختلف در دو سیکل حرکتی استاندارد مورد بررسی قرار گرفت. طراحی کنترلر فازی بگونه ای انجام شده که با تغییر شرایط محیطی و خواست راننده بتواند بهترین نسبت دنده را بگونه ای تغییر دهد که موتور را روی منحنی مصرف سوخت مینیمم نگه دارد. مدل حرکت طولی خودرو در محیط نرم افزار *SIMULINK* تهیه شد و دینامیک حرکت خودرو همراه با سیستم انتخاب دنده شبیه سازی گردید. جهت مقایسه نتایج مصرف سوخت مدل، از نرم افزار *Advisor* که در این رابطه دارای پتانسیل خوبی است استفاده شده است. نتایج بدست آمده از حرکت خودرو روی سیکل های حرکتی انتخابی نمایانگر آن است که الگوریتم کنترلی در حد انتظار روشهای نرم افزاری در کاهش مصرف سوخت موفق بوده است.

مراجع

1. Takeshi Takiyama, shigeyuki Morita, Engine-CVT consolidated control using LQI control theory, JSAE Review 20 (1999) 251-258.
2. Takeshi Takiyama, Engine-CVT consolidated control using decoupling control theory, JSAE Review 22 (2001) 9-14.
3. Qin Datong , Hu Jiajun ,Sun Dongy Modeling And Integrated Control For A Metal Pushing Belt Continuously Variable Transmission system, Chongqing China 400044.
4. Rolf Pfiffner and Lino Guzzella, Optimal Operation of CVT-Based Powertrain; International Journal of Robust and Nonlinear Control, 2001.
5. Kevin R. Lang; Continuously Variable Transmission (An Overview of CVT Research Past, Present ,And Future), 21 W.732,May 3,2000)
6. John B. Heywood; Internal Combustion Engine Fundamentals TJ755. H45, 1988, 621.43, 87-15251.
7. J.Y.Wong, D.Sc. F.I.Mech.E., F.A.S.M.E., F.C.S.M.E. Theor y of ground vehicles, Third Edition.