



تحلیل دینامیکی زنجیره انتقال قدرت خودرو: مقایسه فلاپویل تک‌جرمی و دوجرمی در شرایط عملیاتی مختلف

محمد طاهر بیانی هدش^{۱*}، رضا سلطانی^۲، هادی محمدی بیده‌ندی^۳، یعقوب عباس‌زاده^۴

mtbayanih@ut.ac.ir
r_soltani@ip-co.com
h_mohammadi@ip-co.com
y_abbaszadeh@ip-co.com

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه تهران
^۲ رئیس اداره اصطکاک و روانکاری، شرکت ایپکو
^۳ رئیس اداره صدا، ارتعاش و توسعه دینامیکی، شرکت ایپکو
^۴ رئیس اداره کل محاسبات مهندسی، شرکت ایپکو

چکیده

در این مطالعه، دینامیک زنجیره انتقال قدرت یک خودروی سواری مجهز به موتور سه‌سیلندر و جعبه‌دنده پنج‌سرعتی دستی در دو حالت فلاپویل تک‌جرمی و دوجرمی شبیه‌سازی و مقایسه گردید. سپس اثر فلاپویل دوجرمی بر کاهش نوسانات پیچشی و ارتعاشات انتقال‌یافته به جعبه‌دنده و خودرو در شرایط عملیاتی مختلف مورد ارزیابی قرار گرفت. برای این منظور در نرم‌افزار AVL EXCITE™ PowerUnit، مدل سامانه با در نظر گرفتن ۴۴ درجه آزادی پیچشی ایجاد شد و طیف گسترده‌ای از شرایط عملیاتی شامل راه‌اندازی، دور آرام، آغاز حرکت، خزش، جاروب افزایش و کاهش سرعت، شتاب‌گیری آنی مثبت و منفی خودرو و توقف تحلیل گردید. همچنین برای شرایط جاروب سرعت، نتایج شبیه‌سازی در دنده چهارم با داده‌های آزمون تجربی اعتبارسنجی گردید.

نتایج به‌دست‌آمده نشان داد که فلاپویل دوجرمی می‌تواند در شرایط شبه‌پایدار نظیر سرعت آرام، خزش و جاروب سرعت، نوسانات ورودی به جعبه‌دنده را به‌طور چشمگیری کاهش دهد. در شرایط گذرا رفتار سامانه از پیچیدگی‌های بیش‌تری برخوردار بود. در شرایط عملیاتی راه‌اندازی، توقف و آغاز حرکت، افزایش نوسانات ورودی به جعبه‌دنده و شتاب خطی خودرو مشاهده شد. در مقابل، در آزمون‌های شتاب‌گیری آنی مثبت و منفی، فلاپویل دوجرمی موجب کاهش محسوسی در نوسانات محور ورودی جعبه‌دنده گردید.

استفاده از فلاپویل دوجرمی به‌طور کلی موجب بهبود رفتار دینامیکی زنجیره انتقال قدرت می‌شود. با این حال در برخی شرایط عملیاتی گذرا مانند راه‌اندازی، عملکرد آن محدودیت‌هایی دارد. همچنین فلاپویل دوجرمی باعث افزایش نوسانات سرعت زاویه‌ای میل‌لنگ می‌شود که در کنار تغییر توزیع ممان اینرسی میان میل‌لنگ و محور ورودی جعبه‌دنده، نیاز به انجام تحلیل‌های تکمیلی برای سایر قطعات نظیر میل‌لنگ را ضروری می‌سازد.

کلیدواژه‌ها: زنجیره انتقال قدرت، کلاچ سنتی، فلاپویل دوجرمی، نوسانات پیچشی



Dynamic Analysis of the Automotive Powertrain: Comparison of Single-Mass and Dual-Mass Flywheels under Different Operating Conditions

Mohamad Taher Bayani Hedesh^{1*}, Reza Soltani², Hadi Mohammadi Bidhendi³, Yaghub Abbaszadeh³

¹MSc Student, Faculty of Mechanical Engineering Department, University of Tehran

mtbayanih@ut.ac.ir

²Head of Tribology Department, Irankhodro Powertrain Company (IPCO)

r_soltani@ip-co.com

³ Head of NVH & Dynamic Development Department, Irankhodro Powertrain Company (IPCO)

h_mohammadi@ip-co.com

⁴ Head of CAE Department, Irankhodro Powertrain Company (IPCO)

y_abbaszadeh@ip-co.com

Abstract

In this study, the dynamics of the powertrain of a passenger car equipped with a three-cylinder engine and a five-speed manual transmission were simulated and compared in two configurations: single-mass flywheel (SMF) and dual-mass flywheel (DMF). The influence of the DMF on reducing torsional vibrations and drivetrain oscillations transmitted to the gearbox and the vehicle was subsequently evaluated under various operating conditions. For this purpose, a powertrain model with 44 torsional degrees of freedom was developed in AVL EXCITE™ PowerUnit software, and a wide range of vehicle operating scenarios—including engine start-up, idle, vehicle launch, creep, drive and coast speed sweep, tip-in and back-out, and engine stop—were analyzed. In addition, for the driving speed sweep condition, the simulation results in 4th gear were validated with experimental data.

The results indicated that the DMF significantly reduced the torsional fluctuations transmitted to the gearbox in quasi-steady conditions such as idle, creep, drive and coast speed sweep. In transient conditions, however, the system exhibited more complex behavior. During start-up, stop, and launch, an increase in drivetrain oscillations and vehicle linear acceleration fluctuations was observed. In contrast, in tip-in and back-out maneuvers, the DMF led to a noticeable reduction in input shaft oscillations of the gearbox.

Overall, the use of a dual-mass flywheel generally improves the dynamic behavior of the powertrain; however, under certain transient operating conditions, such as engine start-up, its performance exhibits limitations. In addition, the DMF increases crankshaft angular velocity fluctuations. Combined with the altered distribution of inertia between the crankshaft and the transmission input shaft, this requires further analyses of other components, such as the crankshaft, to ensure optimal DMF performance.

Keywords: Drivetrain, Conventional Clutch, Dual-Mass Flywheel, Torsional Vibrations

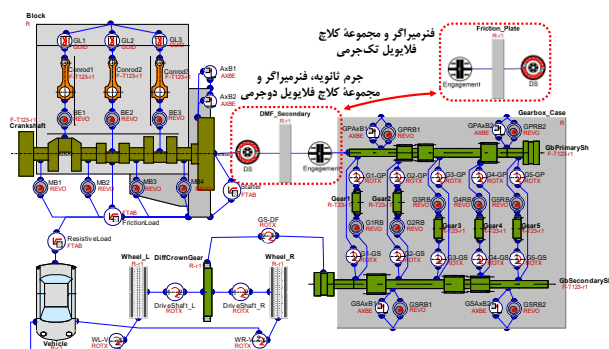
مقدمه

موتورهای احتراق داخلی، به‌ویژه موتورهای سه‌سیلندر، به دلیل ماهیت نوسانی خود گشتاورهایی با نوسانات قابل توجه تولید می‌کنند که می‌تواند منجر به ارتعاشات پیچشی و لرزش ناخواسته در سیستم انتقال قدرت خودرو شود [۱]. به طور سنتی، از فلاپویل تک‌جرمی^۱ همراه با کلاچ برای کاهش نوسانات پیچشی استفاده می‌شود؛ اما فلاپویل دوجرمی^۲ به عنوان راه حلی پیشرفته تر معرفی شده است که می‌تواند لرزش‌های خودرو و نوسانات شتاب زاویه‌ای را در شرایط مختلف عملیاتی به طور قابل توجهی کاهش دهد [۲].

برای اطمینان از عملکرد بهینه فلاپویل دوجرمی در کاهش نوسانات پیچشی، زنجیره انتقال قدرت باید تحت مجموعه‌ای جامع از شرایط عملیاتی شامل راه‌اندازی و دور آرام^۳، آغاز به حرکت و خزش^۴، جاروب افزایش و کاهش سرعت^۵، شتاب‌گیری آنی مثبت و منفی^۶ و توقف^۷ مورد بررسی قرار گیرد. هر یک از شرایط عملیاتی حاکم بر سامانه، پیچیدگی‌های خاصی به سیستم تحمیل می‌کند که ضرورت انجام شبیه‌سازی‌های دقیق را برای ارزیابی عملکرد فلاپویل دوجرمی آشکار می‌سازد [۳-۵]. علاوه بر این، پارامترهای کلیدی مانند سفتی فنر، توزیع ممان اینرسی و میرایی هیستریزس تأثیر قابل توجهی بر کاهش مؤثر لرزش و انتقال کم‌نوسان گشتاور دارند [۶ و ۷]. همچنین، توسعه فناوری فلاپویل دوجرمی از مراحل اولیه معرفی در دهه ۸۰ [۲] تا معرفی نمونه‌های پیشرفته‌تری مانند آونگ گریز از مرکز دوبازویی^۸ [۸] و به‌کارگیری روش‌های کنترل نیمه‌فعال [۹]؛ بیانگر روند رو به رشد و نوآوری مستمر در این حوزه است.

تحقیقات پیشین به‌طور گسترده‌ای به کنترل لرزش‌های پیچشی در زنجیره‌های انتقال قدرت با پیکربندی‌های فلاپویل تک‌جرمی و دوجرمی پرداخته‌اند. اشتاینل [۱۰] با تمرکز بر خودروهای سنگین، به تنظیم سامانه کلاچ برای کاهش نویز و لرزش پرداخت و نقش فلاپویل دوجرمی را در کاهش لرزش‌های فرکانس پایین در حالت سرعت آرام و همچنین در جاروب افزایش سرعت در دنده‌های مختلف نشان داد. کیم [۱۱] عملکرد شرایط راه‌اندازی، آغاز حرکت و جاروب افزایش سرعت را در خودروهای مجهز به انتقال قدرت متغیر پیوسته^۹ با دو نوع اتصال میراگر ارتعاشی و فلاپویل دوجرمی در شبیه‌سازی و آزمون بررسی نمود و برتری عملکرد فلاپویل دوجرمی را تأیید کرد. زو [۹] فلاپویل دوجرمی مبتنی بر سیال گرانروی متغیر مغناطیسی^{۱۰} را معرفی کرد و نشان داد که این ساختار، با بهره‌گیری از استراتژی‌های کنترلی تطبیقی، قابلیت بهبود میرایی در شرایط متغیری چون راه‌اندازی، توقف،

سرعت آرام و جاروب افزایش و کاهش سرعت را دارد. چن [۴] عملکرد میرایی فلاپویل دوجرمی را در شرایط راه‌اندازی، سرعت آرام، آغاز حرکت و جاروب افزایش و کاهش سرعت مدل‌سازی نمود و نتایج کاهش نوسانات را با آزمون تجربی تأیید کرد. شیه [۵] شرایط عملیاتی شامل راه‌اندازی، جاروب افزایش و کاهش سرعت، خزش، توقف و شتاب‌گیری آنی مثبت و منفی را شبیه‌سازی کرده و نتایج شبیه‌سازی را در مرحله جاروب افزایش سرعت با داده‌های آزمون اعتبارسنجی کرد. افزون بر این، ون [۱۲] و کیو [۱۳] این رویکرد را به زنجیره‌های انتقال قدرت هیبریدی و خودروهای سنگین گسترش دادند و در شرایط جاروب افزایش سرعت و نواحی تشدید، دینامیک سامانه را با بهره‌گیری از مدل‌های غیرخطی چند درجه آزادی شبیه‌سازی و اعتبارسنجی کردند. در این مطالعه، زنجیره انتقال قدرت یک خودروی رده D با موتور سه‌سیلندر و جعبه‌دنده پنج‌سرعت دستی، به‌صورت واقع‌بینانه‌تر و با دقت بیشتری شبیه‌سازی و شرایط مرزی آن تعریف شده است. این شبیه‌سازی در مجموعه‌ای گسترده از شرایط عملیاتی شامل راه‌اندازی، دور آرام، آغاز حرکت، جاروب افزایش و کاهش سرعت، شتاب‌گیری آنی مثبت و منفی و توقف به‌کار گرفته شد تا عملکرد فلاپویل تک‌جرمی و دوجرمی در شرایط واقعی مقایسه شود.



شکل ۱: سامانه انتقال قدرت موتور سه‌سیلندر

روش شبیه‌سازی

در این مطالعه زنجیره انتقال متشکل از موتور سه‌سیلندر، کلاچ سنتی یا فلاپویل دوجرمی، جعبه‌دنده ۵ سرعته دستی و سایر اجزای مؤثر بر نوسانات پیچشی، با در نظر گرفتن ۴۴ درجه آزادی پیچشی در نرم‌افزار AVL EXCITE™ PowerUnit (شکل ۱) تعریف شد. با توجه به شرایط عملیاتی متنوع خودرو و ماهیت نوسانی گشتاور تولیدی موتور، حاصل از برهم کنش فشار نوسانی محفظه احتراق و نیروی اینرسی،

⁶ Tip-In and Back-Out

⁷ Stop

⁸ Bifilar-Type Centrifugal Pendulum DMF

⁹ Continuous Variable Transmission - CVT

¹⁰ Magnetorheological Fluid - MRF

¹ Single Mass Flywheel - SMF

² Dual Mass Flywheel - DMF

³ Start-up and Idle

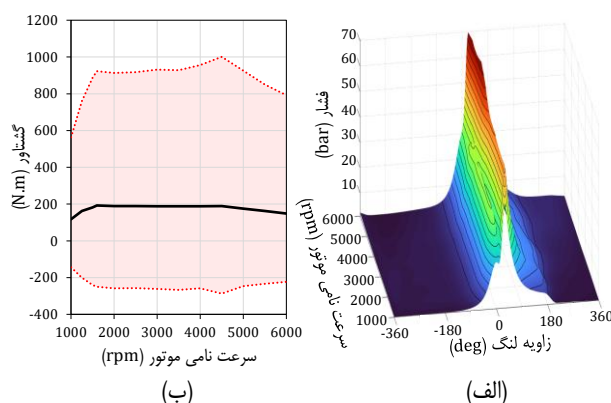
⁴ Launch and Creep

⁵ Drive and Coast



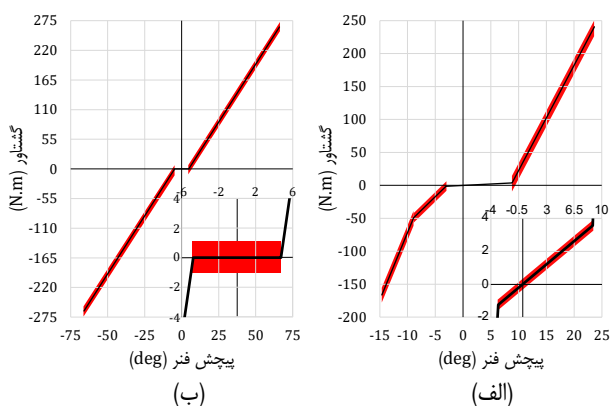
زنجیره انتقال قدرت و شرایط حاکم بر آن به صورت دقیق تعریف گردید.

موتور به عنوان منبع اصلی ایجاد نوسانات زنجیره انتقال قدرت، متشکل از شاتون، مجموعه میل‌لنگ و بلوک تعریف شد. مجموعه میل‌لنگ به صورت مجموعه‌ای سرهمبندی شده از میل‌لنگ، میراگر نوسانات پیچشی^۱ و فلاپیول تک‌جرمی یا بخش اولیه فلاپیول دوجرمی توسط نرم‌افزار Abaqus چگالیده^۲ و در سامانه تعریف گردید. فشار محفظه احتراق وابسته به شرایط عملیاتی موتور بین حالت تمام‌بار (شکل ۲ الف)) و بدون بار موتورگردانی تغییر کرد. نیروهای حاصل از فشار محفظه احتراق در تمامی شرایط عملیاتی، پس از تبدیل به نیروی عمودی در چشم کوچک شاتون اعمال شد. در این مطالعه نوسانات فشار احتراق در حالت تمام‌بار، به تنهایی نوسانات گشتاور حدود ۳.۷ برابر گشتاور تولیدی میانگین موتور ایجاد کرد (شکل ۲ ب)). نوسانات پیچشی حاصل از جرم مجموعه پیستون و شاتون در کنار سایر عوامل مؤثر به صورت داخلی حین شبیه‌سازی محاسبه شد.



شکل ۲: الف) منحنی فشار محفظه احتراق و ب) گشتاور میانگین موتور (خط مشکی) و بازه نوسانی آن (ناحیه قرمز) در حالت تمام بار

مجموعه فنرمیراگر^۳ زنجیره انتقال قدرت وظیفه میرا کردن نوسانات زاویه‌ای ورودی از موتور به جعبه‌دنده را بر عهده دارد. در زنجیره انتقال قدرت با فلاپیول تک‌جرمی، فنرهای داخل صفحه کلاچ، بین بخش داخلی و صفحات اصطکاکی، فنرمیراگر زنجیره انتقال قدرت می‌باشند. در زنجیره انتقال قدرت با فلاپیول دوجرمی مورد بررسی در این مطالعه، فنرهای بین جرم اولیه و ثانویه فلاپیول دوجرمی این وظیفه را بر عهده دارند و صفحه کلاچ تنها صفحات اصطکاکی می‌باشد. همانطور که در شکل ۱ مشاهده می‌شود ترتیب قرارگیری مفاصل فنرمیراگر و صفحات اصطکاکی در دو حالت فلاپیول تک‌جرمی و فلاپیول دوجرمی متفاوت است. اطلاعات سفتی و گشتاور اصطکاکی هیستریزس فنرمیراگر در دو حالت فلاپیول تک‌جرمی و دوجرمی مطابق با شکل ۳ تعریف شد.



شکل ۳: منحنی مشخصه فنرمیراگر الف) فلاپیول تک‌جرمی ب) فلاپیول دوجرمی - سفتی نامی (خط مشکی) و اصطکاک هیستریزس (ناحیه قرمز)

جدول ۱: مشخصات زنجیره انتقال قدرت

مقدار	شاخص	مقدار	شاخص
۰.۱۴۶۳ kgm ²	ISMF	۰.۰۲۴۳ kgm ²	I _{Eng}
۰.۰۷۷۲ kgm ²	IDMF-S	۰.۰۸۸۸ kgm ²	IDMF-P
۴۳.۵۷۳ kgm ²	IGB-S	۰.۰۰۱۸ kgm ²	IGB-P
۱۱۹.۲۶ kgm ²	I _{Veh}	۱.۰۰۰۰ kgm ²	I _w
۰.۰۰۱۱ kgm ²	IG ₂	۰.۰۰۱۶ kgm ²	IG ₁
۰.۰۰۰۳ kgm ²	IG ₄	۰.۰۰۰۲ kgm ²	IG ₃
۰.۰۱۵۵ kgm ²	ID _{Diff}	۰.۰۰۰۸ kgm ²	IG ₅
۰.۶ Nm	T _{H-SMF-PD}	۰.۱۸ Nm/deg	K _{SMF-PD}
۱۵ Nm	T _{H-SMF-MD1}	۹.۴ Nm/deg	K _{SMF-MD1}
۲۳ Nm	T _{H-SMF-MD2}	۱۸۸ Nm/deg	K _{SMF-MD2}
۲ Nm	T _{H-DMF-PD}	۰ Nm/deg	K _{DMF-PD}
۱۶.۵ Nm	T _{H-DMF-MD}	۴.۳ Nm/deg	K _{DMF-MD}
۷۲.۲ Nm/deg	K _{Drive-L}	۶۷.۶ Nm/deg	K _{Drive-R}
۱۲.۲۲ Nms/deg	C _{Tyre}	۴۴۶۸۰ Nm/deg	K _{Tyre}
۰.۴۱ - 0.46	μ _{Clutch}	۲۹۹ mm	r _{Tyre}
۱.۸۷	GR ₂	۳.۴۵	GR ₁
۰.۸۲	GR ₄	۱.۱۶	GR ₃
۴.۲۹	GR _{Diff}	۰.۶۶	GR ₅

جعبه‌دنده از نوع ۵ سرعتی دستی با تمامی اجزای دوار مؤثر تعریف شد. با در نظر گرفتن چرخنده‌های هرزگرد در هر وضعیت انتقال گشتاور، تأثیر جعبه‌دنده به صورت واقع‌گرایانه در نظر گرفته شد. گشتاور با نسبت یکسان از طریق محورهای محرک به چرخ‌ها منتقل شد. به جهت در نظر گرفتن تأثیر میرایی لاستیک خودرو، میان ممان اینرسی مؤثر خودرو و چرخ‌ها سفتی پیچشی متناسب اعمال شد [۱۴]. اطلاعات مهم زنجیره انتقال قدرت در جدول ۱ بیان شده است.

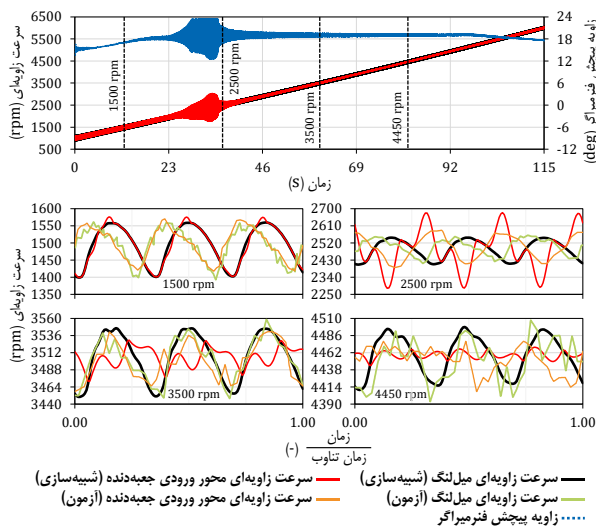
³ Spring Damper

¹ Torsional Vibration Damper - TVD

² Condensed

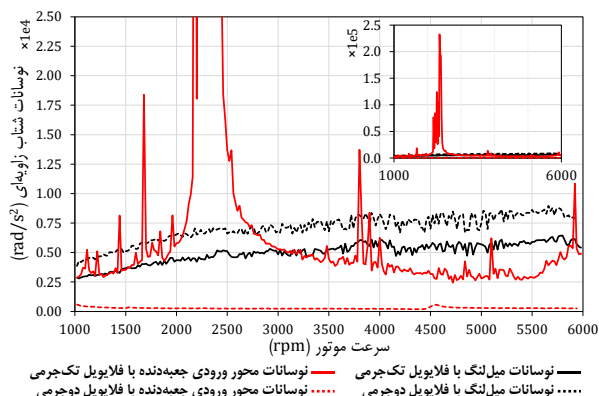


یافت و نوسانات سرعت زاویه‌ای میل‌لنگ و محور ورودی جعبه‌دنده ثبت گردید. داده‌های سرعت زاویه‌ای با نرخ ۱ مگاهرتز توسط حسگرهای سرعت‌سنج، روی فلاپویل و انتهای محور ورودی جعبه‌دنده به صورت همزمان برداشت شدند.



شکل ۵: پاسخ دینامیکی اجزای زنجیره انتقال قدرت با فلاپویل تک‌جرمی، شبیه‌سازی و آزمون جاروب افزایش سرعت در دنده ۴

نتایج شبیه‌سازی و آزمون جاروب افزایش سرعت زنجیره انتقال قدرت با فلاپویل تک‌جرمی در شکل ۵ ارائه شده است. در سرعت‌های ۱۵۰۰، ۲۵۰۰ و ۴۴۵۰ د.د.د نوسانات سرعت میل‌لنگ و محور ورودی جعبه‌دنده تطابق مناسبی نشان دادند. در ۲۵۰۰ د.د.د نیز تطابق نوسانات میل‌لنگ حفظ شد اما انحراف معیار نوسانات محور ورودی در شبیه‌سازی بیشتر از آزمون بود. این اختلاف ناشی از در نظر گرفتن گشتاور اصطکاک هیستریزس برابر با مقادیر نامی می‌باشد که کمتر از مقدار واقعی در فنر میراگر بوده و موجب افزایش دامنه تشدید شده است.

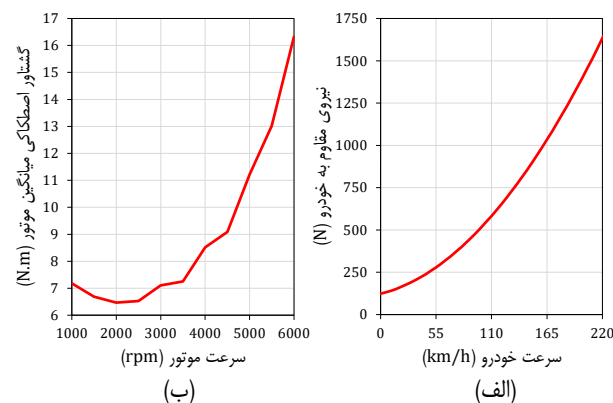


شکل ۶: منحنی نوسانات شتاب اجزای زنجیره انتقال قدرت با فلاپویل تک‌جرمی (ترکیب مرتبه‌ها)، شبیه‌سازی جاروب افزایش سرعت در دنده ۴

شرایط عملیاتی اول: جاروب افزایش و کاهش سرعت

فرکانس تحریک اجزای زنجیره انتقال قدرت، بجز موتور و محور ورودی جعبه‌دنده، در نسبت‌دنده‌های مختلف متفاوت است و همچنین ممان اینرسی محورهای جعبه‌دنده به علت ثابت شدن چرخ‌دنده فعال بر روی محورها در هر دنده تغییر می‌کند. بنابراین جاروب افزایش و کاهش سرعت باید برای تمامی نسبت‌دنده‌ها شبیه‌سازی شود [۱۰]. به جهت اعمال بیشینه دامنه نوسانات گشتاور بر سامانه، جاروب افزایش سرعت از ۱۰۰۰ تا ۶۰۰۰ د.د.د در حالت تمام بار شبیه‌سازی شد. با تعریف متناسب گشتاور مقاوم، جاروب سرعت در دنده‌های اول تا پنجم به ترتیب در ۳۰، ۶۰، ۹۰، ۱۲۰ و ۱۵۰ ثانیه به صورت پایدار و با شتاب ثابت انجام شد. زمان بالای جاروب افزایش سرعت موجب افزایش دامنه‌های نوسانات پاسخ به بیشینه مقدار خود در فرکانس‌های تشدید و شبه پایدار بودن شبیه‌سازی شد.

در شبیه‌سازی جاروب کاهش سرعت، پس از پایدار شدن سامانه در بیشینه سرعت قابل حصول، متناسب با تنظیم دریچه گاز فشار محفظه احتراق کاهش یافت تا به شرایط بدون بار برسد و با قرارگیری در حالت موتور گردانی، سرعت موتور به کمینه مقدار مجاز کاهش یافت. طول این شبیه‌سازی متناسب با گشتاور مصرفی معادل بدست آمد که از نیروی مقاوم به خودرو در جاده بدون شیب، اصطکاک میانگین درونی موتور (شکل ۴) و نیروی تلمبه‌ای محفظه احتراق در حالت موتور گردانی محاسبه شد.

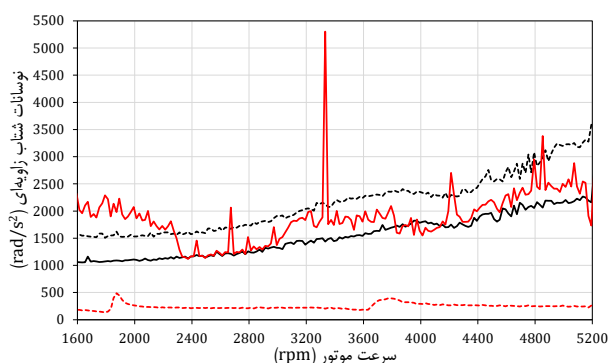


شکل ۴: (الف) نیروی مقاوم وارده به خودرو در جاده بدون شیب و (ب) گشتاور اصطکاکی موتور در حالت موتور گردانی و دمای ۹۰°C

برای اعتبارسنجی مدل‌سازی زنجیره انتقال قدرت با فلاپویل تک‌جرمی، جاروب افزایش سرعت در دنده چهارم با آزمون مقایسه گردید. نوسانات سرعت زاویه‌ای میل‌لنگ و محور ورودی جعبه‌دنده در جاده‌ای با شیب میانگین ۱.۸ درجه، با جاروب افزایش سرعت در دنده ۴ اندازه‌گیری شد. در این آزمون سرعت موتور به صورت تمام‌پدال از ۱۰۰۰ د.د.د تا بیشینه سرعت قابل حصول در زمان ۶۰ ثانیه افزایش



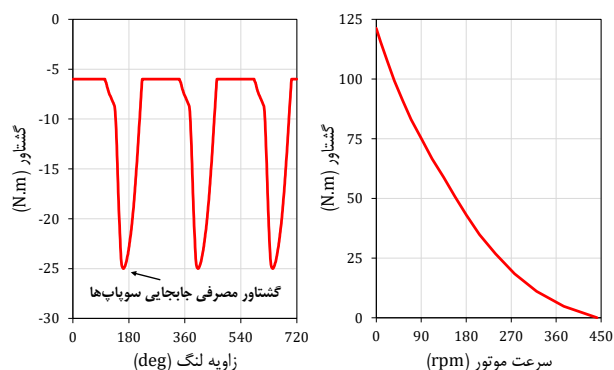
سرعت موتور در هر دو حالت فلاپویل تک‌جرمی و دوجرمی، در حدود ۶۳.۵ ثانیه به کمینه سرعت مجاز ۱۵۷۶ د.د.د رسید. مطابق با شکل ۸، در حالت فلاپویل تک‌جرمی نوسانات شتاب زاویه‌ای محور ورودی جعبه‌دنده به بیشینه مقدار ۷۴۱۰ رادیان برمجذورثانیه افزایش یافت و به صورت میانگین ۲۳ درصد بیش‌تر از نوسانات میل‌لنگ بود. در مقابل در حالت فلاپویل دوجرمی نوسانات محور ورودی جعبه‌دنده همواره کمتر از ۴۸۷ رادیان برمجذورثانیه قرار داشت و در میانگین نوسانات آن نسبت به میل‌لنگ ۸۹ درصد کاهش مشاهده شد. به صورت میانگین نوسانات محور ورودی جعبه‌دنده و میل‌لنگ در حالت فلاپویل دوجرمی نسبت به فلاپویل تک‌جرمی به ترتیب ۸۷ درصد کاهش و ۳۹ درصد افزایش یافت. کاهش نوسانات ورودی به جعبه‌دنده بیانگر عملکرد مناسب فلاپویل دوجرمی در شرایط عملیاتی جاروب افزایش و کاهش سرعت می‌باشد.



شکل ۸: منحنی نوسانات شتاب اجزای زنجیره انتقال قدرت با فلاپویل تک‌جرمی (ترکیب مرتبه‌ها)، شبیه‌سازی جاروب کاهش سرعت در دنده ۵

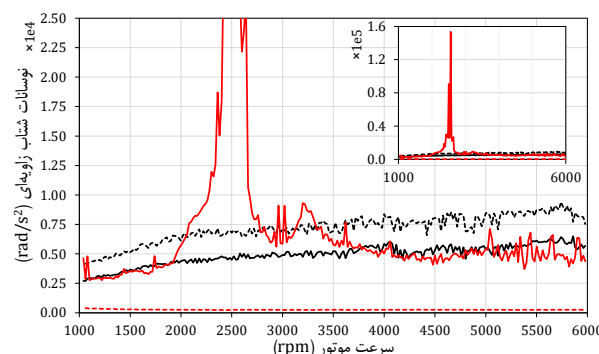
شرایط عملیاتی دوم: راه‌اندازی و سرعت آرام

با قرار داشتن جعبه‌دنده در حالت خلاص و درگیری کامل کلاچ، راه‌انداز موتور از حالت سکون سرعت میل‌لنگ را افزایش داد. با رسیدن سرعت موتور به محدوده آغاز جرقه‌زنی شمع، فشار محفظه احتراق پس از یک چرخه موتورگردانی به حالت احتراق با گشتاور بالا در ابتدا و سپس با گشتاور پایین‌تر تغییر وضعیت داد.



مطابق با شکل ۶، نوسانات شتاب زاویه‌ای دنده چهارم در حالت فلاپویل تک‌جرمی در سرعت ۲۳۶۰ د.د.د به بیشینه دامنه خود با مقدار 2.3×10^5 رادیان برمجذورثانیه رسید. در ناحیه تشدید، فنر میراگر تا انتهای مرحله میرایی اصلی پیچیده و با برخورد مکرر به مقطع انتهایی خود، نوسانات شتاب زاویه‌ای محور ورودی جعبه‌دنده را نسبت به میل‌لنگ تشدید کرد. در مقابل در حالت فلاپویل دوجرمی، دامنه نوسانات در تمام سرعت‌ها به کمتر از ۵۷۷ رادیان برمجذورثانیه محدود شد. بر اساس تحلیل مودال، فرکانس طبیعی اول پیچشی فنر میراگر به ۱۱.۵ هرتز کاهش یافت و در نتیجه با جابه‌جایی بازه تشدید به سرعت ۴۶۰ د.د.د، رفتار ارتعاشی سامانه بهبود یافت. میانگین نوسانات شتاب زاویه‌ای میل‌لنگ و محور ورودی جعبه‌دنده در حالت فلاپویل دوجرمی نسبت به فلاپویل تک‌جرمی به ترتیب ۴۲ درصد افزایش و ۹۷ درصد کاهش یافت.

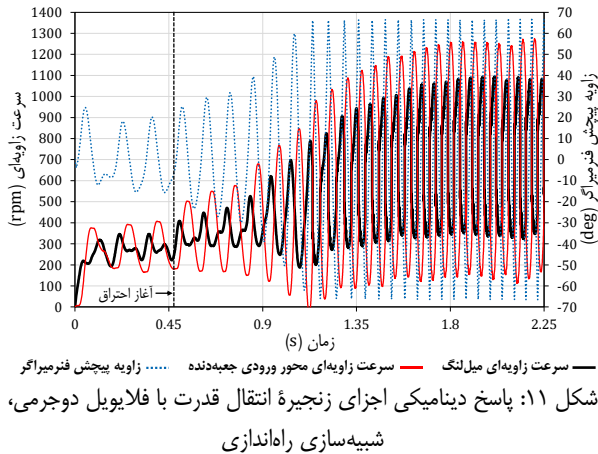
همانطور که در شکل ۷ مشاهده می‌شود، نوسانات شتاب زاویه‌ای در دنده دوم در حالت فلاپویل تک‌جرمی به بیش از 1.5×10^5 رادیان برمجذورثانیه در سرعت ۲۵۶۰ د.د.د رسید. با توجه به کاهش ۵ درصدی ممان اینرسی محور ورودی جعبه‌دنده، به علت هرزگرد شدن چرخ‌دنده چهارم، موقعیت بیشینه تشدید ۸ درصد نسبت به دنده چهارم افزایش یافت. در حالت فلاپویل دوجرمی، دامنه نوسانات در تمام سرعت‌ها در بیشینه مقدار به ۳۸۴ رادیان برمجذورثانیه رسید. در دنده چهارم و در سرعت ۴۵۳۹ د.د.د نوسانات محور ورودی جعبه‌دنده افزایش ۲۰.۸ درصدی نشان داد، در حالی که در دنده دوم چنین رفتاری مشاهده نشد. این اختلاف به دلیل نسبت سرعت بالاتر در دنده چهارم ایجاد شد که محور خروجی جعبه‌دنده را به فرکانس تشدید خود با دامنه ۶۸۷۹ رادیان برمجذورثانیه رساند و اثر آن در دنده چهارم به محور ورودی منتقل شد. میانگین نوسانات شتاب زاویه‌ای دنده دوم برای میل‌لنگ و محور ورودی جعبه‌دنده در حالت فلاپویل دوجرمی نسبت به فلاپویل تک‌جرمی به ترتیب ۴۳ درصد افزایش و ۹۷ درصد کاهش یافت.



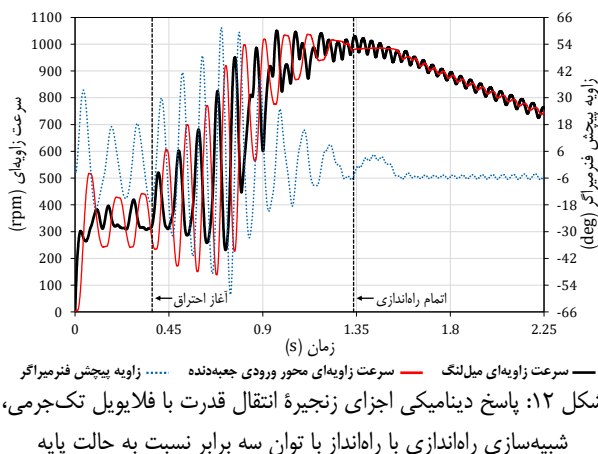
شکل ۷: منحنی نوسانات شتاب اجزای زنجیره انتقال قدرت با فلاپویل تک‌جرمی (ترکیب مرتبه‌ها)، شبیه‌سازی جاروب افزایش سرعت در دنده ۲



جعبه‌دنده تحت تأثیر نوسانات زاویه‌ای بخش ثانویه فلاپویل در حالت تشدید قرار گرفت و این نوسانات باعث تشدید نوسانات میل‌لنگ نیز گردید. در نتیجه سرعت میانگین میل‌لنگ هرگز به محدوده کاری راه اندازی موتور نرسید.



یکی از راهکارهای متداول برای گذر از ناحیه تشدید، استفاده از راه‌انداز موتور با توان بیشتر است. بنابراین از یک راه‌انداز با توان حدود سه برابری استفاده شد. همانطور که در شکل ۱۲ نشان داده شده است؛ پس از ۰.۳۷ ثانیه موتور به سرعت ۳۲۰ د.د.د رسید و با آغاز احتراق با شرایط یکسان با حالت فلاپویل تک‌جرمی، با موفقیت از ناحیه تشدید عبور کرد و پس از ۱.۳۳ ثانیه به سرعت ۱۰۰۰ د.د.د رسید.



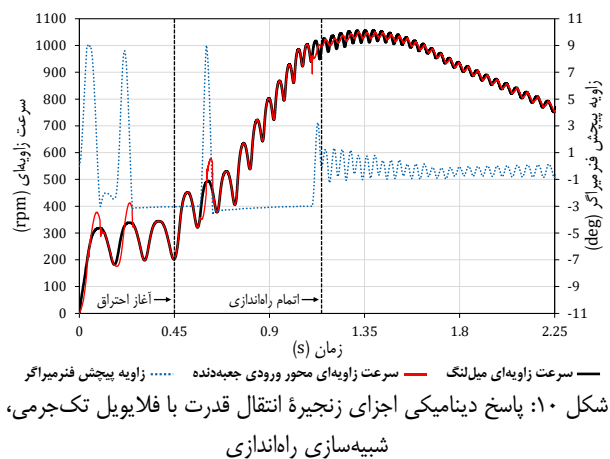
همانطور که در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود، فنر میراگر فلاپویل دوجرمی حین عبور از ناحیه تشدید در فرآیند راه‌اندازی، در وضعیت قفل قرار نگرفت. علت این پدیده هیستریزس پایین فنر میراگر فلاپویل دوجرمی نسبت به ممان اینرسی بخش ثانویه آن بود. مقدار میانگین انحراف معیار چرخه‌ای نوسانات سرعت زاویه‌ای برای میل‌لنگ و محور ورودی جعبه‌دنده در حالت فلاپویل دوجرمی به ترتیب برابر با ۱۰۴ و ۱۵۸ د.د.د.

(الف) (ب)

شکل ۹: (الف) گشتاور تولیدی راه‌انداز موتور و (ب) گشتاور مصرفی موتور در شرایط روانکاری مرزی سرد

فرکانس تشدید فلاپویل دوجرمی مورد بررسی در این مطالعه در محدوده سرعت راه‌اندازی قرار دارد. از این رو به جهت شبیه‌سازی دقیق این وضعیت، گشتاور راه‌انداز موتور بر حسب سرعت و گشتاور مصرفی موتور حین راه‌اندازی بر حسب زاویه لنگ متناسب با شرایط روانکاری مرزی سرد تعریف شد (شکل ۹) که با گذشت زمان به شرایط روانکاری مخلوط سرد تغییر یافت.

مطابق با شکل ۱۰ در شبیه‌سازی زنجیره انتقال قدرت با فلاپویل تک‌جرمی، بعد از ۰.۴۵ ثانیه موتور گردانی، موتور وارد حالت احتراقی شد و در حدود ۱.۱۵ ثانیه به سرعت ۱۰۰۰ د.د.د رسید. در چرخه آغازین پیش از احتراق، به علت فشار درون سیلندر ناشی از موتور گردانی، گشتاور مصرفی نوسانی ایجاد شد. این گشتاور، با میانگین ۵ نیوتن متر و بازه ۹۵ تا ۱۳۸ نیوتن متر، موجب ایجاد نوسانات سرعت زاویه‌ای با انحراف معیار ۵۴ د.د.د در ابتدای راه‌اندازی گردید.



هنگامی که گشتاور عبوری از فنر دمپر از میزان گشتاور اصطکاک هیستریزس آن کم‌تر باشد، فنر میراگر در وضعیت قفل^۱ قرار می‌گیرد و پیچشی در فنرها رخ نمی‌دهد [۱۵]. با ساده‌سازی محور ورودی جعبه‌دنده و فنر میراگر به صفحه و فنر با میرایی کولمب، ناحیه تشدید فنر میراگر فلاپویل تک‌جرمی در مرحله پیش‌میرایی^۲ بین ۲۸۵ تا ۴۷۰ د.د.د به دست آمد؛ بنابراین با خروج فنر دمپر از وضعیت قفل حین راه‌اندازی، محور ورودی جعبه‌دنده دچار تشدید سرعت زاویه‌ای شد.

همانطور که در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود، در شبیه‌سازی زنجیره انتقال قدرت با فلاپویل دوجرمی، پس از حدود ۰.۴۷ ثانیه موتور گردانی، سرعت موتور به ۲۹۰ د.د.د رسید. سپس احتراق آغاز و گشتاور بیشینه موتور مطابق با حالت فلاپویل تک‌جرمی اعمال شد که تا پایان شبیه‌سازی ادامه یافت. همانطور که مشاهده می‌شود، محور ورودی

² Pre-Damping Stage

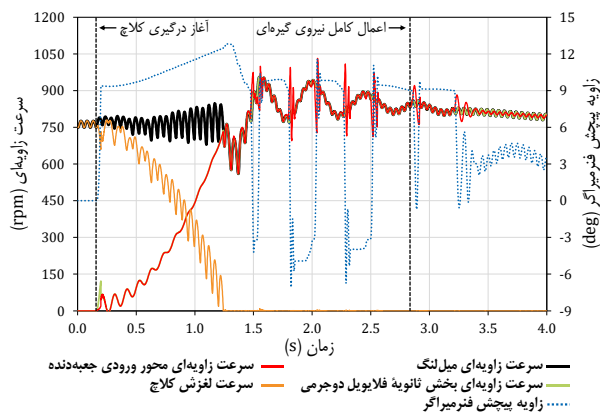
¹ Lock-Up Condition



شرایط عملیاتی سوم: آغاز به حرکت و خزش

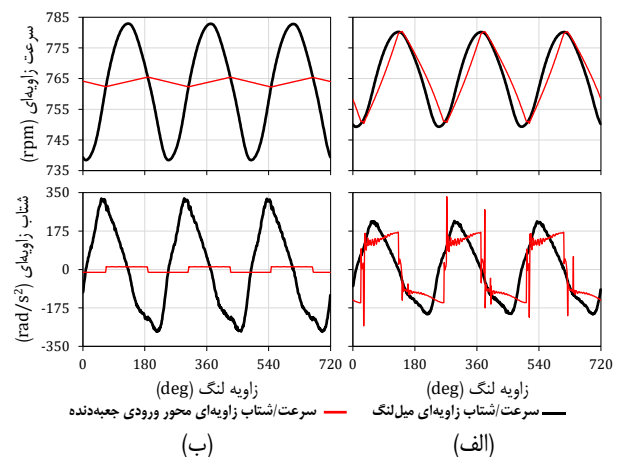
ابتدا موتور در سرعت آرام و جعبه‌دنده در دنده اول بدون درگیری کلاچ قرار گرفت. پس از پایداری موتور، کلاچ در حدود ۲.۷ ثانیه به صورت کامل درگیر شد و همزمان گشتاور تولیدی موتور (شکل ۱۴) افزایش یافت. این افزایش گشتاور بدون اعمال فشار بر روی پدال و به صورت خودکار اتفاق می‌افتد. سپس میانگین سرعت محور ورودی جعبه‌دنده با میل‌لنگ یکنواخت گشت و خودرو حرکت خود را آغاز کرد و سپس وارد حالت خزش شد. بارهای مقاوم در این شرایط عملیاتی اصطکاک موتور در شرایط گرم و سرعت آرام و نیروی مقاوم وارده به خودرو در جاده بدون شیب (شکل ۴ الف)) تعریف شد.

مطابق شکل ۱۵ در شبیه‌سازی آغاز به حرکت با فلاپیول تک‌جرمی، پس از آغاز درگیری کلاچ در زمان ۰.۱۶ ثانیه، پیش از رسیدن نیروی گیره‌ای کلاچ به مقدار بیشینه، در لحظه ۱.۲۴ ثانیه نقطه هم‌سرعت^۱ حاصل شد و سرعت لغزش کلاچ به صفر رسید. با توجه به اینرسی بالای زنجیره انتقال قدرت، نوسانات گذرای به وجود آمد که به ترتیب فراجش و فروجهشی^۲ برابر با ۹۵۷ و ۵۶۰ د.د.د در سرعت زاویه‌ای میل‌لنگ ایجاد کرد و سامانه در زمان ۳.۴۶ ثانیه به حالت پایدار رسید. به علت گشتاور بالای نوسانی، فنر میراگر به سرعت از مرحله پیش‌میرایی وارد مرحله میرایی اصلی^۳ شد و در حین تغییر مرحله از وضعیت قفل خارج گشت. قفل نبودن فنر در مرحله میرایی اصلی باعث ایجاد نوسانات شدید لحظه‌ای در سرعت زاویه‌ای محور ورودی جعبه‌دنده گردید. از این رو میانگین انحراف معیار چرخه‌ای نوسانات سرعت و شتاب زاویه‌ای میل‌لنگ از ۲۶ د.د.د و ۲۵۷ رادیان بر مجذور ثانیه به ۳۵ د.د.د و ۶۸۱ رادیان بر مجذور ثانیه در محور ورودی جعبه‌دنده افزایش یافت.

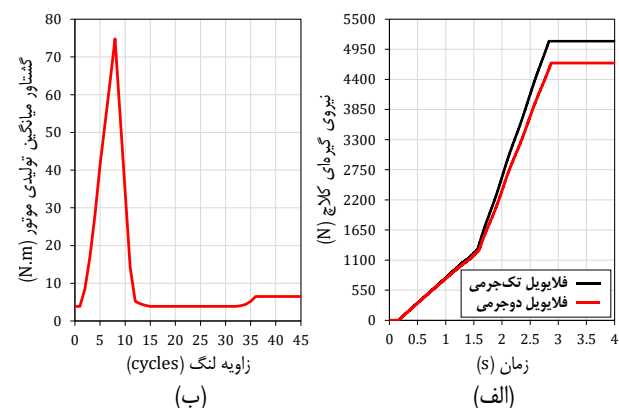


شکل ۱۵: پاسخ دینامیکی اجزای زنجیره انتقال قدرت با فلاپیول تک‌جرمی، شبیه‌سازی آغاز به حرکت

به‌دست آمد که نسبت به مقدار متناظر در فلاپیول تک‌جرمی، ۶۲ و ۶۸ د.د.د، شدیدتر بود. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که فلاپیول دوجرمی مورد مطالعه عملکرد مناسبی حین راه‌اندازی موتور ندارد. با تنظیم فشار محفظه احتراق و متناسب سازی گشتاور تولیدی با گشتاور اصطکاکی موتور در شرایط روانکاری مخلوط گرم، سرعت میانگین موتور بر روی سرعت آرام پایدار شد (شکل ۱۳). انحراف معیار نوسانات سرعت زاویه‌ای میل‌لنگ و محور ورودی جعبه‌دنده برای فلاپیول تک‌جرمی به ترتیب برابر با ۱۱ و ۹ د.د.د و برای فلاپیول دوجرمی برابر با ۱۵ و ۱ د.د.د بدست آمد. انحراف معیار نوسانات شتاب زاویه‌ای میل‌لنگ و محور ورودی جعبه‌دنده در فلاپیول دوجرمی نسبت به فلاپیول تک‌جرمی به ترتیب افزایش ۴۳ و کاهش ۹۰ درصدی را نشان داد. از این رو فلاپیول دوجرمی تأثیر قابل توجهی بر کاهش نوسانات ورودی به جعبه‌دنده در سرعت آرام داشته است که می‌تواند باعث کاهش صدای برخورد چرخ‌دنده‌ها شود.



شکل ۱۳: پاسخ دینامیکی اجزای زنجیره انتقال قدرت با (الف) فلاپیول تک‌جرمی و (ب) فلاپیول دوجرمی، شبیه‌سازی سرعت آرام



شکل ۱۴: (الف) منحنی نیروی گیره‌ای کلاچ و (ب) میانگین گشتاور تولیدی موتور در هر چرخه احتراق در شبیه‌سازی آغاز به حرکت

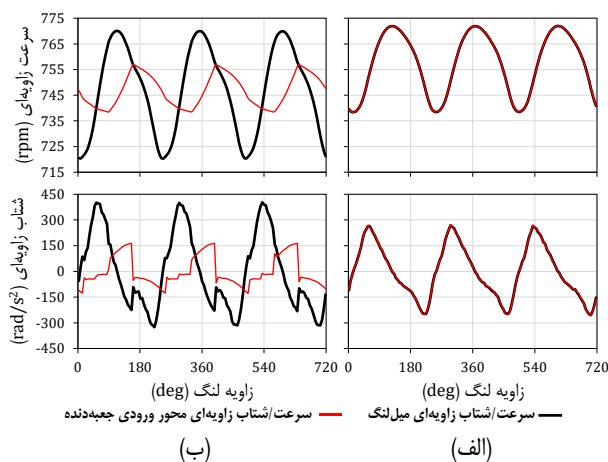
³ Main-Damping Stage

¹ Synchronization Point

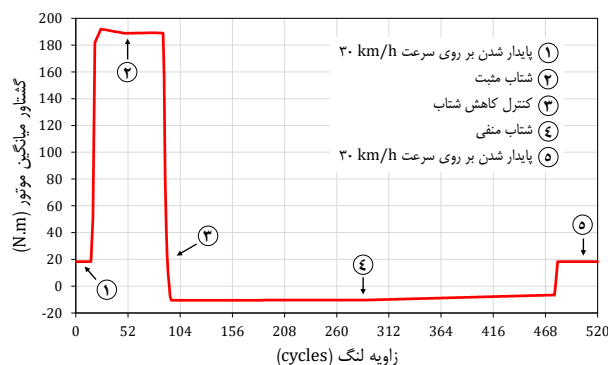
² Overshoot and Undershoot



فلایویل دوجرمی نسبت به فلایویل تک‌جرمی به ترتیب ۳۱ و ۳۰ درصد افزایش یافت. این مورد نشان داد که فلایویل دوجرمی مورد تحقیق باعث افزایش عملکرد نامطلوب بر آغاز حرکت خودرو می‌شود. همانطور که در شکل ۱۸ مشاهده می‌شود، پس از رسیدن موتور به حالت پایدار در سرعت آرام و حرکت خزشی خودرو با سرعت ۶ کیلومتر بر ساعت، فنرمیراگر فلایویل تک‌جرمی در وضعیت قفل قرار گرفت و نوسانات موتور را به‌طور کامل منتقل کرد. در مقابل، فنرمیراگر فلایویل دوجرمی نوسانات سرعت و شتاب زاویه‌ای محور ورودی جعبه‌دنده نسبت به میل‌لنگ را به‌ترتیب ۳۷ و ۳۹ درصد کاهش داد؛ در حالی که نوسانات سرعت و شتاب زاویه‌ای میل‌لنگ نسبت به فلایویل تک‌جرمی به‌ترتیب ۴۳ و ۴۴ درصد افزایش یافت.



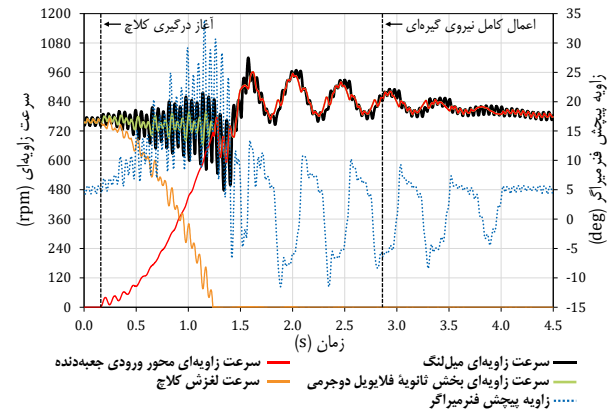
شکل ۱۸: پاسخ دینامیکی اجزای زنجیره انتقال قدرت با (الف) فلایویل تک‌جرمی و (ب) فلایویل دوجرمی، شبیه‌سازی خزش



شکل ۱۹: میانگین گشتاور تولیدی موتور در هر چرخه، شبیه‌سازی شتاب‌گیری آنی مثبت و منفی

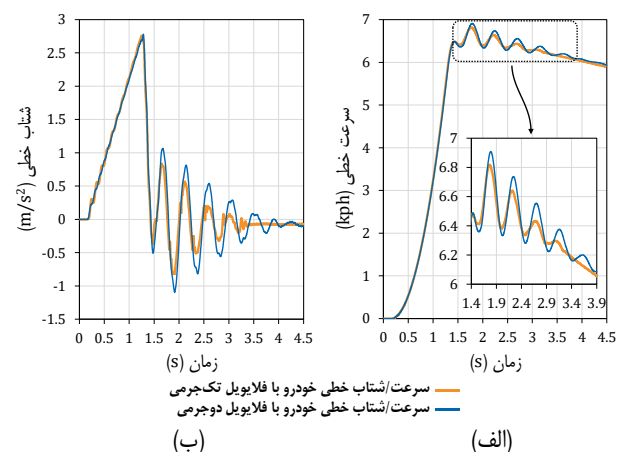
شرایط عملیاتی چهارم: شتاب‌گیری آنی مثبت و منفی

در مرحله شتاب‌گیری آنی مثبت، گشتاور میانگین موتور از ۱۸ نیوتن‌متر در سرعت موتور ۱۳۲۰ د.د.د به صورت کنترل شده به حدود ۱۹۰ نیوتن‌متر افزایش یافت تا خودرو از سرعت پایدار ۳۰ کیلومتر بر ساعت به سرعت ۶۰ کیلومتر بر ساعت برسد و سپس شتاب‌گیری آنی منفی اجرا



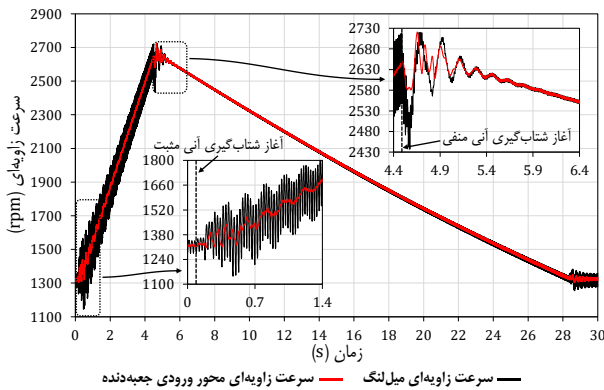
شکل ۱۶: پاسخ دینامیکی اجزای زنجیره انتقال قدرت با فلایویل دوجرمی، شبیه‌سازی آغاز به حرکت

در حالت فلایویل دوجرمی، مطابق با شکل ۱۶ زمان آغاز درگیری و لحظه هم‌سرعت با حالت تک‌جرمی یکسان به دست آمد؛ با این حال دامنه نوسانات بیشتر بود و فراجهش و فروجهش به‌ترتیب به ۱۰۲۰ و ۴۴۷ د.د.د رسید و سامانه پس از ۴۰۶ ثانیه پایدار شد. با توجه به قرارگیری شرایط عملیاتی آغاز به حرکت در محدوده میرایی پس از فرکانس طبیعی فنرمیرایی فلایویل دوجرمی، میانگین انحراف معیار چرخه‌ای نوسانات سرعت و شتاب زاویه‌ای میل‌لنگ از ۳۶ د.د.د و ۳۶۲ رادیان بر مجذور ثانیه به ۲۴ د.د.د و ۹۸ رادیان بر مجذور ثانیه در محور ورودی جعبه‌دنده کاهش یافت. بنابراین فلایویل دوجرمی با موفقیت توانسته است نوسانات ورودی به جعبه‌دنده را نسبت به فلایویل تک‌جرمی کاهش دهد اما در طرف دیگر باعث افزایش نوسانات میل‌لنگ شده است.



شکل ۱۷: منحنی (الف) سرعت و (ب) شتاب خطی خودرو در دو حالت فلایویل تک‌جرمی و فلایویل دوجرمی، شبیه‌سازی آغاز به حرکت

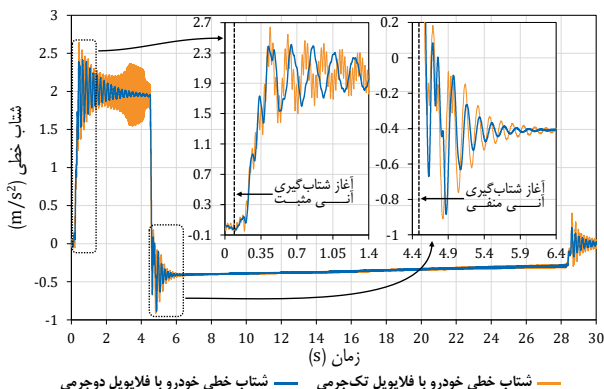
مطابق با شکل ۱۷ با تبدیل پاسخ دینامیکی زاویه‌ای ممان اینرسی معادل خودرو به هم‌ارز خطی و جداسازی نوسانات گذرا (از زمان ۱.۴۶ ثانیه تا لحظه پایداری)، انحراف معیار شتاب و سرعت خطی خودرو در



شکل ۲۱: پاسخ دینامیکی اجزای زنجیره انتقال قدرت با فلاپویل دوجرمی، شبیه‌سازی شتاب‌گیری آنی مثبت و منفی

همانطور که در شکل ۲۱ مشاهده می‌شود، حین شتاب‌گیری آنی مثبت در حالت فلاپویل دوجرمی، میانگین انحراف معیار چرخه‌ای نوسانات سرعت و شتاب زاویه‌ای تا پیش از پایداری در زمان ۱.۷۴ ثانیه، برای میل‌لنگ ۹۹ د.د.د و ۲۶۳۹ رادیان برمجذورثانیه و برای محور ورودی جعبه‌دنده ۱۷ د.د.د و ۱۹۵ رادیان برمجذورثانیه محاسبه شد. همچنین برای شتاب‌گیری آنی منفی، میانگین انحراف معیار چرخه‌ای سرعت و شتاب زاویه‌ای تا پیش از پایداری در زمان ۵.۴۱ ثانیه، برای میل‌لنگ ۱۶ د.د.د و ۴۲۴ رادیان برمجذورثانیه و برای محور ورودی جعبه‌دنده ۱۱ د.د.د و ۱۰۴ رادیان برمجذورثانیه محاسبه شد.

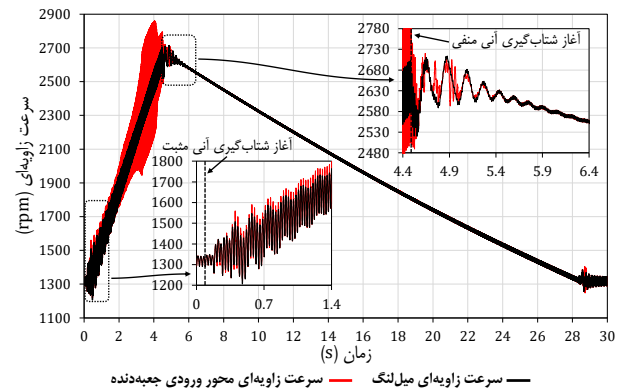
بررسی نوسانات خودرو در شبیه‌سازی شتاب‌گیری آنی مثبت و منفی (شکل ۲۲) نشان داد که در حالت فلاپویل دوجرمی نسبت به حالت فلاپویل تک‌جرمی، میانگین انحراف معیار چرخه‌ای نوسانات خطی خودرو حین شتاب آنی مثبت ۴۳ درصد کاهش و حین شتاب آنی منفی ۳ درصد افزایش داشته است. بنابراین با توجه به نتایج نوسانات زنجیره انتقال قدرت می‌توان بیان نمود فلاپویل دوجرمی در میرایی نوسانات حاصل از شتاب‌گیری آنی به خوبی عمل نموده است.



شکل ۲۲: منحنی شتاب خطی خودرو در دو حالت فلاپویل تک‌جرمی و فلاپویل دوجرمی، شبیه‌سازی شتاب‌گیری آنی مثبت و منفی

شد. در این مرحله، با رسیدن سرعت موتور به ۲۶۵۰ د.د.د، گشتاور میانگین موتور به صورت کنترل شده از ۱۸۹ نیوتن‌متر تمام بار به ۱۰- نیوتن‌متر موتورگردانی کاهش یافت و سرعت خودرو به میزان ۳۰ کیلومتر بر ساعت بازگشت و سپس با تنظیم گشتاور مناسب در آن سرعت پایدار شد (شکل ۱۹). بارهای مقاوم در این شرایط عملیاتی نیروی مقاوم وارده به خودرو در جاده بدون شیب، گشتاور اصطکاکی میانگین موتور (شکل ۴) در کنار گشتاور اتلافی ناشی از موتورگردانی تعریف شد.

مطابق شکل ۲۰ شتاب‌گیری آنی مثبت زنجیره انتقال قدرت با فلاپویل تک‌جرمی، باعث ایجاد نوسانات گذرای در سرعت زاویه‌ای میل‌لنگ به ترتیب با فراجش و فروجش ۱۵۰۱ و ۱۲۰۷ د.د.د شد. میانگین انحراف معیار چرخه‌ای سرعت و شتاب زاویه‌ای این نوسانات تا پیش از پایداری در زمان ۱.۳۲ ثانیه، برای میل‌لنگ ۶۶ د.د.د و ۱۶۹۵ رادیان برمجذورثانیه و برای محور ورودی جعبه‌دنده ۷۲ د.د.د و ۳۳۰۶ رادیان برمجذورثانیه محاسبه شد.



شکل ۲۰: پاسخ دینامیکی اجزای زنجیره انتقال قدرت با فلاپویل تک‌جرمی، شبیه‌سازی شتاب‌گیری آنی مثبت و منفی

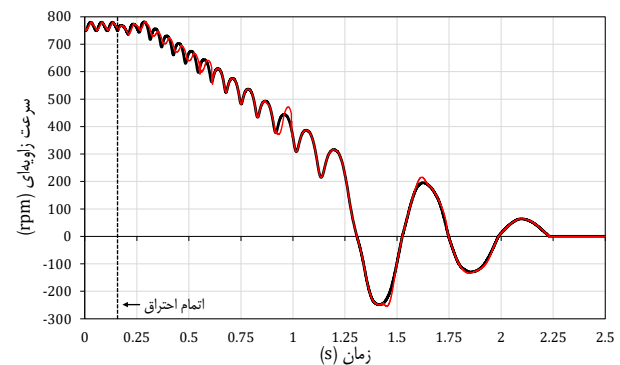
حین شتاب‌گیری آنی منفی، نوسانات گذرا به ترتیب با فراجش و فروجشی ۲۷۱۴ و ۲۵۲۰ د.د.د در سرعت زاویه‌ای میل‌لنگ شد. میانگین انحراف معیار چرخه‌ای سرعت و شتاب زاویه‌ای این نوسانات تا پیش از پایداری در زمان ۵.۴۹ ثانیه، برای میل‌لنگ ۱۳ د.د.د و ۲۹۵ رادیان برمجذورثانیه و برای محور ورودی جعبه‌دنده ۱۷ د.د.د و ۷۰۱ رادیان برمجذورثانیه محاسبه شد.

شتاب‌گیری آنی مثبت در زنجیره انتقال قدرت با فلاپویل دوجرمی مطابق با شکل ۲۱، نوسانات گذرای شدیدتری نسبت به فلاپویل تک‌جرمی در سرعت زاویه‌ای میل‌لنگ ایجاد کرد که به ترتیب فراجش و فروجش آن ۱۵۶۵ و ۱۱۴۵ د.د.د بدست آمد. شتاب‌گیری آنی منفی نیز نسبت به حالت فلاپویل تک‌جرمی نوسانات گذرای بزرگتری در سرعت زاویه‌ای میل‌لنگ، با فراجش و فروجش ۲۷۱۹ و ۲۴۳۷ د.د.د ایجاد کرد.



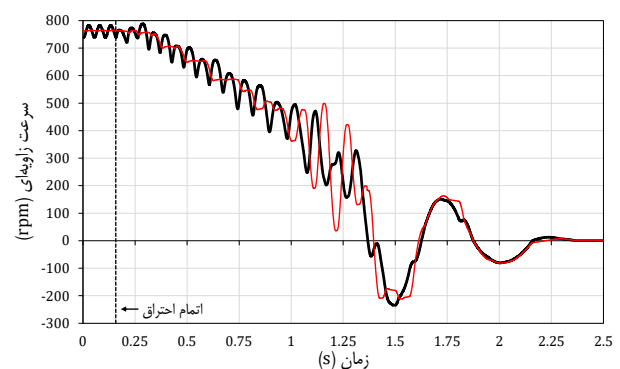
شرایط عملیاتی پنجم: توقف

پس از پایدار شدن موتور در سرعت آرام و قرارگیری جعبه‌دنده در حالت خلاص با کلاچ درگیر، موتور از حالت احتراق به صورت یک مرتبه به موتورگردانی تغییر کرد و بارهای مقاوم باعث کاهش سرعت و توقف موتور شد. از آنجایی که حین توقف نیز موتور از محدوده تشدید نوسانات فلاپیول دوجرمی عبور می‌کند، گشتاور مصرفی موتور همانند شرایط عملیاتی راه‌اندازی بر حسب دوران لنگ اما متناسب با شرایط روانکاری مخلوط گرم تعریف شد.



شکل ۲۳: پاسخ دینامیکی اجزای زنجیره انتقال قدرت با فلاپیول دوجرمی، شبیه‌سازی توقف

مطابق با شکل ۲۳ در حالت فلاپیول دوجرمی، ۲۰۷ ثانیه پس از اتمام احتراق، موتور به طور کامل متوقف شد. همانند شرایط عملکردی راه‌اندازی، حین عبور سرعت میل‌لنگ از بازه تشدید در مرحله پیش‌میرایی با خروج فرمیراگر از وضعیت قفل، نوسانات محور ورودی جعبه‌دنده دچار تشدید گردید. از لحظه اتمام احتراق و آغاز موتورگردانی تا پیش از اولین توقف در زمان ۱.۳۱ ثانیه، میانگین انحراف معیار چرخه‌ای نوسانات سرعت میل‌لنگ و محور ورودی جعبه‌دنده به ترتیب برابر با ۴۰ و ۳۸ د.د.د بدست آمد.



شکل ۲۴: پاسخ دینامیکی اجزای زنجیره انتقال قدرت با فلاپیول دوجرمی، شبیه‌سازی توقف

در حالت فلاپیول دوجرمی مطابق با شکل ۲۴، توقف کامل موتور در ۲.۲۱ ثانیه پس از خاموش شدن اتمام احتراق بدست آمد و حین عبور از فرکانس طبیعی مرحله میرایی اصلی، انحراف معیار نوسانات سرعت محور ورودی جعبه‌دنده نسبت به میل‌لنگ ۳۳ درصد افزایش یافت. از لحظه اتمام احتراق تا پیش از اولین توقف در زمان ۱.۳۷ ثانیه، میانگین انحراف معیار چرخه‌ای نوسانات سرعت میل‌لنگ و محور ورودی جعبه‌دنده به ترتیب برابر با ۴۹ و ۵۵ د.د.د بدست آمد. از این رو با افزایش نوسانات موتور و میل‌لنگ نسبت به حالت فلاپیول دوجرمی می‌توان بیان نمود که فلاپیول دوجرمی مورد تحقیق عملکرد مناسبی در شرایط عملیاتی توقف نداشت.

نتیجه‌گیری

در این پژوهش، زنجیره انتقال قدرت موتور سه‌سیلندر در دو حالت فلاپیول دوجرمی و دوجرمی تحت مجموعه‌ای گسترده از شرایط عملیاتی شبیه‌سازی شد. نتایج نشان داد که فلاپیول دوجرمی در شرایط شبه‌پایدار از قبیل جاروب افزایش و کاهش سرعت، سرعت آرام و خزش، عملکرد بسیار مطلوبی داشت و نوسانات ورودی به جعبه‌دنده را تا بیش از ۹۰ درصد کاهش داد. در مقابل در شرایط گذرای راه‌اندازی، به دلیل عبور سرعت موتور از فرکانس طبیعی فرمیراگر فلاپیول دوجرمی، نوسانات محور ورودی جعبه‌دنده تشدید شد و روشن شدن موتور با راه‌انداز عادی امکان‌پذیر نشد؛ بنابراین استفاده از راه‌انداز موتور با توان بیشتر برای عبور از محدوده تشدید به عنوان یک راهکار ضروری بود. در شرایط توقف نیز با عبور سامانه از محدوده تشدید مشابه، نوسانات میل‌لنگ و محور ورودی جعبه‌دنده افزایش یافت و عملکرد فلاپیول دوجرمی نامطلوب ارزیابی شد. در شرایط آغاز به حرکت، اگرچه فلاپیول دوجرمی موجب کاهش نوسانات ورودی به جعبه‌دنده گردید، اما نوسانات شتاب خطی خودرو افزایش یافت. همچنین در شتاب‌گیری آنی مثبت، فلاپیول دوجرمی نوسانات ورودی به جعبه‌دنده را به طور مناسب کاهش داد؛ هرچند در شتاب‌گیری آنی منفی افزایش اندکی در نوسانات مشاهده گردید.

در مجموع، فلاپیول دوجرمی عملکرد بهتری نسبت به فلاپیول دوجرمی نشان داد. با این حال، به دلیل بروز مسائلی همچون دشواری در راه‌اندازی، افزایش نوسانات میل‌لنگ و تغییر در توزیع ممان اینرسی میان میل‌لنگ و محور ورودی جعبه‌دنده، ضرورت بازنگری در برخی اجزای موتور و بهینه‌سازی سامانه برای دستیابی به عملکرد مطلوب وجود دارد.

تشکر و قدردانی

بدینوسیله از شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو) که موقعیت و امکانات مناسبی را در اختیارم قرار داد تا این تحقیق به بهترین صورت انجام شود کمال تشکر و قدردانی را دارم.



condition simulation," IEEE Access, vol. 8, pp. 28064–28077, 2020.

[5] M. Xie, S. Wang, Z. Yan, L. Wang, and G. Tan, "Optimization of dual-mass flywheel parameters based on a multicondition simulation test," *Shock and Vibration*, vol. 2022, no. 1, p. 2954825, 2022.

[6] A. Albers, "Advanced development of dual mass flywheel (DMFW) design-noise control for today's automobiles," in *Proc. 5th LuK Symposium*, May 1994, pp. 5–41.

[7] H. Luo, G. Wu, Q. Wu, W. Zhan, J. Yang, and L. Xu, "Research on the design method and vibration reduction performance of dual-mass flywheel," in *SAE-China Congress*, Singapore: Springer, Nov. 2018, pp. 499–512.

[8] L. Chen, J. Yuan, H. Cai, and J. Hu, "Dynamic model and dynamic response of automobile dual-mass flywheel with bifilar-type centrifugal pendulum vibration absorber," *Shock and Vibration*, vol. 2021, no. 1, p. 6627938, 2021.

[9] Q. H. Zu, Z. Y. Chen, W. K. Shi, Y. Mao, and Z. Y. Chen, "Torsional vibration semiactive control of drivetrain based on magnetorheological fluid dual mass flywheel," *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2015, no. 1, p. 608737, 2015.

[10] K. Steinel, "Clutch tuning to optimize noise and vibration behavior in trucks and buses," SAE Technical Paper 2000-01-3292, 2000.

[11] J. Kim, "Launching performance analysis of a continuously variable transmission vehicle with different torsional couplings," *J. Mech. Des.*, vol. 127, no. 2, pp. 295–301, 2005.

[12] Z. Wen, B. Guo, H. Nie, L. Chen, S. Liu, and Z. Yan, "Torsional vibration characteristics analysis and parameter optimization of parallel hybrid electric vehicle powertrain," *Shock and Vibration*, vol. 2024, no. 1, p. 1711480, 2024.

[13] J. Qu, W. Shi, Z. Chen, R. Yuan, J. Liu, Y. Zhao, and N. Guo, "Nonlinear modeling and torsional vibration analysis of heavy-duty vehicle powertrain system during acceleration," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 16, no. 7, p. 16878132241263936, 2024.

[14] A. Crowther, N. Zhang, D. K. Liu, and J. K. Jeyakumaran, "Analysis and simulation of clutch engagement judder and stick-slip in automotive powertrain systems," *Proc. Inst. Mech. Eng., Part D: J. Automobile Engineering*, vol. 218, no. 12, pp. 1427–1446, 2004.

[15] A. Szadkowski, E. Prange, and N. G. Naganathan, "Hysteresis effects on driveline torsional vibrations," SAE Technical Paper 951293, 1995.

همچنین از آقایان مهندس پیمان شرقی، احمد ناجی قزوینی، افشین عزیزخانی، نیما عجمی کاشانی و علی رحمانی مقدم که با راهنمایی های فنی تاثیرگذار، توسعه و تکمیل تحقیق را یاری نمودند بصورت ویژه سپاسگزاری می‌نمایم.

فهرست علائم

I_{Eng}	ممان اینرسی مؤثر موتور بدون فلاپویل
I_{SMF}	ممان اینرسی فلاپویل تک‌جرمی و مجموعه کلاچ
I_{DMF-P}	ممان اینرسی بخش اولیه فلاپویل دوجرمی
I_{DMF-S}	ممان اینرسی بخش ثانویه فلاپویل دوجرمی و مجموعه کلاچ
I_{GB-P}	ممان اینرسی محور ورودی جعبه‌دنده
I_{GB-S}	ممان اینرسی محور خروجی جعبه‌دنده
I_W	ممان اینرسی چرخ
I_{Veh}	ممان اینرسی مؤثر خودرو
I_{GX}	ممان اینرسی چرخنده X م
I_{Diff}	ممان اینرسی چرخنده دیفرانسیل
K_{XMF-PD}	سفتی پیچشی فنرمیراگر - مرحله پیش‌میرایی
K_{XMF-MD}	سفتی پیچشی فنرمیراگر - مرحله میرایی اصلی
$T_{H-XMF-XD}$	گشتاور اصطکاکی هیستریزس هر مرحله فنرمیراگر
$K_{Drive-X}$	سفتی پیچشی محور محرک راست/چپ
K_{Tyre}	سفتی پیچشی تایر
C_{Tyre}	میرایی پیچشی تایر
μ_{Clutch}	ضریب اصطکاک صفحه کلاچ
r_{clutch}	شعاع مؤثر کلاچ
GR_X	نسبت سرعت محرک به متحرک در دنده X

مراجع و منابع

- [1] P. Wang, G. Li, and X. Li, "Vibration characteristics analysis of o-shaped damping ring to balance damping gear transmission system for three-cylinder engine," *Processes*, vol. 10, no. 9, p. 1685, 2022.
- [2] A. Sebulke, "The two-mass flywheel-a torsional vibration damper for the power train of passenger cars-state of the art and further technical development," 1987.
- [3] A. Fidler and R. Seebacher, "DMF simulation techniques," in *8th LuK Symposium*, 2006, p. 55.
- [4] L. Chen, W.-K. Shi, and Z.-Y. Chen, "Research on damping performance of dual mass flywheel based on vehicle transmission system modeling and multi-