



مطالعه امکان سنجی و طراحی سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای خودروی خدمات شهری

غلامحسن پایگانه^{1*}، محسن اصفهانیان²، سهراب پاکدل بناب³

1- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان

3- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران

* تهران، صندوق پستی: 136-16785-16785@sr.tu.edu.g.payganeh

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 30 بهمن 1392

پذیرش: 28 اردیبهشت 1393

ارائه در سایت: 04 آبان 1393

کلید واژگان:

خودروی خدمات شهری

قوای محرکه هیبرید هیدرولیک

ترمز بازیاب

سیکل رانندگی

چکیده

هدف از انجام این تحقیق، مطالعه امکان سنجی و طراحی سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای خودروی خدمات شهری به منظور بازیابی و ذخیره انرژی جنبشی و استفاده مجدد آن در تأمین توان رانشی خودرو می‌باشد. سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک شامل موتور احتراق داخلی، پمپ/موتور هیدرولیکی و انباره هیدرولیکی به عنوان منبع ذخیره انرژی می‌باشد. در این تحقیق از ساختار موازی برای سیستم قوای محرکه استفاده شده است. در مرحله اول مطالعه امکان‌سنجی فنی استفاده از سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک به منظور کاهش مصرف سوخت انجام گرفته است. در این تحقیق کامیون اکسور 1828 به عنوان خودروی هدف انتخاب شده است و با توجه به منحصر به فرد بودن سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری جهت افزایش اعتبار نتایج امکان سنجی و طراحی، سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری تهران استخراج شد. استخراج سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری با بررسی سیکل حرکتی یک خودرو در روزهای کاری مختلف بدست آمده است. در مرحله بعد اندازه و نوع المان‌های هیبرید هیدرولیک با هدف بازیابی انرژی جنبشی خودرو در سیکل رانندگی استخراج شده، طراحی و انتخاب شده است. براساس طراحی‌های انجام شده، با استفاده از سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک، 17 درصد از انرژی ترمزی خودرو در طول یک سیکل رانندگی بازیابی و مجدداً استفاده می‌شود.

Feasibility study and design of hydraulic hybrid powertrain system for a refuse truck

Gholamhasan Payganeh^{1*}, Mohsen Esfahanian², Sohrab Pakdel Bonab³

1- Department of Mechanical Engineering, Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran.

2- Department of Mechanical Engineering, Isfahan University Of Technology, Isfahan, Iran

3- Department of Mechanical Engineering, Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran

* P. O. B. 16785-136 Tehran, Iran, g.payganeh@sr.tu.edu

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 19 February 2014
Accepted 18 May 2014
Available Online 26 October 2014

Keywords:
Refuse Truck
Hydraulic Hybrid Powertrain
Regenerative Braking
Driving Cycle

ABSTRACT

The aim of this study is the feasibility study and design of hydraulic hybrid power train system for refuse truck in order to regenerate and store kinetic energy to be reused for supplying propulsion power of vehicle. The hydraulic hybrid propulsion system includes a conventional internal combustion engine, a hydraulic pump/motor and also the accumulator as the energy storage device. Here, the parallel configuration has been chosen for implementing this powertrain. In the first part of the paper, regarding the unique driving trends of refuse trucks, a driving cycle for refuse truck in Tehran has been extracted to improve the reliability of the designed powertrain. Also, AXOR 1828, one of the trucks used as refuse vehicles in Tehran, has been chosen as the base vehicle. The driving cycle is extracted by performing observations on the base vehicle operation during a period of several days several days. In the second part of the paper, the components of hydraulic hybrid powertrain have been designed to recoup as much kinetic energy as possible in the refuse truck driving cycle. The initial computations show 17 percent reduction in fuel consumption of the refuse truck.

1- مقدمه

نرسیده است. ایده‌ی استفاده از مؤلفه‌ی توان حرکتی ثانویه در خودرو در کنار موتور احتراق داخلی تحت عنوان خودروی هیبرید یکی از راهکارهایی است که در سال‌های اخیر مورد توجه بسیاری از محققان و همچنین صنایع بزرگ خودروسازی قرار گرفته است. امروزه بیشتر خودروهای هیبرید تولید شده از نوع بنزینی-الکتریکی می‌باشد که در آنها از باتری به عنوان منبع انرژی ثانویه

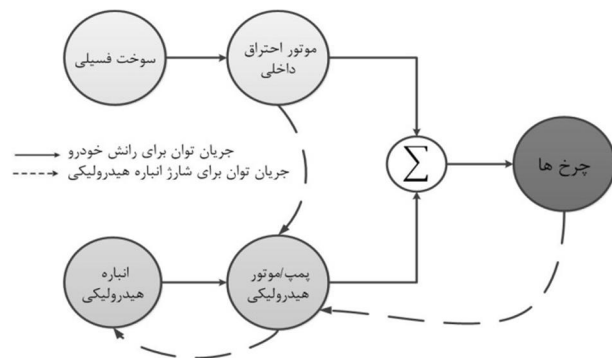
امروزه در شرایطی که عمر میادین بزرگ نفتی جهان به نیمه رسیده و تخریب طبیعت از حد به هم ریختگی اکوسیستم‌ها فراتر رفته و به ایجاد حفره در لایه ازون انجامیده، هنوز هم تکاپوی شرکت‌ها و کمپانی‌های بزرگ برای دستیابی به جایگزینی مناسب برای نفت خام و مشتقات آن به جای

Please cite this article using:

Gh.H. Payganeh, M. Esfahanian, S. Pakdel Bonab, Feasibility study and design of hydraulic hybrid powertrain system for a refuse truck, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 15, pp. 307-315, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Gh.H. Payganeh, M. Esfahanian, S. Pakdel Bonab, Feasibility study and design of hydraulic hybrid powertrain system for a refuse truck, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 15, pp. 307-315, 2015 (In Persian)



شکل 1 ساختار مفهومی خودروی هیبرید هیدرولیک

تحقیقات انجام شده در زمینه خودروی هیبرید هیدرولیک بیشتر به صورت آکادمیک و آزمایشگاهی می‌باشد. یکی از اولین تحقیقات انجام شده در زمینه سیستم هیبرید هیدرولیک برای بازیابی انرژی جنبشی، توسط سیرال‌دان و وجیسچوفسکی² [3] در سال 1972 انجام شد. در این پژوهش با استفاده از فلاویل و انباره به این نتیجه رسیدند که می‌توان بیش از 50 درصد انرژی جنبشی تلف شده در زمان ترمزگیری را توسط سیستم هیدرولیکی بازیابی کرد. در سال 1979، بوچوالد و همکاران³ [4] مطالعه‌ای روی دو اتوبوس هیبرید هیدرولیک موازی انجام داد. نتیجه، کاهش 25 تا 30 درصدی مصرف سوخت خودرو را نشان می‌داد. در سال 1985 تحقیقی در مورد مدل‌سازی یک خودروی سواری هیبرید هیدرولیک موازی توسط تولفسون و همکاران⁴ [5] انجام شد. این تحقیق، کاهش قابل توجه مصرف سوخت را در مسیرهای شهری برای خودروی سواری هیبرید هیدرولیک موازی نشان می‌دهد. در سال 1989 نیز ردی و رابودو⁵ [6]، مطالعه‌ای روی یک اتوبوس هیبرید موازی هیدرولیکی با پمپ-موتور جابجایی ثابت انجام دادند. هدف از آن مطالعه بررسی مزیت پمپ-موتورهای جابجایی متغیر بر نوع جابجایی ثابت آن‌ها در سیستم‌های تولید و انتقال قدرت هیبریدی بود. آزمایش‌های مشابه دیگری توسط پورموحد و همکارانش [7] در سال 1992 انجام شد. این آزمایش‌ها در رابطه با بازیابی انرژی جنبشی با استفاده از سیستم‌های هیدرولیکی انجام شده‌است. در کنار تحقیقات آکادمیک انجام شده، فعالیت‌هایی نیز در زمینه ساخت نمونه صنعتی خودروی هیبرید هیدرولیک انجام شده‌است. اولین پروژه صنعتی در زمینه خودروی هیبرید هیدرولیک توسط شرکت مان⁶ [8] در شهر برلین آلمان انجام شده‌است. شرکت مان دانش فنی گسترده‌ای در نمونه‌سازی اتوبوس هیبرید هیدرولیک تدوین کرده‌است. در سال 1989 پروژه مشابهی توسط داویس⁷ [9]، در کانادا برای اتوبوس شهری صورت گرفته‌است. در سال 2000، دانشگاهی در لهستان یک نمونه اتوبوس هیبرید هیدرولیکی را با ساختار موازی طراحی و اجرا نمود. مدل‌سازی و طراحی کنترل استراتژی این اتوبوس توسط پاولسکی⁸ [10]، ارائه شده‌است. در سال 2002 شرکت فورد موتورز با همکاری آژانس حمایت از محیط زیست آمریکا [11]، سیستم هیبرید هیدرولیک موازی را برای خودروهای اس‌یو وی⁹ طراحی و اجرا نمود. نتایج تست‌های انجام شده با دینامومتر، صرفه جویی 23/6 درصد را در مصرف سوخت خودرو نشان می‌دهد. در سال 2008 شرکت بوش رکسروت آلمان [12] که در زمینه‌ی ساخت انواع تجهیزات

استفاده شده‌است. یکی از اهداف اصلی استفاده از سیستم‌های هیبرید در بخش قوای محرکه خودروها، بازیابی انرژی جنبشی خودرو در حین ترمزگیری است. استفاده از باتری به‌عنوان منبع انرژی ثانویه دارای محدودیت‌هایی همچون پایین بودن چگالی توان، پایین بودن عمر مفید و قیمت بالا می‌باشد. لذا استفاده از این منبع انرژی برای خودروهای سنگین که توقف-حرکت زیادی دارند و باتوجه به وزن بالای آن‌ها چگالی توان بالایی را برای بازیابی انرژی ترمزی خودرو طلب می‌کنند، توجیه فنی ندارد [1]. از طرفی، باتوجه به وزن بالای این خودروها، مقدار انرژی بیشتری جهت رانش خودرو نسبت به خودروهای سواری نیاز است. این مورد، استفاده از تعداد سلول‌های باتری بیشتری را می‌طلبد که افزایش هزینه‌ی تولید خودروی هیبرید را به‌دنبال خواهد داشت.

برای حل این مشکلات از انباره یا منبع ذخیره انرژی هیدرولیکی به‌عنوان منبع انرژی ثانویه در خودروهای سنگین هیبرید استفاده می‌شود. انباره منبع ذخیره‌کننده انرژی هیدرولیکی است و نسبت به باتری چگالی توان و عمر مفید بالاتری داشته و قیمت آن نیز پایین‌تر می‌باشد. خودرویی که از انباره به‌عنوان منبع انرژی ثانویه استفاده می‌کند، خودروی هیبرید هیدرولیک¹ نام دارد.

سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک نیز مانند هیبرید الکتریک، در قالب سه ساختار سری، موازی و سری-موازی قابل اجرا است [2]. در ساختار سری، موتور احتراق داخلی ارتباطی با چرخ‌ها ندارد و توان مکانیکی تولیدی آن با استفاده از یک مبدل (پمپ هیدرولیک) به توان هیدرولیکی تبدیل و سپس در انباره ذخیره و مجدداً با استفاده از یک مبدل (موتور هیدرولیک) به توان مکانیکی تبدیل می‌شود. در صورتی که در ساختار موازی، هر دو مبدل توان (موتور احتراق داخلی و پمپ/موتور هیدرولیکی) به چرخ‌ها متصل هستند. ساختار سری-موازی ترکیبی از دو حالت قبل است. از لحاظ مفهومی ساختار خودروی هیبرید هیدرولیک به‌صورت شکل 1 می‌باشد.

همان‌طور که در شکل 1 مشاهده می‌شود، منبع انرژی و مبدل توان شماره 1 یعنی مجموعه احتراق داخلی یک سیستم یک‌طرفه است و در تأمین نیروی کشنده نقش دارد و قادر به جذب انرژی در هنگام ترمزگیری نمی‌باشد. اما منبع انرژی و مبدل توان شماره 2، یعنی مجموعه هیدرولیک یک سیستم دو طرفه است. بدین معنی که هم در تأمین نیروی کشنده نقش دارد و هم قادر به جذب و ذخیره انرژی از طریق موتور احتراق داخلی یا از طریق چرخ‌ها (در زمان ترمزگیری خودرو) می‌باشد. همان‌طور که بیان شد، منبع ذخیره‌ی انرژی در سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک، انباره و مبدل توان در این سیستم، یک پمپ/موتور هیدرولیکی است. پمپ/موتور یک ماشین هیدرولیکی است که متناظر با فرمان کنترلی دریافتی، امکان فعالیت به هر دو صورت پمپ و موتور را داراست.

هدف از اضافه نمودن منبع انرژی و مبدل توان ثانویه، مدیریت بهینه موتور احتراق داخلی به منظور کارکرد در نقاط بهینه و نیز بازیابی انرژی جنبشی خودرو هنگام ترمزگیری می‌باشد. ترمز بازیاب یکی از مهمترین ویژگی‌های خودروی هیبرید است و انرژی جنبشی خودرو به‌جای اینکه به‌صورت حرارت در ترمز مکانیکی تلف شود، در منبع انرژی ثانویه ذخیره و در شتابگیری از آن استفاده می‌شود. این امر نقش به‌سزایی در کاهش مصرف سوخت و آلایندوها دارد. سیستم‌های هیدرولیکی بدلیل داشتن چگالی توان بالا، توانایی زیادی را در جذب انرژی ترمزی خودرو دارند. در مقابل، منبع ذخیره‌ی انرژی هیدرولیکی چگالی انرژی کمتری نسبت به باتری دارد؛ لذا مدیریت موتور احتراق داخلی نمی‌تواند به خوبی انجام پذیرد.

1- hydraulic hybrid vehicle

2- Searl Dunn
3- Buchwald
4- Tollefson, Beachley and Fronczak
5- Reddy and Rayudu
6- Man
7- Davies
8- Pawelski
9- Sport Utility Vehicle

دارند. با استفاده از روش مستقیم، دقت داده برداری بالاتر است و انواع داده‌های موردنیاز مانند دور خروجی موتور و نسبت دنده انتخابی توسط راننده، قابل اندازه‌گیری و ثبت می‌باشد.

2- اندازه‌گیری غیرمستقیم با استفاده از یک خودرو تعقیب‌گر: این روش، در بسیاری مواقع برای بدست آوردن الگوهای حرکتی خودروهای در حال حرکت استفاده می‌شود. خودرو تعقیب‌گر یک خودرو تجهیز شده است و در مواقعی که امکان اندازه‌گیری مستقیم حرکت خودرو اصلی (خودروی هدف) فراهم نباشد، با دنبال کردن خودروی هدف تا حدی الگوی حرکتی آن خودرو را تعیین می‌کند.

در این تحقیق برای اجتناب از عدم دقت در به دست آوردن الگوی حرکت، از روش مستقیم استفاده شده است. همچنین به دلیل عدم دسترسی به سیستم‌های پیشرفته‌ی اندازه‌گیری، از یک دوربین فیلم‌برداری استفاده شده است که بصورت پیوسته از سرعت‌سنج و دورسنج داخل کابین راننده فیلم برداری می‌کند. داده‌برداری از سرعت خودرو، در چند روز کاری و ساعات‌های متفاوت انجام شده است. آزمایشات داده‌برداری با همکاری ایستگاه ماشین‌آلات مکانیزه منطقه 8 تهران انجام گرفته است. بعد از اتمام مأموریت، فیلم‌ها چندین بار بازبینی و سرعت خودرو بر حسب زمان ثبت شده است. در مجموع می‌توان اطلاعات ثبت‌شده را به 5 بازه زمانی تقسیم‌بندی کرد.

- مدت زمان کارکرد در جا (T_1)
- مدت زمان کارکرد در حالت دریاچه نیمه‌باز جهت راه‌اندازی پمپ هیدرولیک (T_2)
- مدت زمان شتاب‌گیری خودرو (T_3)
- مدت زمان حرکت با سرعت ثابت (T_4)
- مدت زمان ترمزگیری خودرو (T_5)

جدول 2 نمونه‌ای از نتایج داده‌برداری‌های صورت‌گرفته و شکل 2 سهم حالات مختلف حرکتی را در خودروهای خدمات شهری نشان می‌دهد. در جدول 2، هر سطر نشان‌دهنده‌ی یک میکروسفر² است که در آن خودرو از حالت توقف شروع به حرکت می‌کند و در نهایت به حالت توقف می‌رسد. برای هر میکروسفر، 5 پارامتر زمانی معرفی شده در بالا به‌همراه سرعت ماکزیمم (V_{max})، سرعت دورانی ماکزیمم موتور احتراق داخلی (W_{max})، مقدار شتاب در حالت شتاب‌گیری (Acc) و مقدار شتاب در حالت ترمزگیری (Dec) ارائه شده است.

جدول 1 مشخصات کامیون اکسور 1828 [15]

| مشخصه | مقدار |
|-----------------------------|-----------------------------------|
| وزن کل (kg) | 5830 |
| بار وارده بر محور عقب (kg) | 2045 |
| بار وارده بر محور جلو (kg) | 3785 |
| وزن ناخالص مجاز (kg) | 1800 |
| شعاع چرخ (m) | 0/295 |
| مدل موتور | LA9060M- |
| قدرت موتور (Hp) | 279 در 2300 دور بر دقیقه |
| حداکثر گشتاور موتور (Nm) | 1100 در 1250 تا 1500 دور بر دقیقه |
| ضریب اصطکاک غلتشی (f_r) | 0/01 |
| ضریب درگ (C_D) | 0/55 |
| نسبت دنده دیفرانسیل | 3/583 : 1 |
| چگالی هوا (kg/m^3) | 1/202 |

هیدرولیکی فعالیت می‌کند، نمونه‌ی صنعتی سیستم‌های هیبرید هیدرولیک را با نام آچ‌آربی¹ تولید نموده است. این شرکت در سال 2009 استانداردهای لازم را برای محصول خود اخذ نموده است. نتایج حاصل از تست‌های عملی، کاهش مصرف سوخت 14 الی 25 درصد را با توجه به سیکل رانندگی نشان می‌دهد. تحقیقات ذکر شده در بالا نشان می‌دهد که هدف اصلی ساخت خودروی هیبرید هیدرولیک، بازیابی انرژی جنبشی خودرو هنگام ترمزگیری می‌باشد. همچنین بیشتر پروژه‌های صنعتی برای خودروهای سنگین می‌باشد و ساختار انتخاب شده از نوع موازی بوده است.

در تحقیق حاضر سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک با استراتژی جذب ماکزیمم انرژی ترمزی برای کامیون خدمات شهری و انجام حداقل تغییرات ممکن در ساختار خودروی پایه طراحی شده است و در این ساختار موتور احتراق داخلی انباره هیدرولیکی را شارژ نمی‌کند. قبل از طراحی سیستم قوای محرکه هیبرید، برای بررسی عملکرد کامیون هدف، سیکل رانندگی خودروی هدف استخراج گردید. مطالعه و استخراج سیکل رانندگی بمنظور افزایش اعتبار نتایج امکان‌سنجی، طراحی بهینه و شبیه‌سازی ضروری می‌باشد و از مهمترین کارهای داخلی انجام شده در این زمینه می‌توان به مطالعه و استخراج سیکل شهری تهران توسط آقای نقی زاده اشاره کرد [13]. در مرحله بعد طراحی سیستمی براساس عملکرد مناسب در این سیکل انجام گرفته است.

2- مطالعه امکان‌سنجی

در مرحله اول مطالعه امکان‌سنجی فنی استفاده از سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک به منظور کاهش مصرف سوخت انجام گرفته است. با توجه به منحصر به فرد بودن سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری جهت افزایش اعتبار نتایج امکان‌سنجی و طراحی، سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری استخراج شد. سیکل رانندگی، منحنی‌های سرعت بر حسب زمانی هستند که برای نوع خاصی از وسیله نقلیه در یک محیط حرکتی با ویژگی‌های خاص خود برای نشان دادن الگوی پیروی شونده رانندگی برای آن وسیله نقلیه و در آن شرایط مورد نظر به کار می‌روند. سیکل رانندگی یکی از مهمترین مؤلفه‌های ورودی برای طراحی و مدل‌سازی قوای محرکه یک خودرو می‌باشد [14]. انتخاب سیکل رانندگی استاندارد تأثیر زیادی در عملکرد و مصرف سوخت خودرو در مرحله‌ی شبیه‌سازی دارد.

2-1- استخراج سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری تهران

به‌منظور استخراج سیکل رانندگی استاندارد، بایستی اطلاعات جامع و معتبر از شرایط رانندگی خودروی هدف در محدوده مکانی و زمانی مشخص جمع‌آوری گردد.

در تحقیق حاضر کامیون اکسور 1828 با کاربری خودروی خدمات شهری به عنوان خودروی پایه انتخاب شده است. مشخصات کامیون اکسور 1828 در جدول 1 ارائه شده است.

مهمترین بخش استخراج سیکل رانندگی، اندازه‌گیری و داده‌برداری سرعت خودرو بر حسب زمان می‌باشد. برای اندازه‌گیری داده‌های حرکتی خودروها در شرایط واقعی می‌توان از روش‌های مختلفی استفاده کرد [13]. این روش به دو دسته تقسیم می‌شوند که عبارتند از:

1- اندازه‌گیری مستقیم با استفاده از نصب تجهیزات روی وسیله نقلیه هدف: در این روش تجهیزات اندازه‌گیری روی خودروی هدف نصب و برای داده‌برداری استفاده می‌شوند. برای اندازه‌گیری مستقیم، سیستم‌های مختلفی مانند سیستم‌های مکانیکی، حسگرهای نوری و نرم‌افزارهای اندازه‌گیری وجود

سرعت خودرو در شرایط واقعی داده‌های بدست آمده از اندازه‌گیری‌ها برای استخراج داده‌های نمونه از بین آن‌ها، مورد تحلیل قرار می‌گیرند. این تحلیل داده‌هایی را که دارای بیشترین شباهت با کل داده‌ها هستند برای تشکیل سیکل حرکتی انتخاب می‌کند. در این روند پس از دسته‌بندی داده‌ها به میکروتریپ‌ها و سپس دسته‌بندی میکروتریپ‌ها به شرایط ترفیکی مختلف، میکروتریپ‌هایی که دارای بیشترین حالت نمایانگری از داده‌ها هستند انتخاب می‌شوند و از کنارهم گذاردن میکروتریپ‌های نمایانگر، سیکل نهایی به‌دست می‌آید. مشخصات این سیکل باید با مشخصات کل داده‌ها مقایسه شود تا میزان تطابق هر کدام از پارامترهای سیکل با همان پارامتر برای کل داده‌ها به‌دست آید و میزان مطلوب بودن سیکل به‌دست آمده معین گردد.

برای قابلیت تکرارپذیری سیکل و امکان اجرای آن هنگام تست خودرو بر روی شاسی دینامومتر و یا انجام شبیه‌سازی‌های کامپیوتری، حذف فرکانس‌های بالای موجود در منحنی سرعت-زمان ارائه شده به‌عنوان سیکل حرکتی لازم است. برای این منظور داده‌ها از یک فیلتر که فرکانس‌های بالا را حذف می‌کند عبور داده می‌شوند [13].

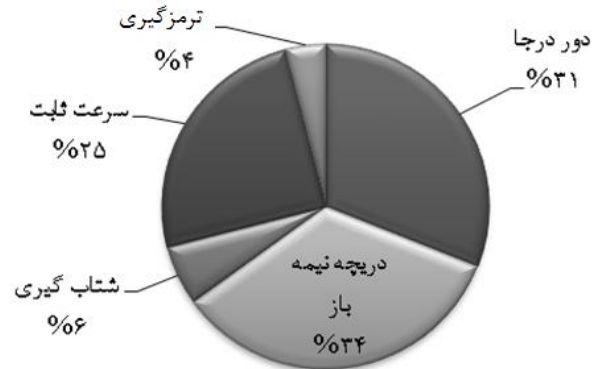
با به کار گیری محاسبات آماری و روند تحلیل بر روی داده‌های ثبت شده در شرایط واقعی برای خودروی خدمات شهری تهران، پس از انتخاب میکروتریپ‌های نمونه و قرار دادن آنها در کنار یکدیگر، سیکل حرکتی خودرو به‌دست می‌آید. شکل 3 سیکل حرکتی خودروی خدمات شهری و جدول 3 مشخصات سیکل حرکتی استخراج شده را نشان می‌دهد.

نتایج به‌دست آمده نشان می‌دهد که دفعات ترمزی و شتاب ماکزیمم منفی و مثبت خودروهای خدمات شهری تهران بیشتر از سیکل‌های دیگر می‌باشد. این مسأله می‌تواند به معنای تهاجمی‌تر بودن رانندگی در شهر تهران و یا انجام مأموریت خاص این نوع خودروها باشد که اثرات خود را هم در ایمنی و هم بر مصرف سوخت و آلایندگی‌های خودروها دارد.

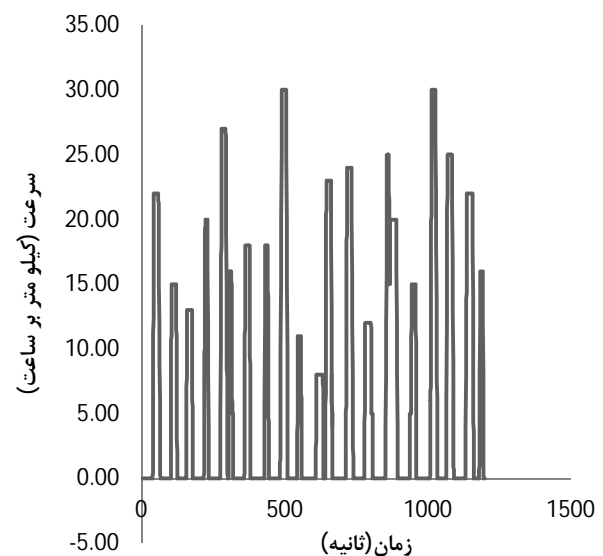
بدلیل بالا بودن تعداد دفعات ترمزگیری و همچنین توان ترمزی خودروی خدمات شهری، مقدار زیادی از انرژی رانشی خودرو، توسط سیستم ترمز مکانیکی هدر می‌رود. شکل 4 مقدار دفعات و توان ترمزگیری را برای خودروهای مختلف نشان می‌دهد. مطابق شکل 4 خودروهای خدمات شهری، بالاترین دفعات و توان ترمزی را نسبت به سایر خودروها دارند.

جدول 3 مشخصات سیکل حرکتی خودروی خدمات شهری تهران

| نوع سیکل | خودروی خدمات شهری |
|--------------------------------------|-------------------|
| زمان (s) | 1200 |
| درصد زمانی توقف | 68 |
| درصد زمانی شتاب‌گیری | 6 |
| درصد زمانی ترمزگیری | 4 |
| درصد زمانی حرکت با سرعت ثابت | 22 |
| سرعت متوسط (km/h) | 18/14 |
| شتاب متوسط (m/s ²) | 1/12 |
| شتاب منفی متوسط (m/s ²) | 1/71 |
| سرعت حداکثر (km/h) | 30 |
| شتاب حداکثر (m/s ²) | 1/66 |
| شتاب منفی حداکثر (m/s ²) | 2/2 |
| مسافت (km) | 1.8 |
| تعداد میکروتریپ‌ها | 20 |
| تعداد توقف در هر کیلومتر | 11 |



شکل 2 سهم حالات مختلف حرکتی در سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری



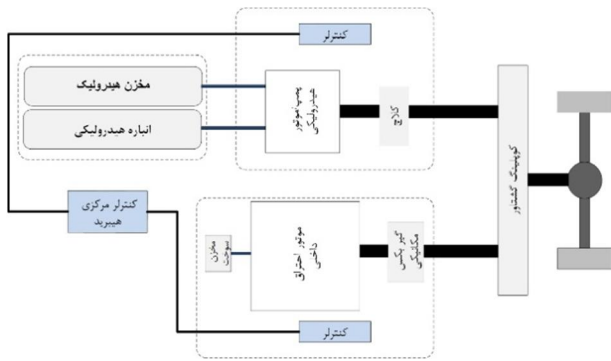
شکل 3 سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری تهران

جدول 2 داده‌های اندازه‌گیری‌شده در سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری تهران

| T ₁ (s) | T ₂ (s) | T ₃ (s) | T ₄ (s) | T ₅ (s) | V _{max} (km/h) | W _{max} (rpm) | Acc. (m/s ²) | Dec. (m/s ²) |
|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|-------------------------|------------------------|--------------------------|--------------------------|
| 21 | 25 | 5 | 14 | 3 | 21 | 1100 | 1/16 | 1/94 |
| 27 | 24 | 4 | 15 | 2 | 16 | 1050 | 1/11 | 2/2 |
| 18 | 30 | 5 | 20 | 3 | 12 | 900 | 0/66 | 1/11 |
| 16 | 22 | 4 | 12 | 3 | 23 | 1350 | 1/06 | 2/12 |
| 45 | 26 | 5 | 14 | 5 | 30 | 1900 | 1/66 | 2/08 |
| 32 | 0 | 4 | 11 | 3 | 13 | 1250 | 0/90 | 1/20 |
| 25 | 32 | 3 | 13 | 2 | 10 | 1400 | 0/92 | 1/38 |
| 14 | 29 | 5 | 14 | 3 | 17 | 1200 | 0/94 | 1/57 |
| 15 | 29 | 5 | 17 | 3 | 21 | 1700 | 1/16 | 1/94 |
| 23 | 25 | 5 | 15 | 3 | 21 | 1650 | 1/16 | 1/94 |
| 21 | 26 | 4 | 13 | 4 | 28 | 1800 | 1/94 | 1/94 |
| 16 | 27 | 3 | 21 | 3 | 12 | 1250 | 1/11 | 1/11 |
| 17 | 24 | 5 | 27 | 3 | 17 | 1200 | 0/94 | 1/57 |
| 14 | 26 | 4 | 12 | 2 | 13 | 1100 | 0/90 | 1/80 |

باتوجه به سیکل حرکتی خودروی خدمات شهری، فرآیند شتاب‌گیری و ترمزگیری این خودرو با شتاب ثابت انجام می‌گیرد.

همان‌طور که در شکل 1 مشاهده می‌شود زمان کارکرد موتور احتراق داخلی در حالت توقف خودرو برابر 65 درصد می‌باشد که این نسبت باید در سیکل رانندگی استخراج شده نیز رعایت شود. پس از اندازه‌گیری و ثبت



شکل 6 چیدمان قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای کامیون اکسور 1828

همان طور که در جدول 4 مشاهده می شود درصد بالایی از انرژی جنبشی خودرو در حالت ترمزگیری قابل بازیابی است. لذا در صورت استفاده از ترمز بازیاب می توان درصد بالایی از انرژی ترمزی خودرو را بازیابی کرد. همچنین انرژی بازیاب شده در مرحله شتاب گیری استفاده شده و باعث کاهش مصرف سوخت خودرو خواهد شد.

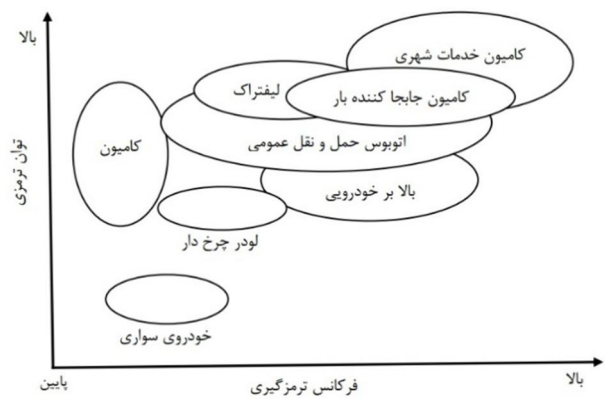
در خودروهای هیبرید الکتریکی، بازیابی انرژی ترمزی صورت می گیرد ولی دلیل پایین بودن چگالی توان باتری ها تنها بخش کوچکی از انرژی ترمزی بازیاب می شود. در مقابل، مجموعه هیبرید هیدرولیک با داشتن چگالی توان بالا، قابلیت بازیابی درصد بیشتری از انرژی ترمزی را دارد [17]. در این مجموعه، انباره به عنوان منبع ذخیره انرژی هیدرولیکی مورد استفاده قرار می گیرد. ذخیره سازی انرژی هیدرولیکی در داخل انباره در بیشتر موارد به وسیله متراکم سازی توده گاز انجام می شود. به این منظور از گاز نیتروژن که بی خطر است، استفاده می شود. در مقابل، چگالی انرژی انباره پایین بوده و حفظ سطح شارژ انباره در حد مطلوب نیازمند کنترل دقیق سیستم است. شکل 5 چگالی توان و انرژی سیستم های مختلف ذخیره انرژی را نشان می دهد.

3- طراحی قوای محرکه هیبرید هیدرولیک

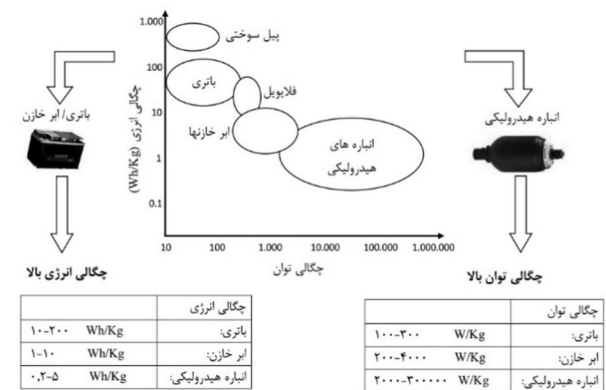
پس از استخراج سیکل حرکتی خودروی خدمات شهری، در این قسمت سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای این نوع خودرو طراحی شده است. طراحی سیستم قوای محرکه براساس سیکل رانندگی بدست آمده در قسمت قبل انجام گرفته است.

در این قسمت، اندازه و نوع المان های اصلی سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک تعیین شده است. یکی از مهمترین پیش فرض های طراحی، اعمال حداقل تغییرات ممکن در ساختار کامیون پایه می باشد. این فرض موجب می شود که از میان انواع ساختارهای هیبرید، نوع موازی را انتخاب نمائیم. در ساختار هیبرید هیدرولیک موازی، موتور احتراق داخلی به عنوان منبع اصلی تولید توان ایفای نقش می کند و پمپ/موتور هیدرولیکی به عنوان مؤلفه ی تولید توان کمکی بکار می رود. از این رو، تجهیزات به مراتب کم حجم تر و سبک تر نسبت به یک سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک سری نیاز است. در شکل 6 چیدمان سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای کامیون اکسور 1828 ارائه شده است.

همان طور که در قسمت قبل ذکر شد، باتوجه به پایین بودن چگالی انرژی انباره، امکان کاهش سایز موتور احتراق داخلی (انتخاب موتور با ماکزیمم توان پایین تر) وجود ندارد. زیرا با استفاده از موتور با توان کمتر، قابلیت عملکرد کامیون در حرکت های پیوسته (مانند شیب پیمایی) کاهش می یابد. از این رو در طراحی سیستم هیبرید حاضر، از همان موتور احتراق داخلی موجود روی کامیون اکسور 1828 استفاده شده است.



شکل 4 مقایسه فرکانس و توان ترمزی برای خودروهای مختلف [16]



شکل 5 چگالی انرژی و توان سیستم های مختلف ذخیره انرژی [16]

جدول 4 مقادیر انرژی جنبشی و انرژی ترمزی قابل بازیاب در حالت ترمزگیری برای کامیون اکسور 1828 در سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری

| نوع انرژی | مقدار (کیلو ژول) | درصد از کل انرژی (درصد) |
|---|------------------|-------------------------|
| کل انرژی جنبشی در طول زمان های ترمزگیری کامیون در سیکل رانندگی | 6273 | 100 |
| مقداری از انرژی جنبشی کامیون که بدلیل وجود نیروی مقاومت غلتشی چرخ ها در زمان ترمزگیری هدر می رود. | 569 | 9/07 |
| مقداری از انرژی جنبشی کامیون که بدلیل وجود نیروی درگ هوا هدر می رود | 136 | 2/13 |
| مقداری از انرژی جنبشی که توسط سیستم انتقال قدرت هدر می رود. | 276 | 4/4 |
| مقداری از انرژی جنبشی کامیون که قابل بازیابی است. | 5295 | 84/4 |

برای بررسی امکان سنجی مقادیر انرژی جنبشی، انرژی ترمزی غلتشی، انرژی مقاومت آیرودینامیک، انرژی تلف شده در سیستم انتقال قدرت و مقدار انرژی ترمزی قابل بازیابی در حالت ترمزگیری برای سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری استخراج شده محاسبه گردیده است. در جدول 4 این مقادیر برای خودروی خدمات شهری اکسور 1828 و براساس سیکل رانندگی استخراج شده برای این خودرو نشان داده شده است. توجه شود که محاسبات تعیین انرژی ها باتوجه به مشخصات خودرو انجام شده است. همان طور که از اطلاعات جدول 4 و شکل 4 برمی آید، کامیون اکسور 1828 با کاربری خودروی خدمات شهری بواسطه انجام ماموریتی خاص، پتانسیل بالایی برای هیبرید شدن قوای محرکه و بازیابی انرژی ترمزی دارد.

بیان اندازه انباره استفاده می‌شود و گاز نیتروژن تا فشار اولیه (P_0) پر می‌شود. فشار اولیه نباید بزرگتر از 90 درصد کمترین فشار کاری مدار باشد. این امر بدلیل آن است که در شرایط کاری کمترین فشار نیز مقداری روغن درون انباره باقی بماند و از تماس مستقیم بادکنک موجود با جداره انباره جلوگیری نماید. در صورتی که انباره آهسته پر شود، زمان برای انتقال گرمای تولیدشده در گاز به محیط کافی بوده و در نتیجه دمای گاز ثابت باقی می‌ماند (تغییر حالت هم‌دم). ولی به هنگام پر شدن و تخلیه سریع انباره، زمان برای مبادله گرما با محیط کافی نخواهد بود (تغییر حالت آدیباتیک). در این حالت به هنگام پر شدن انباره گاز گرم شده و به هنگام تخلیه گاز سرد خواهد شد. در نتیجه مقدار روغن ذخیره‌شده در مقایسه با فرآیند هم‌دم در حجم ثابت کمتر می‌باشد. شکل 8 تغییر حالت هم‌دم و آدیباتیک را برای انباره نشان می‌دهد.

واقعیت این است که پروسه انتقال حرارت در انباره خیلی پیچیده است و رفتار واقعی گاز محبوس در انباره بین دو حالت هم‌دم و آدیباتیک می‌باشد. در خودروی هیبرید هیدرولیک، زمان شارژ انباره در حالت ترمزگیری می‌باشد و باتوجه به اینکه بازه زمانی حالت ترمزگیری کوتاه است، زمان کافی برای انتقال حرارت از گاز به محیط وجود ندارد. بنابراین در محاسبات انباره، فرآیند تغییر حالت گاز آدیباتیک در نظر گرفته شده است. رابطه (1) معادله تغییر حالت گاز تحت فرآیند آدیباتیک را نشان می‌دهد.

$$p_0 \times v_0^n = p_1 \times v_1^n = p_2 \times v_2^n = \text{Constant} \quad (1)$$

در این رابطه، فشارهای شارژ اولیه، مینیم و ماکزیمم سیستم به ترتیب با p_0 ، p_1 و p_2 و حجم گاز انباره متناظر با هر یک از حالات نیز به ترتیب با v_0 ، v_1 و v_2 نشان داده شده‌اند. همچنین در این رابطه، n برابر با گرمای ویژه گاز است که برای نیتروژن $1/4$ می‌باشد.

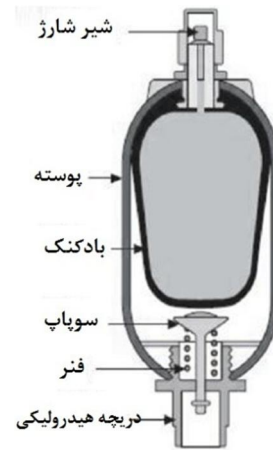
مرحله ترمزگیری یعنی حذف انرژی ناخواسته جنبشی خودرو، و در خودروهای معمولی انرژی ترمزی توسط سیستم ترمز مکانیکی به انرژی حرارتی تبدیل شده و هدر می‌رود. هدف این تحقیق بازیابی و ذخیره انرژی ترمزی و استفاده مجدد آن در مسیر جریان قدرت خودرو می‌باشد. با این تعریف تنها وظیفه انباره هیدرولیکی ذخیره انرژی جنبشی ناخواسته خودرو (انرژی ترمزی) در مرحله ترمزگیری می‌باشد. انرژی ترمزی قابل ذخیره متناظر با انرژی جنبشی خودرو می‌باشد و به سرعت و وزن خودرو وابسته است.

برای سایزینگ انباره بیشترین انرژی ترمزی قابل ذخیره در میکروسفرهای سیکل رانندگی استخراج شده را محاسبه کرده و مقدار آنرا برابر ظرفیت انرژی انباره قرار می‌دهیم. در عمل نیروی مقاوم غلتشی تیر، نیروی مقاوم آیرودینامیک و نیروی ترمزی موتور احتراق داخلی به عنوان نیروی ترمزی عمل می‌کند و برای محاسبه انرژی ترمزی قابل بازیابی باید مقادیر این نیروها محاسبه شده و از مقدار انرژی جنبشی کاسته شود. شکل 9 نیروهای مقاوم در برابر حرکت خودرو را در مرحله ترمزگیری نشان می‌دهد.

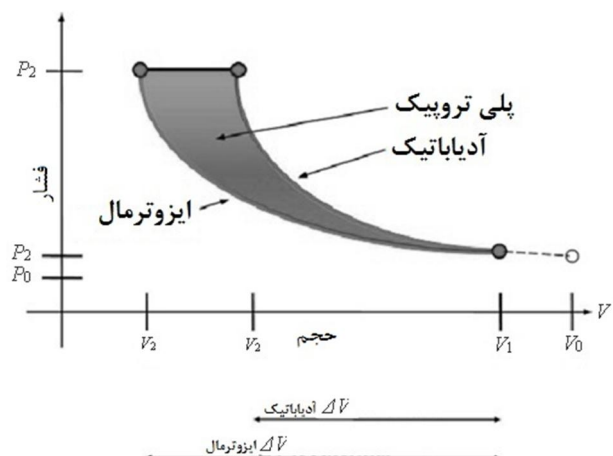
با فرض اینکه در مرحله ترمزگیری راننده با فشار دادن کلاچ ارتباط مکانیکی بین موتور احتراق داخلی و سیستم انتقال قدرت را قطع کند، موتور احتراق داخلی به عنوان نیروی ترمزی عمل نکرده و انرژی ترمزی قابل بازیابی از رابطه (2) محاسبه می‌شود [2].

$$E_{Rec} = (E_{Kin} - E_R - E_A) \eta_D \quad (2)$$

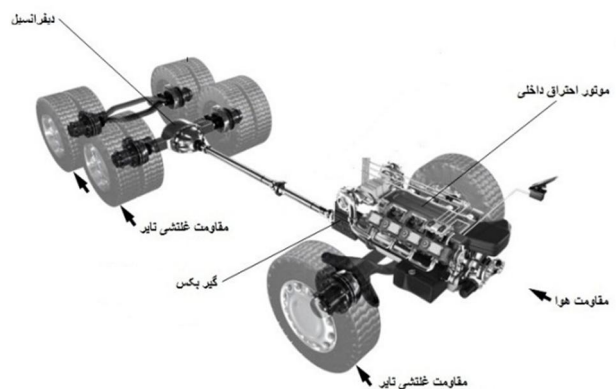
در این رابطه E_{Rec} برابر با انرژی ترمزی مکانیکی قابل بازیابی، E_{Kin} برابر با انرژی جنبشی خودرو، E_R برابر با انرژی مقاوم غلتشی تیر، E_A برابر با انرژی مقاوم آیرودینامیکی خودرو و η_D برابر با بازده دیفرانسیل می‌باشد.



شکل 7 انباره هیدرولیکی بادکنکی



شکل 8 مقایسه تغییر حالت هم‌دم و آدیباتیک [18]



شکل 9 نیروهای مقاوم حرکتی خودرو

همچنین به دلیل پایین بودن چگالی انرژی انباره، امکان شارژ آن توسط موتور احتراق داخلی به منظور کارکرد در نقاط بهینه میسر نمی‌باشد. استراتژی انتخاب شده برای تعیین اندازه المان‌های قوای محرکه هیبرید بر مبنای جذب ماکزیمم انرژی جنبشی و انجام حداقل تغییرات ممکن در ساختار خودروی پایه می‌باشد. دو جزء کلیدی در سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک، انباره (انباره) و پمپ/موتور هیدرولیکی می‌باشد. در این تحقیق، انباره نوع بادکنکی استفاده شده است (شکل 7).

مقدار انرژی جذب‌شده به وسیله یک انباره بادکنکی با استفاده از تغییرات فیزیکی حجم گاز موجود در آن محاسبه می‌شود. هر انباره باتوجه به ابعاد هندسی خود دارای یک حجم محفظه گاز مشخص (V_0) است که اغلب برای

این طرح از نوع پیستونی محوری جابجایی متغیر می‌باشد. در این نوع پمپ/موتورها با تغییر زاویه صفحه مایل، حجم جابجایی پمپ/موتور و به تبع آن گشتاور و دبی تغییر می‌کند (شکل 10).

برای کنترل عملکرد پمپ/موتور هیدرولیکی نیازمند یک واحد کنترل هستیم. واحد کنترل از یک برد الکترونیکی و مدارهای جانبی تشکیل شده‌است. وظیفه این واحد تعیین مقدار مطلوب زاویه صفحه مورب باتوجه به فرمان ارسال شده از واحد کنترل مرکزی سیستم هیبرید می‌باشد. در موقع ترمزگیری پمپ/موتور هیدرولیک به‌عنوان پمپ عمل کرده و انرژی جنبشی خودرو را به انرژی هیدرولیکی تبدیل و در انباره ذخیره می‌کند و در موقع شتاب‌گیری پمپ/موتور هیدرولیکی به‌عنوان موتور عمل کرده و انرژی ذخیره‌شده را به توان مکانیکی تبدیل می‌کند.

برای تعیین اندازه پمپ/موتور از دو فاکتور بیشترین فشار مجاز و حجم‌جابجایی پمپ/موتور هیدرولیکی به‌ازاء هر دور استفاده می‌شود. فشارکاری پمپ/موتور هیدرولیکی به فشار انباره هیدرولیکی (سطح شارژ انباره هیدرولیکی) و گشتاور پمپ/موتور به فشار کاری سیستم و حجم جابجایی وابسته می‌باشد. با توجه به تغییر فشار انباره نسبت به سطح شارژ آن، برای کنترل گشتاور باید حجم جابجایی پمپ/موتور هیدرولیکی را تغییر داد. گشتاور ترمزی در خودروها بیشتر از گشتاور رانشی می‌باشد لذا محاسبات انجام‌شده برای تعیین اندازه پمپ/موتور هیدرولیکی در مرحله ترمزگیری انجام شد. نیروهای اصلی که در مرحله ترمزگیری بر خودرو وارد می‌شود به‌طور واضح در شکل 11 نشان داده شده‌است.

پارامترهای اولیه برای طراحی ترمز بازتاب شامل حداکثر شتاب منفی و محدوده سرعت برای عملکرد ترمز بازتاب می‌باشد. در این بخش برای تعیین پارامتر طراحی از نتایج سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری تهران (جدول 3) و مشخصات خودروی هدف استفاده شده است. در سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری برای کلان شهر تهران حداکثر شتاب منفی برابر 2/2 متر بر ثانیه و حداکثر سرعت برابر 30 کیلومتر بر ساعت می‌باشد.

نیروی ترمزی به‌عنوان یک نیروی عکس‌العمل در برابر گشتاور رانشی بر روی چرخ‌های خودرو عمل می‌کند و گشتاور ترمزی لازم روی محور چرخ در مرحله ترمزگیری از روابط زیر به‌دست می‌آید [2]. طبق روابط (5-7) داریم:

$$\lambda \times m \times a = F_A \times \Sigma F_R \times F_{Br} \quad (5)$$

$$F_{Br} = 2 \times \frac{M_{Br}}{D_W} \quad (6)$$

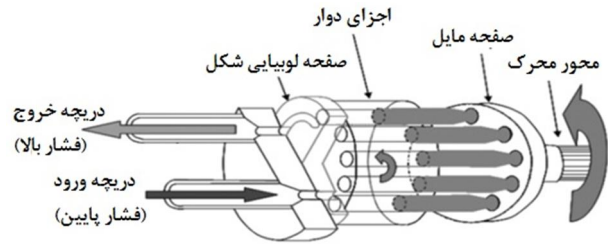
$$M_{Br} = \frac{D_W}{2} [\lambda \times m \times a - F_A - \Sigma F_R] \quad (7)$$

در روابط بالا λ ضریب جرم (میزان افزایش توان مورد نیاز خودرو به‌ازای اجزای گردان)، m برابر با جرم خودروی هدف، a برابر با بیشترین شتاب منفی، F_A برابر با نیروی آیرودینامیک، ΣF_R برابر با مجموع مقاومت غلتشی تایرهای خودرو، F_{Br} برابر با نیروی ترمزی، M_{Br} برابر با گشتاور ترمزی روی محور چرخ و D_W برابر با قطر تایر خودروی هدف می‌باشد.

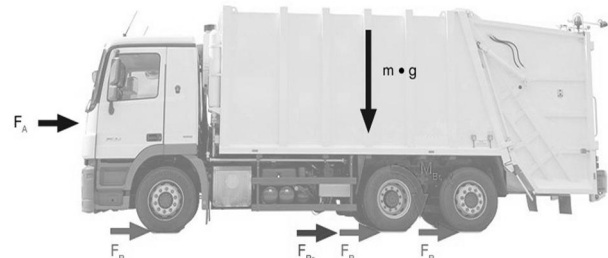
گشتاور لازم برای ترمزگیری روی محور عقب خودرو بر روی گاردان از رابطه (8) به‌دست می‌آید. شکل 12 گشتاور ترمزی چرخ و گشتاور ترمزی گاردان را نشان می‌دهد.

$$M_{Ca} = M_{Br} \times \eta_D / i_D = M_{Couple} + M_{ICE} \times \frac{i_G}{\eta_G} \quad (8)$$

در رابطه (8) M_{Ca} برابر با گشتاور ترمزی روی محور گاردان، M_{Br} برابر با گشتاور ترمزی روی محور چرخ، η_D برابر با راندمان دیفرانسیل، i_D برابر با ضریب دنده دیفرانسیل، M_{Couple} برابر با گشتاور کوپلینگ مکانیکی، M_{ICE} برابر با گشتاور ترمزی موتور احتراق داخلی، i_G برابر با ضریب دنده گیربکس در لحظه ترمزگیری، η_G برابر با راندمان گیربکس می‌باشد.



شکل 10 پمپ/موتور هیدرولیکی نوع پیستونی محوری با جابجایی متغیر



شکل 11 نیروهای وارد بر خودرو در مرحله ترمزگیری

جدول 5 مشخصات انباره هیدرولیکی [20]

| مشخصات | مقدار |
|--------------------------|------------|
| حجم نامی (l) | 54 |
| فشار شارژ اولیه (bar) | 120 |
| حداکثر فشار کاری (bar) | 345 |
| حداکثر دبی تخلیه (l/min) | 749 |
| وزن (kg) | 130 |
| ابعاد (mm) | 247 × 2002 |

انرژی مکانیکی گاردان، توسط پمپ/موتور هیدرولیکی به انرژی هیدرولیکی تبدیل شده و در انباره هیدرولیکی ذخیره می‌شود. ظرفیت انرژی انباره از رابطه (3) به‌دست می‌آید.

$$E_{Ac} = E_{Rec} \times \eta_V \times \eta_{mh} \times \eta_{coup} \quad (3)$$

در رابطه فوق E_{Ac} برابر با ظرفیت انرژی انباره هیدرولیکی، E_{Rec} برابر با انرژی بازتاب‌شده مکانیکی، $\eta_V \times \eta_{mh}$ برابر راندمان مکانیکی-هیدرولیکی و راندمان حجمی پمپ/موتور هیدرولیکی و η_{coup} برابر با راندمان کوپلینگ گشتاور پمپ/موتور هیدرولیکی می‌باشد. با توجه به روابط فوق و مشخصات خودروی هدف و حداکثر انرژی جنبشی در سیکل رانندگی استخراج شده، مقدار انرژی ترمزی قابل بازتاب برابر با 470 کیلوژول به‌دست می‌آید. با لحاظ نمودن راندمان مکانیکی-هیدرولیکی و حجمی پمپ و راندمان کوپلینگ گشتاور مقدار انرژی قابل ذخیره‌سازی در انباره تقریباً برابر 400 کیلوژول می‌باشد. برای انتخاب انباره از دو پارامتر حجم اولیه v_0 و فشار شارژ اولیه p_0 استفاده می‌شود. مقدار انرژی ذخیره‌شده در انباره از رابطه (4) به‌دست می‌آید. [19]

$$E_{Ac} = \int_{V_1}^{V_2} P dv = \frac{P_1 V_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1-n}{n}} - 1 \right] \quad (4)$$

به‌دست می‌آید. برای ذخیره‌سازی انرژی محاسبه‌شده در بالا، یک انباره هیدرولیکی با حجم خام 54 لیتر، فشار شارژ اولیه 120 بار و حداکثر فشار کاری 345 بار از محصولات شرکت اولیبر انتخاب شد. مشخصات انباره هیدرولیکی در جدول 5 ارائه شده است.

در سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک، برای بازایی انرژی ترمزی خودرو از پمپ/موتور هیدرولیکی استفاده شده‌است. پمپ/موتور هیدرولیکی یکی از شاهکارهای صنعت هیدرولیک محسوب می‌شود. پمپ/موتور استفاده‌شده در

هیدرولیکی موجود در بازار نسبت دنده بهینه کوپلینگ گشتاور برابر 2/5 و پمپ/موتور هیدرولیکی A4VSO از محصولات شرکت بوش رکسروت انتخاب شد. جدول 6 مشخصات فنی پمپ/موتور هیدرولیکی را نشان می‌دهد.

4- پیش‌بینی مقدار کاهش مصرف سوخت خودرو

به‌منظور بررسی تأثیر استفاده از سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک در کاهش مصرف سوخت کامیون خدمات شهری، در اینجا محاسباتی صورت گرفته‌است. ابتدا براساس سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری، مقدار انرژی ترمزی قابل بازیاب (مقدار انرژی قابل بازیابی در حالت ترمزگیری خودرو در سیکل رانندگی استخراج شده) محاسبه شده‌است. رابطه (12) این مقدار را نشان می‌دهند.

$$E_{Reg} = E_{Kin} - E_A - E_R \quad (12)$$

در این رابطه E_{Reg} برابر با انرژی ترمزی قابل بازیاب قبل از دیفرانسیل، در سیکل رانندگی استخراج شده می‌باشد. برای سیکل خدمات شهری تهران، مقدار انرژی ترمزی قابل بازیاب در بازه زمانی 1200 ثانیه 6273 کیلوژول است. در مرحله‌ی بعد، بازه ادوات موجود در سیستم تولید و انتقال قدرت هیبرید هیدرولیکی در مسیر بازیابی و ذخیره انرژی ترمزی در آکومولاتور و استفاده مجدد از آن جهت رانش خودرو، تعیین گردیده‌است. در شکل 13 این ادوات و بازه‌های آنها لحاظ شده‌است [21].

بنابراین مقدار بازده کل ترمز بازیاب هیدرولیکی با استفاده از رابطه (13)

$$\eta_{Tot} = \eta_{Regen} \times \eta_{Reuse} = (0.95^3 \times 0.9)^2 \approx 0.6 \quad (13)$$

برابر با 60 درصد بدست می‌آید. در این رابطه η_{Tot} برابر با راندمان کلی انرژی ترمزی و η_{Regen} و η_{Reuse} به ترتیب برابر با راندمان بازیاب و استفاده مجدد انرژی ترمزی می‌باشد. براین اساس در بهترین حالت، 60 درصد از انرژی ترمزی قابل بازیاب خودروی خدمات شهری، مجدداً قابل استفاده به‌عنوان جلوبرنده خودرو می‌شود (رابطه 14).

$$E_{Reuse} = \eta_{Tot} \times E_{Reg} \quad (14)$$

در این رابطه E_{Reuse} برابر با انرژی قابل استفاده به‌عنوان جلوبرنده خودرو می‌باشد. باتوجه به انتخاب پمپ/موتور و آکومولاتور و همچنین استراتژی کنترل سیستم هیبرید، مقدار انرژی استفاده‌شده از این مقدار انرژی متفاوت خواهد بود. در ادامه، برای مقادیر مختلف استفاده از انرژی ترمزی، مقادیر کاهش مصرف سوخت خودرو محاسبه شده‌است.

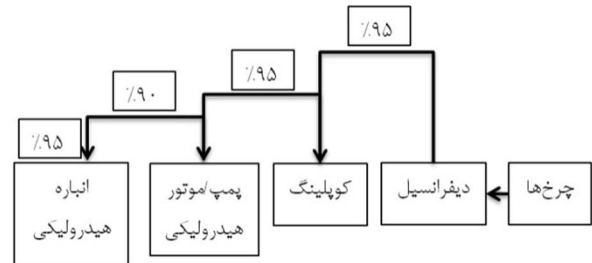
در کاتالوگ موتور احتراق داخلی OM-906LA عدد مصرف سوخت ویژه آن برابر با 209 گرم بر کیلووات ساعت بیان شده‌است. با استفاده از این عدد می‌توان برای یک مقدار مشخص بازیابی انرژی ترمزی خودرو، درصد کاهش مصرف سوخت خودرو را به‌صورت حدودی از رابطه (15) تعیین نمود.

$$RFC \left(\frac{l}{100km} \right) = \frac{fuel_cons_{spec} \times E_{reuse}}{36 \times distance \times fuel_density} \quad (15)$$

در رابطه (15) مقدار کاهش مصرف سوخت در 100 کیلومتر می‌باشد و چگالی سوخت دیزل 810 کیلوگرم بر مترمکعب لحاظ شده‌است. همچنین مسافت پیموده‌شده در یک سیکل خودروی خدمات شهری 1/8 کیلومتر می‌باشد. براین اساس، شکل 14 مقادیر کاهش مصرف سوخت را برای درصدهای مختلف از بازیابی انرژی ترمزی نشان می‌دهد. این در حالی است که براساس ادعای رانندگان خودروهای خدمات شهری، مصرف سوخت این خودرو در حدود 80 لیتر در 100 کیلومتر است. بنابراین به‌عنوان مثال با بازیابی 50 درصد انرژی ترمزی موجود در سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری می‌توان در حدود 13.7 لیتر معادل 17 درصد، مصرف سوخت خودرو را در 100 کیلومتر کاهش داد.



شکل 12 گشتاور ترمزی روی محور عقب خودرو



شکل 13 بازده المان‌های موجود در مسیر بازیابی انرژی ترمزی

جدول 6 مشخصات فنی پمپ/موتور هیدرولیکی [21]

| مقدار | مشخصات |
|-------------|---|
| 125 | حجم جابجایی (cm ³) |
| 1800 | بیشترین سرعت دورانی در حداکثر جابجایی (rpm) |
| 2200 | بیشترین سرعت دورانی در کمترین جابجایی (rpm) |
| 225 | مقدار دبی در حداکثر جابجایی (l/min) |
| 135 | حداکثر توان در فشار 350 بار (kW) |
| 696 | حداکثر گشتاور در فشار 350 بار (kW) |
| 8000 | حداکثر شتاب زاویه‌ای (rad/s ²) |
| 5 | حجم روغن داخل پمپ (l) |
| 88 | وزن (kg) |
| 354×310×360 | ابعاد (mm) |

در خودروهای خدمات شهری به‌علت کمتر بودن سرعت خودرو در سیکل حرکتی، راننده جهت توقف خودرو معمولاً پدال کلاچ را همزمان با قبل از پدال ترمز فشار می‌دهد که در این صورت ارتباط مکانیکی بین موتور احتراق داخلی و محور گاردان قطع می‌شود. لذا در رابطه فوق بعلاوه قطع ارتباط مکانیکی گشتاور ترمزی موتور احتراق داخلی به محور گاردان منتقل نمی‌شود و مقدار آن برابر صفر می‌باشد. گشتاور ترمزی محور گاردان بوسیله پمپ/موتور هیدرولیکی بازیاب شده و به توان هیدرولیکی تبدیل شود. این گشتاور متناسب با حجم جابجایی پمپ/موتور هیدرولیکی و فشار انباره هیدرولیکی بازیاب می‌شود. لذا حجم جابجایی پمپ/موتور هیدرولیکی برای تبدیل گشتاور ترمزی محور گاردان به توان هیدرولیکی از روابط (9) تا (11) به‌دست می‌آید [21].

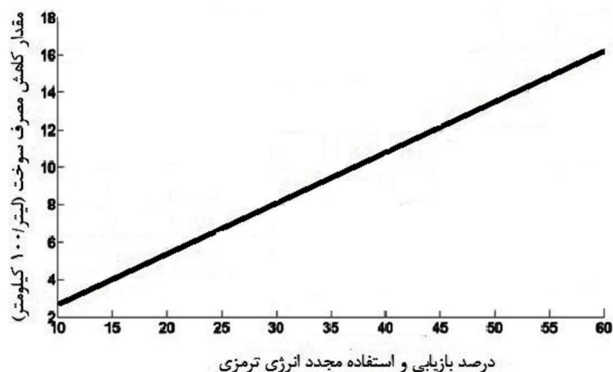
$$M_{pump} = \frac{V_g \times \Delta P}{20 \times \pi \times \eta_{mh}} \quad (9)$$

$$M_{pump} = \frac{M_{Coup} \times \eta_{Coup}}{i_{Coup}} \quad (10)$$

$$V_g \times i_{Coup} = 20 \times \pi \times M_{Coup} \times \eta_{Coup} \times \eta_{mh} / (\Delta P) \quad (11)$$

در روابط بالا M_{pump} برابر با گشتاور پمپ/موتور هیدرولیکی در حالت پمپی، V_g برابر با حجم جابجایی پمپ/موتور هیدرولیکی، ΔP برابر با فشار پمپ/موتور هیدرولیکی، η_{mh} برابر راندمان مکانیکی-هیدرولیکی پمپ/موتور هیدرولیکی، M_{Coup} برابر با گشتاور ورودی کوپلینگ مکانیکی که مساوی با گشتاور گاردان است، η_{Coup} برابر با راندمان کوپلینگ مکانیکی، i_{Coup} برابر با ضریب دنده کوپلینگ مکانیکی است. بر اساس روابط بالا و مشخصات فنی پمپ/موتورهای

- [2] M. Ehsani, Y. Gao, and A. Emadi, *Modern Electric, Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory and Design*. CRC Press, 2009.
- [3] H. Searl Dunn, and P.H. Wojciechowski, High-pressure hydraulic hybrid with regenerative braking. In *Seventh Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proceedings*, pages 989-995, San Diego, California, 1972.
- [4] P. Buchwald, G. Christensen, H. Larsen, and P. S. Pedersen, Improvement of city bus fuel economy using a hydraulic hybrid propulsion system. A theoretical and experimental study. *SAE paper 790305*, 1979.
- [5] S. Tollefson, N.H. Beachley, and F.J. Fronczak, Studies of an accumulator energy-storage automobile design with a single pump/motor unit, *SAE paper 851677*, 1985.
- [6] S. C. Reddy, and G. V. N. Rayudu, Design of a regenerative braking system for city buses. *SAE paper 892529*, 1989.
- [7] A. Pourmovahed, N. H. Beachley, and F. J. Fronczak, Modelling of a hydraulic energy regeneration system. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, p.p 144:155-159. 1992.
- [8] S. Martini, The M.A.N hydrobus: A drive concept with hydrostatic brake energy recovery. In *International Symposium on Advanced and Hybrid Vehicles*. 1984.
- [9] A. S. Davies, The reduction of city bus exhaust emissions by means of a regenerative powertrain. *SAE paper 890267*, 1989.
- [10] Z. Pawelski, *Modeling and Design of Hydrobus*. Technical University of Lodz, 2000.
- [11] R.P. Kepner, power assist demonstration of hydraulic hybrid vehicle regenerative braking in a road vehicle application. *SAE Paper 2002-01-3128*, 2002.
- [12] *Bosch Rexroth AG*. Hydraustatic Regenerative Braking System. Application Center Truck-drive, 2012.
- [13] Mo. Naghizadeh, *Driving Cycle Development for Simulation of vehicle Fuel Consumption*, MS Thesis, Iran University of Science & Technology, 2006. (in persian)
- [14] T. Sukanya, Development of Automobile Bangkok Driving Cycle for Emissions and Fuel Consumption Assessment. *The 2nd Joint International Conference on Sustainable Energy and Environment Bangkok, Thailand, 2006*.
- [15] *Axor-R Catalog. Tongwell, Milton Keynes, MK15 8BA*. : Mercedes Benz UK Ltd., 2008.
- [16] Bosch Rexroth AG. DCH/STA16 HRB parallel-version 6 hydraulics, Hydrostatic Regenerative Braking System. Application Center Truck-drive, 2012.
- [17] S. Baseley, Hydraulic Hybrid Systems for Commercial Vehicles, *SAE technical paper*, 2007.
- [18] Hyda Company. *ASP light Accumulator Simulation program 5.0*. www.hydacusa.com (accessed June 18, 2012) 2012.
- [19] Hui, Sun, Yang Lifu and Jing Junqing. Hydraulic electric synergy system (HESS) design for heavy hybrid vehicles. *Energy* 35, 5328e5335, 2010.
- [20] Olear Company. Bladder accumulators general information. www.olear.com. (Accessed January 18, 2012), 2012.
- [21] *Bosch Rexroth Company*. *Axial Piston Variable Pump A4VSO*. RE 92050/0409, 2012.
- [22] Gh. Payeganeh, M. Esfahanian, S. Pakdel Bonab, Modeling and fuzzy control strategy design for the hydraulic hybrid refuse truck, *International Journal of Automotive Engineering*, under review, 2014



شکل 14 نسبت کاهش مصرف سوخت خودرو با درصد بازایی و استفاده مجدد انرژی ترمزی

روند کامل مدلسازی و طراحی استراتژی کنترل و شبیه سازی سیستم هیبرید حاضر در مقاله ای توسط نویسندگان ارائه شده است [22]

5- نتیجه گیری و جمع بندی

در تحقیق حاضر، ابتدا مطالعه امکان سنجی فنی استفاده از قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای خودروی خدمات شهری انجام و سیکل رانندگی برای خودروی خدمات شهری در شهر تهران استخراج شد. باتوجه به اینکه تاکنون سیکل رانندگی برای این گونه خودروها در کشور وجود نداشته است، ارائه این سیکل می تواند به انجام تحقیقات آتی در زمینه کاهش مصرف سوخت خودروهای خدمات شهری کمک نماید. علاوه، یک سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای یک نمونه خودروی خدمات شهری طراحی شده است. یکی از مهمترین نتایج کاربردی این تحقیق، کاهش مصرف سوخت و نیز کاهش آلودگی ایجاد شده در بخش حمل و نقل می باشد. بواسطه تکنولوژی استفاده شده جهت مدیریت بهینه انرژی و بازایی انرژی ترمزی، این نوع کامیون ها مصرف سوخت کمتری داشته و با یک طراحی مناسب، 17% کمتر از کامیون های رایج سوخت مصرف می کند. کامیون های هیبرید هیدرولیک به نسبت کامیون های معمولی آلاینده کمتری تولید می کند و این به معنای آن است که در هزینه های اجتماعی ناشی از آلودگی هوا که به واسطه بخش حمل و نقل ایجاد می شود، صرفه جویی خواهد شد. همچنین در تحقیق حاضر، قوای محرکه هیبرید هیدرولیک به عنوان یک ماژول مجزا و با انجام حداقل تغییرات ممکن در ساختار خودروی اصلی طراحی شده است.

6- تقدیر و تشکر

این تحقیق با همکاری پژوهشکده خودرو، سوخت و محیط زیست دانشگاه تهران و حمایت مادی سازمان بهینه سازی مصرف سوخت انجام شده است.

7- مراجع

- [1] Y.J. Kim, *Integrated modeling and hardware-in-the-loop study for systematic evaluation of hydraulic hybrid propulsion options*. A dissertation submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy (Mechanical Engineering) in the University of Michigan, USA, 2008.