

ارایه الگوئی برای امکان‌سنجی جایگزینی سامانه انتقال قدرت متغیر پیوسته^۱ با جعبه دنده دستی به منظور کاهش مصرف سوخت

موسی رضائی*

دانشیار دانشکده مکانیک - دانشگاه تبریز
m_rezaee@tabrizu.ac.ir

وحید شاطریان القلندیس

کارشناس ارشد نیروی محرکه - دانشگاه تبریز
Vahid729@gmail.com

* نویسنده مسئول/تاریخ دریافت: ۸۸/۱۱/۲۹ تاریخ پذیرش نهایی: ۸۹/۴/۲۷

چکیده

در طول تاریخ صنایع خودروسازی تلاش‌های گسترده‌ای برای طراحی اجزای خودرو به شکلی که سبب کاهش تولید آلاینده‌ها و افزایش بازده خودرو گردد صورت گرفته است. چون تولید آلاینده‌ها به‌طور مستقیم به نرخ مصرف سوخت وابسته است، هر پیشرفتی که در راستای بهبود بازده خودرو صورت می‌گیرد، منجر به کاهش میزان تولید آلاینده‌ها می‌شود. یکی از مؤثرترین سامانه‌ها در این راستا، سامانه انتقال قدرت با نسبت دور متغیر پیوسته (CVT) است که در دهه گذشته تکامل و توسعه زیادی یافته است. اما در حال حاضر مسئله بسیار مهمی که خودروسازان در سراسر دنیا و از جمله ایران با آن روبه‌رو هستند، بررسی امکان جایگزینی سامانه CVT با جعبه دنده دستی، از نظر مصرف سوخت است. در این پژوهش، مصرف سوخت یک خودروی معین مجهز به جعبه دنده دستی با مصرف سوخت همان خودرو که مجهز به سامانه CVT زنجیری شده است، مقایسه می‌شود. مصرف سوخت خودروی مجهز به CVT که به‌طور خودکار با ECU پایش شده، با استفاده از قاعده ژنتیک بهینه می‌شود. نتایج حاصل از مقایسه دو سامانه یاد شده، نشان می‌دهد که حتی در صورتی که تعویض دنده سامانه انتقال قدرت معمولی توسط راننده‌های ماهر به‌صورتی انجام گیرد که عملکرد خودرو با جعبه دنده دستی بهینه باشد، مصرف سوخت در خودروی مجهز به CVT در سرعت‌های مجاز رانندگی، به مقدار چشمگیری کمتر از خودرو با جعبه دنده دستی است.

نتایج پژوهش‌ها نشان می‌دهد که از میان عوامل یاد شده، سامانه انتقال قدرت خودرو به عنوان یک رکن مؤثر در مصرف سوخت، در صورت طراحی و تنظیم و پایش صحیح، می‌تواند بازده کل نیروی محرکه خودرو را به‌طور چشمگیری افزایش دهد. از این رو مطالعات وسیعی در زمینه سامانه انتقال قدرت در حال اجرا است. یکی از روش‌های مطرح شده در زمینه بهبود بازده خودرو با این روش، استفاده از سامانه انتقال قدرت با نسبت دور متغیر پیوسته^۱ (CVT) است. این سامانه از جنبه‌هایی با سامانه‌های انتقال قدرت دنده‌ای تفاوت دارد. بارزترین تفاوت آن، وجود عضوی به جای جعبه دنده است که امکان تغییر نسبت دور را در یک بازه معین و به‌طور پیوسته امکان‌پذیر می‌سازد. به عبارت دیگر، برخلاف سامانه‌های متعارف که نسبت دور جعبه دنده به چند مقدار خاص محدود می‌شد،

کلیدواژه‌ها: انتقال قدرت متغیر پیوسته (CVT)، مصرف مخصوص سوخت ترمزی (bsfc)، جعبه دنده دستی، قاعده ژنتیک، کاهش مصرف سوخت

۱- مقدمه

■ در سال‌های اخیر، افزایش قیمت فرآورده‌های نفتی و محدودتر شدن منابع سنگواره‌ای از یک سو و تشدید قوانین محدودکننده آلودگی و مصرف سوخت از سوی دیگر، بسیاری از محققان و مهندسان صنایع خودروسازی را به تلاش برای طراحی و تولید خودروهایی با بازده بالاتر واداشته است. در همین راستا تحقیقات وسیعی برای بهبود مشخصه‌های موتور، سامانه انتقال قدرت، هواپویایی آبدنه خودرو و ... در حال اجرا است.

1 - CVT

2 - Aerodynamics

3 - Continuously Variable Transmission

محاسبات لازم را برای طراحی سینماتیکی بخشهای مختلف سامانه¹ IVT (اعم از نسبت دنده‌ها در سامانه چرخندهای سیاره‌ای و تعیین حدهای نهایی نسبت دور در CVT) برای یک خودرو سبک رده² CC ۱۳۰۰ انجام دادند و منحنی‌های مناسبی برای انتخاب بهینه عوامل طراحی متعلق به پویایی سامانه ارائه دادند. در سال ۱۳۸۷، ب. مشهدی و همکارش [۱۰] از پایش فازی برای تعیین نسبت دور مناسب برای کاهش مصرف سوخت استفاده کردند. تابع هدف تعریف شده، منحنی مصرف سوخت بهینه در صفحه دور-گشتاور موتور احتراق داخلی است و با پایش نسبت دور سعی شده است که با تغییر شرایط کار خودرو، موتور همواره نزدیک به این منحنی حرکت کند.

اما در سال‌های اخیر، شرکت‌های خودروسازی داخلی تمایل خود را به استفاده از این سامانه در خودروهای تولیدی نشان داده‌اند و شرکت ایران خودرو و چند شرکت دیگر کارهای تحقیقاتی مختلفی را درباره تجهیز خودروهای ساخت داخل به این سامانه در دست اجرا دارند. بر این اساس در پژوهش حاضر سامانه³ CVT به صورت نظری جایگزین جعبه دنده⁴ خودروی پراید شده و عملکرد موتور و میزان مصرف سوخت خودرو در هر دو حالت، در چرخه⁵ استاندارد NEDC⁶ محاسبه می‌شود.

در خودروی مجهز به جعبه دنده⁴ دستی، عملکرد موتور در هر لحظه وابسته به نسبت دنده⁴ جعبه دنده، سرعت خودرو و نیروی کشندگی در چرخ خودرو خواهد بود و با دانستن این مقادیر می‌توان نقطه⁷ عملکرد موتور را تعیین نمود.

در خودروی مجهز به CVT تغییر نسبت دور CVT به صورت خودکار و در واحد پردازش برقی⁸ انجام می‌گیرد، لذا باید الگوی پایش مناسب تدوین شود. الگوی مورد استفاده برای عملکرد CVT، الگوی توسعه بهینه‌سازی مصرف سوخت است که از اصلاح الگوی فیفتر⁹ [۲] حاصل خواهد شد. در الگوی فیفتر، با این فرض که پایش بهینه در سرعت‌های تند خودرو استفاده خواهد شد، از کارکرد مبدل گشتاور چشم‌پوشی شده است زیرا در سرعت‌های تند، اتصال قفل کننده¹⁰ مبدل گشتاور را به صورت مکانیکی کاملاً درگیر می‌کند و همانند محور یکپارچه عمل می‌کند. در حالی که به هنگام آغاز حرکت خودرو از توقف کامل، انتقال توان را سیال انجام می‌دهد، و بنابراین رفتار سامانه انتقال قدرت بسیار متفاوت با حالت درگیری مکانیکی مبدل گشتاور خواهد بود. بنابراین، روش ارائه شده در مرجع مذکور برای شرایط واقعی در رانندگی شهری، که با توقف‌ها و شتاب‌گیری‌های مکرر همراه است، مناسب نیست. از این رو، در این پژوهش الگوی سامانه³ انتقال قدرت با در نظر گرفتن رفتار مبدل گشتاور، توسعه یافته است و سپس با استفاده از این الگو، مصرف سوخت خودرو بهینه شده است. برای این منظور، با تعیین دقیق بازده¹¹ سامانه³ انتقال قدرت و میزان اتلاف توان در قسمت‌های مختلف آن، معادله¹² کلی بازده¹¹ خودرو (از موتور تا چرخ‌ها) به صورت تابعی از دور موتور، گشتاور خروجی موتور و نسبت دور CVT ارائه می‌شود. در هر لحظه از حرکت خودرو، این متغیرها چنان تعیین می‌شوند که بازده¹¹ کلی خودرو با در نظر گرفتن سرعت خودرو و نیروی کشش مورد نیاز در چرخ‌ها، بیشینه شود. این مسئله، یک بهینه‌سازی مقید است و با استفاده از یکی از روش‌های بهینه‌سازی حل خواهد شد که در این مقاله از قاعده¹³ ژنتیک استفاده می‌شود. روش اخیر به چرخه⁵ استاندارد NEDC اعمال شده و مصرف سوخت خودرو و عملکرد سامانه³ انتقال قدرت بر اساس آن چرخه تعیین و محاسبه و برای خودروی مجهز به CVT و خودرو با جعبه دنده⁴ دستی مقایسه می‌شود. نتایج حاصل نشان می‌دهند که در خودروی مجهز به CVT، مصرف سوخت به میزان چشمگیری کمتر از خودرو با جعبه دنده⁴ دستی است.

در این سامانه تعداد بیشماری از نسبت دورهای مختلف را، البته در یک بازه محدود، می‌توان به دست آورد. این ویژگی CVT انعطاف‌پذیری زیادی را برای مجموعه⁴ محرکه موتور به وجود می‌آورد و سبب می‌شود تا سامانه³ محرکه به ازای هر توان مورد نیاز برای حرکت خودرو، علی‌رغم پائین بودن بازده¹¹ خود CVT در حالت «بهتری» از نظر مصرف سوخت کار کند و به عبارت دیگر، بازده¹¹ کل سامانه³ محرکه خودرو افزایش یابد.

اندیشه¹⁴ طراحی، ساخت و استفاده از CVT تقریباً از زمان اختراع خودرو و توسعه صنایع خودروسازی مطرح بوده است. در سال ۱۸۸۶، شرکت دایملرینز، یک سامانه³ CVT از نوع تسمه‌ای را مورد استفاده قرار داد. در دهه¹⁵ ۱۹۳۰ شرکت جنرال موتورز اقدام به تولید مدل‌هایی از CVT کرد، ولی در نهایت با شکست مواجه شد. بعد از آن، نوعی از CVT در شرکت آستین¹⁶ به کار گرفته شد اما تولید آن نیز متوقف شد. در دهه¹⁶ ۱۹۶۰، یک نوع CVT که از تسمه فلزی و چرخ‌های متحرک استفاده می‌کرد معرفی گردید اما به علت ظرفیت پایین گشتاور انتقالی، هرگز روانه¹⁷ بازار نشد. در دهه¹⁷ ۱۹۷۰ به دنبال بحران نفتی و وضع قوانین جدید محیط زیستی، بسیاری از کشورها قوانین صرفه‌جویی در مصرف سوخت خودرو و تولید آلاینده‌ها را تشدید کردند. از سوی دیگر، با پیشرفت‌هایی که در زمینه فلزشناسی و فن‌آوری تولید حاصل گردید، محدودیت‌ها و موانع ذاتی سامانه³ CVT تا حدود زیادی برطرف شد و تحقیق در زمینه¹⁸ CVT از دهه¹⁸ ۱۹۸۰ به بعد مورد توجه قرار گرفت. به‌طور کلی، عواملی که سبب شد تا در طی سالیان، CVT توسعه¹⁹ کمتری داشته باشد عبارتند از: طراحی پیچیده²⁰ سامانه³ تعویض نسبت دور، ظرفیت محدود گشتاور انتقالی، بازده¹¹ محدود و همچنین قابلیت اعتماد ضعیف CVT در نمونه‌های اولیه²¹ آن. این معایب اگرچه امروزه تا حدود زیادی مرتفع شده‌اند ولی زمینه برای کارهای بیشتر همچنان وجود دارد [۱].

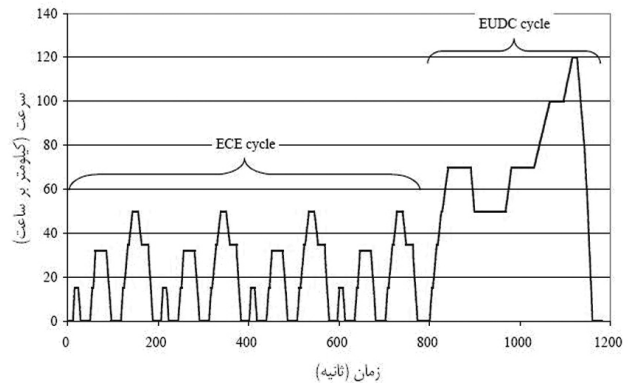
چون CVT به صورت خودکار تنظیم می‌شود، مسئله²² بسیار مهم دیگر، پایش CVT برای عملکرد بهینه در شرایط مختلف حرکت خودرو است. در این زمینه، قواعد مختلفی مطرح گردیده‌اند. فیفتر⁹ [۲]. در سال ۲۰۰۱ سامانه³ انتقال قدرت را به صورت یک مدل ریاضی که در آن هم تلفات CVT و هم تلفات موتور اعمال شده بود بیان کرد و مسئله²² عملکرد بهینه²³ موتور را با یک تابع هزینه که همان بازده¹¹ کل سامانه³ انتقال قدرت بود تعریف نمود. در سال ۲۰۰۲، لیو²⁴ و استفانویلو²⁵ [۳]. مسئله²² پایش را برای یک سامانه³ انتقال قدرت متشکل از موتور و CVT با ساختار پایشی دو ورودی - دو خروجی برای سامانه³ انتقال قدرت در نظر گرفتند و از یک مدل ساده شده برای CVT استفاده کردند و به این ترتیب توانستند بدون انحراف قابل توجهی از حالت مصرف سوخت بهینه، عملکرد سامانه³ انتقال قدرت را بهبود ببخشند. در سال ۲۰۰۵، بنسون²⁶ و همکاران [۴-۵]، پیشگر تناسبی-انتگرالی (PI) توانمندی را برای کمینه کردن لغزش نیروی درگیر کننده تسمه و چرخ و در نتیجه اتلاف توان مطرح کردند. در همان سال، ریو²⁷ و همکاران [۶] الگویی را برای پایش نسبت دور CVT ارائه کردند و به این نتیجه رسیدند که برای CVT‌های پایش فشاری²⁸ همانند CVT تسمه‌ای، الگوی پایش تناسبی-مشتقی-انتگرالی مناسب‌تر از پایش تطبیقی یا غیرخطی است. در سال ۲۰۰۶، آداجی²⁹ و همکارانش [۷] از فن‌آوری پیوند³⁰ برای تدوین پیشگر مناسب استفاده کردند. آنها CVT را به صورت یک سامانه³ تأخیری مرتبه³¹ اول³¹ با ثابت زمانی و تأخیر زمانی نامعین شبیه‌سازی کردند و به سامانه³ پایش مرتبه³² دوم با دو درجه آزادی رسیدند. در سال ۱۳۸۴، م. سعیدی [۸] از پایش بهینه برای کمینه کردن مصرف سوخت خودرو استفاده نمود. تابع هزینه³³ تعریف شده، میزان سوخت مصرف شده در مدت زمان معین از کار خودرو بود که به صورت تابعی غیر خطی از دور و گشتاور موتور تعریف می‌شد. همچنین در سال ۱۳۸۴ م. رضائی و همکاران [۹].

1 - Austin
2 - Piffner
3 - Liu
4 - Stefanopoulou
5 - Benson
6 - Ryu
7 - Pressure Control CVT

8 - Adachi
9 - μ -Synthesis
10 - First order lag System
11 - Infinitely variable Transmission
12 - New European Driving Cycle
13 - ECU
14 - Lock up Clutch

۲- چرخه استاندارد NEDC

چرخه NEDC به عنوان چرخه استاندارد برای سنجش میزان تولید آلاینده‌ها و مقدار مصرف سوخت در خودروهای مسافری سبک، در بسیاری از کشورها از جمله ایران، تصویب شده و استفاده می‌شود. این چرخه که در آزمایشگاه و با لگام ترمز غلطکی^۲ بر خودرو اعمال می‌شود، مطابق شکل ۱ از دو ناحیه تشکیل شده است که ناحیه ECE رانندگی شهری و ناحیه EUDC رانندگی جاده‌ای را شبیه‌سازی می‌کند.



شکل ۱ چرخه NEDC

در شکل (۱) مشاهده می‌شود که چرخه NEDC از ترکیب چهار حالت: ۱- سکون، ۲- حرکت با شتاب ثابت مثبت، ۳- حرکت با سرعت ثابت و ۴- حرکت با شتاب ثابت منفی تشکیل شده است. بنابراین برای محاسبه میزان مصرف سوخت خودرو در چرخه رانندگی NEDC لازم است میزان مصرف سوخت خودرو برای هر یک از حالت‌های فوق و با در نظر گرفتن نحوه ترکیب آنها از لحظه صفر تا ۱۲۰۰ ثانیه در نظر گرفته شود.

۳- محاسبه مصرف سوخت خودرو با جعبه دنده دستی

زمانی که خودرو با سرعت V و شتاب a در حال حرکت است، نیروی کشندگی مورد نیاز در چرخ‌های خودرو برابر است با [۱۱]:

$$F_t = F_r + F_a + F_i = C_r m_v g + \frac{1}{2} C_d A f_{air} V^2 + m_v a \quad (1)$$

که در آن، F_t نیروی کشندگی، F_r مقاومت غلتشی خودرو، F_a مقاومت هواپویایی خودرو، F_i نیروی لختی، C_r ضریب مقاومت غلتشی، C_d ضریب مقاومت هواپویایی، m_v جرم معادل خودرو و سامانه انتقال قدرت، A سطح تصویر شده خودرو در جهت حرکت (راستای حرکت)، چگالی هوا، V سرعت لحظه‌ای خودرو و a شتاب لحظه‌ای خودرو است.

جرم معادل خودرو از معادله (۲) به دست می‌آید [۱۱]:

$$m_v = m + \frac{1}{2} I_w + \frac{\eta_t^2}{r_w^2} I_e \quad (2)$$

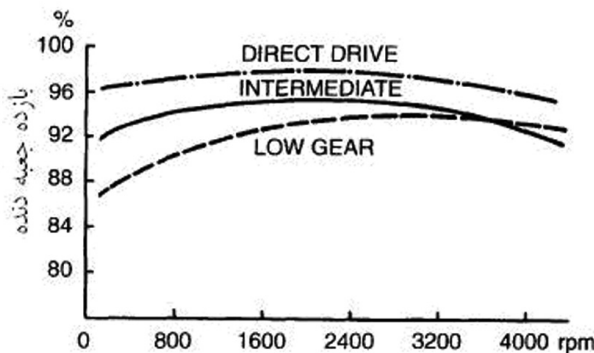
که در آن، m جرم خودرو، I_w گشتاور لختی چرخشی سامانه انتقال قدرت بین چرخ‌ها و خروجی جعبه دنده، I_e گشتاور لختی چرخشی از موتور تا ورودی جعبه دنده، r_w شعاع چرخ خودرو، η_t نسبت دنده کلی سامانه انتقال قدرت که برابر با حاصلضرب

نسبت دنده جعبه دنده و کاهنده نهائی است.

از این رو، توان لازم برای حرکت در چرخ خودرو برابر خواهد بود با:

$$P_w = F_t V \quad (3)$$

این مقدار توان باید از طریق سامانه انتقال قدرت از موتور به چرخ‌های خودرو منتقل شود. با دانستن اینکه اتلاف توان در دیفرانسیل خودرو بسیار کم است، توان خروجی از جعبه دنده برابر با مقدار فوق خواهد بود. اما اتلاف توان در خود جعبه دنده بیشتر است و قابل صرف نظر کردن نیست. در مراجع مختلف، بازده جعبه دنده بر حسب متغیرهای مختلف ارائه شده است. شکل (۲) نمودار تغییرات بازده جعبه دنده را بر حسب دور ورودی به آن و نسبت دنده آن نمایش می‌دهد.



دور ورودی جعبه دنده (دور بر دقیقه)

شکل ۲ بازده جعبه دنده به صورت تابعی از دور ورودی و نسبت دنده [۱۳]

با در نظر گرفتن اتلاف توان در جعبه دنده، توان ورودی به صورت معادله (۴) خواهد بود:

$$P_{gin} = \frac{P_{gout}}{e_g (n_{gin} \eta_g)} \quad (4)$$

که در آن، P_{gin} و P_{gout} به ترتیب توان ورودی و خروجی جعبه دنده، n_{gin} دور ورودی جعبه دنده، η_g نسبت دنده جعبه دنده و e_g بازده آن است. زمانی که کلاچ کاملاً درگیر است، دور و توان ورودی به جعبه دنده به ترتیب برابر با دور خروجی موتور و توان ترمزی آن است. بنابراین با فرض کلاچ درگیر و نیز دانستن اینکه: $P_{gout} = P_w$ معادله (۴) به شکل (۵) نوشته می‌شود:

$$P_e = \omega_e T_e = \frac{F_t V}{e_g (\omega_e \eta_g)} \quad (5)$$

که در آن، ω_e دور موتور، T_e گشتاور ترمزی موتور و P_e توان ترمزی موتور است. از سوی دیگر، در حالت درگیری کامل کلاچ، دور موتور و سرعت خودرو با معادله (۶) به هم وابسته می‌شوند:

$$V = \omega_e \eta_g \eta_{fd} r_w \quad (6)$$

که η_{fd} نسبت دور کاهنده نهائی است.

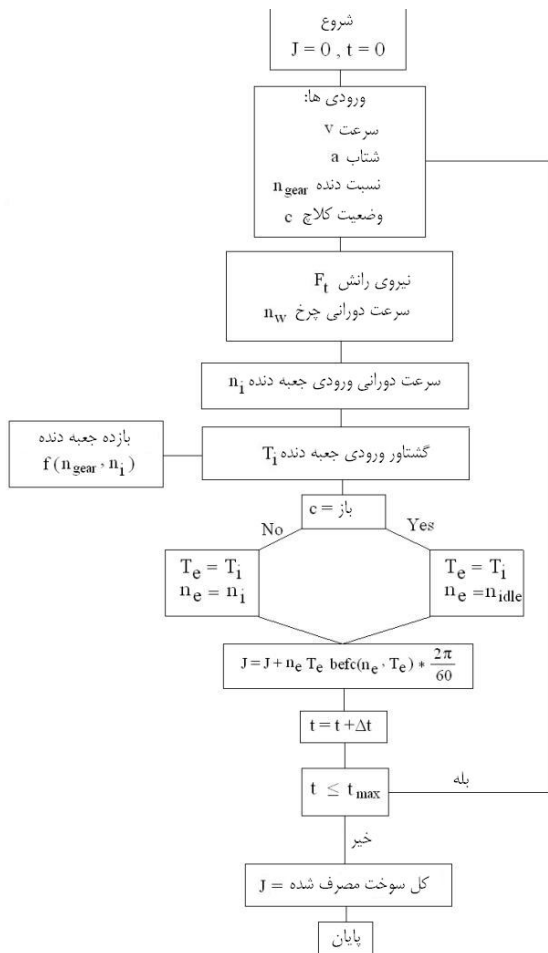
با مروری دوباره بر معادلات (۱) تا (۶) می‌توان به این نتیجه رسید که در حالت درگیری کامل کلاچ، با دانستن مقادیر شتاب و سرعت لحظه‌ای خودرو و نیز نسبت دنده جعبه دنده، می‌توان دور و گشتاور خروجی موتور را محاسبه کرد. اما در لحظات اولیه

1 - New European Driving Cycle
2 - Chassis dynamometer

۴- روش شبه پایا^۱ برای محاسبه مصرف سوخت

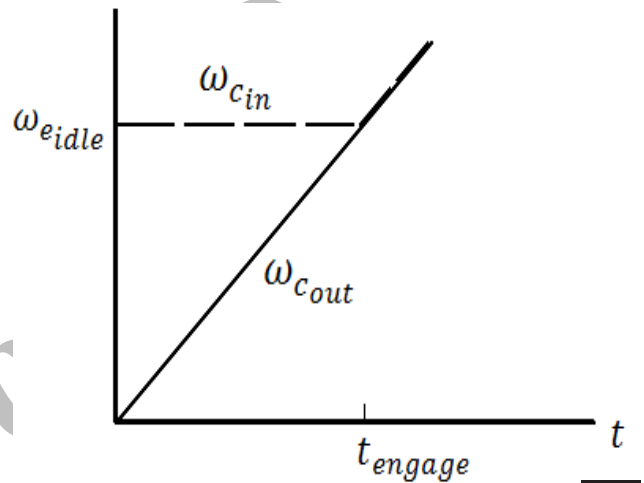
در این پژوهش، از روش شبه پایا برای محاسبه مصرف سوخت خودرو استفاده می‌شود. در این روش، بازه زمانی حرکت خودرو به زیربازه‌های بسیار کوچک تقسیم شده است به طوری که کلیه متغیرهای پویایی خودرو اعم از شتاب، سرعت، نیروی جلو برندگی، دور و گشتاور موتور و توان خروجی موتور در هر یک از این زیربازه‌ها را می‌توان ثابت در نظر گرفت. در هریک از این زیربازه‌ها، با داشتن سرعت و شتاب خودرو و همچنین نسبت دنده جعبه دنده، با استفاده از معادلات ارائه شده در بخش قبل، نرخ لحظه‌ای مصرف سوخت به دست می‌آید. مقدار سوخت نیز مصرف شده، از انتگرال گیری به دست می‌آید. در این تحقیق، با در نظر گرفتن فرضیات اخیر، قاعده‌ای برای محاسبه مصرف سوخت خودرو طراحی شده است که روندنمای^۲ آن در شکل (۴) نمایش داده شده است.

به منظور بررسی صحت قاعده ارائه شده، از اطلاعات و مقادیر تجربی خودروی پراید صبا استفاده می‌شود. در جدول (۱) کلیه مشخصات سامانه انتقال قدرت خودروی پراید ارائه شده است. همچنین، شکل (۵) نمودار bsfc پراید را نشان می‌دهد که به صورت تجربی در شرکت مگاموتور تهیه شده است.



شکل ۴ قاعده طراحی شده برای محاسبه مصرف سوخت با روش شبه پایا

آغاز حرکت خودرو که کلاچ هنوز کاملاً درگیر نشده است، فرآیند انتقال توان بستگی به زمان و چگونگی درگیر شدن کلاچ و همچنین دور موتور دارد که آن هم وابسته به رفتار راننده است. لذا در بررسی انتقال توان و عملکرد موتور در این بازه زمانی همواره عدم قطعیت وجود خواهد داشت. با این حال در منابع مختلف روش‌هایی را برای برآورد توان خروجی موتور و اتلاف توان در سامانه انتقال قدرت البته بر پایه برخی مفروضات می‌توان یافت. در این مقاله، به منظور ایجاد مبنای مناسبی برای مقایسه سامانه‌های انتقال قدرت دستی و CVT، درگیری کلاچ به شکلی شبیه سازی می‌گردد تا اتلاف توان در آن به مقدار کمیته برسد. برای این منظور، دور موتور در زمانی که کلاچ هنوز کاملاً درگیر نشده است، برابر با مقدار کمیته آن در نظر گرفته می‌شود در حالی که گشتاور موتور در این زمان، برابر با مقدار لازم برای شتاب‌گیری خودرو است. این فرض با مراجعه به شکل ۳ روشن می‌شود.



شکل ۳ نمودار تغییرات گشتاور و دور ورودی و خروجی کلاچ

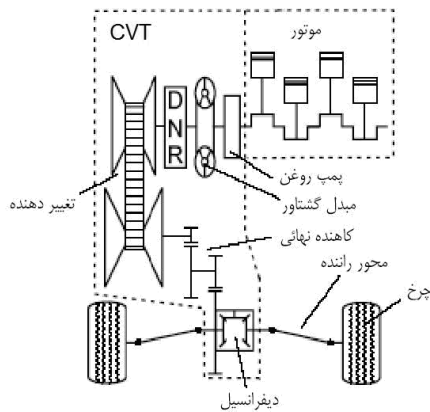
در این شکل، t_{engage} لحظه درگیری کامل کلاچ، ω_{cin} و ω_{cout} به ترتیب دور ورودی و خروجی کلاچ و ω_{idle} سرعت زاویه‌ای در دور آرام موتور می‌باشد. در چرخه NEDC، تغییرات سرعت خودرو با زمان خطی است لذا دور خروجی کلاچ نیز با زمان به صورت خطی تغییر می‌کند. با در نظر گرفتن فرض اخیر، زمان درگیری کامل کلاچ را می‌توان از معادله (۷) به دست آورد:

$$t_{engage} = \frac{\eta_g \eta_{fa} r_w}{a} \omega_{idle} \quad (7)$$

بنابراین دور موتور، قبل از درگیری کلاچ برابر با دور آرام است و بعد از درگیری کلاچ از معادله (۶) به دست می‌آید، درحالی که گشتاور خروجی موتور همواره از معادله (۵) قابل محاسبه است.

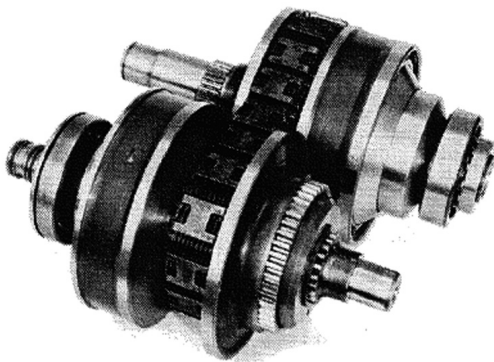
با این توضیحات می‌توان نقطه عملکرد لحظه‌ای موتور را در هر لحظه از چرخه به دست آورد. با دانستن گشتاور و دور لحظه‌ای موتور و با مراجعه به نمودار bsfc موتور، می‌توان نرخ لحظه‌ای مصرف سوخت موتور را تعیین کرد. با انتگرال گیری از آن در یک بازه زمانی مشخص، مقدار سوخت مصرف شده به دست می‌آید.

1 - Quasistatic approach
2 - Flowchart



شکل ۶ اجزای اصلی سامانه انتقال قدرت CVT [۱۴]

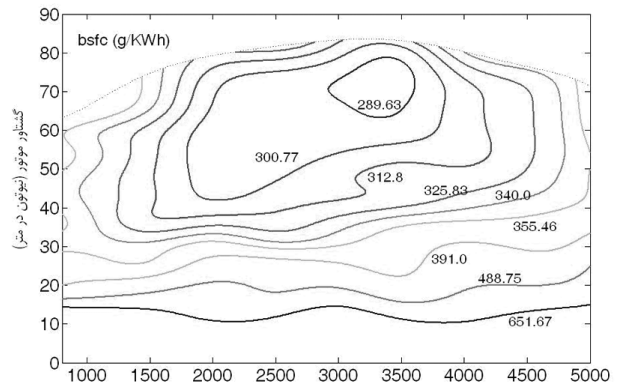
CVT مورد نظر در اینجا، سامانه‌ای از نوع چرخ و تسمه زنجیری است. این سامانه با نام تجاری CVT RHVF ۱۴۷ محصول شرکت P.I.V Reimer است و برای خودروهای مسافری سبک با نیروی محرکه بنزینی طراحی شده است و قابلیت بکارگیری در خودروهای با سامانه انتقال قدرت از نوع Transaxle را دارد. این سامانه قابلیت انتقال توان بیشینه ۵۵ kW و گشتاور بیشینه ورودی ۱۸۰ Nm را دارد [۲]. در این سامانه، توان به جای چرخ‌دنده با یک مجموعه چرخ و تسمه منتقل می‌شود (شکل ۶ و ۷).



شکل ۷ بخش مکانیکی سامانه CVT [۲]

ملاحظه می‌شود که چرخ‌ها به شکل مخروطی هستند و تغییر نسبت دور با جابه‌جایی خطی چرخ‌ها در راستای محورهایشان (محورهای ورودی و خروجی CVT) انجام می‌گیرد. با نزدیک و دور شدن همزمان و تنظیم شده چرخ‌ها نسبت به یکدیگر در هر یک از محورهای ورودی و خروجی، شعاع تماس تسمه با چرخ‌ها تغییر می‌کند و با تغییر شعاع تماس چرخ و تسمه، نسبت دور تغییر می‌کند. بازده این نوع CVT تابعی از گشتاور و دور ورودی نسبت دور CVT است. در شکل ۸ نمودار سه بعدی از تغییرات بازده CVT با در نظر گرفتن تلفات لغزش تسمه، اصطکاک و همچنین توان مصرفی CVT برای تأمین نیروی درگیر کننده، برحسب سه کمیت فوق رسم شده است [۲]. همچنین در این سامانه، مبدل گشتاور جایگزین کلاچ می‌شود. در مبدل‌های گشتاوری که در خودروهای با انتقال قدرت خودکار از نوع دنده‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرند، برای جلوگیری از بروز ضربه و شوک و در نتیجه آسیب دیدگی دنده‌ها به هنگام تعویض دنده، معمولاً کلاچ قفل کننده

1 - Drive - Neutral - Reverse



شکل ۵ نمودار مصرف سوخت ویژه ترمزی پراید، تهیه شده در شرکت مگاموتور (دور موتور (دور بر دقیقه))

هدف این مقاله، مقایسه مصرف سوخت در دو سامانه انتقال قدرت جعبه دنده معمولی و CVT است لذا در هر دو حالت از اتلاف توان در سامانه انتقال قدرت، به استثنای جعبه دنده و CVT چشم‌پوشی شده است. همچنین از تلفات سایر اجزای متصل به موتور که بخشی از توان موتور را جذب می‌کنند صرف‌نظر شده است.

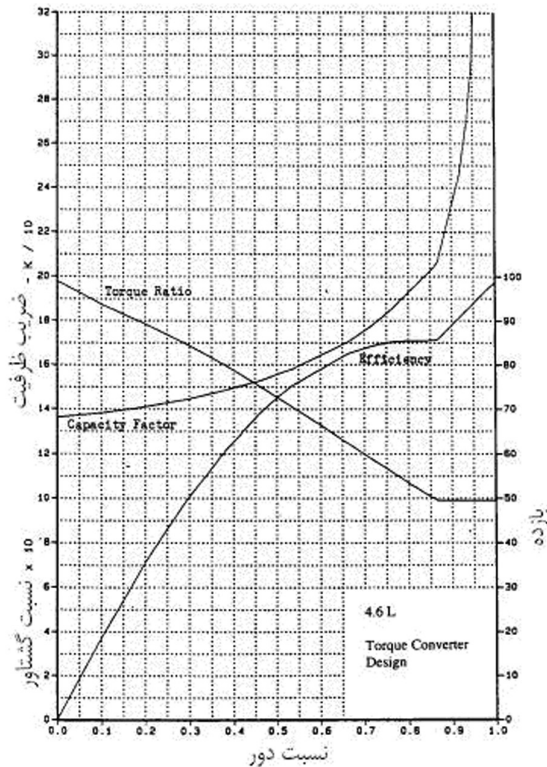
جدول ۱ مشخصات خودروی پراید [۱۲]

۰/۲۷۲	r_w : شعاع دورانی مؤثر چرخ (m)
۱/۱۷۷	ρ_{air} : چگالی هوا ($\frac{kg}{m^3}$)
۸۴۵	m : جرم خالص خودرو (kg)
۲۷۰۰۳	m_{au} : جرم معادل اجزای دوار (kg)
۲/۲۳۵	A : سطح تصویر شده خودرو برای حرکت (m^2)
۰/۳۶	C_d : ضریب مقاومت هواپویایی
۰/۰۰۸	C_r : ضریب مقاومت غلشی
۳/۷۷۷	η_{fd} : نسبت دور کاهنده نهانی
۳/۴۵۴	η_{g1} : نسبت دور جعبه دنده در دنده یک
۱/۹۴۴	η_{g2} : نسبت دور جعبه دنده در دنده دو
۱/۲۷۵	η_{g3} : نسبت دور جعبه دنده در دنده سه
۰/۸۶۱	η_{g4} : نسبت دور جعبه دنده در دنده چهار
۰/۶۹۲	η_{g5} : نسبت دور جعبه دنده در دنده پنج
۸۰۰	ω_{min} : دور آرام موتور (RPM)

۵- بهینه‌سازی و محاسبه مصرف سوخت خودروی مجهز به CVT

۵-۱- سامانه انتقال قدرت مجهز به CVT

در شکل (۶) اجزای اصلی سامانه انتقال قدرت CVT نمایش داده شده است. سامانه DNR^۱ که تأمین کننده حالت‌های خلاص، حرکت به جلو و حرکت به عقب (دنده عقب) است، معمولاً از یک مجموعه دنده سیاره‌ای و دو کلاچ خشک تشکیل می‌شود که در حالت حرکت به جلو همگی درگیرند.



شکل ۹. منحنی‌های عملکردی مبدل گشتاور بر حسب نسبت دور [۱۵]

زمانی که خودرو با سرعت V و شتاب a حرکت می‌کند، با استفاده از معادله (۳) توان مورد نیاز در چرخ خودرو به دست می‌آید. از این رو، با در نظر گرفتن تلفات سامانه انتقال قدرت، توان خروجی مورد نیاز موتور از معادله (۱۱) قابل محاسبه است.

$$P_e = T_e \omega_e = \frac{P_w}{e_t(T_e, \omega_e) e_{cvt}(T_t, \eta_{cvt}, \omega_t)} \quad (11)$$

که در آن، e_t ، بازده مبدل گشتاور، e_{cvt} ، بازده CVT، ω_t ، سرعت دورانی توربین مبدل گشتاور، T_t ، گشتاور خروجی مبدل گشتاور و η_{cvt} ، نسبت دور CVT است. همچنین، سرعت خودرو و دور موتور با معادله (۱۲) به هم وابسته می‌شوند:

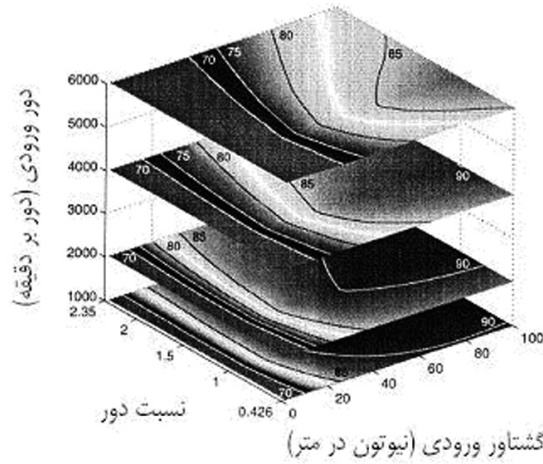
$$\omega_e = \frac{V}{SR(\omega_e, T_e) \eta_{cvt} \eta_{fd} r_w} \quad (12)$$

برای تعیین نسبت دور مبدل گشتاور، با دانستن دور و گشتاور موتور، ضریب ظرفیت (CF) با استفاده از معادله (۸) به دست می‌آید و با استفاده از نمودار شکل ۹ نسبت دور مبدل تعیین می‌شود. در نتیجه، سرعت خودرو و توان لازم برای رانش خودرو بر حسب سه متغیر اصلی دور موتور، گشتاور موتور و نسبت دور CVT به ترتیب به صورت (۱۳) تا (۱۶) نوشته می‌شود:

$$V = \omega_e SR(\omega_e, T_e) \eta_{cvt} \eta_{fd} r_w \quad (13)$$

که در مبدل گشتاور درگیر، $SR=1$ است.

مبدل گشتاور در سرعت‌های تندتر از ۶۰ km/h فعال می‌شود، ولی در مبدل‌های گشتاوری که در سامانه CVT بکار گرفته می‌شوند به علت تغییر پیوسته نسبت دور CVT امکان درگیری کامل کلاچ قفل کننده در سرعت‌های کندتر تا حدود ۲۰ km/h نیز میسر است.



شکل ۸. بازده CVT بر حسب دور و گشتاور ورودی و نسبت دور [۲]

معمولاً عملکرد مبدل گشتاور را تعدادی نمودار که نمایشگر تغییرات ضریب ظرفیت و نسبت گشتاور خروجی به ورودی مبدل گشتاور در مقابل تغییرات نسبت دور هستند نشان می‌دهند. تعاریف سه متغیر یاد شده در معادلات (۸) تا (۱۰) آورده شده است.

$$CF = \frac{n_e}{\sqrt{T_e}} \quad (8)$$

$$SR = \frac{n_t}{n_e} \quad (9)$$

$$TR = \frac{T_t}{T_e} \quad (10)$$

که در آنها، CF ، ضریب ظرفیت، SR ، نسبت دور مبدل گشتاور، TR ، نسبت گشتاور خروجی به ورودی مبدل گشتاور، n_e ، دور موتور، T_e ، گشتاور ترمزی موتور، n_t ، سرعت دورانی توربین (خروجی مبدل گشتاور) و T_t ، گشتاور توربین است. در شکل ۹ یک نمونه از منحنی‌های عملکردی مبدل گشتاور مناسب برای بکارگیری در سامانه CVT نمایش داده شده است [۱۵].

۵-۲- بهینه سازی عملکرد موتور در هنگام حرکت شتاب دار

عموماً در خودروهای مجهز به CVT، از دریچه گاز برقی استفاده می‌شود. در این حالت، زاویه دریچه گاز به طور مستقیم به موقعیت پای گاز وابستگی ندارد بلکه در هر لحظه، موقعیت پای گاز به عنوان ورودی به واحد پردازش برقی خودرو ارسال می‌شود و این واحد، سیگنال ورودی (موقعیت پای) را به عنوان «توان مورد نظر راننده» تفسیر می‌کند و بسته به دور موتور، دریچه گاز را طوری تنظیم می‌کند تا توان تولید شده در هر لحظه با مقدار مربوط به پای برابر باشد. در خودروهای مجهز به دریچه گاز برقی، گشتاور خروجی موتور می‌تواند به طور کاملاً مستقل از دور موتور تغییر کند تا توان مورد نظر راننده تأمین گردد.

1 - Capacity Factor
2 - ECU

۵-۳- حل مسئله به روش قاعده ژنتیک

در این پژوهش، برای حل مسئله از قاعده ژنتیک دودویی^۱ استفاده می‌شود. علت استفاده از این روش، سرعت همگرایی بیشتر نسبت به سایر روش‌های عددی به‌ویژه در مسائل بهینه‌سازی مقید است. همچنین به علت وجود فرآیندی به نام جهش در این قاعده، اگر تعداد تکرار قاعده به اندازه کافی زیاد باشد، احتمال گرفتار شدن قاعده در بیشینه محلی یا نسبی به صفر می‌رسد. برای حل مسئله بهینه‌سازی مقید، روش‌های متنوعی وجود دارد. یکی از روش‌ها، تبدیل تابع بهره به تابع هزینه است، برای این کار کافیتس تا تابع هزینه، مثلاً به شکل معکوس تابع بهره تعریف شود. با این کار، به دست آوردن کمینه تابع هزینه معادل با به دست آوردن بیشینه تابع بهره خواهد بود. با تعریف تابع هزینه، معادلات قید را نیز می‌توان با آن ترکیب کرد و در نهایت تابع هزینه کلی را تعریف نمود. با استفاده از روش پیشنهاد شده در مرجع [۱۶]، تابع هزینه را بدین شکل تعریف می‌کنیم:

$$\text{cost} = \left(\frac{32}{e_r} \right)^2 + \frac{1}{2k} \{g_1^2 + g_2^2\} \quad (22)$$

عبارت‌های متعلق به قیده‌ها به این علت مربع شده‌اند تا تابع هزینه (cost) به سمت منفی بی‌نهایت میل نکند. البته تابع هزینه زمانی کمینه خواهد بود که اولاً g_1 و g_2 برابر صفر شود و ثانیاً e_r (بازده کلی خودرو) برابر با مقدار بیشینه آن باشد. به عبارت دیگر، جواب‌های به دست آمده برای متغیرها، مقدار e_r را با برقرار بودن قیده‌ها، بیشینه می‌کند. ثابت k برای اعمال قیده‌ها و رعایت دقیق آنها بکارگرفته می‌شود. مقدار اولیه آن را برابر با واحد در نظر گرفته و در هر ۱۰۰ تکرار از قاعده ژنتیک، در ۰/۱ ضرب می‌کنیم. مقادیر دور موتور، گشتاور موتور و نسبت دور CVT به‌صورت زنجیره‌های دودویی به‌ترتیب با طول‌های ۱۰، ۱۳ و ۱۰ بیت تعریف می‌شود. لذا طول هر فام‌تن^۲ (سته متغیر) برابر با ۳۳ بیت خواهد بود. جمعیت مورد استفاده، از ۸۰ فام‌تن تشکیل می‌شود. در هر نسل (هر تکرار از قاعده) ۲ فام‌تن که دارای بهترین خروجی هزینه باشند، بدون تغییر به نسل بعدی منتقل می‌شوند و از میان اعضای باقی‌مانده، به‌طور اتفاقی فام‌تن‌ها برای شرکت در جفت‌گیری انتخاب می‌شوند طوری که ممکن است بعضی از اعضا چند بار انتخاب شوند و در مقابل بعضی از اعضا اصلاً انتخاب نمی‌شوند. در این انتخاب، از روش انتخاب اتفاقی وزن‌دهی شده^۳ استفاده می‌شود [۱۷]. در این روش، اعضا نسل قبلی (به استثنای دو عضو اول) بر حسب مقادیر هزینه آنها مرتب می‌شوند (به کمترین هزینه رتبه ۱ تعلق می‌گیرد) و به هر عضو، عددی تعلق می‌گیرد که از معادله (۲۳) به دست می‌آید [۱۷]:

$$\text{weight}_{cro} \sim \frac{1}{\sqrt{n_{cro}}} \quad (23)$$

که در آن، weight_{cro} ، وزن فام‌تن و n_{cro} رتبه فام‌تن است. اعضا مذکور به‌طور اتفاقی به شکلی انتخاب می‌شوند که هرچه وزن یک فام‌تن بیشتر باشد احتمال انتخاب آن فام‌تن بیشتر گردد. پس از انتخاب اعضا یاد شده برای جفت‌گیری، اعضا انتخاب شده دو به دو با هم جفت می‌شوند.

برای جفت‌گیری از روش هم‌گذری^۴ یک نقطه‌ای استفاده می‌شود. پس از هم‌گذری، تعدادی از ژن‌ها به‌طور اتفاقی انتخاب شده و جهش می‌یابند. تعداد ژن‌ها (بیت‌ها)ی جهش یافته در ابتدا برابر با ۲۰٪ کل تعداد ژن‌ها خواهد بود و در طی نسل‌ها به‌تدریج کاهش می‌یابد. تعداد جهش‌ها در نسل n ام از معادله (۲۴) به دست می‌آید [۱۷].

$$n_{mut} = 0/2e^{\left(\frac{-n}{500}\right)} \times 23 \times 78 \quad (24)$$

$$F_i V = T_e \omega_e e_i(T_e, \omega_e) e_{CVT}(T_e, \eta_{CVT}, \omega_i) \quad (14)$$

که در آن،

$$T_i = T_e TR(T_e, \omega_e) \quad (15)$$

$$\omega_i = \omega_e SR(T_e, \omega_e) \quad (16)$$

نسبت گشتاور TR نیز همانند نسبت دور، با استفاده از نمودار شکل ۹ محاسبه می‌شود. همچنین، بازده مبدل گشتاور، از معادله (۱۷) به دست می‌آید:

$$e_i = \frac{\omega_i T_i}{\omega_e T_e} = \frac{\omega_i}{\omega_e} \frac{T_i}{T_e} = (SR)(TR) \quad (17)$$

با بررسی این معادلات و با معلوم بودن سه متغیر اصلی ذکر شده، توان و سرعت خودرو در هر لحظه قابل محاسبه است. از این رو در هر لحظه از زمان حرکت خودرو، سه متغیر اصلی باید چنان تعیین شوند تا معادلات (۱۳) و (۱۴) برای اجرای چرخه NEDC برقرار باشند. به بیان ریاضی، در دو معادله (۱۳) و (۱۴)، کمیت‌های ω_e ، T_e و r_{CVT} متغیر هستند، بنابراین با داشتن سه متغیر، دو معادله وجود دارد و در نتیجه، برای دستگاه معادلات متشکل از معادلات (۱۳) و (۱۴)، بی‌نهایت جواب وجود خواهد داشت. یعنی برای حرکت خودرو با یک سرعت و شتاب معین در هر لحظه، موتور می‌تواند در بی‌نهایت حالت متفاوت کار کند. حال، هدف تعیین جوابی برای دستگاه معادلات یاد شده است که به ازای آن، بازده کلی خودرو بیشینه شود. بازده کلی خودرو از معادله (۱۸) به دست می‌آید:

$$e_r = e_e(T_e, \omega_e) e_i(T_e, \omega_e) e_{CVT}(T_e, \eta_{CVT}, \omega_i) \quad (18)$$

که در آن، e_e بازده حرارتی موتور است که به‌صورت نسبت توان ترمزی موتور بر توان شیمیایی سوخت ورودی به موتور تعریف می‌شود. بازده حرارتی موتور با استفاده از معادله (۱۹) با مصرف سوخت ویژه ترمزی موتور در ارتباط است [۲]:

$$bsfc = \frac{1}{e_e Q_{HV}} \quad (19)$$

که در آن، Q_{HV} گرمای ویژه احتراق بنزین است.

با استفاده از معادله (۱۹) و با توجه به شکل ۵ در هر لحظه می‌توان بازده حرارتی موتور را بر حسب دور و گشتاور موتور به دست آورد. به این ترتیب می‌توان مسئله بهینه‌سازی را بدین شکل تعریف کرد: سه متغیر T_e ، η_{CVT} و ω_e باید به‌گونه‌ای انتخاب شوند تا تابع بهره:

$$\text{gain} = e_r(\omega_e, \eta_{CVT}, T_e) \quad (20)$$

در حضور قیده‌های:

$$\begin{cases} g_1 = \omega_e SR(\omega_e, T_e) \eta_{CVT} \eta_{fd} r_w - V = . \\ g_2 = F_i V - T_e \omega_e e_i e_{CVT} = . \end{cases} \quad (21)$$

بیشینه شود.

حل این مسئله و تعیین مقادیر بهینه به دلیل پیچیدگی تابع بهره و وجود قیده‌های غیرخطی، به روش‌های تحلیلی امکان‌پذیر نمی‌باشد، بنابراین از روش‌های بهینه‌سازی عددی بدین منظور استفاده می‌کنیم.

1 - Binary
2 - Chromosome
3 - Weighted Random Selection
4 - Cross Over

۶- بررسی نتایج حاصل از شبیه‌سازی میزان مصرف سوخت

با استفاده از قاعده طراحی شده (شکل ۱۰)، تغییرات گشتاور خروجی موتور در خودروی پراید مجهز به CVT در بخش‌های مختلف چرخه رانندگی NEDC قابل استخراج است. از طرف دیگر، تغییرات گشتاور موتور در همان خودرو با جعبه دنده دستی را می‌توان با استفاده از قاعده ارائه شده در شکل (۴) در بخش‌های مختلف چرخه رانندگی NEDC به دست آورد. در این تحقیق، به منظور ارائه مقایسه روشی از عملکرد موتور در حالت‌های حرکت شتاب‌دار در چرخه NEDC، تغییرات گشتاور موتور در برابر دور موتور و زمان، برای خودروی پراید مجهز به CVT و مجهز به جعبه دنده دستی در بازه زمانی از $t=10$ sec تا $t=15$ sec از چرخه NEDC که سرعت خودرو از صفر به 16 km/h می‌رسد، به ترتیب در شکل‌های (۱۱) و (۱۲) نشان داده شده است. مقایسه منحنی‌های تغییرات گشتاور خروجی موتور در برابر زمان و دور موتور در شکل‌های اخیر نشان می‌دهد که توان مورد نیاز برای شتاب‌گیری در خودروی مجهز به CVT، در سرعت‌های کند که مبدل گشتاور هنوز درگیر نشده است، با افزایش گشتاور در دورهای کند تأمین می‌شود اما در خودروی معمولی این توان با افزایش دور موتور در گشتاور تقریباً ثابت به دست می‌آید. در واقع، سامانه CVT انعطاف‌پذیری زیادی را در رفتار موتور ایجاد کرده و سبب می‌شود تا موتور در ناحیه با بازدهی بزرگتر توان مورد نیاز خودرو را فراهم کند. نتیجه این تغییر عملکرد، کاهش چشمگیر مصرف سوخت در خودروی مجهز به سامانه CVT است (شکل ۱۳).

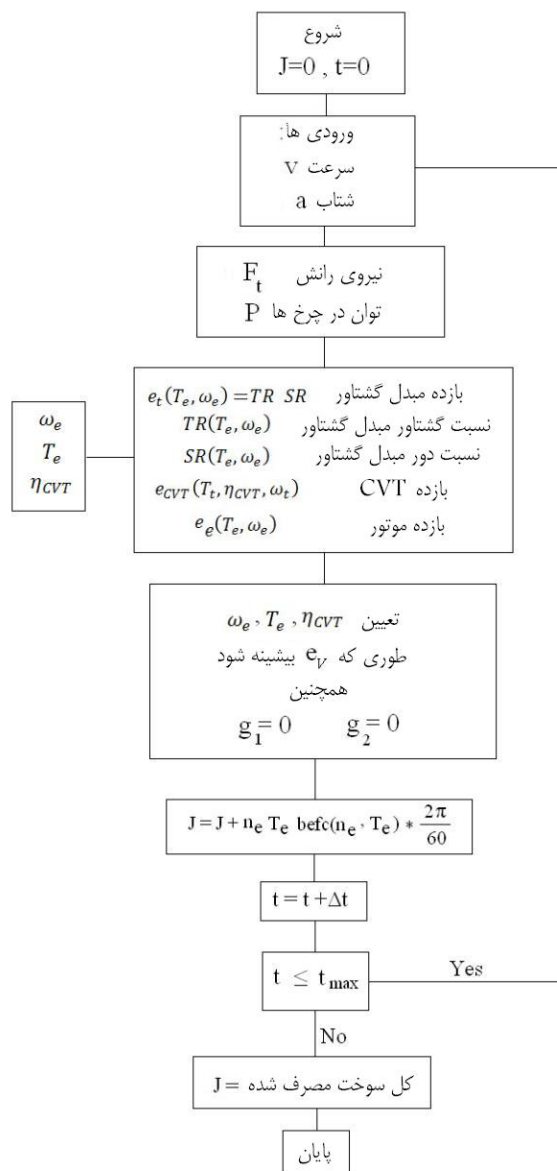
شکل‌های (۱۴) و (۱۵) نمودار تغییرات گشتاور موتور بر حسب زمان و بر حسب دور موتور را در بخش دوم از چرخه NEDC از لحظه $t=990$ sec تا $t=1000$ sec نمایش می‌دهد. در این فرایند شتاب‌گیری، رفتار موتور با جعبه دنده معمولی تا حد زیادی مشابه با رفتار بهینه موتور در خودروی مجهز به CVT است در این مرحله، مبدل گشتاور با کلاچ قفل کننده کاملاً درگیر شده است.

در شکل (۱۵) عملکرد موتور در دو سامانه CVT و دو جعبه دنده دستی در بازه زمانی مذکور مقایسه شده‌اند. مفهوم عملکرد بهینه با استفاده از CVT در شکل (۱۵) کاملاً قابل درک است. همانطور که در شکل (۱۵) مشاهده می‌شود، با استفاده از CVT، نقطه عملکرد موتور به سرعت به ناحیه مشخصی میل می‌کند و در شتاب‌گیری در آن ناحیه باقی می‌ماند و سپس به محل نهایی آن که قبلاً با استفاده از قاعده ژنتیک تعیین شده است، باز می‌گردد. این موضوع با بررسی تغییرات زمانی گشتاور در شکل (۱۴) معلوم می‌شود.

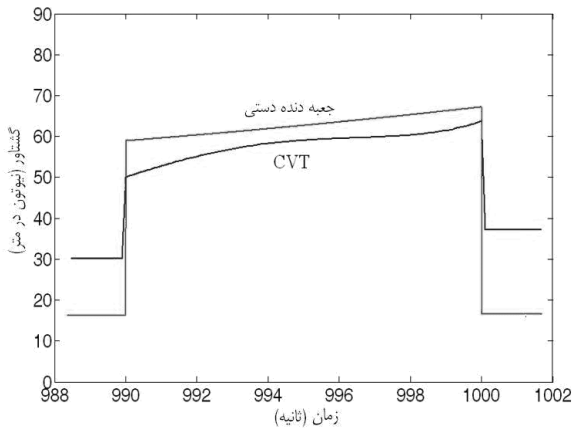
با نگاهی ناحیه عملکرد موتور در حالت استفاده از CVT در شکل (۱۴)، به نمودار bsfc موتور پراید (شکل ۵)، می‌توان مشاهده کرد که ناحیه مذکور، ناحیه‌ای با بازده نسبتاً بالا و مصرف سوخت پایین است (گرچه منطبق بر نقطه بهینه مطلق نیست). این نکته، اساس و پایه فناوری CVT است: سامانه CVT ناحیه عملکرد موتور را تا جایی که محدودیت‌های پویایی موتور و سامانه انتقال قدرت اجازه دهد به ناحیه بهینه آن نزدیک می‌کند که نتیجه آن، کاهش مقدار مصرف سوخت است (شکل ۱۶).

در مرحله دوم شتاب‌گیری، ناحیه عملکرد موتور در حالت استفاده از جعبه دنده دستی، بسیار نزدیک به عملکرد بهینه آن است. این موضوع با بررسی نمودار شکل (۱۵) معلوم می‌شود. اما باید توجه نمود که این مسئله اتفاقی است و در شرایط مختلف رانندگی و در سرعت‌های مختلف، رفتار متفاوت از سامانه انتقال قدرت بروز خواهد داد، در حالی که خودروی مجهز به CVT بر پایه عملکرد در ناحیه با مصرف سوخت بهینه در کلیه شرایط کاری خودرو طراحی شده است.

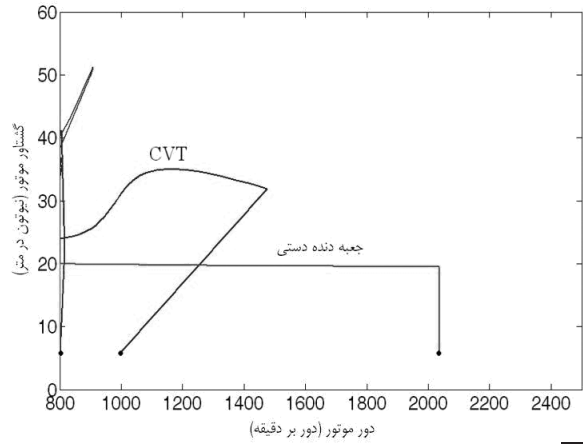
که در آن، n_{mut} تعداد جهش در تکرار n ام است. همچنین ۷۸، برابر با تعداد فام‌تن‌ها و ۲۳ برابر با تعداد ژن‌ها یا بیت‌های وابسته به هر فام‌تن است. قاعده ژنتیک ۵۰۰ بار تکرار می‌شود و پس از آن، بهترین فام‌تن انتخاب شده و مقادیر گشتاور و دور و نسبت دور وابسته به آن به عنوان پاسخ مسئله بهینه‌سازی برای سرعت و شتاب مورد نظر خودرو انتخاب می‌شود. مسئله بهینه‌سازی یاد شده، در فواصل زمانی ۰/۱ از چرخه NEDC تکرار می‌شود. در شکل ۱۰ قاعده کلی طراحی شده برای عملکرد بهینه خودرو ارائه شده است.



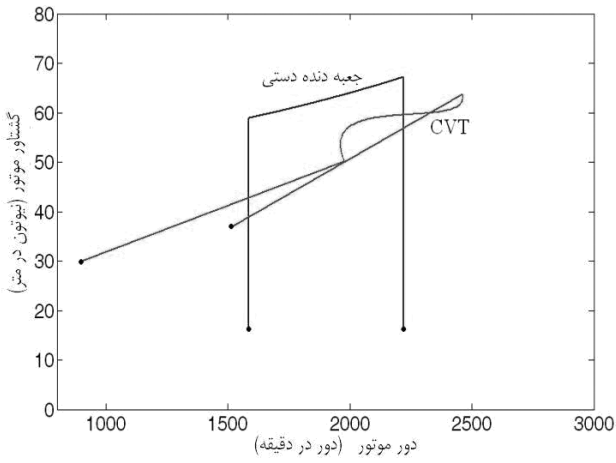
شکل ۱۰ قاعده طراحی شده برای محاسبه مصرف سوخت با روش شبه‌پایا



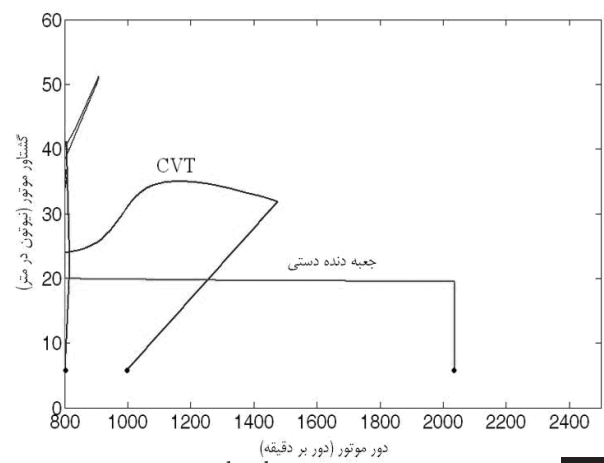
شکل ۱۴ نمودار تغییرات گشتاور موتور پراید بر حسب زمان شتاب گیری از ۵۰ km/h تا ۷۰ km/h در حالت استفاده از CVT و جعبه دنده دستی



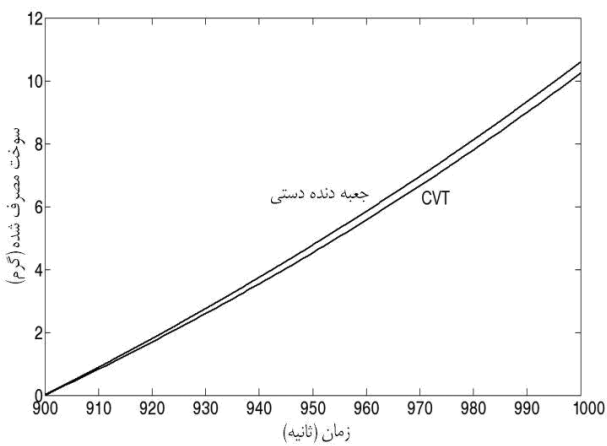
شکل ۱۱ نمودار تغییرات گشتاور موتور پراید بر حسب زمان شتاب گیری از سکون تا ۱۶ km/h در حالت استفاده از CVT و جعبه دنده دستی



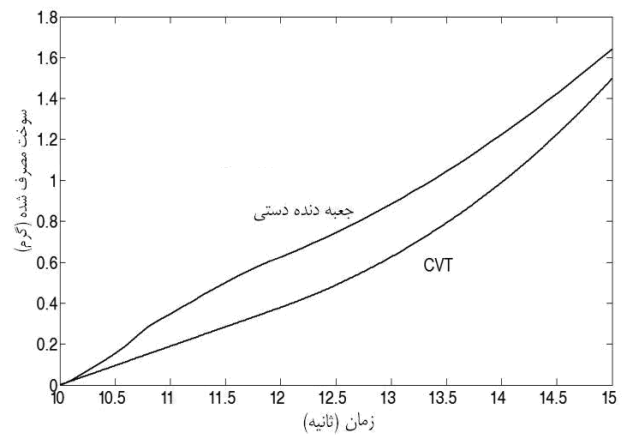
شکل ۱۵ عملکرد موتور پراید در طی شتاب گیری از ۵۰ km/h تا ۷۰ km/h در حالت استفاده از CVT و جعبه دنده دستی



شکل ۱۲ عملکرد موتور در شتاب گیری از سکون تا ۱۶ km/h



شکل ۱۶ مصرف سوخت خودروهای مجهز به CVT و جعبه دنده دستی در طی شتاب گیری از ۵۰ km/h تا ۷۰ km/h



شکل ۱۳ مصرف سوخت خودروهای مجهز به CVT و جعبه دنده دستی در شتاب گیری از سکون تا ۱۶ km/h

Reference:

- [1] Kim, J. Design, Analysis and Control of a Spherical Continuously Variable Transmission, Ph.D. thesis, Seoul National University, February 2001.
- [2] Pfiffner, R.A.J. Optimal Operation of CVT-Based Powertrains, Ph.D. thesis, Swiss Federal Institute of Technology Zurich, 2001.
- [3] Liu, S., and Stefanopoulou, A.G., Effects of Control Structure on Performance of an Automotive Powertrain with a Continuously Variable Transmission, IEEE Transactions on Control Systems Technology 10 (5) (2002), pp. 701 – 708.
- [4] Bonsel, B., Pulles, R., Simons, S., Steinbuch, M., Veenhuizen, P., Implementation of a Slip Controlled CVT in a Production Vehicle, in: Proceedings of the 2005 IEEE Conference on Control Applications, Toronto, Canada, August 28 - 31, (2005), pp. 1212 - 1217.
- [5] Bonsel, B., Klaassen, T., Pulles, R., Simons, S., Steinbuch, M., and P.A. Veenhuizen, Performance Optimization of the Push-belt CVT by Variator Slip Control, International Journal of Vehicle Design 39 (3) (2005), pp. 232 – 256.
- [6] W. Ryu, J. Nam, Y. Lee, H. Kim, Model Based Control for a Pressure Control Type CVT, International Journal of Vehicle Design 39 (3) (2005) 175 – 188.
- [7] K. Adachi, Y. Ochi, K. Kanai, Development of CVT Control System and Its use for Fuel-Efficient Operation of Engine, Asian Journal of Control 8 (3) (2006) 219 - 226.
- [8] سعیدی، سیدمنصور، «کنترل بهینه سوخت خودرو با استفاده از زنجیره انتقال قدرت جعبه دنده‌های خودکار» پایان‌نامه کارشناسی ارشد، مرکز تحصیلات تکمیلی در علوم پایه زنجان، آذر ۱۳۸۴
- [9] رضائی، موسی، حسن‌نژاد، رضا، «طراحی سینماتیکی سیستم انتقال قدرت IVT برای یک خودروی سبک کلاس ۱۳۰۰ سی‌سی»، چهارمین همایش موتورهای درونسوز، ۱۳۸۴
- [۱۰] مشهدی، بهروز، آقائی‌آبدلانی، امین، «کنترل نسبت گیربکس پیوسته خودرو با هدف بهبود مصرف سوخت»، شانزدهمین کنفرانس سالانه مهندسی مکانیک، ۱۳۸۷.
- [11] Guzzella, L., Sciarretta, A. Vehicle Propulsion Systems Introduction to Modeling and Optimization, Second Edition, Springer Berlin Heidelberg, 2008.
- [۱۲] «راهنمای تعمیر و نگهداری خودرو»، شرکت سایپا یدک، چاپ دوم، بهار ۱۳۷۹.
- [13] Wong, J.Y. Theory of Ground Vehicles, Third Edition, John Wiley & Sons, Inc. 2001.
- [14] Benson, B. Efficiency Optimization of the Push-belt CVT by Variator Slip Control, Ph.D Thesis, Eindhoven University of Technology, 2006.
- [15] Alles, S., Swick, C.A., Hoffman, M.E., Mahmud, S. M., Lin, F., The Hardware Design of Real - Time HITL for Traction Assist Simulation, IEEE Transactions on Vehicular Technology, VOL. 44, NO. 3, 1995, pp 668 - 682
- [16] Michalewicz, Z., Genetic algorithms + Data Structures = Evolution Programs, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, printed in USA, third edition, 1996
- [17] Haupt, S.E., Haupt, Randy L. Practical Genetic Algorithms. Second Edition, John Wiley & Sons, Inc. 2004.

۷- نتیجه گیری

در این مقاله عملکرد خودروی مجهز به CVT برای حالتی که خودرو از توقف کامل شروع به حرکت می‌کند با در نظر گرفتن تلفات مبدل گشتاور به دست آمد. تاکنون در هیچ مرجع داخلی یا خارجی، عملکرد بهینه برای حالتی که خودرو از سکون شروع به حرکت می‌کند تعیین نشده است.

هدف اصلی از تحقیق حاضر «ارائه الگویی برای امکان‌سنجی جایگزینی CVT با جعبه دنده دستی» است. دقیقاً با پیروی از قواعد مطرح شده در این مقاله، می‌توان حالت‌های بسیار متنوعی از عملکرد خودرو تحت سرعت‌ها، شتاب‌گیری‌ها، شیب‌روی‌ها و بارهای مختلف را مطالعه و بررسی کرد، بنابراین، در این مقاله امکان‌سنجی جایگزینی CVT تنها از نظر مصرف سوخت تحلیل شده است و بررسی جنبه‌های دیگر این موضوع نیازمند تحقیقات مستقل است. نکته دیگری که ذکر آن حائز اهمیت است، این است که سامانه CVT به ویژه نوعی که بررسی شد به‌طور کلی دارای فناوری پیشرفته‌ای است، تسمه یا زنجیر مورد استفاده برای انتقال توان باید از موادی ساخته شود که مقاومت مناسبی در برابر سایش داشته باشند، همچنین سامانه روغنی پایش نسبت دور، دارای ساختار پیچیده‌ای است. البته استفاده از این فناوری منجر به افزایش چند درصدی قیمت تمام شده خودرو خواهد شد، اما با در نظر گرفتن قیمت واقعی سوخت خودرو و میزان صرفه‌جویی حاصل از این فناوری در مصرف سوخت، هزینه اضافی تجهیز خودرو به این سامانه، کاملاً قابل توجیه است.

۸- سپاسگزاری

نویسندگان مقاله بر خود لازم می‌دانند تا از بخش طراحی مهندسی انتقال قدرت شرکت مگاموتور، به ویژه آقای مهندس سهراب رضوانخواه که در تهیه اطلاعات تجربی خودروی پراید، همکاری صمیمانه‌ای داشتند تقدیر و تشکر نمایند.