ماهنامه علمى پژوهشى

مهندسی مکانیک مدرس



mme.modares.ac.ir

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

غلامحسن پايگانه^{1*}، محسن اصفهانيان²، سهراب پاكدل بناب³

حكنده

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: g.payganeh@srttu.edu،16785-136

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل دریافت: 30 بهمن 1392 ارائه در سایت: 24 اردیبهشت 1393 کلید واژگان: خودروی خدمات شهری قوای محر که هیبرید هیدرولیک ترمز بازیاب سیکل رانندگی

هدف از انجام این تحقیق، مطالعه امکان سنجی و طراحی سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای خودروی خدمات شهری بهمنظور بازیابی و ذخیره انرژی چنشی و استفاده مجدد آن در تأمین توان رانشی خودرو میباشد. سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک شامل موتور احتراق داخلی، پمپ *مو*تور 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 امکان سنجی فنی استفاده از سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک بام موتور احتراق سوخت انجام گرفته است. در این تحقیق کامیون اکسور 1828 به عنوان خودروی هدف انتخاب شده است و با توجه به منحصر بهفرد 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 المان های هیبرید هیدرولیک با هدف بازیابی انرژی جنبشی خودرو در روزهای کاری مختلف بدست آمده است. شده 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 المان های هیبرید هیدرولیک با هدف بازیابی انرژی جنبشی خودرو در سیکل رانندگی استخراج شده طراحی و انتخاب شده است. بر اساس طراحی های هیه میبرید هیدرولیک با هدف بازیابی انرژی جنبشی خودرو در سیکل رانندگی و مردزی خودرو در طول یک شده است. بر اساس طراحی های استفاده از سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک، 17 درصد از انرژی ترمزی خودرو در طول یک

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

Gholamhasan Payganeh1*, 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@srttu.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.

نرسیده است. ایده ی استفاده از مؤلفه ی توان حرکتی ثانویه در خودرو در کنار موتور احتراق داخلی تحت عنوان خودروی هیبرید یکی از راهکارهایی است که در سالهای اخیر موردتوجه بسیاری از محققان و همچنین صنایع بزرگ خودروسازی قرار گرفته است. امروزه بیشتر خودروهای هیبرید تولید شده از نوع بنزینی -الکتریکی می باشد 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 بههمریختگی 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 بهجایی

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

1- مقدمه

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. 17, No. 15, pp. 307-315, 2015 (In Persian)

استفاده شده است. 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 می باشد. لذا استفاده از این منبع انرژی برای خودروهای سنگین که توقف - حرکت زیادی دارند و باتوجه به وزن بالای آن ها چگالی توان بالایی را برای بازیابی انرژی ترمزی خودرو طلب می کنند، 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 سلول های باتری بیشتری را می طلبد که افزایش هزینه ی تولید خودروی هیبرید را به دنبال خواهدداشت.

برای حل این مشکلات از انباره یا منبع ذخیره انرژی هیدرولیکی بهعنوان منبع انرژی ثانویه درخودروهای 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. درصورتیکه در ساختار موازی، هر دو مبدل توان (موتور احتراق داخلی و پمپ/موتور هیدرولیک) 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 می شود، منبع انرژی و مبدل توان شماره 1 یعنی مجموعه احتراق داخلی یک سیستم یک طرفه است و در تأمین نیروی کشنده نقش دارد و قادر به جذب انرژی در هنگام ترمزگیری نمی اشد. 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) می باشد. همان طور که بیان شد، منبع ذخیرهی انرژی در سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک، انباره و مبدل توان در این سیستم، یک پمپ *امو*تور هیدرولیکی است. پمپ *ام*وتور 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 ترمز گیری 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 آلایندهها دارد. سیستمهای هیدرولیکی بدلیل داشتن چگالی توان بالا، توانایی زیادی را در جذب انرژی کمتری نسبت به باتری مقابل، منبع ذخیرهی انرژی هیدرولیکی چگالی انرژی کمتری نسبت به باتری دارد؛ لذا مدیریت موتور احتراق داخلی نمیتواند به خوبی انجام پذیرد.



تحقیقات انجام شده در زمینه خودروی هیبرید هیدرولیک بیشتر به صورت آکادمیک و آزمایشگاهی میباشد. یکی از اولین تحقیقات انجامشده در زمینه سیستم هیبرید هیدرولیک برای بازیابی انرژی جنبشی، توسط سیرالدان و وجیسیچوفسکی² [3] در سال 1972 انجام شد. در این پژوهش با استفاده از فلاویل و انباره به این نتیجه رسیدهاند که می توان بیش از 50 درصد انرژی جنبشی تلفشده 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 همکاران [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 رایودو⁵ [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 هيدروليكي انجام شدهاست. در كنار تحقيقات آكادميك انجامشده، فعاليت-هایی نیز در زمینه ساخت نمونه صنعتی خودروی هیبرید هیدرولیک انجام شده است. 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 هيبريد هيدروليكي را با ساختار موازي طراحي و اجرا نمود. مدلسازي و طراحى كنترل استراتژى اين اتوبوس توسط پاولسكى⁸ [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 انجامشده 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

7- Davies

^{1- .}hydraulic hybrid vehicle

²⁻ Searl Dunn 3- Buchwald

⁴⁻ Tollefson, Beachlev and Fronczak

⁵⁻ Reddy and Rayudu

⁶⁻ Man

⁸⁻ Pawelski9- Sport Utility Vehicle

هیدرولیکی فعالیت میکند، نمونهی صنعتی سیستمهای هیبرید هیدرولیک را با نام اچآربی ¹ تولید نمودهاست. این شرکت در سال 2009 استانداردهای لازم را برای محصول خود اخذ نمودهاست. نتایج حاصل از تستهای عملی، کاهش مصرف سوخت 14 الی 25 درصد را با توجه به سیکل رانندگی نشان میدهد. تحقیقات ذکرشده 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 انتخابشده از نوع موازی بودهاست.

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 شدهاست و در این ساختار موتور احتراق داخلی انباره هیدرولیکی را شارژ نمی کند. 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 شبیه سازی ضروری می باشد و از مهمترین کارهای داخلی انجام شده در این زمینه می توان 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 امكانسنجي

در مرحله اول مطالعه امکانسنجی فنی استفاده از سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک به منظور کاهش مصرف سوخت انجام گرفتهاست. با توجه به منحصر بهفرد بودن سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری جهت افزایش اعتبار نتایج امکان سنجی 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 مدل سازی قوای محرکه یک خودرو می باشد [14]. انتخاب سیکل رانندگی استاندارد تأثیر زیادی در عملکرد و مصرف سوخت خودرو در مرحلهی شبیه سازی 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 شدهاست. مشخصات کامیون اکسور1828 در جدول 1 ارائه شدهاست.

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- اندازه گیری مستقیم با استفاده از نصب تجهیزات روی وسیله نقلیه هدف: در این روش تجهیزات اندازه گیری روی خودروی هدف نصب و برای داده برداری استفاده می شوند. برای اندازه گیری مستقیم، سیستم های مختلفی مانند سیستم های مکانیکی، حسگرهای نوری و نرمافزار های اندازه گیری وجود

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

2- اندازه گیری غیرمستقیم با استفاده از یک خودرو تعقیب گر: این روش، در بسیاری مواقع برای بدست آوردن الگوهای حرکتی خودروهای در حال حرکت استفاده میشود. خودرو تعقیب گر یک خودرو تجهیز شدهاست و در مواقعی که امکان اندازه گیری 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 شدهاست. همچنین بهدلیل عدم دسترسی به سیستمهای پیشرفتهی اندازه گیری، از یک دوربین فیلمبرداری استفاده شدهاست که بصورت پیوسته از سرعتسنج و دورسنج داخل کابین راننده فیلم برداری میکند. دادهبرداری از سرعت خودرو، در چند روز کاری و ساعتهای متفاوت انجام شدهاست. آزمایشات دادهبرداری با همکاری ایستگاه ماشین آلات مکانیزه منطقه 8 تهران انجام گرفتهاست. بعد از اتمام مأموریت، فیلم ها چندین بار بازبینی و سرعت خودرو بر حسب زمان ثبت شدهاست. درمجموع می توان اطلاعات ثبتشده را به 5 بازه زمانی تقسیم,بندی کرد.

- مدت زمان کارکرد درجا (*T*₁)
- مدت زمان کارکرد در حالت دریچه نیمهباز جهت راهاندازی پمپ هیدرولیک (T2)
 - مدت زمان شتاب گیری خودرو (*T*₃)
 - مدت زمان حرکت با سرعت ثابت (*T*₄)
 - مدت زمان ترمزگیری خودرو (۲۶)

جدول 2 نمونهای از نتایج دادهبرداریهای صورت گرفته و شکل 2 سهم حالات مختلف حرکتی را در خودروهای خدمات شهری نشان میدهد.

در جدول 2، هر سطر نشاندهنده یی یک میکروسفر² است که در آن خودرو از حالت توقف شروع به حرکت میکند و در نهایت به حالت توقف می سد. برای هر میکروسفر، 5 پارامتر زمانی معرفی شده در بالا به همراه سرعت ماکزیمم (*W*_{max})، سرعت دورانی ماکزیمم موتور احتراق داخلی (*W*_{max})، مقدار شتاب در حالت شتاب گیری (*Acc*) و مقدار شتاب در حالت ترمز گیری (*Dec*) ارائه شده است.

[15] 1828 ,	صات کامیون اکس	جدول 1 مشخ
-------------	----------------	------------

مقدار	مشخصه
5830	وزن كل (kg)
2045	بار وارده بر محور عقب(kg)
3785	بار وارده بر محور جلو (kg)
1800	وزن ناخالص مجاز (kg)
0/295	شعاع چرخ (m)
LA 906 0M-	مدل موتور
279 در 2300 دور بر دقيقه	قدرت موتور (Hp)
1100 در 1250تا 1500دور بر دقيقه	حداکثر گشتاور موتور (Nm)
0/01	ضریب اصطکاک غلتشی (f _r)
0/55	ضریب درگ (C _D)
3/583 : 1	نسبت دنده ديفرانسيل
1/202	چگالی هوا (kg/m ³)

²⁻ Micro trip

¹⁻ Hydrostatic Regenerative Braking

میندسی مکانیک مدرس، فوقالعاده اسفند 1393، دوره 14، شماره 15



شکل 3 سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری تهران

تهراز	شهرى	خدمات	خودروى	رانندگی	سيكل	یشدہ در	دازهگیر	دادههای ان	جدول 2
-------	------	-------	--------	---------	------	---------	---------	------------	--------

T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	V _{max}	W _{max}	Acc.	Dec.
(S)	(S)	(S)	(S)	(S)	(Km/h)	(rpm)	(m/s²)	(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

سرعت خودرو در شرایط واقعی دادههای بدست آمده از اندازه گیریها برای استخراج دادههای نمونه از بین آنها، مورد تحلیل قرار می گیرند. این تحلیل دادههایی را که دارای بیشترین شباهت با کل دادهها هستند برای تشکیل سیکل حرکتی انتخاب می کند. در این روند پس از دستهبندی دادهها به میکروتریپها و سپس دستهبندی میکروتریپها به شرایط ترافیکی مختلف، میکروتریپهایی که دارای بیشترین حالت نمایانگری از دادهها هستند انتخاب می شوند و از کنارهم گذاردن میکروتریپهای نمایانگر، سیکل نهایی بهدست می آید. 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 با دست آمده معین گردد.

برای قابلیت تکرارپذیری سیکل و امکان اجرای آن هنگام تست خودرو بر روی شاسی دینامومتر و یا انجام شبیه سازی های کامپیوتری، حذف فرکانس های بالای موجود در منحنی سرعت-زمان ارائه شده به عنوان سیکل حرکتی لازم است. برای این منظور داده ها از یک فیلتر که فرکانس های بالا را حذف می کند عبور داده می شوند [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 تهاجمی تر 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 آلاینده های 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.

ری، بالاترین دفعات و توان ترمزی	بودروهای خدمات شه	مطابق شکل 4 خ
	ر وها دارند.	نسبت به سایر خود

	ىدمات شهرى تهران	خودروی خ	ليكل حركتي	3 مشخصات س	جدول
--	------------------	----------	------------	------------	------

خودروی خدمات شهری	نوع سيكل
1200	زمان (s)
68	درصد زمانی توقف
6	درصد زمانی شتابگیری
4	درصد زمانی ترمزگیری
22	درصد زمانی حرکت با سرعت ثابت
18/14	سرعت متوسط (km/h)
1/12	شتاب متوسط (m/s²)
1/71	شتاب منفی متوسط (m/s²)
30	سرعت حداکثر (km/h)
1/66	شتاب حداکثر (m/s²)
2/2	شتاب منفی حداکثر (m/s²)
1.8	مسافت (km)
20	تعداد ميكروتريپها
11	تعداد توقف در هر کیلومتر



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



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

درصد از کل	مقدار	an tao t
انرژی (درصد)	(کیلو ژول)	نوع الرزي
100	6273	کل انرژی جنبشی در طول زمانهای ترمزگیری کامیون در سیکل رانندگی
9/07	569	مقداری از انرژی جنبشی کامیون که بدلیل وجود نیروی مقامت غلتشی چرخها در زمان ترمزگیری هدر میرود.
2/13	136	مقداری از انرژی جنبشی کامیون که بدلیل وجود نیروی درگ هوا هدر میرود
4/4	276	مقداری از انرژی جنبشی که توسط سیستم انتقال قدرت هدر میرود.
84/4	5295	مقداری از انرژی جنبشی کامیون که قابل بازیابی است.

برای بررسی امکانسنجی مقادیر انرژی جنبشی، انرژی ترمزی غلتشی، انرژی مقاومت آیرودینامیک، انرژی تلفشده در سیستم انتقال قدرت و مقدار انرژی ترمزی قابل بازیابی در حالت ترمزگیری برای سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری استخراجشده محاسبه گردیدهاست. در جدول 4 این مقادیر برای خودروی خدمات شهری اکسور 1828 و براساس سیکل رانندگی استخراجشده برای این خودرو نشان داده شدهاست. توجه شود که محاسبات تعیین انرژی ها باتوجه به مشخصات خودرو انجام شدهاست. همان طور که از اطلاعات جدول 4 و شکل 4 برمیآید، کامیون اکسور 1828 با کاربری خودروی خدمات شهری بواسطه انجام ماموریتی خاص، پتانسیل بالایی برای هیبریدشدن قوای محرکه و بازیابی انرژی ترمزی دارد.



شکل 6 چیدمان قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای کامیون اکسور 1828

همانطور 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 بدلیل پایین بودن چگالی توان باتریها تنها بخش کوچکی از انرژی ترمزی بازیاب می شود. درمقابل، مجموعه ی 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. درمقابل، چگالی انرژی انباره پایین بوده و حفظ سطح شارژ انباره در حد مطلوب نیازمند کنترل دقیق سیستم است. شکل 5 چگالی توان و انرژی سیستمهای مختلف ذخیره انرژی را نشان می دهد.

3- طراحی قوای محرکهی هیبرید هیدرولیک

پس از استخراج سیکل حرکتی خودروی خدمات شهری، در این قسمت سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای این نوع خودرو طراحی شدهاست. طراحی سیستم قوای محرکه براساس سیکل رانندگی بدستآمده در قسمت قبل انجام گرفتهاست.

در این قسمت، اندازه و نوع المانهای اصلی سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک تعیین شدهاست. یکی از مهمترین پیش فرضهای طراحی، اعمال حداقل تغییرات ممکن در ساختار کامیون بایه میباشد. این فرض موجب میشود که از میان انواع ساختارهای هیبرید، نوع موازی را انتخاب نمائیم. در ساختار هیبرید هیدرولیک موازی، موتور احتراق داخلی بهعنوان منبع اصلی تولید توان ایفای نقش میکند و پمپ/موتور هیدرولیکی به عنوان مؤلفهی تولید توان کمکی بکار میرود. از اینرو، تجهیزات بهمراتب کم حجمتر و سبک تری 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 شدهاست.

همانطور که در قسمت قبل ذکر شد، باتوجهبه 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 حرکتهای پیوسته (مانند شیب پیمایی) کاهش می یابد. ازاینرو در طراحی سیستم هیبرید حاضر، از همان موتور احتراق داخلی موجود روی کامیون اکسور 1828 استفاده شدهاست.



همچنین به دلیل پایین بودن چگالی انرژی انباره، امکان شارژ آن توسط موتور احتراق داخلی به منظور کارکرد در نقاط بهینه میسر نمی باشد.

استراتژی انتخاب شده برای تعیین اندازه المانهای قوای محرکه هیبرید برمبنای 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 شدهاست (شکل 7).

مقدار انرژی جذب شده بهوسیله یک انباره بادکنکی با استفاده از تغییرات فیزیکی حجم گاز موجود در آن محاسبه می شود. هر انباره باتوجه به ابعاد هندسی خود دارای یک حجم محفظه گاز مشخص(۷) است که اغلب برای

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. درصورتی که انباره آهسته پر شود، زمان برای انتقال گرمای تولیدشده در گاز به محیط کافی بوده و درنتیجه دمای گاز ثابت باقی می ماند (تغییر حالت همدما). ولی به هنگام پر شدن و تخلیه سریع انباره، زمان برای مبادله گرما با محیط کافی نخواهد بود (تغییر حالت آدیاباتیک). در این حالت به هنگام پر شدن انباره گاز گرم شده و به هنگام تخلیه گاز سرد خواهد شد. درنتیجه مقدار روغن ذخیره شده در مقایسه با فرآیند همدما در حجم ثابت کمتر می باشد. شکل 8 تغییر حالت همدما و آدیاباتیک را برای انباره نشان

واقعیت این است که پروسه انتقال حرارت در انباره خیلی پیچیده است و رفتار واقعی گاز محبوس در انباره بین دو حالت همدما و آدیاباتیک 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 حرات از گاز به محیط وجود ندارد. بنابرین در محاسبات انباره، فرآیند تغییر حالت گاز آدیاباتیک در نظر گرفته شده است. رابطه (1) معادله تغییر حالت گاز تحت فرایند آدیاباتیک را نشان میدهد.

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

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 می ود. هدف این تحقیق بازیابی و ذخیره انرژی ترمزی و استفاده مجدد آن در مسیر جریان قدرت خودرو می باشد. با این تعریف تنها وظیفه انباره هیدروولیکی ذخیره انرژی جنبشی ناخواسته خودرو (انرژی ترمزی) در مرحله ترمزگیری می باشد. انرژی ترمزی قابل ذخیره متناظر با انرژی جنبشی خودرو می باشد 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 تایر، نیروی مقاوم آیرودینامیک و نیروی ترمزی موتور احتراق داخلی به عنوان نیروی ترمزی عمل میکند و برای محاسبه انرژی ترمزی قابل بازیاب 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 بازیاب از رابطه (2) محاسبه میشود [2].

 $E_{\text{Rec}} = (E_{\text{Kin}} - E_{\text{R}} - E_{\text{A}}) n_{\text{D}}$ (2) در این رابطه E_{Kin} برابر با انرژی ترمزی مکانیکی قابل بازیاب، E_{Rec} برابر با انرژی جنبشی خودرو، E_{R} برابر با انرژی مقاومت غلتشی تایر، E_{A} برابر با انرژی مقاومت آیرودینامیکی خودرو و n_{D} برابر با بازده دیفرانسیل میباشد.



پارامترهای اولیه برای طراحی ترمز بازیاب شامل حداکثر شتاب منفی و محدوده سرعت برای عملکرد ترمز بازیاب 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.

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

هستيم. واحد كنترل از يک برد الكترونيكي و مدارهاي جانبي تشكيل

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

برای تعیین اندازه پمپ/موتور از دو فاکتور بیشترین فشار مجاز و حجمجابجایی پمپ/موتور هیدرولیکی به ازاء 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

ترمز گیری بر خودرو وارد میشود بهطور واضح در شکل 11 نشان داده شدهاست.

برای کنترل عملکرد پمپ/موتور هیدرولیکی نیازمند یک واحدکنترل

گشتاور و دبی تغییر می کند (شکل 10).

ذخیرهشده را به توان مکانیکی تبدیل میکند.

نیروی ترمزی به عنوان یک نیروی عکس العمل 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: $\lambda * m * a = F_A * \Sigma F_B * F_{Br}$ (5)

$$F_{\rm Br} = 2 \times \frac{M_{\rm Br}}{D_{\rm W}} \tag{6}$$

(7)

(8)

$$M_{\rm Br} = \frac{-w}{2} \left[\lambda \times m \times a - F_{\rm A} - \Sigma F_{\rm R} \right]$$

در روابط بالا λ ضریب جرم (میزان افزایش توان مورد نیاز خودرو به ازای اجزای گردان)، m برابر با جرم خودروی هدف، a برابر با بیشترین شتاب منفی، F_A برابر با نیروی آیرودینامیک، F_R برابر با مجموع مقاومت غلتشی تایرهای خودرو، $F_{\rm Br}$ برابر با نیروی ترمزی، $M_{\rm Br}$ برابر با گشتاور ترمزی روی محور چرخ و $D_{\rm W}$ برابر با قطر تایر خودری هدف می باشد.

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.

$$M_{\rm Ca} = M_{\rm Br} \times \eta_{\rm D} / i_{\rm D} = M_{\rm Coup} + M_{\rm ICE} \times \frac{i_{\rm G}}{\eta_{\rm G}}$$

در رابطه $M_{\rm Gr}$ (8) برابر با گشتاور ترمزی روی محور گاردان، $M_{\rm Br}$ برابر با گشتاور ترمزی روی محور چرخ، $n_{\rm D}$ برابر با راندمان دیفرانسیل، $i_{\rm D}$ برابر با ضریب دنده دیفرانسیل، $M_{\rm Coup}$ برابر با گشتاور کوپلینگ مکانیکی، $M_{\rm ICE}$ برابر با گشتاور ترمزی موتور احتراق داخلی، $i_{\rm G}$ برابر با ضریب دنده گیربکس در لحظهترمزگیری، $n_{\rm G}$ برابر با راندمان گیربکس میباشد. 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. (3) $E_{Ac} = E_{Rec} \times n_V \times n_{mh} \times n_{Coup}$ (3) در رابطه فوق E_{Ac} برابر با ظرفیت انرژی انباره هیدرولیکی، E_{Rec} برابر با انرژی بازیابشده مکانیکی، $n_V \times n_{mh}$ برابر راندمان مکانیکی-هیدرولیکی و راندمان

130

247 × 2002

وزن (kg)

ابعاد (mm)

مجمی پمپ/موتور هیدرولیکی و n_{Coup} برابر با راندمان گوپلینگ 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 بازیاب برابر با 470 کیلوژول بهدست میآید. با لحاظ نمودن راندمان مکانیکی-هیدرولیکی و حجمی پمپ و راندمان کوپلینگ گشتاور مقدار انرژی قابل ذخیرهسازی درانباره تقریبا برابر 400 کیلوژول میباشد. برای انتخاب انباره از دو پارامتر حجم اولیه v_0 و فشار شارژ اولیه g استفاده میشود. مقدار انرژی ذخیرهشده در انباره از رابطه(4) بدست میآید. [19]

$$E_{\rm Ac} = \int_{V_1}^{V_2} P dv = \frac{P_1 V_1}{\mathbf{n} - \mathbf{1}} \left[\left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1-n}{n}} - \mathbf{1} \right]$$
(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 اولیر انتخاب شد. مشخصات انباره هیدرولیکی در جدول 5 ارائه شده است.

در سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک، برای بازیابی انرژی ترمزی خودرو از پمپ/موتور هیدرولیکی استفاده شدهاست. پمپ/موتور هیدرولیکی یکی از شاهکارهای صنعت هیدرولیک محسوب می شود. پمپ/موتور استفاده شده در



در خودروهای خدمات شهری بهعلت کمتر بودن سرعت خودرو در سيكل حركتي، راننده جهت توقف خودرو معمولاً پدال كلاچ را همزمان يا قبل از پدال ترمز فشار میدهد که در این صورت ارتباط مکانیکی بین موتور احتراق داخلي و محور گاردان قطع مي شود. لذا در رابطه فوق بعلت قطع ارتباط مكانيكي گشتاور ترمزي موتور احتراق داخلي به محور گاردان منتقل نمی شود 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) بەدست مىآيد [21].

$$M_{\rm pump} = \frac{V_{\rm g} \times \Delta P}{2}$$
(9)

$$M_{\text{coup}} = \frac{M_{\text{coup}} \times \eta_{\text{coup}}}{M_{\text{coup}}}$$
(10)

$$V_{g} \times i_{Coup} = 20 \times \pi \times M_{Coup} \times \eta_{Coup} \times \eta_{mh} / (\Delta P)$$
(10)
(10)
(11)

در روابط بالا M_{pump} برابر با گشتاور پمپ/موتور هیدرولیکی در حالت پمپی، برابر با حجم جابجایی پمپ/موتور هیدرولیکی، ΔP برابر با فشار پمپ/موتور $V_{
m g}$ هيدروليكي، n_{mh} برابر راندمان مكانيكي-هيدروليكي پمپ/موتور هيدروليكي، M_{Coup} برابر با گشتاور ورودی کوپلینگ مکانیکی که مساوی با گشتاور گاردان است، $n_{\rm Coup}$ برابر با راندمان کوپلینگ مکانیکی، $i_{\rm Coup}$ برابر با ضریب دنده کوپلینگ مکانیکی است. بر اساس روابط بالا و مشخصات فنی پمپ/موتورهای

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

4- پیش بینی مقدار کاهش مصرف سوخت خودرو

(12)

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.

 $E_{\text{Reg}} = E_{\text{Kin}} - E_{\text{A}} - E_{\text{R}}$ در این رابطه E_{Reg} برابر با انرژی ترمزی قابل بازیاب قبل از دیفرانسیل، در سیکل رانندگی استخراج شده می باشد. برای سیکل خدمات شهری تهران، مقدار انرژی ترمزی قابلبازیاب در بازه زمانی 1200 ثانیه 6273 کیلوژول است.

در مرحلهی بعد، بازده 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 بازدههای آنها لحاظ شدهاست [۲،1].

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

 $\eta_{\rm Tot} = \eta_{\rm Regen} \times \eta_{\rm Reuse} =$ (0.95³ × 0.9)² \simeq 0.6 (13) برابر با 00 درصد بدست میآید. در این رابطه η_{Tot} برابر با راندمان کلی انرژی ترمزی و $\eta_{
m Regen}$ و $\eta_{
m Reuse}$ به ترتیب برابر با راندمان بازیاب و استفاده مجدد انرژی ترمزی می باشد. براین اساس در بهترین حالت، 60 درصد از انرژی ترمزي قابلبازياب خودروي خدمات شهري، مجدداً قابل استفاده بهعنوان توان جلوبرنده خودرو می شود (رابطه 14).

(14) $E_{\text{Reuse}} = \eta_{\text{Tot}} \times E_{\text{reg}}$ در این رابطه E_{Reuse} برابر با انرژی قابل استفاده بهعنوان توان جلوبرنده خودرو مي باشد. باتوجه به انتخاب پمپ/موتور و آكومولاتور و همچنين استراتژی کنترل سیستم هیبرید، مقدار انرژی استفاده شده از این مقدار انرژی متفاوت خواهدبود. در ادامه، برای مقادیر مختلف استفاده از انرژی ترمزی، مقادير كاهش مصرف سوخت خودرو محاسبه شدهاست.

در كاتالوگ موتور احتراق داخلی OM-906LA عدد مصرف سوخت ویژه آن برابر با 209 گرم بر كيلووات ساعت بيان شدهاست. با استفاده از اين عدد می توان برای یک مقدار مشخص بازیابی انرژی ترمزی خودرو، درصد کاهش مصرف سوخت خودرو را بهصورت حدودی از رابطه(15) تعیین نمود.

 $fuel_cons_{spec} \times E_{reuse}$ $RFC\left(\frac{1}{100\text{km}}\right) = \frac{f_{\text{dec_scalespec}}}{36 \times distance \times fuel_{\text{density}}}$ (15)

در رابطه(15) RFC مقدار كاهش مصرف سوخت در 100 كيلومتر مي باشد 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 درحدود 80 ليتر در 100 كيلومتر است. بنابراين به عنوان مثال با بازیابی 50 درصد انرژی ترمزی موجود در سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری می توان در حدود 13.7 لیتر معادل 17درصد، مصرف سوخت خودرو را در 100 كيلومتر كاهش داد.

- [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 assis ademonstration 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. Aplication 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. : Mercerdes Benz UK. Ltd., 2008.
- [16] Bosch Rexroth AG. DCH/STA16 HRB parallel-version 6 hydraulics, Hydrostatic Regenerative Braking System. Application Center Truckdrive, 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 بازیابی و استفاده مجدد انرژی ترمزی

روند کامل مدلسازی و طراحی استراتژی کنترل و شبیه سازی سیستم هیبرید حاضر در مقالهای توسط نویسندگان ارائه شدهاست[22]

5- نتيجه گيري و جمع بندي

در تحقيق حاضر، ابتدا مطالعه امكان سنجي فني استفاده از قواي محركه 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 نداشتهاست، ارائه این سیکل میتواند به انجام تحقیقات آتی در زمینه کاهش مصرف سوخت خودروهای خدمات شهری کمک نماید. بعلاوه، یک سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای یک نمونه خودروی خدمات شهری طراحی شدهاست. یکی از مهمترین نتایج کاربردی این تحقیق، کاهش مصرف سوخت و نیز کاهش آلودگی ایجادشده در بخش حمل و نقل میباشد. بواسطه تکنولوژی استفادهشده جهت مديريت بهينه انرژی و بازيابی انرژی ترمزی، اين نوع کامیون ها مصرف سوخت کمتری داشته و با یک طراحی مناسب، 17% کمتر ازکامیونهای رایج سوخت مصرف میکند. کامیونهای هیبرید هیدرولیک به نسبت کامیون های معمولی آلاینده کمتری تولید می کند و این به معنای آن است که در هزینههای اجتماعی ناشی از آلودگی هوا که بهواسطه بخش حمل و نقل ایجاد می شود، صرفه جویی خواهد شد. همچنین در تحقیق حاضر، قوای محرکه هیبرید هیدرولیک بهعنوان یک ماژول مجزا و با انجام حداقل تغییرات ممکن در ساختار خودروی اصلی طراحی شدهاست.

6- تقدير و تشكر

این تحقیق با همکاری پژوهشکده خودرو، سوخت و محیط زیست دانشگاه تهران و حمایت مادی سازمان بهینهسازی مصرف سوخت انجام شدهاست.

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.