# شبیه‌سازی موتور و سیستم انتقال قدرت خودرو به منظور تدوین استراتژی تعویض‌دنده در سیستم‌های کنترلی

**شهرام آزادی[۱]، مجید درخشان سامانی[۲]**

**دانشگاه صنعتی شریف**

**دانشکده مکانیک**

**mdsamani@yahoo.com**

**چکیده**

در این مقاله یک مدل دینامیکی برای موتور و خط انتقال قدرت خودرو ارائه می‌شود. این مدل شامل سینماتیک و دینامیک یک موتور احتراق جرقه‌ای چهار زمانه، یک مبدل گشتاور، یک گیربکس اتوماتیک چهار سرعته و تایرهای بادی است. این مدل، دینامیک سیستم را (که شامل دینامیک سیستم در هنگام تعویض دنده است) نشان می‌دهد. بعد از انجام شبیه‌سازی تاثیر تاخیر زمان جرقه و مقدار فشار کلاچ درگیرشونده بر کیفیت تعویض‌دنده بررسی می‌شود. نتایج حاصل از این بررسی در تدوین یک استراتژی کنترلی برای طراحی کنترلر تعویض‌دنده و همچنین مطالعه رفتار دینامیکی موتور و سیستم انتقال قدرت به کار گرفته می‌شود.

**واژه‌های کلیدی: موتور - گیربکس اتوماتیک - سیستم انتقال قدرت - تعویض‌دنده - مدل دینامیکی**

## مقدمه

به کارگیری مفاهیم کنترل پسخوراند (Feedback control) برای سیستم‌های مورد استفاده در خودرو مورد توجه بسیاری از محققان است. به عنوان مثال می توان به کنترل موتور، کنترل گیربکس، کنترل سیستم انتقال قدرت و کنترل سیستم تعلیق اشاره کرد. می توان گفت که این توجهات ناشی از نیازهای در حال رشد برای بهبود عملکرد، راندمان و کیفیت است و توسط میکروکامپیوترهای قدرتمند و ارزان قیمت امکان اجرای این طرحها ممکن می‌شود.

مدل‌سازی دینامیکی لازمهٔ طراحی کنترلی است، بنابراین یک مدل ریاضی خلاصه برای یک موتور احتراق جرقه‌ای چهار زمانه، یک مبدل گشتاور، یک گیربکس اتوماتیک چهار سرعته و تایرهای بادی (شکل ۱) در این مقاله ارائه می‌شود. این مدل بیانگر دینامیک موتور و سیستم انتقال قدرت (که شامل دینامیک سیستم در هنگام تعویض‌دنده است) می‌باشد و از ۷ متغیر حالت و دو تاخیر زمانی استفاده می‌کند.

بخشهای زیر بیان کنندهٔ مدل‌سازی انجام شده برای سه بخش موتور، گیربکس و خط انتقال قدرت است. پارامترهای استفاده شده در این مدل مربوط به یک

---

۱- استادیار

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد تبدیل انرژی

خودروی سواری با اندازهٔ متوسط است که چرخهای جلوی آن محرک می‌باشند و دارای یک موتور ۶ سیلندر و یک گیربکس اتوماتیک ۴ دنده است.

## مدل موتور با دو متغیر حالت

تحقیقات زیادی برای ایجاد مدل موتورهای احتراق داخلی برای استفاده در طراحی کنترلر انجام شده است. بسیاری از مدلهای موتور نیازمند آزمایشهای پرهزینه‌ای برای تعیین پارامترهای لازم در آنها، می‌باشند.

یک مدل موتور که دارای دو متغیر حالت است، براساس مدل‌های ایجاد شده توسط Hedrick و Cho [۱] ارائه می‌شود. دو متغیر حالت برای موتور عبارتند از: جرم هوا در منیفولد ورودی و سرعت موتور. علاوه بر این دو متغیر حالت، ماهیت غیر پیوستهٔ موتور چهار زمانه با استفاده از تاخیرهای جابه‌جایی بیان شده است. این تاخیرها عبارتند از: تاخیر موجود در مکش تا تولید گشتاور (Intake to torque production delay) و تاخیر موجود در جرقه تا تولید گشتاور (Spark to torque production delay)، میزان این تاخیرهای جابه‌جایی متناسب با سرعت موتور (و بنابراین با زمان) تغییر می‌کنند. چون آنها وابسته به دوران زاویه‌ای میل‌لنگ می‌باشند.

معادله حالت برای جرم هوا در منیفولد ورودی با استفاده از قانون بقای جرم حاصل می‌شود:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao} \qquad (۱)$$

که در این رابطه $\dot{m}_{ai}$ جرم هوایی است که وارد منیفولد می‌شود و $\dot{m}_{ao}$ جرم هوایی است که از منیفولد خارج می‌شود (و در نتیجه وارد محفظه احتراق می‌شود).

دبی جرم هوایی که وارد منیفولد می‌شود به صورت زیر مدل می‌شود:

$$\dot{m}_{ai} = MAX.TC.PRI \qquad (۲)$$

MAX ماکزیمم دبی جرمی است، TC معادلهٔ مشخصهٔ دریچهٔ گاز است و PRI تاثیر فشار است. ماکزیمم دبی جرمی، دبی جرمی است که برای دریچهٔ گاز کاملاً باز و جریان خفه شده (Chocked flow) حاصل می‌شود.

معادلهٔ مشخصهٔ دریچه گاز تابعی از زاویهٔ دریچهٔ گاز، $\alpha$ ، است و معادلهٔ زیر برای آن قابل استفاده است [۱]:

$$TC = \begin{cases} 1-\cos(1.14459\alpha - 1.0600) & \alpha <= 79 \\ 1 & \alpha > 79 \end{cases} \qquad (۳)$$

معادلهٔ مشخصهٔ تاثیر فشار، تابعی از نسبت فشار منیفولد به فشار اتمسفر است و معادله زیر برای آن قابل استفاده است [۱]:

$$PRI = 1 - \exp\left(9\left(\frac{P_{man}}{P_{atm}} - 1\right)\right) \qquad (۴)$$

با فرض توزیع یکنواخت فشار، فشار منیفولد ورودی، $P_{man}$ و جرم هوای منیفولد ورودی، $m_a$ ، توسط قانون گاز ایده‌آل به هم مربوط می‌شوند.

دبی جرمی هوایی که وارد محفظه احتراق می‌شود به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$\dot{m}_{ao} = c_1.\eta_{vol}.m_a.w_e \qquad (۵)$$

در این رابطه $w_e$ ، سرعت موتور است و $c_1$ یک ثابت فیزیکی است که توسط رابطهٔ زیر حساب می‌شود:

$$c_1 = \frac{V_e}{4\pi.V_m} \qquad (۶)$$

در این رابطه $V_e$ حجم جابه‌جایی موتور می‌باشد و $V_m$ حجم منیفولد ورودی است، $\eta_{vol}$ راندمان حجمی موتور است و نشانگر راندمان پروسهٔ مکش موتور می‌باشد و به صورت نسبت دبی جرمی هوایی که وارد موتور می‌شود به نرخی که جرم توسط پیستون جابه‌جا می‌شود تعریف می‌شود [۱].

راندمان حجمی تابعی پیچیده‌ای از چندین پارامتر موتور است، (این پارامترها شامل: هندسه راهگاه ورودی، زمانبندی سوپاپها، فشار منیفولد ورودی، سرعت موتور و راندمان لوله کشی خروجی) و بنابراین مدل‌سازی تحلیلی آن مشکل است و بنابراین در این مقاله از رابطه تجربی زیر استفاده می‌شود [۱]:

$$\eta_{vol} = (24.5w_e - 3.10\times10^4)m_a^2 + (-0.167w_e + 222)m_a + (8.1\times10^{-4}w_e + 0.352) \qquad (۷)$$

دومین متغیر حالت مربوط به دینامیک دورانی موتور است و به صورت زیر مدل می‌شود:

$$I_e\dot{w}_e = T_i - T_f - T_a - T_p \qquad (۸)$$

در این رابطه $T_i$ گشتاور اندیکاتوری موتور، $T_f$ گشتاور اصطکاکی موتور، $T_a$ گشتاور لوازم کمکی و $T_p$ گشتاور

پمپ مبدل گشتاور است. $I_e$ اینرسی موتور است. پروسهٔ تولید گشتاور موتور یک پروسهٔ ناپیوسته است و به صورت زیر مدل می‌شود:

$$T_i = C_T \times \frac{\dot{m}_{ao}(t-\Delta t_{it})}{w_e(t-\Delta t_{it})} \times AFI(t-\Delta t_{it}) \times SI(t-\Delta t_{st}) \qquad (۹)$$

تابع تاثیر هوا ـ سوخت، AFI ، تابعی از نسبت هوا به سوخت می‌باشد و معادله زیر برای آن قابل استفاده است [۱]:

$$AFI = \cos(7.3834(A/F - 13.5)) \qquad (۱۰)$$

تابع تاثیر جرقه، SI ، تابعی از آوانس یا ریتارد جرقه از MBT (مینیمم آوانس جرقه برای ماکزیمم گشتاور) می‌باشد و معادلهٔ زیر برای آن قابل استفاده است [۱]:

$$SI = \left(\cos(SA - MBT)\right)^{2.875} \qquad (۱۱)$$

در این رابطه SA ، آوانس یا ریتارد جرقه از TDC[1] (نقطه مرگ بالا) می‌باشد. $C_T$ بیانگر ماکزیمم ظرفیت گشتاور موتور برای جرم خاصی از هوا، سرعت خاصی از موتور و AFI=۱ و SI =۱ می‌باشد. ماهیت سیکلی موتور چهار زمانه با استفاده از دو تاخیر در تولید گشتاور که عبارتند از: تاخیر بین ورود هوا تا تولید گشتاور و تاخیر بین زدن جرقه تا تولید گشتاور در نظر گرفته می‌شود. این تاخیرها از روابط ذیل قابل محاسبه‌اند [۱]:

$\Delta t_{it}$ = تاخیر ورود هوا تا تولید گشتاور $= \frac{5.48}{w_e}$

$\Delta t_{st}$ = تاخیر زدن جرقه تا تولید گشتاور $= \frac{1.30}{w_e}$

گشتاور اصطکاکی موتور از روی اطلاعات تجربی، طبق فرمول زیر قابل محاسبه است [۱]:

$$T_f = 0.1056W_e + 15.10 \qquad (۱۲)$$

گشتاور لوازم کمکی، $T_a$ ، می‌تواند در مواقع لزوم اضافه شود تا عملکرد سیستم تحت بارهای لوازم کمکی بررسی شود.

به طور خلاصه، مدل موتور دارای دو متغیر حالت ($m_a$ و $w_e$) و دو تاخیر جابه‌جایی( $\Delta t_{it}$ و $\Delta t_{st}$) است و سه پارامتر قابل کنترل آن ( $\alpha$ ، A/F و SA) می‌باشند.

[1] - Top dead center

## مدل گیربکس با دو متغیر حالت

### مبدل گشتاور

مبدل گشتاور در گیربکسهای اتوماتیک به چندین دلیل استفاده می‌شود. اولاً: کوپلینگ هیدرولیکی آن مانع از توقف موتور زیر بارهای بالا می‌باشد. ثانیاً: مشخصات میراکنندگی آن خط انتقال قدرت را از نوسانات موتور جدا می‌کند. ثالثاً: مشخصهٔ افزایش گشتاور آن برای شتابگیری خودرو مناسب است. یک مبدل گشتاور اساساً از یک پمپ (عنصر محرک)، یک توربین (عنصر متحرک یا خروجی) و یک استاتور (عنصر عکس‌العملی) تشکیل شده است. پمپ به موتور متصل است و با سرعت موتور می‌چرخد و توربین ورودی گیربکس است.

با وجود اینکه یک مدل کامل دینامیکی که صحت آن تایید شده باشد، وجود ندارد، مدل استاتیکی Kotwicki [۴] برای استفاده در کارهای کنترلی مناسب است (به خاطر سادگی) و به اندازه کافی هم دقت دارد (به خاطر سازگاری آن با نتایج تجربی در گسترهٔ وسیعی از شرایط کارکرد). این مدل با انطباق یک معادله درجه ۲ به نتایج یک آزمایش ساده که تنها شامل اندازه‌گیری سرعتهای ورودی و خروجی و گشتاورهای ورودی و خروجی است حاصل می‌شود. برای مبدل گشتاور مورد بحث برای حالت مبدل (یعنی $\frac{w_t}{w_p} < 0.9$) می‌توان نوشت:

$$\begin{cases} T_p = (3.4325w_p^2 + 2.2210w_pw_t - 4.6041w_t^2)\times 10^{-3} \\ T_t = (5.7656w_p^2 + 0.3107w_pw_t - 5.4323w_t^2)\times 10^{-3} \end{cases} \qquad (۱۳)$$

و برای حالت کوپلینگ (یعنی $\frac{w_t}{w_p} \geq 0.9$) می‌توان نوشت:

$$T_p = T_t = (-6.7644w_p^2 + 32.0084w_pw_t - 25.2441w_t^2)\times 10^{-3} \qquad (۱۴)$$

در این روابط $T_p$ و $T_t$ به ترتیب گشتاور پمپ و توربین می‌باشند و $w_p=w_e$ و $w_t$ به ترتیب سرعتهای پمپ و توربین می‌باشند.

**اجزاء مکانیکی گیربکس**

یک گیربکس اتوماتیک از چندین مجموعهٔ خورشیدی و کلاچها و باندهای مربوط به آنها تشکیل شده است. یک مجموعه خورشیدی از یک رینگ یا چرخدنده داخلی، چندین چرخدنده سیاره‌ای (Planet Gear) ، یک خورشید (Sun) و یک حامل سیاره (Planet Carrier) تشکیل می‌شود. شکل شماتیک یک گیربکس اتوماتیک در شکل ۲ نشان داده شده است.

در گیربکس اتوماتیک دو مجموعهٔ خورشیدی ترکیب می‌شوند. چنین آرایشی مجموعه خورشیدی مرکب نامیده می‌شود. حامل چرخدنده‌های سیاره‌ای ورودی و چرخدنده رینگی عکس‌العملی به هم اتصال مکانیکی دارند و حامل چرخدنده‌های سیاره‌ای عکس‌العملی و چرخدنده رینگی ورودی هم به هم اتصال مکانیکی دارند. در دنده ۱ کلاچ اولی، $c_1$ ، درگیر است و توان از طریق خورشید ورودی وارد گیربکس می‌شود. خورشید عکس‌العملی (خروجی) از طریق باند ۲-۱ ، $B_{12}$ ، به پوسته گیربکس ثابت شده است و توان از طریق حامل چرخدنده‌های سیاره‌ای عکس‌العملی از گیربکس خارج می‌شود. حامل چرخدنده‌های سیاره‌ای ورودی در دنده ۱ آزادانه می‌چرخد. در دنده ۲ توان از طریق حامل چرخدنده‌های سیاره‌ای ورودی وارد گیربکس می‌شود. اینکار با درگیری کلاچ دومی، $c_2$ ، امکان پذیر است و خورشید ورودی آزادانه می‌چرخد. در دنده ۱ با آزاد بودن کلاچ دومی، $c_2$ ، حامل ورودی آزادانه می‌چرخد، اما در دندهٔ ۲ با استفاده از یک کلاچ یکطرفه بین خورشید ورودی و کلاچ اولی، خورشید ورودی آزادانه می‌چرخد. کلاچ اولی و باند ۲-۱ در دنده ۲ مشابه دنده ۱ ، درگیر باقی می‌مانند. جزئیات اصول کارکرد این اجزاء در مرجع [۳] وجود دارد.

دیفرانسیل از یک مجموعه خورشیدی تشکیل شده است. توان از طریق خورشید ورودی وارد و از طریق حامل چرخدنده‌های سیاره‌ای خارج می‌شود. چرخدندهٔ رینگی به بدنه ثابت شده است.

روش باندگراف توسط Kim و Cho برای مدل کردن سینماتیک اجزاء مکانیکی گیربکسهای اتوماتیک استفاده شده است [۳]. روش باندگراف برای انجام کارهای کنترلی مناسب است زیرا متغیرهای حالت مستقیماً به متغیرهای فیزیکی مربوط می‌شوند و اثرات لقی و انعطاف‌پذیری شفت دنده‌ها در صورت وجود می‌تواند به راحتی در نظر گرفته شود.

در این مقاله یک مدل با دو متغیر حالت از روی مدل Kim و Cho [۳] استفاده می‌شود.

**عملکرد در دندهٔ ۱**

در دنده ۱ کلاچ اولی، $c_1$ ، درگیر است و توان از طریق خورشید ورودی وارد گیربکس می‌شود. خورشید عکس‌العملی (خروجی) از طریق باند ۲-۱ ، $B_{12}$ ، به پوسته گیربکس ثابت شده است و توان از طریق حامل چرخدنده‌های سیاره‌ای عکس العملی از گیربکس خارج می‌شود. حامل چرخدنده‌های سیاره‌ای ورودی در دنده ۱ آزادانه می‌چرخد.

**فاز گشتاور تعویض‌دندهٔ ۱ به ۲**

وقتی خودرویی به یک سرعت از پیش تعیین شدهٔ تعویض‌دنده می‌رسد، مدار کنترل هیدرولیکی کلاچ دوم را اعمال می‌کند. اینکار باعث آغاز تعویض‌دنده ۲-۱ می‌شود که به آن فاز گشتاور گویند. اعمال کلاچ دوم باعث افت توان می‌شود. در نتیجه، فاز گشتاور با یک کاهش در گشتاور شفت (و در نتیجه در شتاب خودرو) مشخص می‌شود.

**فاز اینرسی (یا سرعت) تعویض‌دندهٔ ۲-۱**

با افزایش ظرفیت کلاچ ۲ ، توان زیادتری از مبدل گشتاور به حامل ورودی انتقال می‌یابد. در نتیجه سرعت حامل ورودی شروع به افزایش می‌کند و ناگهان خورشید ورودی شروع به چرخش سریعتر از توربین می‌کند در این لحظه اسپراگهای کلاچ اولی دیگر توانی انتقال نمی‌دهند و خورشید ورودی شروع به چرخش آزاد می‌کند.

از لحاظ فیزیکی، این زمانی رخ می‌دهد که گشتاور عکس‌العملی روی اسپراگهای کلاچ اولی، به صفر برسد.
چرخش آزاد اسپراگ ورودی، شروع کنندهٔ فاز سرعت تعویض دندهٔ ۲-۱ است. در هنگام فاز سرعت، سرعت حامل ورودی کماکان افزایش می‌یابد و سرعت توربین کماکان به کاهش خود ادامه می‌دهد و این کار تا زمانیکه این دو سرعت یکسان نشوند ادامه می‌یابد در این وضعیت، کلاچ ۲ قفل می‌شود. تا زمانیکه کلاچ دوم قفل شود، مجموعه خورشیدی مرکب از لحاظ استاتیکی نامعین است و این باعث ایجاد یک متغیر حالت جدید می‌شود.
توجه کنید که یکی از دو سرعت خورشیدی ورودی یا حامل ورودی می‌تواند به عنوان متغیر حالت انتخاب شود، چون این دو سرعت توسط قیود سینماتیکی به هم ارتباط دارند.

### عملکرد دندهٔ ۲

زمانیکه سرعت لغزش کلاچ دومی به صفر برسد، که این زمانی اتفاق می‌افتد که ظرفیت گشتاور کلاچ دومی از گشتاورهای عکس العملی که به دو سمت آن وارد می‌شوند، زیادتر باشد و در نتیجه کلاچ دوم قفل شود، گیربکس در دندهٔ ۲ است.
عملکرد گیربکس در سایر دنده‌ها به صورت مشابه با دنده ۱ و ۲ انجام می‌شود. جزئیات اصول کارکرد این دنده‌ها در مرجع [۳] وجود دارد.
به طور خلاصه مدل گیربکس دارای دو متغیر حالت (سرعت توربین که همان سرعت ورودی گیربکس است و سرعت خروجی گیربکس) است و دو کنترل (فشار کلاچ اعمال شونده و فشار کلاچ آزاد شونده) است و حالتهای مختلف کارکردی آن توسط قیود دینامیکی و سینماتیکی تعیین می‌شوند.

## مدل خط انتقال قدرت با سه متغیر حالت

خط انتقال قدرت (Drivetrain) به صورت وسیله‌ای برای انتقال قدرت بین خودرو و گیربکس عمل می‌کند. مدل خط انتقال قدرت شامل فنریت (stiffness) شفت پلوس، اینرسی چرخها، لغزش تایرهای لاستیکی و اینرسی طولی خودرو است. سرعت دورانی شفت خروجی دیفرانسیل، ورودی شفتهای پلوس است. شفت پلوس به صورت یک فنر با جرم متمرکز مدل می‌شود:

$$\dot{T}_s = K_s(R_d w_{cr} - w_{wf}) \qquad (۱۵)$$

در این رابطه $T_s$ مجموع گشتاورهای قسمت چپ و قسمت راست اکسل ، $w_{wf}$ سرعت زاویه‌ای چرخ جلو، $K_s$ مجموع فنریتهای قسمت چپ و قسمت راست اکسل، $w_{cr}$، سرعت حامل عکس‌العملی گیربکس و $R_d$ نسبت دنده دیفرانسیل می‌باشند.
دینامیک دورانی چرخهای محرک جلو به صورت زیر بدست می‌آید:

$$I_{wf}\dot{w}_{wf} = T_s - h_f F_{tf} - T_{rf} \qquad (۱۶)$$

و دینامیک دورانی چرخهای متحرک عقب به صورت زیر می‌باشد:

$$I_{wr}\dot{w}_{wr} = h_r F_{tr} - T_{rr} \qquad (۱۷)$$

و دینامیک طولانی خودرو به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$M\dot{V} = F_{tf} - F_{tr} - F_a \qquad (۱۸)$$

در این روابط:
$h_f$ =ارتفاع استاتیک زمین تا اکسل برای چرخهای جلو
$h_r$ =ارتفاع استاتیک زمین تا اکسل برای چرخهای عقب
$I_{wf}$=اینرسی چرخهای جلو (مجموع راست و چپ)
$I_{wr}$=اینرسی چرخهای عقب (سمت راست و چپ)
$F_{tf}$ =نیروی پیشران یا ترمزی تایر جلو
$F_{tr}$ =نیروی پیشران یا ترمزی تایر عقب
$T_{rf}$ = مقاومت به غلطش چرخهای جلو
$T_{rr}$ =مقاومت به غلطش چرخهای عقب =$T_{rf}$
$g$ = شتاب جاذبه
$M$ =جرم خودرو
$F_a$ =درگ آیرو دینامیک
$F_g$ = مقاومت شیب جاده = $Mg\sin(\theta)$
$\theta$ = شیب جاده

نیروی ترمزی یا پیشران تایر توسط لغزش طولی تایر تولید می‌شود. لغزش تایر به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$i_d = 1 - \frac{V}{h.w_w} \qquad (۱۹)$$

برای زمانیکه تایر تحت گشتاور محرک است و:

$$i_b = 1 - \frac{h.w_w}{V} \qquad (۲۰)$$

برای تایری که تحت گشتاور ترمزی است.
در این روابط h ارتفاع استاتیکی زمین تا اکسل است. باید به این نکته توجه کرد که چون لغزش بعنوان یک کمیت مثبت تعریف می‌شود، در معادلهٔ ۱۹ باید $V > h.w_w$ و در معادلهٔ ۲۰ باید $V < h.w_w$. یک مدل تحلیلی که مورد قبول اکثر محققان باشد و بتواند نیروی تایر را از روی لغزش تایر محاسبه کند، وجود ندارد. در لغزشهای نسبتاً کم (در حدود کمتر از ۲۰~۱۵ درصد) نیروی تایر تقریباً متناسب با لغزش به صورت خطی زیاد می‌شود. با افزایش لغزش، رابطه نیرو- لغزش به شدت غیرخطی می‌شود. ماکزیمم نیروی چرخ در لغزش ۲۰~۱۵ درصد حاصل می‌شود. افزایش زیادتر در لغزش باعث ایجاد شرایط ناپایدار می‌شود که در این حالت با زیاد شدن لغزش تایر، نیروی تایر کاهش می‌یابد [۱]. نیروی تولید شده در تایر می‌تواند به صورت زیر بیان شود:

$$F_t = K_i(i).i \qquad (۲۱)$$

برای تایرهای مورد بحث، در ناحیهٔ خطی، $K_i$=۸۰۰۰۰N است. (سمتهای چپ و راست ترکیب شده‌اند.) چون اینرسی چرخهای عقب در مقایسه با جرم خودرو ناچیز است، سهم آن در دینامیک کلی خودرو بسیار کم است و معادله حالت برای سرعت زاویه‌ای چرخهای عقب (معادله ۱۷) می‌تواند حذف شود. و معادلهٔ ۱۸ به صورت زیر اصلاح می‌شود:

$$M\dot{V} = F_{tf} - \frac{T_{rr}}{h_r} - F_a \qquad (۳)$$

به طور خلاصه مدل خط انتقال قدرت دارای سه متغیر حالت $(V\ ,\ W_{wf}\ ,\ T_s)$ می‌باشد و هیچ کنترلی را ندارد.

## شبیه سازی مدل سیستم محرکه

به منظور شبیه‌سازی صحیح عملکرد گیربکسهای اتوماتیک، یک مدل از مدارهای کنترل هیدرولیکی لازم است. این مدل از یک مدل سادهٔ مرتبه اول برای فشار استفاده می‌کند. اعمال یا حذف فشار از روی کلاچها به صورت یک تاخیر مرتبهٔ اول (first order lag) مدل می‌شود. دینامیک فشارها عبارت است از:

$$\frac{P_{c,actual}}{P_{c,command}} = \frac{1}{\tau_i s + 1} \quad i = c_1, c_2, 12B \qquad (۲۳)$$

ثابتهای زمانی برای درگیری و آزادسازی کلاچها به ترتیب عبارتند از $\tau_{iup}$ و $\tau_{idown}$.
گشتاورهای اعمال شده به کلاچها به صورت زیر مدل می‌شود:

$$T_{ci} = AR_i \mu_{ci} P_{ci}\, \mathrm{sgn}(c_i slip) \qquad (۲۴)$$

$$T_{12B} = \begin{cases} 0.2967 P_{12B} \\ \times (1 - \exp(-\mu_{c12B}\beta))\mathrm{sgn}(C_{12Bslip}) \\ 0.2967 P_{12B} \\ \times (\exp(-\mu_{c12B}\beta) - 1)\mathrm{sgn}(C_{12Bslip}) \end{cases} \qquad (۲۵)$$

$$\mu_{ci} = \mu_1 + \mu_2 \left| C_{islip} \right|, i = 1,2,12B \qquad (۲۶)$$

که در این روابط $c_{islip}$ لغزش کلاچ مربوطه می‌باشد. $AR_i$ حاصلضرب مساحت صفحه کلاچ در شعاع موثر آن است و $\mu_{ci}$ ضریب اصطکاک کلاچ مربوطه می‌باشد.
سرعت خودرو که از شبیه سازی یک مدل دارای هفت متغیر حالت حاصل شده است در شکل ۳ رسم شده است. سرعت موتور که از نتایج شبیه سازی حاصل شده است در شکل ۴ نشان داده شده است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی نشان می‌دهد که تعویض‌دندها به ترتیب در t= ۵/۰۵ sec ، t= ۱۴/۱۵ sec و t= ۵۴/۴۲ sec آغاز می‌شود و در t= ۵/۶۷۵ sec، t= ۱۴/۶۷ sec و t= ۵۴/۲۷ sec خاتمه می‌یابد.
در شکل ۵ نتایج حاصل از شبیه سازی مدل برای شتاب خودرو نشان داده شده است.

## تاثیر ریتارد جرقه ومقدار فشار اعمال شده به کلاچ دوم بر کیفیت تعویض‌دنده

پارامترهای مختلفی ممکن است بر کیفیت تعویض‌دنده تاثیر بگذارند که مهمترین آنها عبارتند از (۱) اندازه تغییر در نسبت دنده (۲) طراحی کلاچها و ترمزها (۳) طراحی سیستم کنترل هیدرولیکی (۴) دمای روغن گیربکس (۵) برنامه تعویض دنده (shift schedule). مطالعه تاثیر تمامی این پارامترها خارج از حوزه کاری این مقاله است. در این مقاله تنها تاثیر فشار عنصر اعمال شونده و ریتارد جرقه بررسی می‌شود. نتایج حاصل از این بررسی در طراحی یک استراتژی برای طراحی کنترلر تعویض‌دنده استفاده می‌شود.

**تاثیر فشار عنصر اعمال شونده بر کیفیت تعویض‌دنده**

تاثیر فشار کلاچ دوم،$P_{c2}$ ،بر کیفیت تعویض دنده در شکل ۶ نشان داده شده است. در این شکل منحنی‌های گشتاور پلوس برای فشارهای مختلف و زاویه دریچه گاز برابر ۹۰ درجه و زاویه جرقه برابر ۳۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا، یعنی منطبق بر MBT نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که در فشارهای کمتر زمان تعویض‌دنده طولانی‌تر و افت گشتاور (torque hole) زیادتر می‌شود در حالیکه جهش گشتاور (torque overshoot) بعد از فاز گشتاور کمتر می‌شود. بنابراین استفاده از یک پروفیل فشار متغیر در هنگام تعویض‌دنده می‌تواند مفید باشد. برای اینکار در فاز گشتاور فشار کلاچ زیادتر می‌شود تا افت گشتاور در این فاز کمتر شود و در مقابل در فاز اینرسی فشار کلاچ کمتر می‌شود تا جهش گشتاور کمتر شود.

**تاثیر ریتارد جرقه بر کیفیت تعویض دنده**

گشتاور ورودی به گیربکس با ریتارد جرقه نسبت به MBT قابل کنترل است. منحنی گشتاور پلوس برای مقادیر مختلف زاویه جرقه نسبت به نقطه مرگ بالا و زاویه دریچه گاز برابر ۹۰ درجه و فشار کلاچ دوم برابر ۱۰۰۰ kPa در شکل ۷ رسم شده است. باید به این نکته توجه شود که ریتارد جرقه زمانی شروع می‌شود که قسمت اعظم فاز گشتاور سپری شده باشد تا افت گشتاور پلوس در فاز گشتاور مینیمم شود. در حالت ایده‌آل شروع ریتارد جرقه بایستی زمانی باشد که گشتاور به حد مینیمم خود رسیده است که این نقطه در واقع نقطه شروع فاز اینرسی است. ریتارد جرقه بایستی بعد از تکمیل تعویض‌دنده قطع شود تا گشتاور پلوس در دنده ۲ افت پیدا نکند.

مطابق شکل ۷ مشخص است که کاهش گشتاور ورودی باعث کاهش زمان تعویض‌دنده می‌شود و جهش گشتاور در فاز اینرسی را کم می‌کند.

با توجه به نتایج فوق می‌توان گفت که زمانی که هم از فشار و هم از ریتارد جرقه برای کنترل پروفیل گشتاور و زمان تعویض دنده استفاده شود برهم‌کنش تاثیر این دو پارامتر بایستی در نظر گرفته شود، برای مثال اگر جرقه ریتارد شود، برای داشتن گشتاور یکسان در فاز اینرسی ، فشار زیادتری لازم است.

بنابراین می‌توان گفت که کنترل همزمان ریتارد جرقه و مقدار فشار اعمال شونده می‌تواند باعث بهبود زیادی در کیفیت تعویض‌دنده شود.

## خلاصه و نتایج

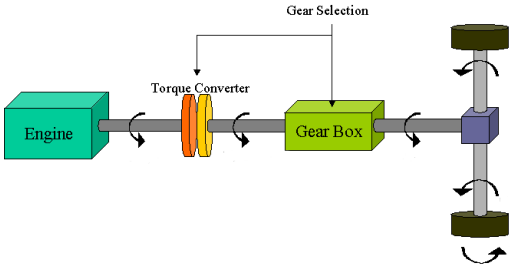
یک مدل ریاضی برای توصیف موتور و خط انتقال قدرت، ارائه شد. به طور خلاصه این مدل دینامیک موتور و خط انتقال قدرت، که شامل دینامیک تعویض‌دنده می‌باشد را با استفاده از هفت متغیر حالت، بیان می‌کند.

این مدل دارای پنج متغیر کنترلی (در صورت امکان) و دو تاخیر جابه‌جایی است.

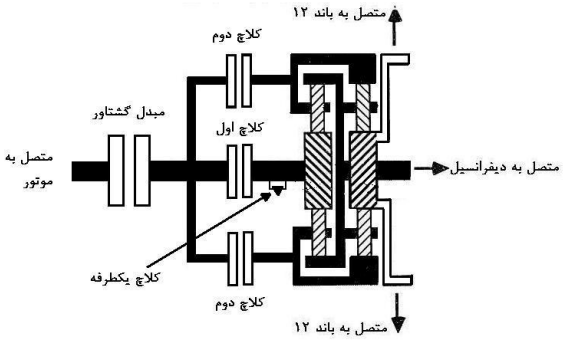
نتایج حاصل از شبیه‌سازی نشان دهنده آن است که فشار کلاچ دوم و زمان جرقه پارامترهای کنترلی مهمی در کنترل تعویض‌دنده می‌باشند. فشار کلاچ دوم کنترل‌کننده گشتاور پلوس در فاز اینرسی تعویض دنده می‌باشد و با افزایش آن گشتاور پلوس در این فاز زیاد می‌شود در حالیکه با ریتارد جرقه گشتاور پلوس در این فاز کاهش می‌یابد.

## مراجع

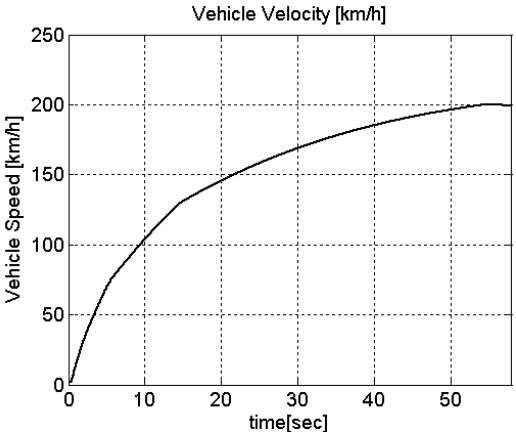

1. Cho, D., and Hedrick, J.K., Automotive Powertrain Modeling for Control, ASME Jornal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 111, No. 4 (1989), p.568-576.
2. Hong, K.S., Yang, K.J., and Lee, K.I., Object Oriented Modeling for Gasoline Engine and Automatic Transmission Systems, Computer Applications in Engineering Education, Vol. 7, No. 2 (1999), p. 107-119.
3. Kim, J., and Cho, D., "An Automotive Transmission Model for Vehicle Control," IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems, pp. 759-764, Boston, MA, November 1997.
4. Kotwicki, A., J., "Dynamic Models for Torque Converter Equipped Vehicles," SAE Paper No. 82039, 1982.



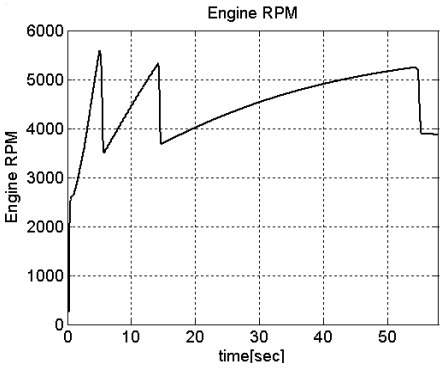

شکل ۱-اجزای اصلی سیستم انتقال قدرت



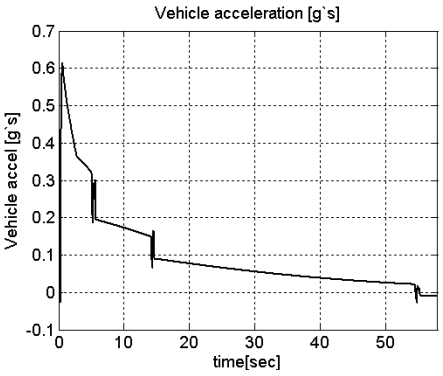

شکل ۲- شکل شماتیک گیربکس اتوماتیک



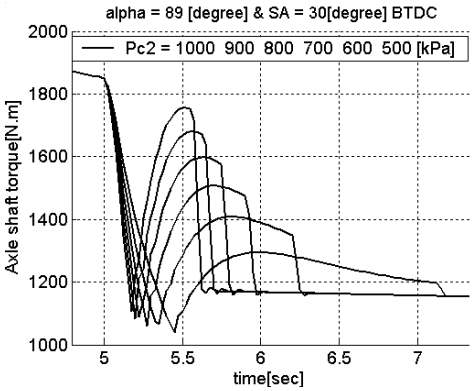

شکل ۳- تغییر سرعت خودرو با گذشت زمان



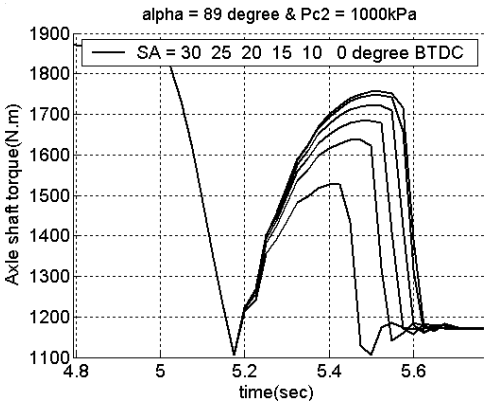

شکل ۴- سرعت دورانی موتور




شکل ۵- شتاب خودرو




شکل ۶-گشتاور پلوس درفشارهای مختلف




شکل ۷- گشتاور پلوس در زاویه‌های مختلفی از جرقه