بسم الله الرحمن الرحيم

لا حول ولا قوة إلا بالله

دانشکده برق و روباتیک

گروه کنترل

پایان نامه کارشناسی ارشد

برای دریافت درجه کارشناسی ارشد در رشته مهندسی برق،گرایش کنترل

عنوان

طراحی کنترل کننده فازی بهینه ی ممتیک برای سیستم تعلیق فعال خودرو

استاد راهنما

دکتر علی اکبرزاده کلات

دانشجو : **سولماز پوردرویش کرایی**

شهریور ۱۳۹۳

شماره : ۱۱۹۹ /آ.ت.ب
تاریخ : ۹۳/۰۶/۲۶
ویرایش : ------

بسمه تعالی

مدیریت تحصیلات تکمیلی
فرم شماره (۶)

فرم صورتجلسه دفاع پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم / آقای :

سولماز پوردرویش کرایی رشته : **بـــرق** گرایش : **کنتـــرل**

تحت عنوان : **طراحی کنترل کننده فازی بهینه ممتیک برای سیستم تعلیق فعال خودرو**

که در تاریخ ۹۳/۰۶/۲۶ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح زیر است :

قبول (با درجه بسیار خوب امتیاز ۱۸٫۲۵) ☒ دفاع مجدد ☐ مردود ☐

۱ـ عالی (۲۰ ـ ۱۹) ۲ـ بسیار خوب (۱۸/۹۹ ـ ۱۸)

۳ـ خوب (۱۷/۹۹ ـ ۱۶) ۴ـ قابل قبول (۱۵/۹۹ ـ ۱۴)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

عضو هیأت داوران	نام ونام خانوادگی	مرتبهٔ علمی	امضـــاء
۱ـ استاد راهنما	ع اکبرزاده کلات	استادیار	[امضا]
۲ـ استاد مشاور	—	—	—
۳ـ نماینده شورای تحصیلات تکمیلی	حسین تقی زاده	استادیار	[امضا]
۴ـ استاد ممتحن	امیدرضا معروضی	استادیار	[امضا]
۵ ـ استاد ممتحن	محمدمهدی فاتح	استاد	[امضا]

رئیس دانشکده : [امضا]

ماحصل آموخته هایم را تقدیم می کنم به آنان که مهر آسمانی شان آرام بخش آلام زمینی ام است،

به استوارترین تکیه گاهم، دلیل بودنم، دستان بی دریغ و پر مهر پدرم

به امن ترین پناهم و سبزترین امید زندگی ام، قلب پر مهر مادرم

و به دلگرمی لحظه هایم و همراه همیشگی ام، برادر عزیزم

شما که از نگاهتان صلابت، از رفتارتان محبت و از صبرتان ایستادگی را آموختم و هرچه بکوشم قطره ای از دریای بی کران مهربانیتان را سپاس نتوانم گفت.

امروز هستی ام به امید شماست و فردا کلید باغ بهشتم رضای شما

ره آوردی گران سنگ تر از این ارزان، نداشتم تا به خاک پایتان نثار کنم، باشد که حاصل تلاشم نسیم گونه، غبار خستگی هایتان را بزداید.

سپاس بی کران از آن پروردگار یکتایی است که هستی ام بخشید و به طریق علم و دانش رهنمونم شد و بندگانش همسفرانم شدند در این مسیر

و اینبار درکنار اساتید بزرگوار ، فصل دیگری از زندگی ام رقم زده شد و تشکر و قدردانی از آنها را وظیفه خود می دانم.

سپاس و قدردانی از جناب آقای دکتر علی اکبرزاده کلات، استاد ارجمندم که راهنمایی این پروژه بر عهده ایشان بوده وصمیمانه و صادقانه در پیشبرد

این پایان نامه همراهیم کردند، امید است روزی پاسخ گوی محبت های بی شائبه ی ایشان باشم.

همچنین مراتب قدردانی خود را از اساتید بزرگوارم جناب آقای پروفسور فاتح و جناب آقای دکتر معروضی که زحمت داوری این پایان نامه را به

عهده داشتند، اعلام می دارم.

و در پایان از جناب آقای دکتر قلی زاده نرم که به عنوان نماینده تحصیلات تکمیلی، زحمت نظارت بر جلسه دفاع اینجانب را به عهده داشتند کمال تشکر

رادارم.

امید است پایان این پروژه آغازی برای پیمودن مسیری دیگر از زندگی در کنار آموزه های ایشان باشد.

سولماز پوردرویش

شهریور ۹۳

تعهد نامه

اینجانب **سولماز پوردرویش کرایی** دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته **مهندسی برق گرایش کنترل** دانشکده **برق و رباتیک** دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه **طراحی کنترل کننده فازی بهینه ممتیک برای سیستم تعلیق فعـال خودرو** تحت راهنمائی **جناب آقای دکتر علی اکبرزاده کلات** متعهد می شوم .

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است .
- در استفاده از نتایج پژوهش های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیـازی در هیچ جا ارائه نشده است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید .
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

تـاریـخ

امضای دانـشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد . این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود .
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده

این پایان نامه طراحی کنترل کننده ی فازی بهینه ممتیک را برای بهبود عملکرد سیستم تعلیق خودرو به منظور راحتی مسافر و فرمان پذیری خودرو ارائه می دهد .سیستم تعلیق فعال خودرو با به بکارگیری عملگر الکتروهیدرولیکی قابلیت تولید نیروی مناسب تحت شرایط متفاوت جاده ای، به منظور دستیابی به اهداف راحتی مسافر و رانندگی مطمئن را دارد. بنابراین کنترل کننده مورد نظر برای مدل یک چهارم خودرو با وجود محرکه الکتروهیدرولیکی طراحی می شود. برای نزدیکی هرچه بیشتر با سیستم تعلیق واقعی دینامیک های محرکه هیدرولیکی به صورت غیرخطی در نظر گرفته شده اند که برای غلبه بر آنها کنترل کننده معکوس غیرخطی طراحی گردیده است.بدین ترتیب که توسط کنترل امپدانس یک رفتار از پیش تعیین شده را در مقابل ناهمواری های جاده، برای سیستم تعریف نموده سپس با کنترل کننده فازی نیرویی که برای این رفتار از پیش تعیین شده لازم است محاسبه می شود و سرانجام با استفاده از کنترل کننده معکوس فازی که با در نظر گرفتن همه دینامیک های غیرخطی محرکه هیدرولیکی، با استفاده از الگوریتم ممتیک به صورت بهینه طراحی شده است، در هر لحظه جریان لازم برای تولید نیروی محرکه الکتروهیدرولیکی محاسبه و به آن اعمال می شود. قانون کنترل امپدانس رابطه مطلوبی را بین جا بجایی بدنه و اغتشاشات جاده برقرار می کند. مقایسه عملکرد کنترل سیستم تعلیق پیشنهادی با سیستم تعلیق غیر فعال، برتری کنترل کننده پیشنهادی در فراهم آوردن راحتی مسافر تا ۹۸،۲٪ و رانندگی مطمئن در خودرو با حضور اغتشاشات جاده ای و عدم قطعیت را نشان می دهد. همچنین در مورد شتاب عمودی بدنه خودرو نیز شاهد بهبود قابل توجهی در حدود ۹۹٪ در پاسخ ها هستیم.

واژگان کلیدی : سیستم تعلیق فعال، محرکه هیدرولیکی، کنترل معکوس، الگوریتم ممتیک

فهرست مطالب

فصل اول

۱ مقدمه : ۲

راحتی سفر ۳

فرمان پذیری ۵

تماس دائمی چرخ با جاده ۶

تغییر مکان تعلیق ۶

۱-۱ انواع سیستم تعلیق ۷

۱-۲ مروری بر تحقیقات پیشین ۹

۱-۳ ساختار پایان نامه ۱۴

فصل دوم

۲ استراتژی کنترل ۱۸

۲-۱ کنترل امپدانس ۱۸

۲-۲ شناسایی و کنترل معکوس ۲۲

۲-۲-۱ روش های شناسایی و تخمین به وسیله شبکه عصبی ۲۶

۲-۲-۱-۱روش شناسایی تابع مستقیم سیستم ۲۶

۲-۲-۱-۲ روش شناسایی تابع معکوس سیستم ۲۷

۲-۳ معرفی الگوریتم های بهینه سازی تکاملی ۲۹

۲-۳-۱ بهینه سازی تکاملی ۲۹

۲-۳-۲ الگوریتم بهینه سازی انبوه ذرات ۳۱

۲-۳-۳ معرفی الگوریتم ممتیک ۳۳

۲-۴ سیستم های فازی ۳۵

فصل سوم

۳ دینامیک سیستم تعلیق و محرکه ی هیدرولیکی ۳۸

۳-۱ سیستم تعلیق فعال خودرو ۳۸

۳-۲ محرکه ۴۱

۳-۲-۱ دینامیک محرکه ی الکتروهیدرولیکی ۴۴

فصل چهارم

۴ تحلیل سیستم کنترل کننده ۴۸

۴-۱ طراحی کنترل کننده برای کنترل نیرو ۵۲

۴-۱-۱ کنترل کننده معکوس فازی ۵۲

۴-۱-۲ طراحی کنترل کننده معکوس فازی با استفاده از شناساگر فازی معکوس ۵۵

۴-۱-۲-۱ مرحله اول : طراحی شناساگر فازی معکوس ۵۵

۴-۱-۲-۲ مرحله دوم : طراحی کنترل فازی معکوس با جایگزینی شناساگر معکوس .. ۶۳

۲-۴ طراحی کنترل کننده برای حلقه کنترل موقعیت ۶۵

۱-۲-۴ کنترل امپدانس ۶۵

۲-۲-۴ طراحی کنترل کننده فازی ۶۷

فصل پنجم

۵ شبیه سازی و نتایج عملکردی سیستم ۷۶

۱-۵ بدون حضور عدم قطعیت ۷۶

۱-۱-۵ نتایج شبیه سازی ۹۰

۲-۵ با حضور عدم قطعیت ۹۲

۱-۲-۵ نتایج شبیه سازی ۹۷

۳-۵ مقایسه ی شبیه سازی سیستم کنترل فازی بهینه با دو کنترل کننده ی فـازی وPID در حضور عدم قطعیت ۹۸

۱-۳-۵ مقایسه روش ها ۱۰۲

فصل ششم

۶ نتیجه گیری و پیشنهادات ۱۰۶

۱-۶ نتیجه گیری ۱۰۶

۲-۶ پیشنهادات ۱۰۷

مراجع ۱۰۸

چکیده ۱۱۲

فهرست اشکال

شکل ۲-۱ : شنا سایی مستقیم ۲۶

شکل ۲-۲ : شناساگر بر اساس ورودی ها و خروجی ها ۲۷

شکل ۲-۳ : شنا سایی معکوس ۲۸

شکل ۳-۱ : مدل سیستم تعلیق ۱/۴ خودرو ۳۹

شکل ۳-۲ : نمودار فیزیکی و نمودار متغیرهای محرک الکتروهیدرولیکی ۴۵

شکل ۴-۱ : سیستم کلی کنترل کننده ۴۹

شکل ۴-۲ : سیستم کلی کنترل کننده فازی ۵۴

شکل ۴-۳ : آموزش شناساگر فازی ۵۵

شکل ۴-۴ : توابع عضویت ورودی های شناساگر و کنترل کننده فازی در کنترل کننده معکوس فازی ۵۷

شکل ۴-۵ : روند کاهش تابع هدف با استفاده از ممتیک ۶۳

شکل ۴-۶ : بررسی صحت عملکرد شناساگر فازی به همراه کنترل کننده ی معکوس فازی پس از آموزش ۶۴

شکل ۴-۷ : توابع عضویت ورودی e برای کنترل کننده موقعیت فازی ۶۹

شکل ۴-۸ : توابع عضویت ورودی de برای کنترل کننده موقعیت فازی ۷۰

شکل ۴-۹ : توابع عضویت خروجی u برای کنترل کننده موقعیت فازی ۷۰

شکل ۴-۱۰ : سطح حاصل از توابع عضویت و قوانین فازی نوشته شده ۷۱

شکل ۴-۱۱ : کنترل کننده موقعیت بهینه فازی ۷۲

شکل ۴-۱۲ : روند کاهش تابع هدف با استفاده از ممتیک ۷۴
شکل ۵-۱ : اغتشاش جاده ۷۸
شکل ۵-۲ : ردگیری ورودی توسط خروجی شناساگر ، در شناسایی حلقه باز ۷۹
شکل ۵-۳ : نمایش خطای ردگیری در شناسایی حلقه باز ۷۹
شکل ۵-۴ : بزرگ نمایی شکل (۵-۲) ۷۹
شکل ۵-۵ : عملکرد سیستم شناساگر معکوس ۸۰
شکل ۵-۶ : خطای شناسایی سیستم شناساگر معکوس ۸۰
شکل ۵-۷ : عملکرد سیستم کنترل معکوس و ردگیری سیگنال تصادفی توسط نیرو محرکه الکتروهیدرولیکی ۸۱
شکل ۵-۸ : بزرگ نمایی سیگنال ردگیری شده ی شکل (۵-۷) ۸۱
شکل ۵-۹ : خطای ردگیری سیستم کنترل معکوس برای سیگنال تصادفی ۸۲
شکل ۵-۱۰ : جا به جایی بدنه خودرو برای دو حالت تعلیق فعال و غیر فعال ۸۳
شکل ۵-۱۱ : جا به جایی بدنه خودرو برای حالت تعلیق فعال ۸۳
شکل ۵-۱۲ : جا به جایی بدنه خودرو برای دو حالت تعلیق فعال و غیر فعال ۸۳
شکل ۵-۱۳ : جا به جایی عمودی چرخ درحالت فعال ۸۴
شکل ۵-۱۴ : شتاب عمودی بدنه در دو سیستم فعال و غیر فعال ۸۵
شکل ۵-۱۵ : میزان تغییر فرم لاستیک در سیستم تعلیق فعال و غیر فعال ۸۶
شکل ۵-۱۶ : میزان تغییر فرم لاستیک در سیستم تعلیق فعال ۸۶
شکل ۵-۱۷ : جابجایی سیستم تعلیق برای دو حالت فعال و غیر فعال ۸۷
شکل ۵-۱۸ : جابجایی سیستم تعلیق برای حالت فعال ۸۷

شکل ۵-۱۹ : جریان ورودی شیر ۸۸
شکل ۵-۲۰ : نیروی تولید شده توسط محرکه ی هیدرولیکی ۸۹
شکل ۵-۲۱ : نیروی تولید شده توسط محرکه ی الکتروهیدرولیکی و نیروی محرکه ی الکتروهیدرولیکی مطلوب ۹۰
شکل ۵-۲۲ : مقایسه ی جابجایی عمودی بدنه خودرو درحضور عدم قطعیت و بدون عدم قطعیت ۹۲
شکل ۵-۲۳ : مقایسه ی جابجایی عمودی چرخ در حضور عدم قطعیت و بدون عدم قطعیت....... ۹۳
شکل ۵-۲۴ : مقایسه ی شتاب عمودی بدنه خودرو در حضور عدم قطعیت و بدون عدم قطعیت ۹۳
شکل ۵-۲۵ : مقایسه ی جابجایی سیستم تعلیق در حضور عدم قطعیت و بدون عدم قطعیت..... ۹۴
شکل ۵-۲۶ : مقایسه ی تغییر فرم لاستیک در حضور عدم قطعیت و بدون عدم قطعیت............ ۹۴
شکل ۵-۲۷ : مقایسه ی جریان شیر فرمان در حضور عدم قطعیت و بدون عدم قطعیت ۹۵
شکل ۵-۲۸ : مقایسه ی نیروی تولید شده توسط محرکه هیدرولیکی در حضور عدم قطعیت و بدون عدم قطعیت ۹۵
شکل ۵-۲۹ : مقایسه ی جابجایی عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلبق فعال ۹۸
شکل ۵-۳۰ : شتاب عمودی بدنه در سیستم تعلیق فعال ۹۹
شکل ۵-۳۱ : بزرگ نمایی شکل (۵-۳۰) ۹۹
شکل ۵-۳۲ : جابجایی عمودی چرخ در سیستم تعلیق فعال ۱۰۰
شکل ۵-۳۳ : جابجایی سیستم تعلبق ۱۰۰
شکل ۵-۳۴ : تغییر فرم لاستیک در سیستم تعلیق فعال ۱۰۱
شکل ۵-۳۵ : بزرگ نمایی شکل (۵-۳۴) ۱۰۱

شکل ۵-۳۶ : نیرو محرکه ی تولید شده توسط محرکه ی هیدرولیکی ۱۰۲

فهرست جداول

جدول ۴-۱ : جدول قوانین فازی ۶۸

جدول ۴-۲ : مقادیر بهینه شده پارامترها ۷۴

جدول ۵-۱ : پارامترهای سیستم تعلیق و محرکه ی هیدرولیکی ۷۶

فهرست علائم و اختصارات

ضریب اینرسی مطلوب .... A

سطح مقطع پیستون .... A_P

ضریب میرایی بدنه .... b_s

ضریب میرایی لاستیک .... b_t

ضریب نشست .... C_d

ضریب تخلیه .... C_{tp}

خطای ردگیری موقعیت .... e

نیروی محرک .... f_a

نیروی لاستیک .... f_t

نیروی اغتشاش .... f_{dis}

نیروی محرکه مطلوب .... f_{des}

جریان شیر .... i_{sv}

بهره مشتقی در کنترل کننده فازی .... k_d

بهره تناسبی در کنترل کننده فازی .... k_e

ضریب سختی بدنه .... k_s

ضریب سختی لاستیک .... k_t

جرم بدنه .... m_s

جرم لاستیک .... m_u

ماتریس مثبت معین و متقارن.......... P

فشار سیلندر.......... P_l

فشار برگشتی.......... P_r

فشار منبع هیدرولیک.......... P_s

ماتریس مثبت و معین.......... Q

زمان نمونه برداری.......... T

حجم محرک.......... V_t

سرعت هر ذره.......... v_i

عرض شیر.......... ω

ضریب اینرسی.......... w

جابجایی هر ذره.......... x_i

جابجایی شیر.......... x_{sp}

تخمین مراکز گروه های فازی .... $\hat{y}$

جابجایی جاده.......... z_r

جابجایی بدنه.......... z_s

جابجایی مطلوب بدنه.......... z_{sd}

جابجایی چرخ.......... z_s

ثابت زمانی شیر.......... τ

بهره انتگرالی در کنترل کننده فازی.......... β_i

ضریب حجمی سیال.......... β_e

چگالی سیال هیدرولیک..ρ

فصل اول

۱ مقدمه :

دینامیک خودرو موضوعی است که در ۶۰ سال اخیر بسیار مورد توجه مهندسین و تولید کنندگان خودرو قرار گرفته است. این مبحث گستره ی وسیعی از موضوعات مربوط به خودرو را تحت پوشش قـرار می دهد و به مطالعه ی هر چیزی که در رابطه با حرکت سیستم های خـودرو باشـد، مـی پـردازد.تلاش هایی که در این زمینه صورت گرفته، همواره در راستای پیشرفت و بهبود عملکرد یک خـودروی در حـال حرکت می باشد، که در معرض انواع بی نظمی های جاده قرار دارد. ایـن رابطـه کیفیـت سیسـتم تعلیـق خودرو و چگونگی عملکرد آن از اهمیت بسزایی برخوردار است. یک خودرو واقعی، سیستم ارتعاشی بسیار پیچیده ای با چندین درجه آزادی است که مطالعه ی آن احتیاج به حل معادلات مرتبه بالای خطی و غیر خطی ارتعاشی و دینامیکی دارد. هرچند با استفاده از مدل های بسیار ساده تر و یا کمـک گـرفتن از نـرم افزارهای بسیار قوی، پیشرفت های چشمگیری در زمینه تجزیه و تحلیل تئوری دینامیک خـودرو صـورت

گرفته، اما هنوز روش های تجربی و آزمایش های عملی از جایگاه ویژه ای در رابطه با طراحی و بررسی سیستم تعلیق خودرو برخوردار است.

سیستم تعلیق مکانیزمی است که به طور فیزیکی اعضای بدنه خودرو را از چرخ های خودرو جدا می کند. وظیفه ی یک سیستم تعلیق،جدا کردن سرنشینان یک خودرو از شتاب های تولید شده ناشی از بی نظمی های سطح جاده می باشد. به بیان دیگر سیستم تعلیق خودرو کنترل انتقال نوسانات و اغتشاشات حاصل از ناهمواری ها و بی نظمی های سطح جاده به بدنه و سرنشینان را به عهده دارد[۱]. این امر به معنای ایجاد راحتی سفر می باشد. از آنجا که طراحی سیستم تعلیق بر مشخصه هایی از خوش فرمانی خودرو نیز تاثیر می گذارد، در کنار مسئله راحتی سفر، خوش فرمانی را نیز از جمله اهداف سیستم تعلیق ذکر می کنند. البته تاثیر سیستم تعلیق بر سیستم فرمان،بیشتر از تاثیر طراحی سیستم فرمان بر سیستم تعلیق است. اهداف سیستم تعلیق را می توان به صورت زیر دسته بندی کرد[۲] :

- راحتی سفر
- فرمان پذیری
  - افزایش تماس دائمی چرخ با جاده
  - کاهش تغییر مکان تعلیق

راحتی سفر

اصلی ترین هدف سیستم تعلیق مسئله راحتی سفر سرنشینان است که برای آن مشخصه هایی

چون شتاب و شتاب تعمیم یافته بدنه تعریف می شود. اما چه سیستم تعلیقی می تواند بیشترین راحتی سفر را به وجود آورد؟! پاسخ این سوال سیستم تعلیق ایده ال است که به صورت زیر تعریف می شود.

- سیستم تعلیق ایده ال

وظیفه سیستم تعلیق خودرو در حالت ایده ال اینست که دامنه نوسانات بدنه را به ازای هر نوع تحریک پایه ای حتی اگر دامنه این نوسانات زیاد باشد،به صفر برساند. نوسانات بدنه بر اثر نیروهای وارد بر آن، از سوی فنر و میراکننده[۱] ایجاد می شود. در حالت ایده ال میراکننده در سیستم وجود ندارد. بنابراین تنها نیروی وارد بر بدنه، نیروی فنر خواهد بود که آن هم از حاصلضرب تغییر طول فنر در سختی[۲] آن بدست می آید. بنابراین هرگاه سختی فنر به سمت صفر میل کند نوسانات جرم فنر بندی شده (جرم بدنه)[۳]هم به صفر نزدیک می شود. از اینرو تعلیق ایده ال،تعلیقی است که فنرهایی با ضریب سختی[۴] کمینه داشته باشد.

به دلیل موانع عملی که بر سر راه سیستم تعلیق ایده ال وجود دارد به ناچار سیستم های تعلیق در حالت های غیر ایده ال طراحی می شوند. بنابراین باید ضریب سختی فنر را تا حد معقولی بالا برد. در این حالت وقتی که سیستم به یک مانع برخورد می کند ابتدا با نزدیک شدن چرخ به بدنه یک نیروی عمودی رو به بالا به آن وارد می شود و به بدنه شتاب عمودی می دهد. پس از عبور از بالای مانع، چرخ شروع به دور شدن از بدنه می کند و نیروی وارد بر بدنه نیز کاهش می یابد. با استفاده از یک میراکننده که در حالت باز شدن، یک نیروی کششی قوی به دو سر خود اعمال می کند، می توان اثر نیروی فنر را پس از عبور از بالای مانع کاهش داد. البته اگر این میراکننده در حال بسته شدن نیز به همان اندازه به دو سر

[1] Damper
[2] Stiffness
[3] Sprung Mass
[4] Stiffness Coefficient

خود نیرو وارد کند، در حالت بالا رفتن از مانع یک نیروی هم جهت با نیروی فنر ایجاد خواهد کرد و باعث افزایش شتاب بدنه خواهد شد. از اینرو میراکننده ها به گونه ای ساخته می شوند که در حالت بسته شدن، حداقل نیروی ممکن را به دو سر خود وارد کنند.

از سوی دیگر با کمی دقت می توان به این نکته پی برد که اگر جرم چرخ دارای اینرسی بالایی باشد نمی تواند خیلی سریع جهت حرکت خود را تغییر دهد و پس از عبور از روی هر مانع مدتی طول می کشد تا دوباره به سمت پایین برگردد. بنابراین اگر مانع از حد معینی بزرگتر باشد چرخ بعد از برخورد با آن از سطح جاده جدا خواهد شد و تا زمانی که با جاده تماس پیدا نکند، اثر این چرخ در کنترل خودرو از بین خواهد رفت که این موضوع مخصوصا در پیچ ها از اهمیت خاصی برخوردار است. بنابراین در حالت ایده ال باید جرم چرخ صفر باشد. اما همان طور که پیش از این نیز ذکر شد به دلیل وجود موانع عملی بر سر راه ساخت سیستم تعلیق ایده ال، درعمل سعی می شود تا جایی که ممکن است جرم چرخ و متعلقات متصل به آن کم شود.

فرمان پذیری

مولفه هایی چون تماس دائمی چرخ با سطح جاده و تغییر مکان تعلیق، تاثیرگذارترین شاخص ها روی فرمان پذیری سیستم تعلیق می باشند. شاخص های مربوط به خوش فرمانی، در تضاد با شاخص های راحتی سفر هستند. یعنی با تغییر پارامترهای تعلیق (ضریب سختی فنرها و ضریب میرایی میراکننده ها) جهت دستیابی به راحتی سفر بهتر، شاخص های خوش فرمانی نامناسب می شوند و عکس این مطلب نیز صادق است. بنابراین برای طراحی عملی سیستم تعلیق باید مقدار ضریب سختی و ضریب میرایی به

گونه ای انتخاب شوند که تا حد ممکن شاخص های مربوط به راحتی سفر و خوش فرمانی در نظر گرفته شده و رعایت شوند.

تماس دائمی چرخ با جاده

نیروی بین چرخ ها و سطح جاده از محدود استانداردی که در بازه ی نیروی استاتیکی است، نباید بیشتر کاهش یابد. زیرا کم شدن بیش از حد این نیرو باعث می شود که خودرو از راننده فرمان نپذیرد، از طرفی افزایش زیاده از حد آن نیز باعث سفت شدن فرمان می گردد که باید از این دو حالت جلوگیری شود.

تغییر مکان تعلیق

مسئله جا به جایی تعلیق مسئله پیچیده تری است که از مکانیزم سه بعدی تعلیق ناشی می شود. با حرکت سیستم تعلیق، مشخصات هندسی چرخ تغییر می کند. در نتیجه ی این تغییر علاوه بر ایجاد نیروهای جانبی که عامل ناپایداری خودرو هستند، مقدار گردش فرمان هم تغییر خواهد کرد. یعنی جا به-جایی بیش از حد تعلیق، زاویه فرمانی که توسط راننده بر خودرو اعمال شده است را تغییر می دهد بنابراین خودرو در مسیری که دلخواه راننده است حرکت نکرده و فرمان پذیری خودرو کاهش می یابد.

با توجه به کلیه موارد ذکر شده، واضح است که برآورده کردن معیارهای راحتی سفر، فرمان پذیری (خوش فرمانی)، تماس چرخ با جاده و جا به جایی تعلیق به طور همزمان برای یک سیستم تعلیق امکان پذیر نمی باشد. چرا که معیارهای مذکور هر کدام با دیگری در تضاد است. بنابراین طراحی سیستم تعلیقی که بتواند رابطه خوبی بین معیارهای متضاد برقرار کند و هر کدام را تا حد قابل قبولی ارضاء نماید، دارای اهمیت بسیاری است[۲].

۱-۱ انواع سیستم تعلیق

سیستم تعلیق دارای انواع متفاوتی است که هر یک از آنها دارای مزایا و معایبی می باشد. مهمترین این سیستم ها عبارتند از :

۱- سیستم تعلیق غیرفعال

۲- سیستم تعلیق نیمه فعال

۳- سیستم تعلیق فعال

سیستم های تعلیق غیرفعال، در واقع سیستم های فنر و کمک فنر معمولی می باشند که امروزه در اکثر خودروها دیده می شود. پارامترهای اصلی این سیستم ها یعنی فنر و میراکننده آن، دارای مشخصات ثابت با زمان می باشند[۲]. در طراحی این نوع سیستم های تعلیق، جاده را که یک عامل تحریک است، در یک حالت خاص ولی عمومی در نظر می گیرند. با توجه به ثابت بودن مشخصه های سیستم تعلیق غیرفعال که برای این نوع سیستم طراحی می شوند مانند جرم سیستم تعلیق، فنر و میراکننده های بکار رفته در ساختمان تعلیق، تنها می توانند در یک بازه مشخص و محدود، مصالحه ای را بین راحتی سفر و خوش فرمانی ایجاد کنند، اما با تغییر شکل و فرکانس اغتشاشات و نوسانات جاده ای، سیستم طراحی شده از محدوده کاری بهینه خود خارج شده و دیگر پاسخ مطلوب و مناسبی ندارد. همچنین در مواجهه با اغتشاشات جاده ای به دلیل جا به جایی ضعیف و کاهش راحتی سرنشینان و محدودیت در سرعت و حذف لغزش وسیله نقلیه، سیستم تعلیق غیرفعال از کارایی مناسبی برخوردار نخواهد بود. به دلیل معایب مذکور و عدم توانایی سیستم تعلیق غیرفعال در ارضای معیارهای متضاد یک سیستم تعلیق مطلوب، سیستم های تعلیق فعال و نیمه فعال مورد توجه قرار گرفتند.

سیستم های تعلیق نیمه فعال دارای فنری با ضریب سختی ثابت و میراکننده یی با ضریب میرایی

متغیر و قابل کنترل هستند. با کنترل ضریب میرایی میراکننده می توان رفتار خودرو را در برابر ناهمواری های جاده ای، تنظیم کرد. برای این منظور از دو روش زیر استفاده می شود[۲] :

۱- سیستم هیدرولیکی

۲- سیستم مگنتورهلوجیکال[1]

سرعت پاسخ سیستم هیدرولیکی در سیستم تعلیق نیمه فعال،پایین است. زیرا در این سیستم نیروی مورد نیاز برای کاهش دامنه ارتعاشات، باید از حرکت سیال تولید شود و سرعت این حرکت و جا به جایی کم است. از طرفی اندازه عملگر هیدرولیکی به نسبت عملگر مگنتورهلوجیکال بزرگتر می باشد. همچنین فشار سیال هیدرولیکی بالا بوده و اتصالات سیستم هیدرولیکی باید بدون هیچ نشتی، فشار سیال را تحمل کند. به دلیل موارد فوق و مزایای عملگرهای مگنتورهلوجیکال از جمله حجم و اندازه کوچک و پاسخ سریع تر و دقیق تر آنها نسبت به عملگرهای هیدرولیکی، در سیستم های تعلیق نیمه فعال اغلب از این میراکننده ها استفاده می شود[۲].

یکی دیگر از روش های مهم مورد استفاده در سیستم های تعلیق نیمه فعال، استفاده از سیستم تعلیق نیوماتیکی است. در حقیقت سیستم تعلیق نیوماتیکی می تواند به عنوان یک جذب کننده ارتعاشی در سیستم تعلیق نیمه فعال مورد استفاده قرار بگیرد[۳]. سیستم تعلیق نیمه فعال از هر نوعی که باشد نیاز به یک نیروی خارجی برای انجام وظیفه خود دارد[۲].

سیستم تعلیق فعال، سیستمی است که المان های غیرفعال در آن با المان های فعال جایگزین شده یا در کنار هم کار می کنند[۳]. با قراردادن نیروی عملگر به موازات سیستم غیرفعال، یک سیستم فعال بدست

[1] Magnetorheological System

می آید[۴]. در سیستم های تعلیق فعال اغلب از جک های سرو هیدرولیک[1] به عنوان عملگر استفاده می شود.

عموما سیستم های تعلیق فعال شامل حسگرهایی[2] هستند برای اندازه گیری متغیرهای تعلیق مانند سرعت بدنه، سرعت چرخ، جا به جایی تعلیق،شتاب بدنه و چرخ که به وسیله نقلیه متصل شده اند. سیگنال های آنالوگ از سنسورها به کنترل کننده ای منتقل می شود که با نیروی عملگر در ارتباط است. سپس با استفاده از اطلاعات محاسبه شده توسط سیستم های دیجیتال و به وسیله ی روش های کنترلی مناسب، رفتار تعلیق کنترل می شود[۴].

۱-۲ مروری بر تحقیقات پیشین

سیستم تعلیق فعال موضوع مورد بحث از سال ۱۹۶۰ تا به حال بوده است. تا به حال مطالعات زیادی در مورد محدودیت ها و مزایای تعلیق فعال انجام شده است. همچنین عملکرد انواع سیستم های تعلیق و مقایسه هر یک با دیگری مورد بررسی قرار گرفته است[۷]، که نتیجه آن پیشرفت سیستم های تعلیق با گذشت زمان و همچنین بهبود عملکرد تعلیق، با جایگزینی سیستم های تعلیق فعال به جای حالت غیرفعال آن می باشد.

علاوه بر زیرساخت های یک سیستم تعلیق، تئوری کنترلی مناسب نیز در طی فرایند ساخت بسیار با اهمیت است. برای درک بهتر و واقعی تر همه ی پتانسیل های سیستم تعلیق فعال، کنترل کننده باید قابلیت تطبیق با تغییرات شرایط جاده ای را داشته باشد. روش های کنترل زیادی به طور موفق برای مدل

[1] Servo Hydrulic
[2] Sensors

سیستم های تعلیق فعال در وسایل نقلیه استفاده شده است. برخـی از ایـن روش هـا کـه در سـال هـای گذشته برای سیستم تعلیق فعال پیشنهاد شده است می توان بـه روش فیـدبک حالـت بهینـه [۶]، روش پسگام [۲۲]، کنترل فازی [۹] وکنترل فازی عصبی [۱۰]، کنترل مود لغزشی [۲۳]، روش هـای کنتـرل مقاوم H∞ [۸] اشاره کرد.

برخی موارد از کنترل کننده PID به صورت موازی با سیستم تعلیق استفاده می نمایند که مزیت ویژه ی آن سادگی و در دسترس بودن پیاده سازی تئوری، جهت ساخت می باشد. همچنین از ترکیب این روش با روش های خطی و روش های مبتنی بر کنترل بهینه واعمال آن بـر روی مـدل هـای مختلفـی از خودرو، بهبود هایی در زمینه ی قابلیت هدایت خودرو به دست آمده است[۱۱،۱۲].کنترل سیسـتم هـای تعلیق فعال با تئوری کنترل بهینه توسعه داده شد، به طوری که اغلب روش های طراحـی کنتـرل کننـده سیستم تعلیق فعال بر پایه ی استراتژی های کنترل بهینه استوار هسـتند[۱]. در ایـن روش هـا سیسـتم تعلیق فعال، به ازای مقادیر شتاب جرم معلق (جرم بدنه)، بار تایر و جا به جایی تعلیق بهینـه مـی شـوند. هدف روش بهینه سازی مورد استفاده،کمینه کردن تابع هزینه ای است که معرف مقدار انتقال نوسانات به بدنه خودرو می باشد. در این حالت با کمینه کردن این تابع، سیستم بهینه خواهد شد.

قانون کنترل برای فیدبک حالت کامل و ناقص در سیستم هـای فعـال مـورد بررسـی قـرار گرفتـه است[۱۳]. به علت عدم توانایی کافی فیدبک حالت به تنهایی و جهت بهبود عملکـرد آن، از ترکیـب ایـن روش و روش های بهینه سازی، روشی تحت عنوان فیدبک حالت بهینه ارائه شده است که در مقایسـه بـا سیستم های تعلیق غیرفعال بهبودهایی حاصل کرده است[۶]. از کنترل کننده های خطی بهینه نیز مـی توان LQR [۱] و LQG [۲] را نام برد[۱۵،۱۴]. علی رغم استفاده از روش های کنتـرل بهینـه، پارامترهـای

[1] Linear Quadratic Regulator
[2] Linear Quadratic Gaussian

کنترل کننده به ازای تغییر وضعیت جاده لزوما بهینه نخواهند ماند. همچنین این سیستم های کنترلی وابسته به مدل هستند و تغییر پارامترهای مدل نیز باعث می شود که دیگر بهینه عمل نکنند. در سال-های اخیر روش های هوشمند به جای روش های کلاسیک مورد استفاده قرار گرفته اند. در میان این روش ها، سیستم های فازی به علت توانایی طبیعی در تطبیق با شرایط متغیر و حالت پایدارشان و همچنین وابستگی بسیار کمتری که به مدل دارند، مورد توجه قرار گرفته اند[۱۶].

همچنین از ترکیب روش های فازی با روش های مود لغزشی و روش های کلاسیک کنترل کننده هایی پیشنهاد شده است[۱۷].

در[۱۸] روش کنترل تطبیقی با مدل مرجع پیشنهاد شده است و مورد بررسی قرار گرفته است. این روش تطبیقی مبتنی بر مدل، از تئوری پایداری لیاپانوف در طراحی قانون کنترل تطبیقی مدل مرجع استفاده کرده است. نتایج نشان می دهد رفتار سیستم تطبیقی به ردگیری رفتار مدل می انجامد و بهبود رضایتبخشی در برآوردن معیارهای سیستم تعلیق بدست می دهد. در این زمینه کنترل کننده های تطبیقی دیگری نیز استفاده شده است.

در سیستم تعلیق فعال هیدرولیکی وقتی همه ی دینامیک های غیرخطی محرک هیدرولیکی در نظر گرفته می شود، سیستم بدست آمده شدیدا غیرخطی خواهد بود. بنابراین کنترل کننده های غیرخطی برای کنترل و هدایت این سیستم تعلیق مناسب تر هستند[۱۹]. همچنین نشان داده شده است که عدم لحاظ کردن دینامیک های غیرخطی و تمرکز روی بعضی شاخص های عملکردی خاص، منجر به محدودیت در پیشرفت و بهبود رفتار سیستم های تعلیق می شود[۲۰]. از اینرو بیشتر طرح های کنترلی اعمال شده برای بهبود معیارهای سیستم تعلیق فعال، کنترل کننده های غیرخطی هستند.

از طرف دیگر کمیت های کنترل شده وتنظیم شده باید به دقت انتخاب شوند بـه طـوری کـه از پایـداری سیستم اطمینان حاصل شده و از رفتارهای نوسانی سیستم تعلیق اجتناب شود. مباحـث فـوق پیچیـدگی کنترل تعلیق فعال و نیاز به تکنیک های غیرخطی پیشرفته برای کنترل چنـین سیسـتمی را نشـان مـی دهد.

بسیاری از تحقیقات و مطالعاتی که دینامیک های غیرخطی محرک هیـدرولیکی را در نظـر گرفتـه انـد از تحلیل های مشابه در مدل کردن دینامیک های محرک و همچنین یک تـابع اغتشـاش مشـابه اسـتفاده کرده اند.

در[۲۱]همه ی دینامیک های عملگر غیرخطی با طرح یـک کنتـرل کننـده ی تطبیقـی بـر پایـه تحلیـل لیاپانوف به کار گرفته شده اند. همچنین در[۲۰] یک رویکرد تطبیقی بر پایه ی تغییر یک پارامتر خطـی، برای کنترل کننده ی جدول بندی بهره[1] و ترکیب با کنترل پسگام معرفی شده است. این تطبیق با توجـه به معیارهای غیرخطی تعلیق مبنی بر شرایط جاده به دست آمده است. در این بررسی علاوه بر اینکه همه دینامیک های غیرخطی محرک به کار گرفته شده اند، شتاب بدنه خـودرو در حـدود ۵۰٪ در مقایســه بـا سیستم غیر فعال کاهش داشته است.

در[۲۲]یک کنترل کننده پسگام به شکل یک فیلتر غیرخطی، معرفی شـده اسـت کـه ورودی آن جـا بـه جایی چرخ و پهنای باند آن یک تابع غیرخطی از جا به جایی تعلیق است. این تحقیق کاهش شتاب بدنـه خودرو را تا ۷۰٪ وکاهش جا به جایی بدنه را تا ۸۰٪ بهبود بخشید. در این زمینه روش کنترل پسـگام در مقالات دیگر نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

[1] Gain-Scheduling Control

در[۵]یک کنترل کننده مود لغزشی تناسبی- انتگرالی برای بهبود فرمان پذیری خودرو از طریـق کنتـرل نیروی عملگر ارائه شده است. در این تحقیق مقاوم بودن سیستم تعلیق در برابـر عـدم قطعیـت هـا بـرای هدایت خودرو افزایش یافته است.

در[۲۴]طرح کنترل دو حلقه ای ارائه شد. در این روش حلقه خارجی برای محاسبه ی نیروی محرک لازم، یک کنترل کننده ی مود لغزشی تناسبی- انتگرالی که در[۵] معرفی شد، را مورد استفاده قرار می دهد و حلقه داخلی از یک کنترل کننده ی تناسبی- انتگرالی برای تحریک نیروی عملگر(که به وسـیله ی حلقـه خارجی تولید شده است)، استفاده می کند. این روش اگرچه مقاوم بودن سیستم را بهبود می بخشد اما کمی جا به جایی چرخ را افزایش می دهد.

در[۲۵] روش PI/SMC روی یک مدل ۱/۲ خودرو برای شرایط جاده ای مختلف اعمال شده است. عـدم حساسیت سیستم به اغتشاشات جاده ای و افزایش مقاوم بودن سیستم کنترل از موارد قابل ذکـر در ایـن تحقیق است. شبیه سازی ها کاهش شتاب بدنه را در حدود ۷۵٪ در مقایسه با یک سیستم تعلیق غیرفعال نشان می دهد.

در[۲۶]یک کنترل کننده بهینه غیرخطی مبتنی بر یک تابع هزینه درجه دو ارائه شده اسـت. یـک مـدل دینامیکی غیرخطی کامل از عملگر هیدرولیکی برای یک مدل ۱/۲ خودرو در این تحقیـق مـورد اسـتفاده قرار گرفته است. نتایج نشان می دهد که کیفیت فرمان پذیری، با کاهش شـتاب بدنـه در حـدود ۷۵٪ در مقایسه با سیستم تعلیق غیرفعال بهبود داشته است.

همچنین در این زمینه از کنترل کننده های بهینه غیرخطی مشابه دیگر نیـز بـرای بهبـود مصـالحه بـین راحتی سفر و حرکت تعلیق در شرایط جاده ای مختلف استفاده شده است[۲۷].

در[۲۸] یک کنترل کننده PID برای کنترل ردگیری نیرو بعد از تقسیم بندی سیستم کنترلی در دو حلقه، معرفی شده است. حلقه خارجی نیروی مورد نیاز عملگر را تعیین می کند و حلقه داخلی وظیفه ردگیری نیرو را به عهده دارد. این تکنیک روی مدل ۱/۲ خودرو اعمال شده است. نتیجه به دست آمده از این تحقیق کاهش سریع نوسان بدنه خودرو و پایدار شدن آن را ارائه می کند و حداقل کردن زمان نشست، افزایش سطح کیفیت و راحتی سفر را در پی داشته است.

همچنین از روش های کنترل غیرخطی می توان روش خطی سازی فیدبکی را نام برد که برای بهبود عملکرد تعلیق مورد استفاده قرار گرفته است[۴۹].

همچنین از الگوریتم های تکاملی و روش های مستقل از مشتق در ترکیب با کنترل فازی برای برآورده کردن هر چه بهتر خواسته های متضاد سیستم تعلیق مطلوب، با در نظر گرفتن دینامیک های غیرخطی استفاده شده است و الگوریتم های تکاملی معرفی و عملکردشان مقایسه شده است[۳۰].

روش های کنترل فازی عصبی نیز از جمله روش های مطرح شده برای سیستم تعلیق فعال است. این روش که اساس آن بر مبنای منطق فازی استوار است، قابلیت های زیادی در کنترل فرآیند های غیرخطی دارد. از قابلیت های این روش برای رسیدن به خروجی مطلوب این است که می توان کنترل کننده را با استفاده از روش های مختلف بهینه سازی آموزش داد[۳۱].

۱-۳ ساختار پایان نامه

در این پایان نامه از کنترل کننده ی فازی بهینه ممتیک[1] برای بهبود عملکرد تعلیق استفاده می شود و برای نزدیکی هرچه بیشتر با سیستم تعلیق واقعی دینامیک های محرکه هیدرولیکی به صورت

[1] Memetic

غیرخطی در نظر گرفته شده اند که برای غلبه بر آنها کنترل کننده معکوس غیرخطی طراحی گردیده است.

بدین ترتیب که توسط کنترل امپدانس یک رفتار از پیش تعیین شده را در مقابل اغتشاشات ناشی از تغییرات جاده، برای سیستم تعریف نموده سپس با یک کنترل کننده فازی نیرویی که برای این رفتار از پیش تعیین شده لازم است محاسبه می شود و سرانجام با استفاده از کنترل کننده معکوس فازی که با در نظر گرفتن همه دینامیک های غیرخطی محرکه هیدرولیکی، با استفاده از الگوریتم ممتیک به صورت بهینه طراحی شده است، در هر لحظه جریان لازم برای تولید نیروی محرکه الکتروهیدرولیکی محاسبه و به آن اعمال می شود.

آنچه در فصل های بعد می خوانید به شرح زیر می باشد : در فصل دوم به شرح استراتژی کنترل و معرفی مفاهیم پایه ی قسمت های مختلف استفاده شده در کنترل کننده می پردازیم. در فصل سوم دینامیک سیستم تعلیق فعال خودرو و محرکه ی الکتروهیدرولیکی معرفی خواهد شد. در فصل چهارم به تحلیل سیستم کنترل کننده می پردازیم و نحوه طراحی بخش های مختلف کنترل کننده توضیح داده خواهد شد.در فصل پنجم شبیه سازی ها، نتایج و پاسخ عملکردی سیستم طراحی شده در حضور و عدم حضور عدم قطعیت ارائه خواهد شد و در نهایت در فصل ششم به بررسی نتایج و پیشنهادات خواهیم پرداخت.

فصل دوم

۲ استراتژی کنترل

۲-۱ کنترل امپدانس

در این بخش یک روش کنترل نیرو- موقعیت به نام کنتـرل امپـدانس معرفـی مـی شـود. کنتـرل امپدانس یکی از روش های کنترل فعال می باشد که به منظور فراهم ساختن رفتار دینامیکی مناسب برای انجام کار معین به کار می رود.

هدف کنترل امپدانس تنظیم رابطه ی دینامیکی بین حرکت و نیرو است. به عبارت دیگر کنتـرل امپدانس همان تنظیم امپدانس مکانیکی سیستم است. بنابراین تعیین دقیق موقعیـت و مسـیر حرکـت و تعیین دقیق نیرو نمی تواند هدف یک سیستم کنترل امپدانس باشد. ایده ی اصلی کنترل امپدانس اولـین

بار توسط هوگان در رباتیک مطرح شده است[۳۲]. او برای اینکه بتواند دینامیک های ربات را در تماس با محیط تنظیم کند، رابطه میان بازوی رباتی و نیروی تصادفی اعمال شده از طرف محیط را توسط یک امپدانس غیر خطی عمومی شامل مشخصه های لختی ،میرایی و سختی مدل کرد[۳۲].

از آنجا که می توان کنترل امپدانس را با تنظیم امپدانس مکانیکی سیستم به طور متناظر بیان کرد،بنابراین با استفاده از دوگان های برق-مکانیک نیرو را با ولتاژ، و سرعت را با جریان متناظر می کنند، از اینرو نسبت نیرو به سرعت (گشتاور به سرعت)، به امپدانس مکانیکی سیستم تعبیر می شود که در حوزه ی فرکانس به وسیله ی رابطه زیر نمایش داده می شود :

$$\frac{F(s)}{V(s)} = Z(s) \qquad (۲-۱)$$

که در آن $Z(s),V(s),F(s)$ به ترتیب تبدیل لاپلاس های نیرو، سرعت و امپدانس می باشند.

می توان این رابطه را بر حسب موقعیت $X(s)$ نیز نوشت :

$$\frac{F(s)}{X(s)} = \mathrm{S}Z(s) \qquad (۲-۲)$$

رفتار دینامیکی مطلوب توسط رابطه زیر ارائه می شود :

$$\mathrm{M}\ddot{x} + B\dot{x} + Kx = F \qquad (۲-۳)$$

که در آن ماتریس های K,B,M به ترتیب لختی، میرایی و سختی را نشان می دهند. معادلات امپدانس در[۳۳] آمده است. کنترل امپدانس به دو روش انجام می شود، یک روش استفاده از سنسور نیرو و یک روش بدون استفاده از این سنسور می باشد، البته طبق آزمایشات انجام شده نشان داده شده است که با استفاده از سنسور نیرو می توان جواب بهتری از کنترل امپدانس گرفت[۳۳].

کنترل امپدانس یک مجموعه منسجم از انواع استراتژی های مختلف کنترل را نشان می دهد.

با توجه به اینکه ربات با محیط در تماس بوده و عملکرد آن متاثر از عمل و محیط است، با این حال ایده و هدف اصلی کنترل امپدانس ربات، اجرای رفتار دینامیکی از پیش تعیین شده برای ربات است. این عملکرد با دینامیک عمومی سیستم جرم و فنر نمایش داده می شود. سادگی و مقاوم بودن در برابر عدم قطعیت های پارامتری از جمله ویژگی های کنترل امپدانس است، اما معمولا تأکید عملکردی کنترل امپدانس بر حرکات نسبتا آرام بوده است [۳۲]. به منظور تغییر رفتار دینامیکی مطلوب در هنگام انجام کار، در شرایطی که رفتار دینامیکی سیستم در تماس با محیط تغییر کرده است و در مهار عدم قطعیت ها، استفاده از کنترل کننده ی فازی برای تنظیم رفتار دینامیکی مطلوب پیشنهاد می شود. زیرا که در این شرایط کنترل کننده های کلاسیک مانند کنترل کننده PID نمی تواند پاسخ مناسبی ارائه دهد. در کنترل امپدانس ضرایب به صورت زیر تعیین می شود [۳۴] :

برای اجرای دینامیک محدود و کوچک در جهت مورد نظر M بزرگ انتخاب می شود. برای کاهش انرژی جنبشی در جهت مورد نظر B بزرگ انتخاب می شود و بنابراین میرا نمودن بیشتر نوسانات را داریم. در جهتی که کنترل نیرو داریم باید K به قدر کافی کوچک باشد تا نیرو های تماس را محدود کند و در جهتی که کنترل موقعیت داریم باید ضریب سختی بزرگی را برای فراهم کردن در نقطه نهایی تنظیم کرد.

کنترل امپدانس تطبیقی در تراشکاری پیاده شده است. در تراشکاری نیروی وارد شده ناشی از واکنش بین ربات تراشکار و قطعه به طور مستقیم متاثر از جنس قطعه و عمق تراش می باشد و این دو با هم میزان کیفیت تراش را مشخص می کند، عدم دقت کافی منجر به از بین رفتن قطعه می شود. کنترل امپدانس به منظور جاسازی میله در سوراخ برای کارهای مونتاژ کاری نیز پیشنهاد شده است[۳۵]. روش کنترل امپدانس مقاوم در بریدن اجسام هم ارائه شده است[۳۵]. از آنجا که عملکرد سکان هواپیما مانند یک سیستم جرم و فنر و میراکننده عمل می کند،از اینرو سکان هواپیما با قانون کنترل امپدانس شبیه سازی شده است[۳۶]. سنباده کاری نیز با کنترل امپدانس پیاده سازی شده است[۲۹]. در این روش از قوانین پیچیده برای اجسام مختلف استفاده نمی شود. جوشکاری در کشتی ها به علت وجود قطعات غیر استاندارد در شکل ها و ابعاد مختلف، کاری پیچیده است.در این نوع کار، ربات انبر جوشکاری را به موقعیت جوشکاری برده سپس حسگر، نیرو و گشتاور اعمال شده توسط ربات را حس کرده و با توجه به آن به بازو دستور حرکت می دهد[۳۴]. در انجام کار آسیاب کاری و خرد کردن از مهارت کارگر ماهر استفاده می شود و پس از ضبط اطلاعات مربوطه، توسط ربات با روش کنترل امپدانس به انجام آن می پردازند[۳۴]. تحلیل دینامیکی ربات در یک ماهواره به منظور گرفتن اجسام صلب غیر همگن نیز انجام شده است[۳۴]. کنترل امپدانس ربات آدم واره در حالت راه رفتن و قدم زدن بررسی شده است[۴۰]. در هنگام راه رفتن ربات بر روی سطوح مختلف نیروهای متفاوتی به سطح تماس پا و زمین وارد می شود و نحوه ی وارد شدن این نیروها نیز قابل پیش بینی نیست. همچنین کنترل امپدانس روی ربات موازی برای دستکاری روی اجسام با سرعت بالا، پیاده سازی شده است [۳۴].

کنترل امپدانس که یکی از روش های کنترل فعال محسوب می شود، می تواند رفتار دینامیکی سیستم را مطابق رفتار از پیش تعیین شده تنظیم نماید. استراتژی کنترل سختی، حالت خاصی از کنترل امپدانس است دامنه ی وسیع کاربرد های کنترل امپدانس نشان می دهد که می توان آن را به عنوان یک

روش کنترلی موثر در هدایت سیستم های دینامیکی به کار برد.

۲-۲ شناسایی و کنترل معکوس

یک راه رایج و عملی در طراحی سیستم کنترل ، استفاده از مشاهدات فیزیکی است که از راه انجام یکسری آزمایش های عملی حلقه بسته روی سیستم حاصل می شود. در آزمایش ها، پارامتر های مختلف طراحی، تغییر داده می شوند تا نتیجه مطلوب بدست آید. راه دیگر که معمولا استفاده می شود، انجام یک آزمایش ساده روی سیستم است تا یک پاسخ خاص حاصل شود. بر این اساس که می دانیم چگونه این پاسخ بدست آمده است، این نتایج ساده نحوه ی طراحی سیستم کنترل اتوماتیک را توصیف خواهد کرد. گاهی این طرق ساده ی طراحی کافی نیستند، زیرا که به آسانی شکست می خورند و یا برای کارایی و دقت بالا با اینگونه آزمایشات نیاز به هزینه ی بالایی است. لذا در این موارد روش های نوین طراحی باید استفاده گردند. به طور کلی در این طراحی ها به داده هایی از سیستم نیاز است که در معادلات دیفرانسیلی سیستم نهفته اند. به این نوع بیان ریاضی، مدل سیستم اطلاق می شود. به طور کلی دو روش جهت ایجاد یک مدل وجود دارد :

۱- استفاده از فهم ادراکی با کمک قوانین فیزیکی حاکم بر سیستم
۲- استفاده از زوج داده های ورودی-خروجی سیستم

روش اول ساده ولی معمولا زمان بر است. شاید وقت گیرترین مرحله در طراحی کنترل کننده باشد و نیز مدل دقیقی از سیستم ارائه نمی دهد.

روش دوم که به شناسایی سیستم معروف است، راهی برای بدست آوردن مدل های ریاضی است. هر چند که شناسایی سیستم همیشه مدل دقیقی به ما نمی دهد ولی مدل بدست آمده رضایتبخش است.

بنابراین، این روش نیاز به آزمایشات عملی در کل بازه کاری سیستم دارد.

گاهی شناسایی سیستم به صورت یک بخش مجتمع شده ی کنترل کننده، پیاده سازی می شود که کنترل کننده تطبیقی نامیده می شود و در سیستم های دینامیکی متغیر با زمان بکار می رود. در کنترل کننده های تطبیقی بخش مجتمع شده ی یک مدل، که تحت شرایط کاری کنونی معتبر است حین انجام کار شناسایی می شود و سپس کنترل کننده مطابق با این مدل، دوباره طراحی می شود[۴۲].

اصولا روش های گوناگون شناسایی، روی معادلات دیفرانسیلی و یا تفاضلی متمرکز هستند ولی با توجه به اینکه اکثر سیستم های موجود رفتاری غیر خطی دارند لذا لازم است از روش های جدیدی که دارای قابلیت غیرخطی هستند استفاده شود. شبکه های عصبی مصنوعی و عصبی-فازی از جمله این روش های مناسب برای این سیستم ها می تواند باشد[۳۸]. تا کنون روش های مناسبی جهت شناسایی سیستم به صورت جعبه سیاه، با شبکه های عصبی مبتنی بر دیدگاه شناسایی کلاسیک تعمیم یافته، ارائه شده است[۳۸].

روش انجام کار

برای شناسایی مدل یک سیستم دینامیکی به طور معمول کارهایی مطابق روند زیر انجام شود[۳۷] :

آزمایش : در این قسمت هدف جمع کردن یک مجموعه از اطلاعات می باشد که رفتار سیستم را در تمام نقاط کاری آن مشخص می کند. لذا با تغییر ورودی سیستم ، u ، خروجی سیستم ، y_p ، مشاهده می شود.

اگر سیستم تحت شناسایی ناپایدار باشد و یا شامل دینامیک ها ی میرایی ضعیف باشد، لازم است تا آزمایش به صورت حلقه بسته انجام شود.

انتخاب ساختار مدل : یک ساختار مطلوب از مدل، یک مجموعه از مدل های پیشنهادی می باشد که باید بین اعضای آن ،بهترین مدل جستجو شود.

تخمین مدل : پس از اینکه یک مجموعه از مدل های پیشنهادی انتخاب شد مرحله بعد انتخاب یک مدل خاص از این مجموعه است. این مدل به گونه ای انتخاب می شود که بعضی معیار های خاصی را بهینه کند. این معیار ها به روش های گوناگونی فرمول بندی می شوند که معمولا به کاربرد ما از مدل بستگی دارد. معمول ترین استراتژی، انتخاب مدلی است که خروجی لحظه بعد را پیش بینی می کند و کمترین مربع خطا بین خروجی مشاهده شده و خروجی پیش بینی شده را داشته باشد.

فرایند انتخاب این مدل خاص از بین مجموعه مدل، در نوشته های آماری با نام تخمین مشهور است اما به دلایل تاریخی در حیطه شبکه عصبی این فرآیند به نام آموزش موسوم است.

ارزیابی : پس ازاینکه این مدل تخمین زده شده یا آموزش دیده بدست آمد، باید ارزیابی شود تا مشخص شود آیا مدل بدست آمده نیاز های ما را بر آورده می سازد یا نه. ارزیابی مدل بستگی زیادی به کاربرد دارد.

بازگشت به مراحل قبلی : پس از ارزیابی مدل بدست آمده، اگر مدل مورد قبول نبود باید به یکی از مراحل قبلی بازگشته و دوباره آن مراحل تکرار گردد. این کار باعث می شود تا مدل های مختلفی بدست آید و همچنین مدل های با ساختار های متفاوت امتحان گردند و در بدترین حالت آزمایش دوباره انجام می شود.

روند باز گشت به مراحل قبلی طبق یکی از موارد زیر می باشد:

بازگشت به مرحله تخمین : گاهی اوقات حتی با داشتن یک تابع هزینه ساده نمی توان با اطمینان گفت که الگوریتم به سمت بهترین مدل همگرا شده است. این مشکل وقتی به وجـود مـی آیـد کـه تـابع هزینه چندین مینیمم محلی داشته باشد و پیدا کردن مینیمم سراسری کار ساده ای نباشد. برای رفع این مشکل الگوریتم های آموزشی با وزن های اولیه مختلفی تکرار می گردند و یـا از الگـوریتم هـای تکـاملی ترکیبی استفاده می شود.

بازگشت به مرحله انتخاب ساختار مدل : گاهی اوقات برای مدل کردن بهتر، بایـد سـاختار شـبکه تغییر داده شود الگوریتم هایی وجود دارد که می تواند انتخاب ساختار مدل را خودکار انجام دهد.

بازگشت به مرحله آزمایش : بعضی مواقع ممکن است به نظر برسد که نمی توان یک مدل مناسب حتی با وجود انتخاب ساختار مدل بدست آورد کـه ایـن موضـوع ممکـن اسـت از ناکـافی بـودن داده هـا سرچشمه گرفته باشد. در اینجا ممکن است پردازش داده ها مثل فیلتر کردن عمل کرده باشد و یا داده ها در بعضی از نقاط کاری سیستم وجود نداشته باشد و یا خیلی کم باشد.اگر علت آخـر باعـث بـروز چنـین مشکلی شود باید آزمایش دوباره تکرار شود تا داده های ناحیه های مورد نظر بیشتر شود.

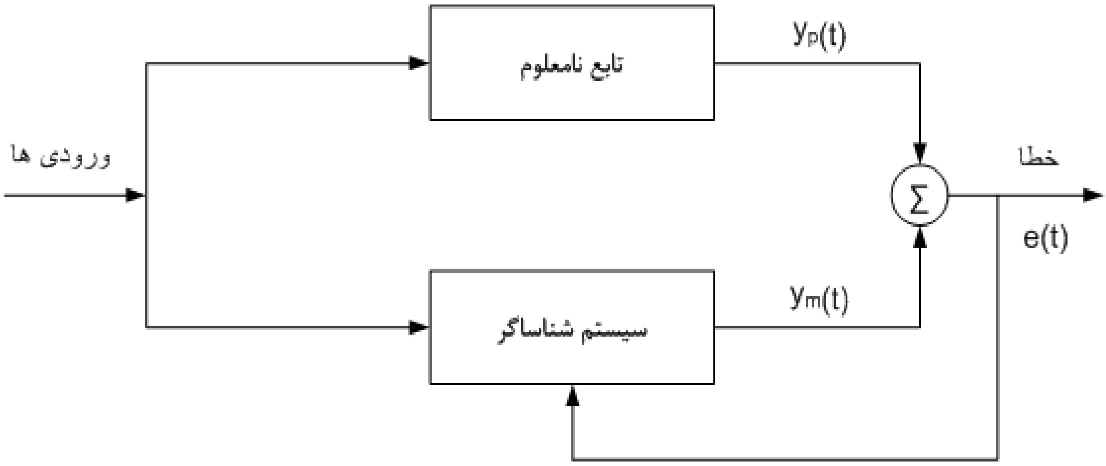
۲-۲-۱ روش های شناسایی و تخمین به وسیله شبکه عصبی

بطور عمومی دو روش در تقریب (تخمین) و شناسایی سیستم ها بـه وسـیله شـبکه هـای عصـبی مطرح می باشد[۳۷] :

۱- شناسایی یا تقریب تابع مستقیم سیستم

۲- شناسایی یا تقریب تابع معکوس سیستم

۲-۲-۱-۱ روش شناسایی تابع مستقیم سیستم



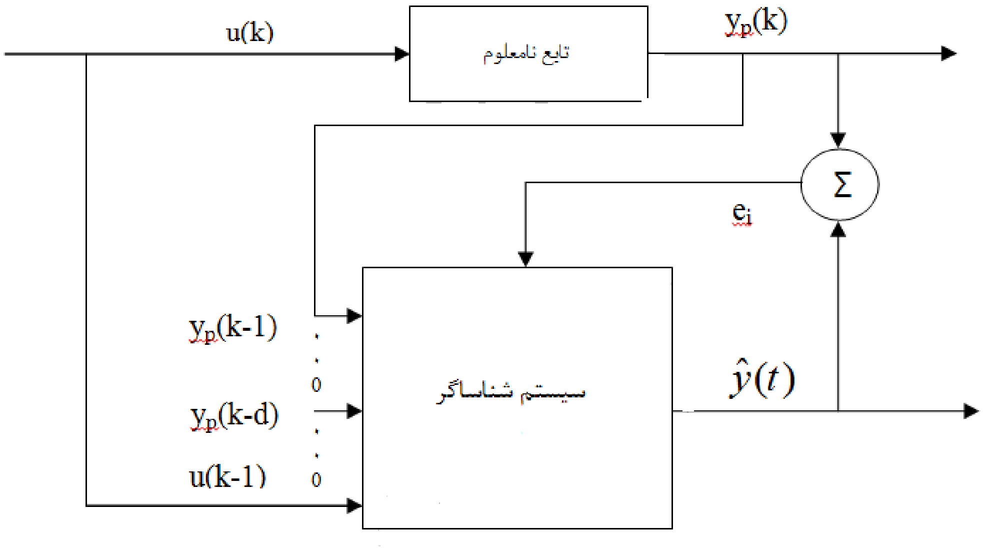
در شناسایی تابع مستقیم سیستم ساختار کل و جزئی به صورت زیر عمل می کند.

شکل ۲-۱ : شنا سایی مستقیم

که هدف اصلی در این ساختار شکل (۲-۱) بدست آوردن مدل تقریبی سیستم می باشد و همانگونه که از

شکل پیداست شبکه عصبی به صورت موازی با سیستم مورد نظر قـرار گرفتـه اسـت و خطـای حاصـل از خروجی های سیستم و شبکه عصبی جهت آموزش شبکه، استفاده شده است. باید توجـه داشـت شـبکه مزبور جهت تقریب سیستم های با دینامیک بالا بهتر عمل می نماید[۳۷]، (این به لحاظ استفاده از بـازه های گذشته ورودی می باشد). روش دیگری نیز استفاده می شود، که به مـدل مـوازی-سـری شناسـایی مستقیم سیستم موسوم است (شکل۲-۲).

همانگونه که مشاهده می نمایید در این روش خروجی ها و ورودی های قبلی سیستم به شبکه اعمال می گردد و از نظر تجربی و فنی این روش بهتراز روش موازی عمل می نماید.

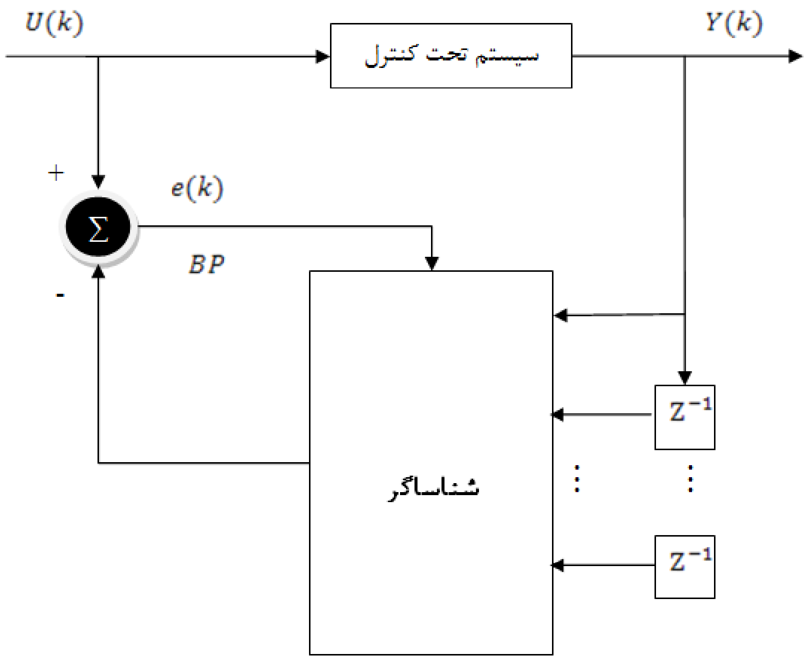


شکل ۲-۲ : شناساگر بر اساس ورودی ها و خروجی ها

۲-۲-۱-۲ روش شناسایی تابع معکوس سیستم

ساختار کلی این روش در زیر آمده است و هدف اصلی محاسبه و بدست آوردن تقریب معکوسی از

مدل تحت شناسایی می باشد[۴۲]. همانگونه که از شکل آشکار است مدل خطا مربوط به اختلاف ورودی سیستم و خروجی شناساگر می باشد که جهت آموزش و حداقل نمودن ایـن خطـا، مقـادیر پـارامتر هـای سیستم شناساگر را تنظیم می نمایند (شکل۲-۳).



شکل ۲-۳ : شنا سایی معکوس

در این روش پس از آموزش، شناساگر به صورت سری با سیستم قرار می گیرد که نقش کنتـرل کننـده را دارد و از آنجاییکه شناساگر عکس سیستم را آموخته اسـت، پـس از قـرار گـرفتن در مسـیر پیشـرو، کـل سیستم حکم تابع همانی را داشته و خروجی سیستم ورودی شناساگر را هر لحظه تعقیب می نماید. ایـن ترکیب را کنترل معکوس می نامند[۴۲].

مشکلات این روش را می‌توان بدین شکل بیان نمود که کمینه کـردن خطـای شناسـاگر معکـوس لزوماً بیانگر کمینه شدن خطای بین خروجی واقعی سیستم تحت کنترل و خروجـی مطلـوب نمـی‌باشـد. نکته بعدی عدم تضمین مقاوم بودن روش است که حتی در سیستم های خطی نیز این مشکل وجود دارد و در سیستم های غیرخطی به اوج خود خواهد رسید. دلیل این موضوع آن اسـت کـه شناسـاگر معکـوس تنها سیستم را با حضور یکسری ورودی های خاص به صورت خاص شناسایی می‌کند. همچنین در مـورد سیستم هایی که رابطه تابعی بین ورودی و خروجی آنها وجود ندارد، شناسایی غیرممکن است. همچنـین اگر سیستم غیرمینیمم فاز باشد این مشکل به اوج خـود خواهـد رسـید و باعـث ناپایـداری هـای داخلـی سیستم تحت کنترل می‌شود.

۲-۳ معرفی الگوریتم های بهینه سازی تکاملی

۲-۳-۱ بهینه سازی تکاملی

بهینه سازی فرآیندی است که جهت بهبود پاسخ از آن استفاده می شـود. بهینـه سـازی از یـافتن بهترین پاسخ برای یک مساله صحبت می کند. لفظ بهترین به طور ضمنی بیان می کند که بـیش از یـک پاسخ برای مساله مورد نظر وجود دارد، که البته تمام پاسخ ها دارای ارزش یکسان نیستند. بهینـه سـازی شامل دو عنصر مینیمم و ماکزیمم می باشد. زمانی می گوییم عنصری مینـیمم (یـا مـاکزیمم) اسـت کـه مقادیر بدست آمده برای آن، یک سری شرایط را ارضاء کنند. فرآیند بهینه سازی، فرآیندی تکراری اسـت که تا زمانی که شرایط خاتمه برقرار نشده باشد ادامه می یابد. شرایط خاتمه می توانند تعداد حلقه تکـرار یا رسیدن به پاسخ دلخواه باشند [۴۳]. دو روش جستجوی مجزا جهت حل مسائل بهینه سازی وجود دارد

که عبارتند از: جستجوی محلی و جستجوی سراسری. در روش جستجوی محلی، الگوریتم بهینه ترین پاسخ را از بین پاسخ های بدست آمده جستجو می کند، حال آنکه در روش جستجوی سراسری الگوریتم در کل فضای جستجو به دنبال پاسخ های بهینه می گردد. به مجموعه تمام پاسخ های ممکن فضای جستجو گفته می شود. هر دو روش جستجو مزایا و معایبی دارند که در ادامه به بررسی آنها خواهیم پرداخت.

الگوریتم های جستجوی سراسری، مانند الگوریتم های تکاملی، الگوریتم هایی بر پایه جستجوی تصادفی هستند که از تکامل عناصر طبیعت الهام گرفته شده اند، مانند : الگوریتم ژنتیک ، الگوریتم بهینه سازی انبوه ذرات[1] ، الگوریتم زنبورها[2] و الگوریتم کرم شب تاب[3] ،[۴۵] .این الگوریتم ها عملگرهای خود را جهت یافتن پاسخ بهینه سراسری در تمام فضای جستجو پخش می کنند. منظور از بهینه ترین پاسخ (در مسائل بهینه سازی)، کوچکترین مقداری می باشد که تابع هدف (تابع هزینه) به خود اختصاص می دهد. تابع هدف همان تابع تحت بهینه سازی می باشد. در طرف مقابل، الگوریتم های جستجوی محلی، الگوریتم هایی هستند که بصورت جهت دار تنها به بخشی از فضای جستجو یا پاسخ های بدست آمده اعمال می شوند. زمانیکه فضای جستجو دارای نقاط اکسترمم زیادی باشد الگوریتم های جستجوی سراسری با سرعت بیشتری پاسخ خواهند داد، اما پاسخ هایی که از جستجوی محلی بدست می آیند به مراتب دقیق تر و بهینه تر هستند، زیرا این امکان وجود دارد که الگوریتم های جستجوی سراسری در نقاط اکسترمم محلی گرفتار شوند [۴۴].

---

[1] Particle Swarm Optimization (PSO)
[2] Bees Algorithm
[3] Firefly Algorithm

۲-۳-۲ الگوریتم بهینه سازی انبوه ذرات

الگوریتم بهینه سازی انبوه ذرات اولین بار توسط اِبرهارت و کِنِدی [۴۶] به عنوان یک مدل حرکت موضعی گروهی از حیوانات ارائه شد. این الگوریتم بر روی مسائل گوناگونی چون کمینه کردن توابع، نگاشت غیر خطی، آموزش شبکه های عصبی، وارونگی شبکه های عصبی و داده کاوی به خوبی اعمال شده است. این الگوریتم شامل انبوهی از ذرات می باشد که هر کدام می توانند پاسخی مطلوب برای مساله تحت بهینه سازی باشند. الگوریتم به طور مکرر موقعیت هر ذره را با محاسبه سرعت ذره و اعمال آن به موقعیت ذره بهنگام می کند. اگر $x_i(t)$ موقعیت ذره i ام در زمان t باشد، موقعیت ذره در هر زمان برابر خواهد بود با :

$$x_i(t+1) = x_i(t) + v_i(t+1) \tag{۲-۴}$$

برای هر ذره i ، سرعت شامل سه مولفه می باشد :

- مولفه شناختی، که از بهترین موقعیتی که ذره تا کنون تجربه کرده است نتیجه می شود.
- مولفه اجتماعی، که از موقعیت بهترین ذره ای که ذره i از آن آگاه است نتیجه می شود.
- مولفه اینرسی، که از سرعت قبلی ذره نتیجه می شود.

هر ذره بهترین موقعیت خود را با محاسبه مولفه شناختی حفظ می کند. مولفه اجتماعی بر اساس موقعیت بهترین ذره که در همسایگی ذرات وجود دارد محاسبه می شود. همسایگی به ساختاری اجتماعی گفته می شود که در آن ذرات با یکدیگر در ارتباط باشند.

ساختار الگوریتم به گونه ای است که در آن تمام ذرات با یکدیگر کاملا ارتباط دارند. در هر چرخه زمانی تمام ذرات بوسیله مولفه اجتماعی که از موقعیت بهترین ذره در کل ذرات نتیجه شده است، بهنگام می شوند. این مولفه را $\hat{y}(t)$ می نامیم. سرعت را بصورت زیر محاسبه می کنیم :

$$v_{i,j}(t+1) = v_{i,j}(t) + c_1 r_{1,j}\left[y_{i,j}(t) - x_{i,j}(t)\right]$$
$$+c_2 r_{2,j}\left[\hat{y}_j(t) - x_{i,j}(t)\right] \qquad (۵-۲)$$

که در آن $v_{i,j}(t)$ سرعت ذره i در بُعد j در زمان t می باشد. ثابت های c_1 و c_2 ضرایب سرعت هستند که جهت تنظیم مولفه های شناختی و اجتماعی مورد استفاده قرار می گیرند. بردارهای $r_{1,j}(t) \sim U(0,1)$ و $r_{2,j}(t) \sim U(0,1)$ عوامل تصادفی الگوریتم هستند. با فرض مینیمم سازی، بهترین موقعیت ذره i ام که با $\hat{y}_i$ نشان داده می شود، بصورت زیر بدست می آید :

$$y_i(t+1) = \begin{cases} y_i(t) & if\ f\big(x_i(t+1)\big) \ge f(y_i(t)) \\ x_i(t+1) & if\ f\big(\big(x_i(t+1)\big) \le f(y_i(t)) \end{cases} \qquad (۶-۲)$$

که در آن f تابع هدف می باشد. شبه کد الگوریتم بهینه سازی انبوه ذرات به صورت زیر می باشد.

۱- تعیین و مقداردهی اولیه موقعیت و سرعت ذرات

۲- بدست آوردن تابع هزینه برای هر ذره و تعیین بهترین ذره (با کوچکترین مقدار تابع هزینه)

۳- تا زمانی که شرایط توقف برقرار نشده است:

۴- به روز رسانی سرعت و موقعیت ذرات با توجه به موقعیت بهترین ذره

۵- بدست آوردن تابع هزینه تمام ذرات و تعیین بهترین ذره

۶- به روز رسانی بهینه سراسری

۷- پایان الگوریتم

۲-۳-۳ معرفی الگوریتم ممتیک

در سال های اخیر الگوریتمی جدید جهت حل مسائل بهینه سازی پیچیده بوجود آمده است به نام الگوریتم ممتیک، که نسبت به دیگر الگوریتم های بهینه سازی تکاملی پاسخ دهی بهتر و دقیق تری دارد [۴۸،۴۷]. منظور از مسائل پیچیده آن دسته از مسائلی هستند که الگوریتم های جستجوی سراسری در یافتن پاسخ های بهینه آنها به خوبی عمل نمی کنند. الگوریتم های ممتیک آن دسته از الگوریتم های تکاملی هستند که جهت بهبود پاسخ با یک بخش جستجوی محلی ترکیب شده اند. الگوریتم های ممتیک در حل بسیاری از مسائل بهینه سازی از قبیل بهینه سازی ترکیبی، بهینه سازی توابع متغیر و بهینه سازی چند منظوره عملکرد بسیار خوبی از خود نشان داده اند. در مطالعات مختلف روش های ترکیب الگوریتم های تکاملی با جستجوی محلی، نام های گوناگونی را به خود اختصاص داده اند که از جمله می توان به الگوریتم ژنتیک مرکب، الگوریتم تکاملی بالدوینیان[1] و الگوریتم تکاملی لمرکیان[2] اشاره نمود. ماسکتو[3] [۴۹] از لفظ الگوریتم ممتیک جهت پوشش تمام الگوریتم های مبتنی بر جستجوی تکاملی که با یک الگوریتم جستجوی محلی ترکیب شده اند، استفاده نمود. در این پایان نامه یک الگوریتم ممتیک بر پایه الگوریتم بهینه سازی انبوه ذرات ارائه خواهد شد.استفاده از جستجوی محلی، الگوریتم را

[1] Baldwinian Evolutionary Algorithm
[2] Lamarckian Evolutionary Algorithm
[3] Moscato

قادر می سازد تا با دقت بیشتری عملیات جستجو را انجام دهد. درصورتی که رابطه (۲-۵) را به صورت ساده شده زیر بازنویسی کنیم، خواهیم داشت :

$$v_{t+1} = v_t + \varphi_1[b - x] + \varphi_2[\mathrm{g} - x] \qquad (۲-۷)$$

که در آن x ذره، $\varphi_{1,2}$ ضرایب سرعت، b بهترین موقعیت ذره و g بهترین موقعیت کل ذرات می باشد. لذا در هر مرحله از اجرای الگوریتم جستجوی محلی، سرعت ذرات انتخاب شده با رابطه (۲-۷) به روز خواهد شد. در این پایان نامه از پنجاه ذره استفاده شده است، که در هر مرحله پنج ذره بعنوان ذرات برگزیده (دارای تابع هزینه بهتر) جهت اعمال جستجوی محلی انتخاب می شوند. شبه کد الگوریتم ممتیک به صورت زیر خواهد بود.

۱- تعیین و مقداردهی اولیه موقعیت و سرعت ذرات
۲- بدست آوردن تابع هزینه برای هر ذره و تعیین بهترین ذرات (با کوچکترین مقدار تابع هزینه)
۳- انتخاب ذرات برگزیده و اعمال جستجوی محلی روی آنها (بروز رسانی سرعت و درنتیجه موقعیت آنها با استفاده از رابطه (۲-۴) و(۲-۵))
۴- تا زمانی که شرایط توقف برقرار نشده است:
۵- بررسی تابع هزینه ذرات و انتخاب بهترین ذره (دارای بهترین تابع هزینه)
۶- به روز رسانی سرعت و موقعیت تمام ذرات و بدست آوردن تابع هزینه آنها
۷- انتخاب ذرات برگزیده و اعمال جستجوی محلی روی آنها (بروز رسانی سرعت و درنتیجه موقعیت آنها با استفاده از رابطه (۲-۴) و(۲-۵))
۸- بررسی تابع هزینه ذرات و انتخاب بهترین ذره (دارای بهترین تابع هزینه)
۹- پایان الگوریتم

۴-۲ سیستم های فازی

منطق فازی تکنولوژی نسبتا جدیدی است که در مقابل روش های مرسوم برای طراحی و مدلسازی سیستمی که نیازمند ریاضیات و احتمالات پیشرفته و نسبتا پیچیده می باشد، به کار می رود. سیستم های کنترل مبتنی بر منطق فازی به دلیل داشتن شفافیت بالا برای تصمیم گیری و همچنین ارائه نتایج و مفاهیم قابل فهم، توسط افراد در سطوح مختلف به کار گرفته می شود. سیستم های فازی را می توان به خوبی برای مدل سازی سیستم های دارای عدم قطعیت به کار برد. در اتخاذ نوع سیستم های فازی دو انتخاب وجود دارد که سوگنو و ممدانی می باشد و ثابت شده که هر تابع را می توان با یک سیستم فازی با دقت خوبی تقریب زد.

در اینجا به علت انتخاب روش سوگنو در طراحی کنترل کننده در این پایان نامه، به شرح مختصری در مورد سیستم فازی سوگنو می پردازیم. در یک مدل فازی سوگنو، هر قانون به دو بخش تقسیم می شود که با عبارات " اگر- آنگاه" معرفی می شود. در بخش "اگر" قانون فازی، توابع عضویت و در بخش " آنگاه " از یک رابطه خطی از ورودی ها یا یک مقدار ثابت استفاده می شود. این قوانین بر اساس دانش فرد خبره یا یادگیری تطبیقی بنا نهاده شده اند.

$$If\ \ x_1\ \ is\ \ C^l\ \ and\ \ x_2\ \ is\ \ \mathrm{C}_1^l\ \ and\ \ \dots\ \ x_n\ \ is\ \ \mathrm{C}_n^l\ \ Then$$
$$y^l = c_0^l + c_1^l x_1 + \dots + c_n^l x_n \qquad (۸-۲)$$

که $x_1, \dots, x_n$ مقادیر ورودی و C_i^l مجموعه های فازی، c_i^l ضرایب ثابت و $l = 1,2, \dots, M$ تعداد قوانین فازی می باشند.

خروجی سیستم فازی سوگنو، به صورت متوسط وزندار شده y^l های رابطه (۲-۸) فـوق محاسـبه مـی-گردد، یعنی :

$$f(x) = \frac{\sum_{l=1}^{M} w^l y^l}{\sum_{l=1}^{M} w^l}$$ (۲-۹)

که وزن های w^l از رابطه زیر محاسبه می شوند :

$$w^l = \prod_{i=1}^{n} \mu_{C_i^l}\ (x_i)$$ (۲-۱۰)

اگر c_i^l=0 برای $i = 1,2, \dots, n$ و c_0^l معادل با مرکـز y^l باشـد در ایـن صـورت سیسـتم فازی، سوگنو از درجه صفر نامیده می شود و در این شرایط این سیستم با سیستم فازی که به وسـیله ی موتور استنتاج ضرب، فازی ساز منفرد، غیر فازی ساز میانگین مراکز تعریف شده باشد یکسان خواهد بود.

فصل سوم

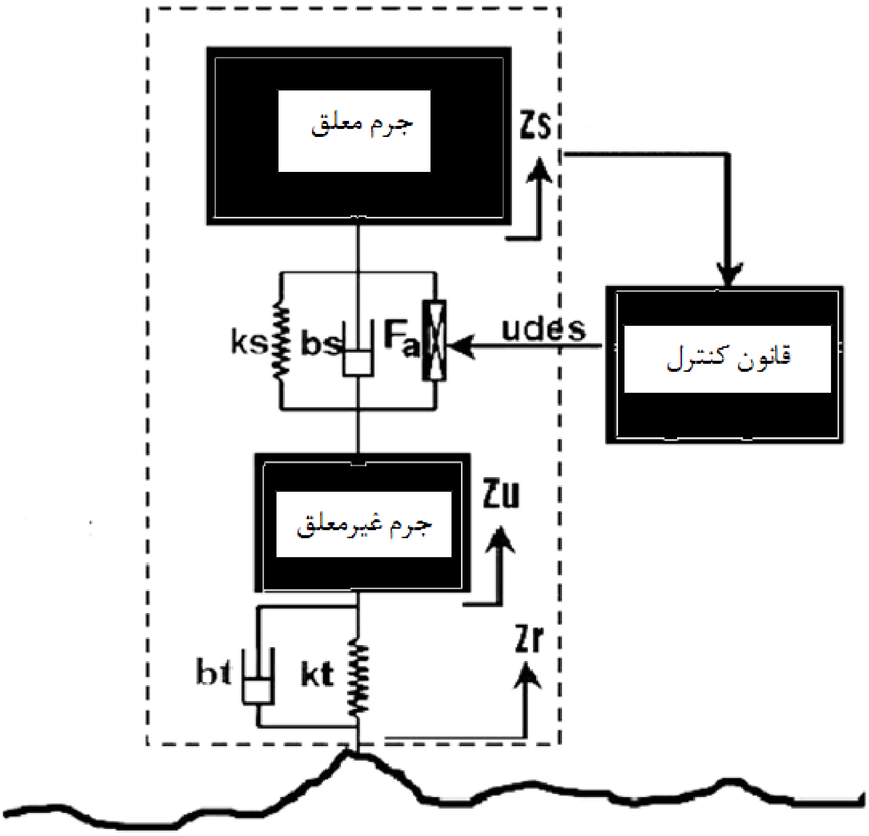
۳ دینامیک سیستم تعلیق و محرکه ی هیدرولیکی

۳-۱ سیستم تعلیق فعال خودرو

طراحی سیستمهای فعال تعلیق خودرو موضوع بسیاری از تحقیقات صنعت خودرو در جهان مـی-باشد. در این تحقیقات مدل های متنوعی از خودرو شامل ۱/۴ ،۱/۲ و مدل کامل خـودرو در نظـر گرفتـه شده است.

ساده ترین مدلی که برای بررسی سیستم تعلیق مورد استفاده قرار می گیرد، مدل ۱/۴ خـودرو بـا دو درجه آزادی است[۵۰]. در این مدل جرم خودرو و متعلقات آن به عنوان جرم معلق و جرم لاسـتیک و متعلقات آن به عنوان جرم غیر معلق در نظر گرفته می شود. سیستم تعلیق فعال را می تـوان بـه صـورت یک فنر و میراکننده خطی به همراه یک عملگر ما بین این دو جرم مدل کرد.لاستیک را نیز می تـوان بـه

صورت یک فنر و میراکننده خطی مدلسازی نمود. البته با توجه بـه خاصـیت فیزیکـی و کـوچکی ضـریب میرایی لاستیک در برابر ضریب سختی آن، معمولا از ضریب میرایی آن صرف نظر مـی شـود. امـا در ایـن تحقیق به منظور نزدیکی هرچه بیشتر به مدل واقعی سیستم این ضریب در معادلات در نظر گرفته شـده است .شکل زیر این مدل را نشان می دهد.



شکل ۳-۱ : مدل سیستم تعلیق ۱/۴ خودرو

با استفاده از قانون دوم نیوتن معادلات حاکم بر سیستم تعلیق حول نقطه صفر به صورت زیر بدست می آید [۵۰] :

$$m_s\ddot{z}_s = -b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + f_a \quad (۳-۱)$$

$$m_u\ddot{z}_u = b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) + b_t(\dot{z}_r - \dot{z}_u) + k_t(z_r - z_u) - f_a \quad (۳-۲)$$

m_s جرم معلق (جرم بدنه)، m_u جرم غیر معلق (جـرم لاسـتیک)، k_s ضـریب سـختی فنـر، k_t ضریب سختی لاستیک، b_s ضریب میرایی میراکننده، b_t ضریب میرایی لاستیک می باشـند. z_s جـا بـه جایی عمودی بدنه، z_u جا به جایی عمودی چرخ، z_r برجستگی (جا به جایی) عمودی سـطح جـاده، f_a نیرویی که محرکه الکتروهیدرولیکی تولید می کند. از سوی دیگر برای حفظ چسبندگی چـرخ و جـاده و لحاظ کردن آن در معادلات خطی شده حول نقطه تعادل صفر، نیروی وارده از سـوی اغتشـاش جـاده بـه سیستم را به صورت رابطه زیر تعریف می کنیم[۵۱] :

$$f_t = b_t(\dot{z}_r - \dot{z}_u) + k_t(z_r - z_u) \quad (۳-۳)$$

۳-۲ محرکه

اولین وظیفه یک واحد محرکه، ایجاد عمل یا حرکت دلخواه برای ربات است تا نیروی مورد نیـاز، صرف شده و یک عمل به صورت فیزیکی انجام دهد. سه منبع برای ایجاد انرژی واحد محرکه وجود دارد :

۱- نیروی الکتریکی

۲- نیروی الکتروهیدرولیک

۳- نیروی نیوماتیک

در سیستم تعلیق با محرکه ی الکترومغناطیسی (الکتریکی)، سیلندر تنظیم کننده ارتفاع تعلیق، از روغنی پر شده است که حاوی تکه های بسیار ریز آهن است. همچنین درون پیستون این سـیلندر هسـته ای متحرک سیم پیچی شده از جنس مواد فرومغناطیس (مواد حساس به میدان مغناطیسی) وجود دارد که با گذشتن جریان از درون آن میدان مغناطیسی ایجاد می شود. بـا ایجـاد میـدان مغناطیسـی توسـط هسته جا سازی شده در پیستون تکه های آهنی درون روغن در جهت میدان مغناطیسی ایجاد شده حالت می گیرند و مجموعه ای مقاوم در برابر حرکت پیستون به وجود می آورند. حال هر چه میدان مغناطیسی قوی تر باشد پس تکه های آهنی بیشتری در کنار هم قرار می گیرند و بدین ترتیب مقاومت بیشـتری در برابر حرکت پیستون صورت خواهد گرفت و سیستم تعلیق "سخت تر" می شـود. پـس وظیفـه پردازنـده مرکـزی در ایـن تکنولـوژی کنتـرل جریـان گذرنـده از هسـته مـی باشـد. سیسـتم تعلیـق بـا محرکـه الکترومغناطیسی با توجه به محدودیت های الکتریکی که دارد جای تنظیم و بازی زیادی را برای سیسـتم تعلیق به وجود نمی آورد و برای همین است که اغلب خودرو های اسپرت که کمتر نیاز به تنظیم سیستم تعلیق دارند از این تکنولوژی سود جسته اند. البته مهمترین مزیت این تکنولوژی نسبت به سیسـتم هـای تعلیق نیوماتیکی و هیدرولیکی پاسخ بسیار سریع تر آن است که در نتیجه خودرو سریع تر خود را با جاده

هماهنگ می نماید که این پارامتر برای خودروهای اسپرت بسیار حائز اهمیت مـی باشـد امـا از آنجـا کـه عملکرد مستقیم این محرکه ها هنگامی که تغییر مکان کوتاه مورد نظر باشد، ایده آل هستند و در تغییـر مکان های بلند به علت بزرگ شدن هسته متحرک احتیاج به سیم پیچ بزرگی خواهند داشت، در صـنعت خودرو سازی تمایل بیشتری به استفاده از محرکه های هیدرولیکی و نیوماتیکی وجود دارد. از سوی دیگر نیروی مورد نیاز سیستم تعلیـق بـین ۲۰۰۰ تـا ۴۰۰۰ نیـوتن مـی باشـد در حـالی کـه محرکـه هـای الکترومغناطیسی تنها توانایی تولید نیرویی حداکثر در حدود ۲۲۲ نیوتن را دارا هستند[۵۲].

در سیستم های هیدرولیک و نیوماتیک نسبت به سـایر سیسـتم هـای مکـانیکی قطعـات محـرک کمتری وجود دارد و می توان در هر نقطه به حرکت های خطی یا دورانی با قدرت بالا و کنتـرل مناسـب دست یافت، چون انتقال قدرت توسط جریان سیال پر فشار در خطـوط انتقـال (لولـه هـا و شـیلنگ هـا) صورت می گیرد ولی در سیستم های مکانیکی دیگر برای انتقال قدرت از اجزاییماننـد بادامـک، چـرخ-دنده، گاردان، اهرم، کلاچ و... استفاده می کنند. اسـتفاده از شـیلنگ هـای انعطـاف پـذیر، سیسـتم هـای هیدرولیک و نیوماتیک را به سیستم های انعطاف پذیری تبدیل می کند کـه در آنهـا از محـدودیت هـای مکانی که برای نصب سیستم های دیگر به چشم می خـورد خبـری نیسـت. سیسـتم هـای هیـدرولیک و نیوماتیک به خاطر اصطکاک کم و هزینه پایین از راندمان بالایی برخوردار هستند همچنین بـا اسـتفاده از شیرهای اطمینان و سوئیچ های فشاری و حرارتی می تـوان سیسـتمی مقـاوم در برابـر بارهـای ناگهـانی، حرارت یا فشار بیش از حد ساخت که نشان از اطمینان بالای این سیستم ها دارد. اکنون کـه بـه مزایـای سیستم های هیدرولیک و نیوماتیک نسبت به دیگر سیستم های مکانیکی پی بردیم به توضـیح سـاده ای در مورد طرز کار این سیستم ها خواهیم پرداخت.

برای انتقال قدرت، به یک سیال تحت فشار (تـراکم پـذیر یـا تـراکم ناپـذیر) احتیـاج داریـم کـه

توسط پمپ های هیدرولیک می توان نیروی مکانیکی را تبدیل به قدرت سیال تحت فشار نمود. مرحله بعد انتقال نیرو به نقطه دلخواه است که این وظیفه را لوله ها، شیلنگ ها و بست ها به عهده می گیرند. بعد از کنترل فشار و تعیین جهت جریان توسط شیرها،سیال تحت فشار به سمت عملگرها (سیلندرها یا موتور های هیدرولیک) هدایت می شود تا قدرت سیال به نیروی مکانیکی مورد نیاز(به صورت خطی یا دورانی) تبدیل شود.

در سیستم تعلیق با محرکه ی الکتروهیدرولیکی،سیلندری روغنی موجود است که میزان و فشار روغن موجود در سیلندر ارتفاع سیستم تعلیق و در نتیجه میزان سختی آن را تنظیم می نماید، بنابراین با قرار دادن یک سوپاپ الکتریکی در ورودی سیلندر پردازنده مرکزی میزان روغن درون سیستم را تنظیم می نماید. سیستم تعلیق با محرکه ی نیوماتیکی که امروزه در خودروهای شاسی بلند با توانایی حرکت خارج جاده ای استفاده می شوند از لحاظ عملکرد بسیار شبیه به سیستم الکتروهیدرولیکی است ولی با این تفاوت که در این سیستم به جای روغن و پمپ روغن از هوا و کمپرسور هوا استفاده شده است و پردازنده مرکزی خودرو با تنظیم فشار هوای درون سیلندر ارتفاع سیستم تعلیق را تنظیم می نماید. این نوع محرکه ها قابلیت و توانایی حرکت رفت و برگشتی و دورانی را دارند[۵۲]. مزیت این سیستم نسبت به سیستم تعلیق هیدرولیکی در استفاده از هوا می باشد که جای تنظیم بیشتری را برای راننده به ارمغان می آورد به همین علت است که خودرو های شاسی بلند جدید از این سیستم استفاده می کنند. این محرکه ها نسبت به محرکه های الکتروهیدرولیکی ساده تر هستند اما حداکثر فشاری که می توانند اعمال کنند در حدود psi ۱۰۰ می باشد در حالی که محرکه الکتروهیدرولیکی می توانند نیروی زیادی با فشار حداکثر در حدود psi ۳۰۰۰(kPa ۲۰۶۸۴) تولید و اعمال نمایند، همچنین دارای پاسخ سریعی هستند[۵۲] بنابراین مزیت‌های سیستم‌های هیدرولیکی را می توان ایجاد نیروی بسیار زیاد، طراحی آسان و دقت کنترل، دسترسی تجاری به قسمت‌های مختلف این نوع سیستم، قابلیت اطمینان و رشد تجاری

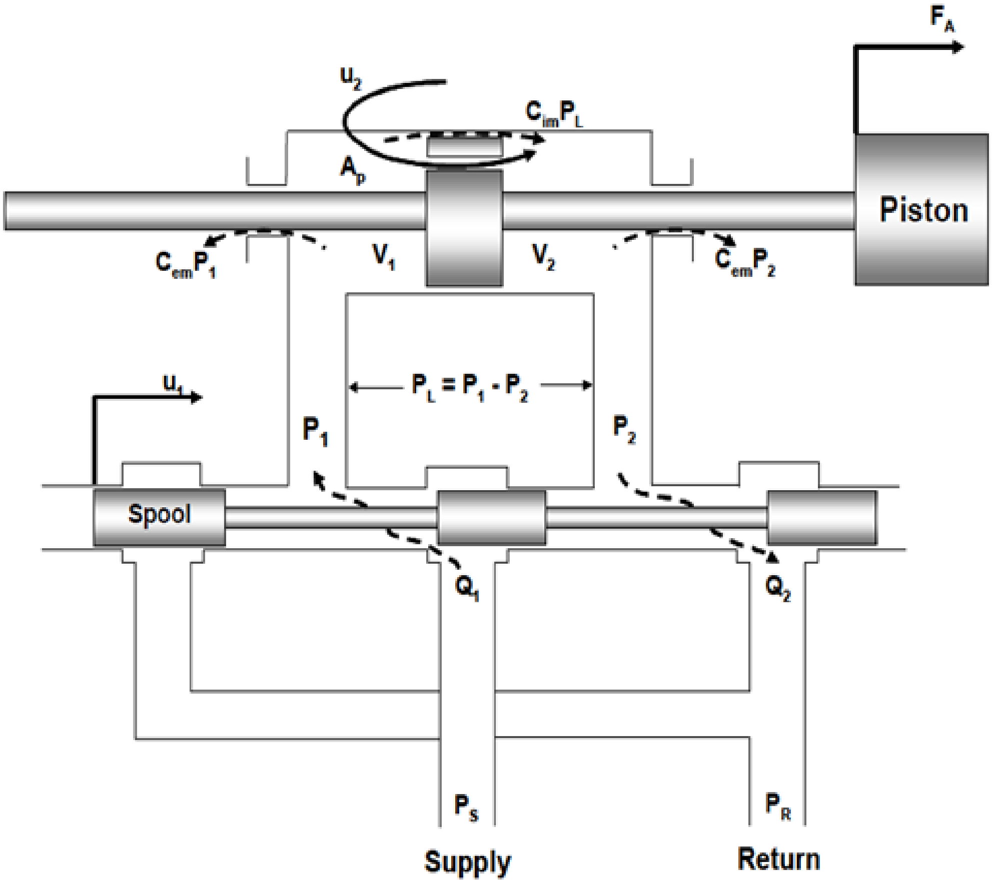
آن می باشد. بنابراین بهترین انتخاب محرکه الکتروهیدرولیکی می باشد.

۳-۲-۱ دینامیک محرکه ی الکتروهیدرولیکی

مجموعه کامل محرکه ی الکتروهیدرولیکی شامل قسمت های مهمی می باشد که عبارتند از : شیر سوزنی هیدرولیکی برقی، پیستون-سیلندر، پمپ هیدرولیکی ، مخزن آب و سیستم لوله کشی که در شکل (۳-۲) مشخص است.

برای راه اندازی پمپ هیدرولیکی از طریق یک موتور AC ، همچنین جهت کنترل موقعیت شیر سوزنی نیاز به منبع تغذیه می باشد. وظیفه پمپ هیدرولیکی حفظ فشار منبع (تولیدی) در سطح بهینه (۲۰۶۸۴ kN/m^2) می باشد. موقعیت شیر سوزنی میزان سیال ورودی یا خروجی به پیستون - سیلندر را کنترل می کند که در حقیقت بیان کننده میزان نیروی ایجاد شده توسط محرک می باشد. همانطور که در شکل (۳-۲) مشخص است با تغییر موقعیت شیر سوزنی می توان اختلاف فشاری در دو طرف V1 و V2 ایجاد کرد. این اختلاف فشار در سطح A_P ایجاد نیروی محرکه (F_a) لازم را خواهد کرد:

$$F_a = P_L \times A_P \quad (۴\text{-}۳)$$



شکل ۳-۲ : نمودار فیزیکی و نمودار متغیرهای محرک الکتروهیدرولیکی

بنابراین می توان گفت که تغییر نیرو متناسب با تغییر موقعیت شیر سوزنی از مرکزش می باشد. موقعیت شیر سوزنی به وسیله یک شیر تیغه ای با یک جریان الکتریکی ورودی مستقیم (u) کنترل می شود. مطابق آزمایشات انجام شده ، دینامیک شیر سرو[1]،که شامل شیر تیغه ای و سوزنی است، دارای سه قطب ناشی از زیرسیستم های هیدرولیکی ، مکانیکی و الکتریکی می باشد. اما قطب غالب مربوط به زیرسیستم هیدرولیکی آن بوده و در نتیجه با یک سیستم درجه یک مدل می شود که ثابت زمانی این سیستم درجه یک از طریق آزمایش تعیین می شود [۵۳].

[1] Servo Valve

$$\dot{x}_{sp} = \frac{1}{\tau}\left(x_{sp} - u\right) \qquad (۵-۳)$$

در رابطه (۳-۵) x_{sp} موقعیت شیر ، τ ثابت زمانی سیستم ، u جریان الکتریکی ورودی به شیر یعنی همان i_{sv} است .

معادله دینامیکی حاکم بر رفتار غیر خطی محرک به صورت زیر می باشد [۵۴] :

$$\dot{f_a} = -\beta f_a - A_p\, \alpha(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + \gamma x_{sp}\sqrt{P_s - f_a.sgn(x_{sp})/A_p} \qquad (۶-۳)$$

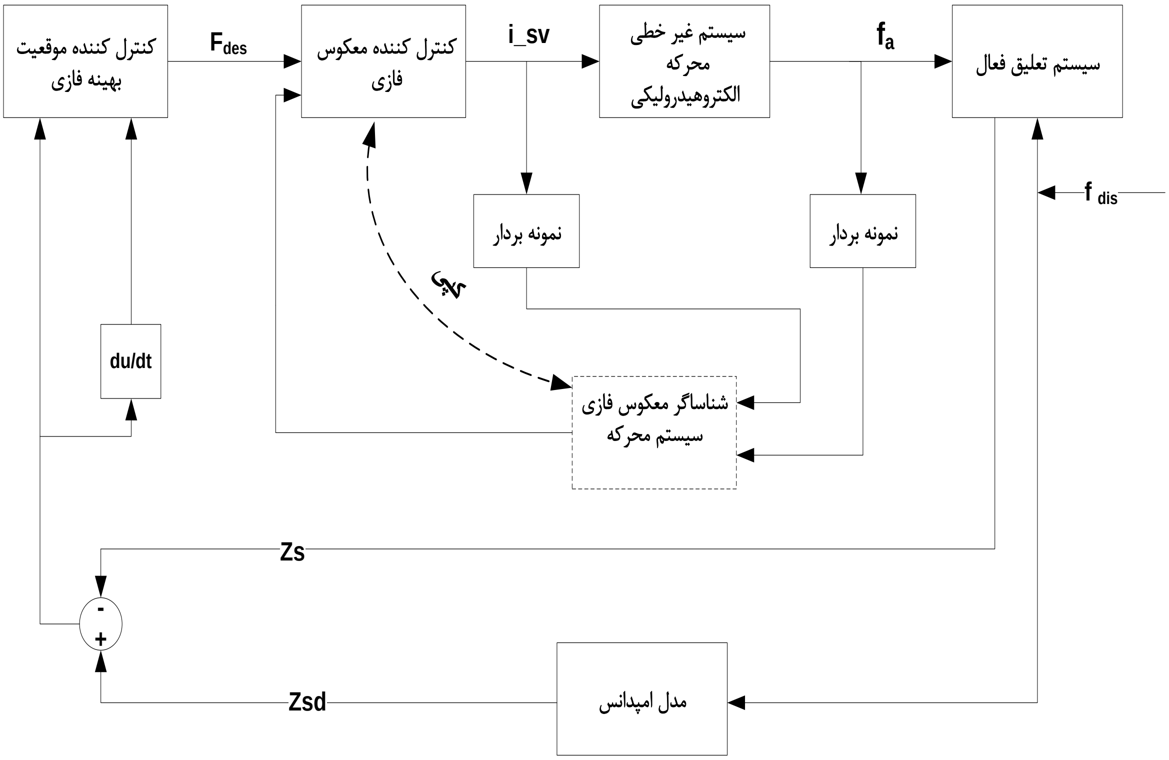
در رابطه (۳-۶) ، $\alpha = \frac{4\beta_e A_p}{v_t}$ ، $\beta = \alpha C_{tp} A_p$ ، $\gamma = \alpha C_d \omega A_p \sqrt{\frac{1}{\rho}}$ ، P_s فشار منبع، A_p سطح مقطع پیستون، ω پهنای شیر کنترل و ρ چگالی سیال هیدرولیک، v_t حجم محرکه، β_e ضریب کشیدگی سیال هیدرولیک و C_d = ۰٫۷ ضریب تخلیه ، C_{tp} = ۱۵ × ۱۰^-۱۲^ ضریب نشست می باشند.

بنابراین اگر محرک هیدرولیکی را به عنوان یک سیستم در نظر بگیریم، ورودی این سیستم ، جریان الکتریکی ورودی به شیر i_{sv} و خروجی آن f_a خواهد بود.

فصل چهارم

۴ تحلیل سیستم کنترل کننده

ساختار کنترل را باید به گونه ای در نظر گرفت که دینامیک غیرخطی سیستم که از ماهیت فیزیکی محرک هیدرولیکی ناشی می شود، کاهش یابد.بدین منظور از دو حلقه استفاده می شود. همان طور که در شکل (۴-۱) مشخص است، از حلقه فیدبک داخلی به منظور حذف اثر دینامیک غیرخطی محرک هیدرولیکی و از حلقه فیدبک خارجی برای کنترل سیستم تعلیق استفاده می شود. در حلقه فیدبک داخلی از یک کنترل کننده معکوس فازی استفاده شده است. این کنترل کننده به نحوی عمل می کند که خروجی محرکه هیدرولیکی ، خروجی کنترل کننده حلقه خارجی را ردیابی کند.



شکل ۴-۱ : سیستم کلی کنترل کننده

حلقه خارجی که وظیفه ی کنترل موقعیت سیستم را به عهده دارد شامل یک کنترل کننده ی امپدانس، یک کنترل کننده ی موقعیت بهینه فازی، یک کنترل کننده معکوس فازی و سیستم تعلیق فعال خودرو است.

کنترل کننده امپدانس دارای ورودی نیروی اغتشاش f_{dis} و خروجی Z_{sd}، یعنی جابجایی مطلوب بدنه خودرو است. که این جابجایی در واقع همان رفتار مطلوبی است که انتظار می رود بدنه خودرو در مواجهه با اغتشاشات جاده ای از خود نشان دهد تا راحتی سفر و خوش فرمانی خودرو حفظ شود. منحنی این رفتار مطلوب توسط کنترل کننده امپدانس تولید می شود.

$$f_{dis} = b_t(\dot{z}_r - \dot{z}_u) + k_t(z_r - z_u) \quad (۱-۴)$$

$$Z_{sd}(s) = \frac{1}{As^2 + Ls + K} F_{dis}(s) \quad (۲-۴)$$

کنترل کننده ی موقعیت بهینه فازی که ضرایب تنظیم مقیاس آن با الگوریتم تکاملی ممتیک بهینه شده است، وظیفه تولید نیروی مطلوب برای حلقه داخلی، یعنی حلقه کنترل نیرو را به عهده دارد. این کنترل کننده شامل ورودی های خطا $e(t)$ و تغییرات خطا $\dot{e}(t)$ و خروجی $f_{desired}$ است.

$$e = Z_{sd} - Z_s \quad (۳-۴)$$

$$\dot{e} = \dot{Z}_{sd} - \dot{Z}_s \quad (۴-۴)$$

$$u_{fuzzy} = f_{des} \quad (۵-۴)$$

کنترل کننده معکوس فازی در واقع معکوس مدل سیستم غیرخطی محرکه الکتروهیدرولیکی است. با قرار گرفتن سیستم محرکه الکتروهیدرولیکی و کنترل کننده معکوس فازی سیستم محرکه، در کنار هم، می توان گفت که این دو با هم مانند یک تابع همانی برای حلقه کنترلی عمل می کنند. به طوریکه خروجی سیستم محرکه،نیروی مطلوب ورودی به حلقه داخلی را با کمترین خطا ردگیری می-کند. ورودی های سیستم کنترل کننده معکوس فازی عبارتند از نمونه های تاخیر یافته نیروی مطلوب محاسبه شده برای محرکه و نمونه های تاخیر یافته ورودی سیستم محرکه هیدرولیکی، وخروجی آن جریان مناسب برای سیستم محرکه است.

$$u_{fuzzy\ inverse} = i_{sv}(k) \qquad (۶-۴)$$

$$i_{sv}(k) = f\big(i_{sv}(k-1), \dots, i_{sv}(k-m), f_{des}(k-1), \dots, f_{des}(k-n)\big) + \varepsilon(k) \qquad (۷-۴)$$

$$x_{sp,k} = i_{sv,k} - \tau.\dot{x}_{sp,k} \qquad (۸-۴)$$

$$\dot{f}_{a,k} = -\beta f_{a,k} - A_p\ \alpha(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + \gamma x_{sp,k}\sqrt{P_s - f_{a,k}.sgn(x_{sp\,,k})/A_p} \qquad (۹-۴)$$

$$e_c = \lim_{k\to\infty} f_a \to f_{des} \qquad (۱۰-۴)$$

که $\varepsilon(k)$ در رابطه ی (۴-۷) نمود عدم قطعیت ناشی از خطای شناسایی و تخمین می باشد.

در نهایت با ورود نیروی مطلوب به سیستم تعلیق در مواجهه با ناهمواری های جاده، سرعت پایداری سیستم را افزایش داده و راحتی سفر و فرمان پذیری خودرو را بهبود می بخشیم.

حلقه داخلی که وظیفه ی کنترل نیرو را به عهده دارد، شامل سیستم غیرخطی محرکه، سیستم شناساگر معکوس محرکه هیدرولیکی و کنترل کننده معکوس است. در این حلقه،شناساگر و کنترل کننده هر دو از نوع منطق فازی بوده و ساختار کاملاً مشابهی دارند. شناسایی به صورت گسسته و با زمان نمونه برداری ۰،۰۱ انجام می شود. در شناسایی مدل معکوس فازی هدف تشکیل مدل زیر است :

$$\hat{u}(k) = f\big(u(k-1), \dots, u(k-m), y(k-1), \dots, y(k-n)\big) + \varepsilon(k) \qquad (۱۱-۴)$$

خروجی تقریبی از ورودی محرکه هیدرولیکی خواهد بود. هرچه این تقریب به مقدار واقعی نزدیکتر باشد شناساگر فازی ،مدل معکوس محرکه را بهتر یاد می گیرد، در نتیجه به دنبال کمینه شدن این خطا

هستیم.

$$e_i(k) = \lim_{k\to\infty} \hat{u}(k) \to u(k) = \lim_{k\to\infty} \hat{\imath}_{sv}(k) \to i_{sv}(k) \quad (۱۲\text{-}۴)$$

حال که با ساختار کلی بلوک های کنترلی طراحی شده در این پایان نامه آشنا شدیم، به بررسی جزییات و مراحل طراحی هر بخش وهر بلوک خواهیم پرداخت.

۴-۱ طراحی کنترل کننده برای کنترل نیرو

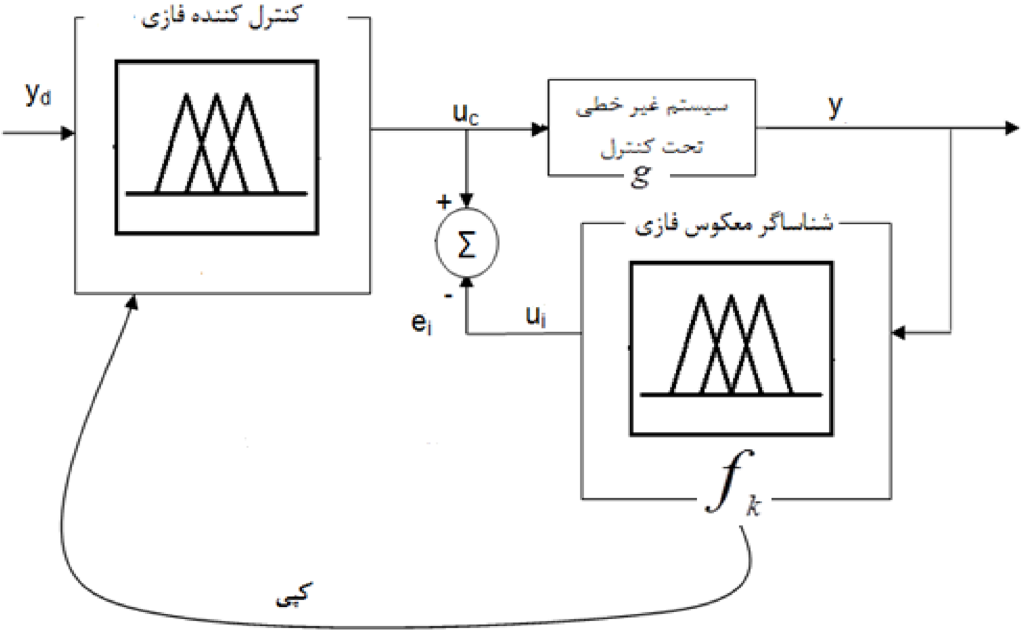
۴-۱-۱ کنترل کننده معکوس فازی

دینامیک های سیستم محرکه در فصل ۳ با رابطه ی (۳-۶) معرفی شد، همانگونه که مشاهده گردید این رابطه کاملا غیر خطی می باشد. پیش از این در طراحی کنترل کننده معکوس اغلب کنترل کننده های عصبی مورد استفاده بوده اند[۳۷،۳۸]. در حالی که در این تحقیق می خواهیم به منظور استفاده از توانایی های سیستم فازی در آموزش و استدلال تقریبی، تکنیک کنترل معکوس را با استفاده از کنترل کننده فازی و روی سیستم غیر خطی محرکه هیدرولیکی پیاده سازی کنیم.

برای طراحی کنترل کننده معکوس اگر مدل سیستم در دسترس باشد می توان معکوس آن مدل را بدست آورده و در طراحی مورد استفاده قرار داد. اما در سیستم هایی که مدل آنها در دسترس نمی باشد برای دست یابی به یک مدل معکوس، از شناساگر استفاده می شود.شناساگر با استفاده از ورودی ها و خروجی ها مدل معکوس سیستم را شناسایی می کند[۴۲]. در اینجا ما نیز سیستم غیر خطی محرکه را

به صورت جعبه سیاه در نظر می گیریم و به شناسایی مدل معکوس محرکه می پردازیم.

سیستم کلی کنترل کننده معکوس فازی در شکل (۴-۲) نشان داده شده است. سیستم فازی درابتدا بطور معکوس برای شناسایی دینامیک سیستم استفاده می شود. کنترل کننده در ابتدا یاد می گیرد که چه سیگنالی به عنوان ورودی برای سیستم غیر خطی مناسب است(i_{sv}) و به ازای آن، سیستم غیر خطی، خروجی مورد نظر را تولید می کند. پس از این آموزش، در گام بعدی می تواند پیش بینی کند که اینبار به ازای مقدار مطلوب(f_{des})، چه سیگنالی به عنوان ورودی برای سیستم باید تولید کند($i_{sv\ d}$) تا سیستم خروجی مطلوب را ردگیری کند . به بیان ساده ، هدف طراحی یک کنترل کننده ی $u(k)$ است (بر اساس سیستم فازی گسسته) به نحوی که در نهایت خروجی $y(k)$ سیستم حلقه بسته، خروجی $y_d(k)$ را دنبال کند. بدین معنی که ما می خواهیم خطای $e_c(k) = y(k) - y_d(k)$ ، وقتی k به سمت بی نهایت می رود،کمینه شود.



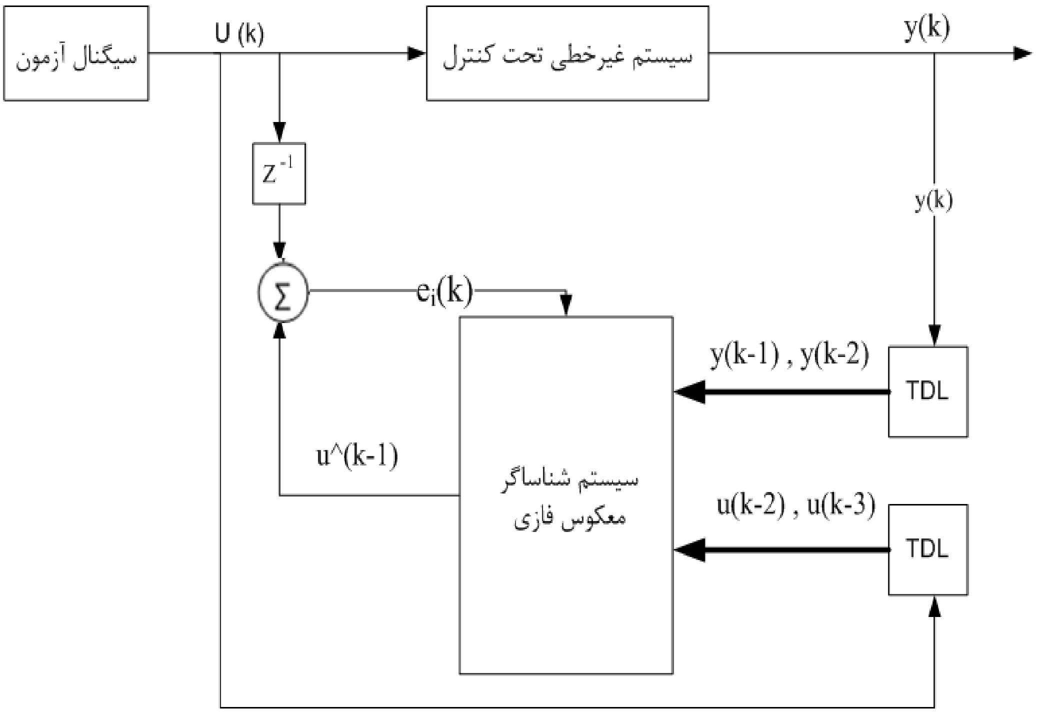
شکل ۴-۲ : سیستم کلی کنترل کننده

در شکل (۴-۲) مشاهده می شود که سیستم کلی کنترل کننده فازی دارای دو بخش است : یک شناساگر و یک کنترل کننده. شناساگر از سیستم فازی f_k برای تقریب تابع غیر خطی نامعلوم g استفاده کرده و آنگاه پارامترهای آموزش این سیستم فازی شناساگر معکوس f_k،عینا در کنترل کننده حلقه باز که در پشت سیستم تحت کنترل قرار می‌گیرد کپی می شود.

۴-۱-۲ طراحی کنترل کننده معکوس فازی با استفاده از شناساگر فازی معکوس

۴-۱-۲-۱ مرحله اول طراحی شناساگر فازی معکوس

در مرحله ی اول سیستم فازی شناساگر، به صورت معکوس، سیستم محرکه را با فرض نامعلوم بودن آن ،با توجه به داده های ورودی-خروجی سیستم ،شناسایی می کند. هدف اصلی، محاسبه و بدست آوردن تقریب معکوسی از مدل تحت شناسایی می باشد.در این فاز از شناسایی ما ورودی را یک سیگنال تصادفی که به طور غیر یکنواخت در بازه [۰،۰۱ ، ۰،۰۱ -] توزیع شده است ،انتخاب کرده ایم .از شکل (۴-۳) آشکار است مدل خطا مربوط به اختلاف ورودی سیستم و خروجی سیستم فازی شناساگر می باشد و شناساگرگسسته فازی خطای پس انتشار را برای کنترل کننده ی فازی محاسبه می کند.



شکل ۴-۳ : آموزش شناساگر فازی

این شناساگر با سیگنال خطای زیر آموزش می بیند:

$$E(k) = \frac{1}{2}e_i^2(k) = \frac{1}{2}[u_c(k) - u_i(k)]^2 \tag{۱۳-۴}$$

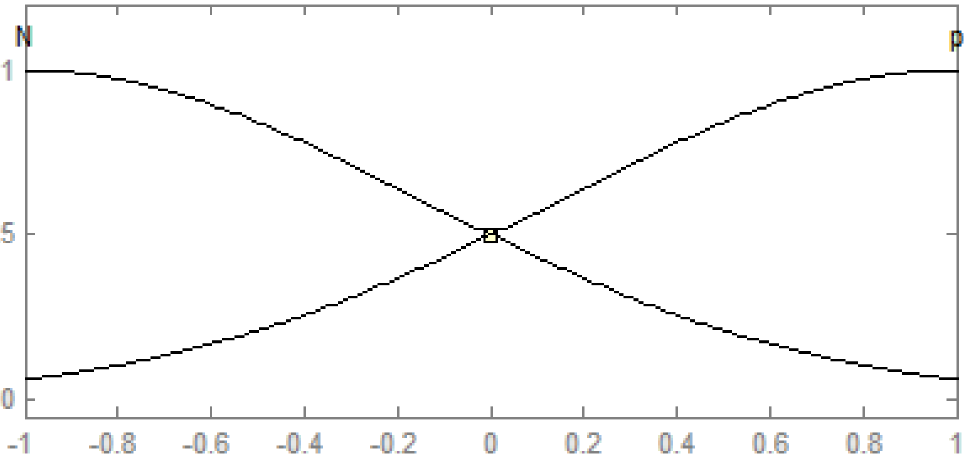
$$e_i(k) = u_c(k) - u_i(k) \tag{۱۴-۴}$$

که در آن $u_c(k)$ در واقع سیگنال کنترلی اعمال شده به سیستم و یـا خروجـی کنتـرل کننـده ی فـازی حلقه باز می باشد (که در اینجا در مرحله شناسایی، ابتدا با یک سـیگنال ورودی آزمـون جـایگزین شـده است) و $u_i(k)$ خروجی شبکه فازی شناساگر معکوس سیستم می باشد. شـبکه شناسـاگر معکـوس بـه صورتی آموزش می بیند که پس از آموزش، مـدل معکـوس سیسـتم بدسـت آمـده و سـپس پارامترهـای آموزش دیده در سیستم فازی کنترل کننده کپی می شود.

۴-۱-۲-۱-۱ سیستم کنترل فازی

سیستم فازی سوگنو به عنوان یک نگاشت از $U \subset R^n$ به $V \subset R$ مطرح می گردد. در این پایان نامه یک سیستم فازی سوگنو درجه صفر با بردار X با چهار ورودی به شکل $\mathrm{X} = (u(k-2), u(k-3), y(k-1), y(k-2))^T$ و یک خروجی $f(X)$ که معرف $\hat{u}(k-1)$ یا به بیانی دیگر $i_{sv,k}$ می باشد، برای شناساگر فازی طراحی شده است. برای هر یک از ورودی های شناساگر فازی دو تابع عضویت گوسی در نظر گرفته شده است. بازه تغییرات توابع عضویت ورودی های u و تاخیر یافته های آن [۰،۰۱ ، ۰،۰۱ -] و بازه تغییرات توابع عضویت ورودی های y و تاخیر یافته های آن [۵۰۰۰ ، ۵۰۰۰ -] و بازه تغییرات برای وزن های خروجی هم [۰،۰۱ ، ۰،۰۱ -] در نظر گرفته شده است که همگی در در بازه [۱ ، ۱-] نرمالایز می شوند. با توجه به تعداد ورودی ها و

تعداد توابع عضویت برای هر ورودی، یک پایگاه قوانین کامل برای این سیستم از شانزده قانون تشکیل می شود .



شکل ۴-۴ : توابع عضویت ورودی های شناساگر و کنترل کننده فازی در کنترل کننده معکوس فازی

در اینجا سیستم فازی که می خواهیم طراحی کنیم چنین شکلی دارد.

$$f(X)=\frac{\sum_{l=1}^{m}\bar{y}^{l}\prod_{i=1}^{n}\exp\left(-\left(\frac{x_i-\bar{x}_i^{l}}{\sigma_i{}^{l}}\right)^2\right)}{\sum_{l=1}^{m}\prod_{i=1}^{n}\exp\left(-\left(\frac{x_i-\bar{x}_i^{l}}{\sigma_i{}^{l}}\right)^2\right)} \qquad (۱۵-۴)$$

که m ثابت و $\bar{y}^{l}$ و $\bar{x}_i^{l}$ و $\sigma_i{}^{l}$ پارامترهایی متغیر می باشند. گرچه ساختار سیستم فازی مطـابق رابطـه

بالا انتخاب شده ولی سیستم هنوز طراحی نشده است چرا که پارامترهای $\bar{y}^l$ و $\bar{x}_i^l$ و ${\sigma_i}^l$ هنوز مشخص نشده اند و به عبارت دیگر طراحی سیستم فازی معادل تعیین پارامترهای $\bar{y}^l$ و $\bar{x}_i^l$ و ${\sigma_i}^l$ می باشد.

در اینجا رابطه ی خروجی سیستم فازی با توجه به بردارهای ورودی و خروجی آن که در زیر آمده است، بدست می آید :

$$X = (x_1, x_2, x_3, x_4)^T \in U \subset R^n \quad (۴-۱۶)$$

$$X = (u(k-2), u(k-3), y(k-1), y(k-2))^T \quad (۴-۱۷)$$

$$f(X) \in V \subset R \quad (۴-۱۸)$$

$$f(X) = i_{sv,k} = \hat{u}(k-1) \quad (۴-۱۹)$$

$$i_{sv}(k) = f\big(i_{sv}(k-2), i_{sv}(k-3), f_a(k-1), f_a(k-2)\big) \quad (۴-۲۰)$$

$Rule\ \ l :$

$$\begin{gathered} If\ \ x_1\ \ is\ \ C_1^l\ \ and\ \ x_2\ \ is\ \ C_2^l\ \ and\ \ x_3\ \ is\ \ C_3^l\ \ and\ \ x_4\ \ is\ \ C_4^l \\ Then\ \ y^l = \bar{y}^l \end{gathered} \quad (۴-۲۱)$$

که $Rule\ \ l$ ، به l امین قانون فازی $l = 1, \ldots, m$ دلالت دارد. C_1^l تا C_4^l به ترتیب ترم های زبانی مقدم برای ورودی های x_1^l تا x_4^l بوده و $\bar{y}^l$ برچسب مربوط بـه نتیجـه قـانون lام مـی باشـد و در نهایت رابطه خروجی سیستم فازی :

$$f(X) = \frac{\sum_{l=1}^{m=16} \bar{y}^l \prod_{i=1}^{n=4} \exp\left(-\left(\frac{x_i - \bar{x}_{i,k}^l}{\sigma_{ik}{}^l}\right)^2\right)}{\sum_{l=1}^{m=16} \prod_{i=1}^{n=4} \exp\left(-\left(\frac{x_i - \bar{x}_{i,k}^l}{\sigma_{i,k}{}^l}\right)^2\right)} \qquad (۴-۲۲)$$

برای تعیین پارامترها نمایش سیستم فازی $f(X)$ به شکل یک شبکه پیش خور، مفید مـی باشـد. ابتـدا ورودی x از یک عملگر ضرب گوسین عبور کرده و به

$$z^l = w^l = \prod_{i=1}^{n=4} \exp\left(-\left(\frac{x_i - \bar{x}_i^l}{\sigma_i{}^l}\right)^2\right) \qquad (۴-۲۳)$$

تبدیل می شود. سپس z^l از یک عملگر جمع کننده عبور کرده و عملگر جمع کننده وزنی مقادیر

$a = \sum_{l=1}^{m=16} \bar{y}^l z^l$ و $b = \sum_{l=1}^{m=16} z^l$ را نتیجه می دهد.

سرانجام خروجی سیستم فازی بصورت $f(X) = {}^{a}/_{b}$ محاسبه می شود. این عملکـرد را مـی تـوان در رابطه(۴-۲۴) زیر خلاصه نمود.

$$f(X) = \frac{\sum_{l=1}^{m=16} \bar{y}^l z^l}{\sum_{l=1}^{m=16} z^l} \qquad (۴-۲۴)$$

یک نکته مهم در طراحی کنترل کننده فازی معکوس سیستم تعلیق فعال، تعیین صحیح توابع عضـویت و قواعد کنترل می باشد تا سیستم عملکرد رضایت بخشی داشته باشد. قواعد کنترل و توابع عضویت توسـط دانش و تجربه طراح تعیین می شوند اما برای تنظیم نهایی نیازمند بهینه سازی هستند.

۴-۱-۲-۱-۲ تئوری الگوریتم پیشنهادی برای بهینه سازی پارامترها

همانطور که پیش از این ذکر شد، در این تحقیق از الگوریتم ممتیک به صورت خارج از خط برای بهینه سازی توابع عضویت ورودی و مقادیر وزن های خروجی استفاده مـی شـود.الگوریتم ممتیـک مـورد استفاده در این تحقیق بر پایه الگوریتم بهینه سازی انبوه ذرات می باشد. این الگـوریتم شـامل انبـوهی از ذرات می باشد که هر کدام می توانند پاسخی مطلوب برای مساله تحت بهینه سازی باشـند. الگـوریتم بـه طور مکرر موقعیت هر ذره را با محاسبه سرعت ذره و اعمال آن بـه موقعیـت ذره بهنگـام مـی کنـد. اگـر $x_i(t)$ موقعیت ذره i ام در زمان t باشد، موقعیت و سرعت ذره در هر زمان برابر خواهد بود با :

$$v_{i,j}(t+1) = v_{i,j}(t) + c_1 r_{1,j}\left[y_{i,j}(t) - x_{i,j}(t)\right] + c_2 r_{2,j}\left[\hat{y}_j(t) - x_{i,j}(t)\right]$$

$$x_i(t+1) = x_i(t) + v_i(t+1) \qquad (۴-۲۵)$$

در هر چرخه زمانی تمام ذرات بوسیله مولفه اجتماعی که از موقعیت بهترین ذره در کل ذرات نتیجه شده است، بهنگام می شوند. این مولفه را $\hat{y}(t)$ می نامیم.

بردارهای $r_{1,j}(t) \sim U(0,1)$ و $r_{2,j}(t) \sim U(0,1)$ عوامل تصـادفی الگـوریتم هسـتند. بـا فـرض مینیمم سازی، بهترین موقعیت ذره i ام که با $\hat{y}_i$ نشان داده می شود، بصورت زیر بدست می آید :

$$y_i(t+1) = \begin{cases} y_i(t) & if\ f\big(x_i(t+1)\big) \geq f(y_i(t)) \\ x_i(t+1) & if\ f(\big(x_i(t+1)\big) \leq f(y_i(t)) \end{cases}$$ (۴-۲۶)

که در آن f تابع هدف می باشد.

۴-۱-۲-۱-۳ طراحی و بهینه سازی پارامترهای سیستم فازی به وسیله الگوریتم پیشنهادی

هدف ما طراحی سیستم فازی رابطه (۴-۱۵) است بنحوی که خطای تطبیق کمینه گردد. بدین معنی که هدف تعیین پارامترهای $\bar{y}^l$ و $\bar{x}_i^l$ و ${\sigma_i}^l$ است بنحوی کـه e_i کمتـرین مقـدار را در هـر زمـان نمونـه برداری داشته باشد. در اینجا زمان نمونه برداری ۰،۰۱ ثانیه در نظر گرفته شده است.

در این تحقیق از آنجا که هر ورودی دارای دو تابع عضویت از نـوع گوسـین اسـت، بنـابراین چهـار پارامتر (دو مرکز و دو عرض یا سیگما) برای هر ورودی فـازی و در مجمـوع شـانزده پـارامتر در ورودی و شانزده پارامتر برای تعیین وزن هر قاعده در خروجی و در کل سی و دو پارامتر برای آموزش وجود دارد. برای استفاده از الگوریتم پیشنهادی تعداد متغیرها را برابر با ۳۲ ذره و مقدار جمعیت اولیه برابـر بـا ۶۰ و تعداد تکرار برابر با ۱۴۰ تعریف شده است. هدف ما طراحی سیستم فازی است به نحوی که خطای تطبیق کمینه گردد، بنابراین تابع هدف به صورت زیر تعریف می شود :

$$E(k) = \frac{1}{2} e_i^2$$ (۴-۲۷)

$$e_i(k) = u_c(k) - u_i(k)$$ (۴-۲۸)

$$u_c(k) \sim u_c(k-1) \qquad (۴-۲۹)$$

$$u_i(k) \sim \hat{u}_c(k-1) \qquad (۴-۳۰)$$

این خطا حاصل از خطای شناسایی است که در هر تکرار با بروزرسانی، مراکز و عرض توابـع و وزن های خروجی ،با استفاده از الگوریتم ممتیک بر پایه ی الگوریتم بهینه سازی انبوه ذرات کمینه خواهد شد. به عبارت دیگر برای تعیین $\bar{y}^l$ از الگوریتم ممتیک به صورت زیر استفاده می کنیم :

ابتدا با توجه به جمعیت اولیه ،به صورت تصادفی موقعیت و سرعت ذرات مقدار دهـی مـی شـوند. بعـد از بدست آمدن مقادیر اولیه x_iها، مقادیر a , b و f محاسبه می شود و تابع هزینه برای هر ذره محاسبه و با توجه به کوچکترین مقدار تابع هزینه، بهترین ذره تعیین می شـود. سـپس ذرات برگزیـده انتخـاب و جستجوی محلی روی آنها اعمال و بروز رسانی سرعت و درنتیجه موقعیت آنها با استفاده از رابطه (۴-۲۵) انجام می شود. بعد از این بروز رسانی تا زمانی که شرایط توقف برقرار نشده است مراحل بعـدی الگـوریتم بدین صورت ادامه پیدا خواهد کرد که تابع هزینه ذرات بررسی شده و بهترین ذره با توجه به بهترین تابع هزینه، انتخاب می شود. مجددا سرعت و موقعیت تمـام ذرات بـروز رسـانی شـده و مقـادیر a , b و f جدید محاسبه و در نهایت تابع هزینه آنها محاسبه می گردد. سپس ذرات برگزیـده انتخـاب و جسـتجوی محلی روی آنها اعمال و عمل بروز رسانی سرعت و درنتیجه موقعیت ذرات انجام می شود. اینبار نیز تـابع هزینه ذرات بررسی و بهترین ذره (دارای بهترین تابع هزینه) انتخاب خواهد شد.

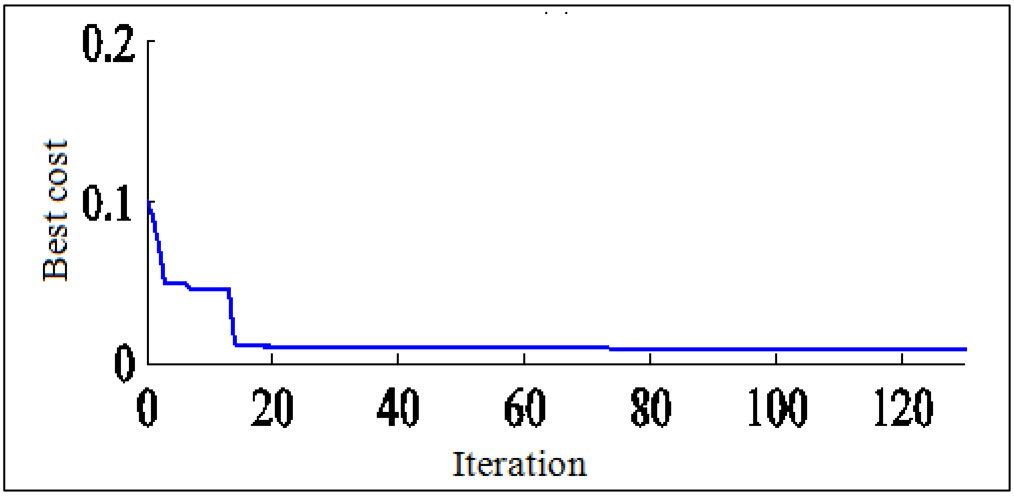
همانطور که بیان شد این عملیات تا زمانی که شرایط توقف برقرار نشـده اسـت ادامـه مـی یابـد و شرایط توقف نیز کمینه شدن خطای شناسایی و یا به پایان رسیدن تعداد حلقه های تکـرار تعیـین شـده

برای الگوریتم است.

تعداد متغیرها را برابر با ۳۲ ذره و مقدار جمعیت اولیه برابر با ۶۰ و تعداد تکرار برابر با ۱۴۰ تعریف شده است.همچنین مؤلفه های C_1و C_2 به ترتیب پارامترهای شناختی و اجتماعی و w ضریب اینرسی به صورت زیر در نظر گرفته شده اند :

$C_1=2$, $C_2=2$, $W=0.9$

شکل زیر هم روند کاهش تابع هدف با استفاده از ممتیک می باشد:

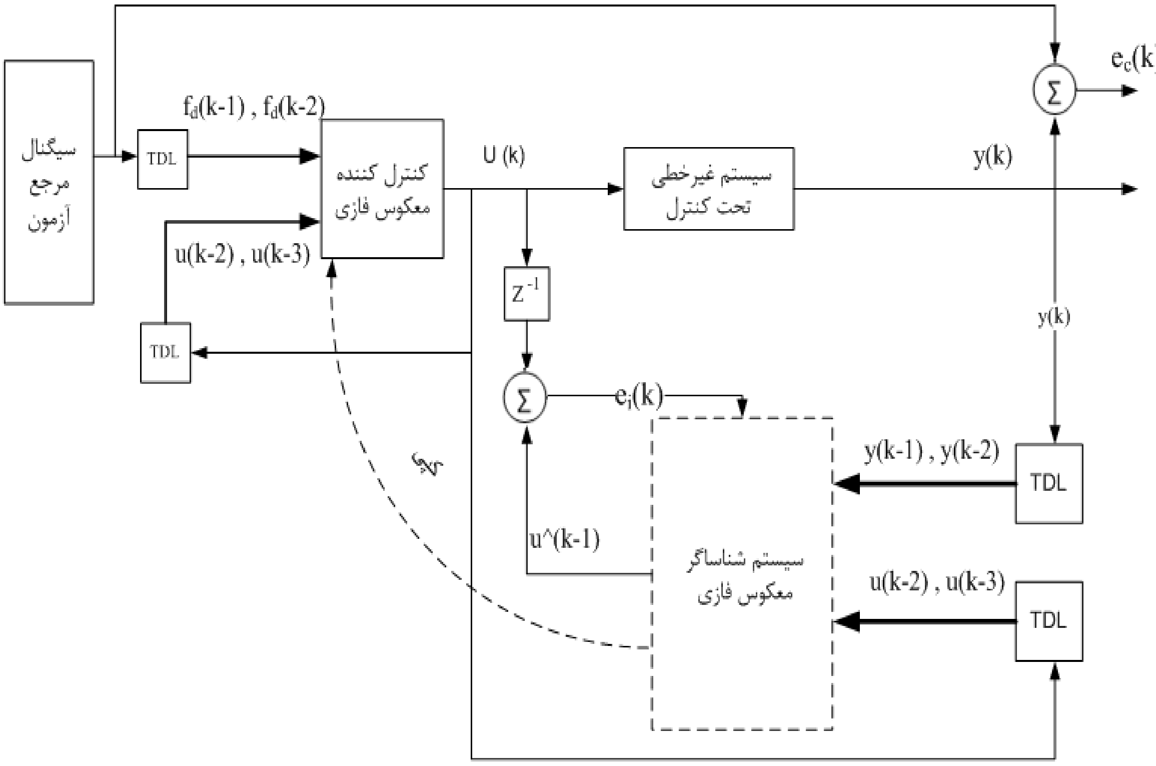


شکل ۴-۵ : روند کاهش تابع هدف با استفاده از ممتیک

۴-۱-۲-۲ مرحله دوم از طراحی کنترل فازی معکوس با جایگزینی شناساگر معکوس

پس از پایان یافتن الگوریتم و رسیدن به شناساگر فازی بهینه، پارامترهای آموزش دیده در شبکه فازی کنترل کننده کپی می شود. اینگونه مدل معکوس سیستم محرکه در پشت سیستم قرار می گیرد تا خروجی محرکه هیدرولیکی مقدار فرمان ورودی را دنبال کند. پس از قرار دادن مدل معکوس سیستم درپشت سیستم غیر خطی محرکه، برای اطمینان از عملکرد صحیح مجموعه کنترل کننده ی معکوس

فازی، یک سیگنال تصادفی که به طور غیر یکنواخت در بازه [۱۰۰۰ , ۱۰۰۰ -] توزیع شده است، به عنوان ورودی مطلوب، به سیستم کنترل کننده ی معکوس اعمال می کنیم.در واقع با این کار از کمینه بودن خطای e_c و ردگیری سیگنال اطمینان حاصل می کنیم.شکل(۴-۶).



شکل ۴-۶ : بررسی صحت عملکرد شناساگر فازی به همراه کنترل کننده ی معکوس فازی پس از آموزش

خطای ردگیری از رابطه ی زیر بدست می آید :

$$e_c(k) = y(k) - y_d(k) \qquad (۳۱\text{-}۴)$$

حال که سیستم کنترل کننده معکوس فازی با توجه به مشخصات نهایی شناساگر طراحی شده و در حلقه کنترلی قرار گرفته است و به بیانی دیگر طراحی حلقه کنترل نیرو به خوبی پایان یافته است باید به دنبال نیروی مطلوبی باشیم که می خواهیم خروجی سیستم،آن را دنبال کند.بنابراین به طراحی حلقه بیرونی می پردازیم.

۴-۲ طراحی کنترل کننده برای حلقه کنترل موقعیت

۴-۲-۱ کنترل امپدانس

حلقه بیرونی وظیفه ی تعیین مقدار مطلوب نیرو و کنترل موقعیت را بر عهده دارد. برای این منظور ابتدا به سراغ کنترل امپدانس می رویم تا رابطه دینامیکی حرکت را تنظیم کرده و رفتاردینامیکی از پیش تعیین شده ای برای حرکت و نیرو بدست آید. قانون امپدانس برای سیستم تعلیق فعال به صورت زیر تعریف می شود :

$$f_{dis} = A\ddot{z}_{sd} + L\dot{z}_{sd} + Kz_{sd} \qquad (۳۲\text{-}۴)$$

A ضریب اینرسی مطلوب، L ضریب میرایی مطلوب، K ضریب سختی مطلوب و Z_{sd} جا به جایی مطلوب بدنه هستند. برای اجرای دینامیک محدود و کوچک در جهت مورد نظر، A بزرگ انتخاب می شود. برای

کاهش انرژی جنبشی در جهت مورد نظر مقدار L بزرگ انتخاب می شود و هنگامی که تماس با سطح را لازم داریم باید K نیز بزرگ انتخاب شود .از معادله فوق تبدیل لاپلاس می گیریم و خواهیم داشت :

$$F_{dis}(s) = Z_{sd}(s)(As^2 + Ls + K) \quad (۳۳-۴)$$

$$Z_{sd}(s) = \frac{1}{As^2 + Ls + K} F_{dis}(s) \quad (۳۴-۴)$$

در طراحی قانون امپدانس، انتخاب پارامترهای امپدانس از اهمیت بالایی برخوردار است. ضرایب امپدانس را باید به گونه ای انتخاب کرد که اولاً قانون امپدانس پایدار باشد و ثانیاً مسیر مطلوب تولید شده باید حتی الامکان نرم بوده و نوسانات بدنه را سریعاً به صفر برساند.

مقادیر ویژه تابع انتقال امپدانس عبارتند از [۳۵] :

$$\lambda_{1,2} = \frac{-L}{2A} \pm j\sqrt{(\tfrac{L}{2A})^2 - \tfrac{K}{A}} \quad (۳۵-۴)$$

$$L = 2\sqrt{AK} \quad , \quad \lambda_{1,2} = \frac{-L}{2A} \quad (۳۶-۴)$$

فرکانس طبیعی قانون امپدانس از رابطه ی $\omega_n = \sqrt{K/A}$ به دست می آید. با انتخاب L به صورت فوق،

پاسخ قانون امپدانس به صورت میرای بحرانی، نرم و بدون بالازدگی خواهد بود که پایداری را نیز تضـمین خواهد نمود. A و K را نیز می توان با توجه به سرعت میرایی سیستم انتخاب کرد[۳۵].

رابطه ی (۴-۳۴) نشان می دهد که جا به جایی مطلوب بدنه در سیستم تعلیق فعال چـه بایـد باشـد تـا رفتار دینامیکی مطلوب و رضایت بخشی، برای سیستم تعلیق ایجـاد شـود. بـرای رسـیدن بـه ایـن هـدف سیستم تعلیق باید مسیر مطلوب به دست آمده از قانون امپدانس را ردگیری نماید. بـرای ردگیـری، یـک نیرو مورد نیاز است. این همان نیرویی است که حلقه بیرونی وظیفه تولید آن را بر عهده داشـت. در واقـع این نیروی مورد نیاز همان F_{des} است که باید تولید شود.برای این منظور نیاز به کنترل کننده ی دیگری است که بتواند نیروی لازم برای این خواسته را تولید کند.

۴-۲-۲ طراحی کنترل کننده فازی

برای این کنترل کننده چند پیشنهاد وجود دارد : کنترل کننده کلاسیک ،کنترل کننده فازی و در نهایت ترکیبی از کنترل کننده فازی و کلاسیک. در این تحقیق با استفاده از ضرب ورودی هـا و خروجـی سیستم فازی در ضرایبی که توسط الگوریتم ممتیک به صورت بهینه جستجو می شـوند، کنتـرل کننـده فازی را طراحی کرده ایم تا بر عدم قطعیت ها و خطای ایجاد شده از عدم قطعیت هـا در حلقـه داخلـی و غیرخطی های کلی غلبه کند.

این کنترل کننده شامل دو ورودی خطا e و تغییرات خطا de ، و یـک خروجـی u_{fuzzy} کـه همان f_{des} می باشد. برای ورودی e پـنج تـابع عضـویت ،بـرای ورودی de ،سـه تـابع عضـویت و بـرای خروجی u ،هفت تابع عضویت در نظر گرفته شده است. با توجه به تعداد توابع عضویت تعریف شده برای ورودی ها و خروجی ،حداکثر ۱۵ قانون فازی به صورت زیر باید نوشته شود.برای محاسبه خروجی فازی از رابطه(۴-۱۵) استفاده شده است.

$$X = (x_1, x_2)^T = (e, de)^T \in U \subset R^n \quad (۳۵-۴)$$

$$f(X) = f_{des} \in V \subset R \quad (۳۶-۴)$$

$$Rule\ l: \quad if \quad e \quad is \quad MF_i^l \quad and \quad de\ is\ MF_j^l \quad then \quad f_{des}\ is \quad MF_{ij}^l$$

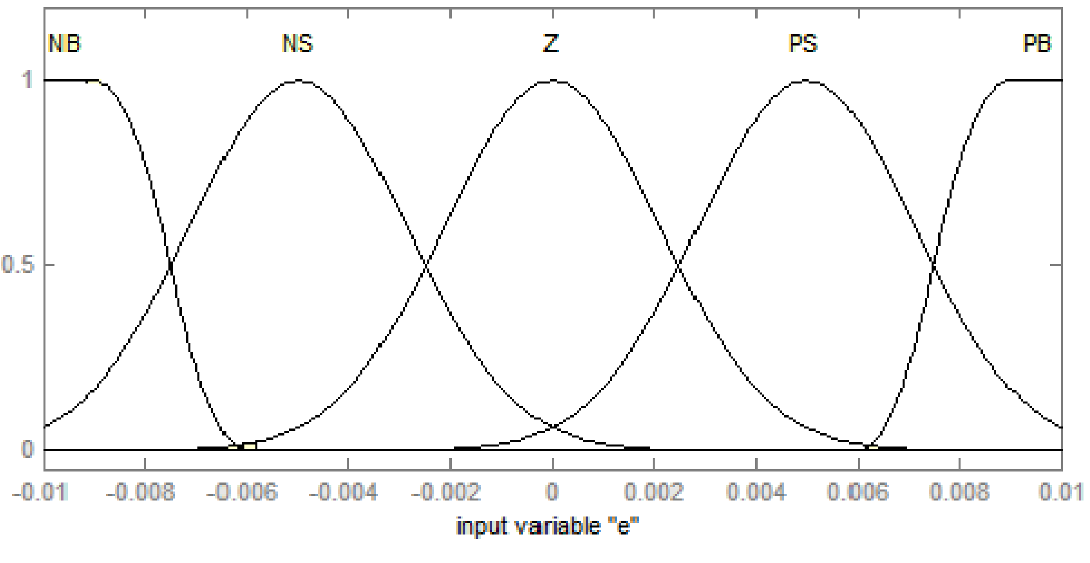
FOR i =, … ,5 and j = 1, . . ,3

قوانین فازی نوشته شده در جدول (۴-۱) آورده شده است :

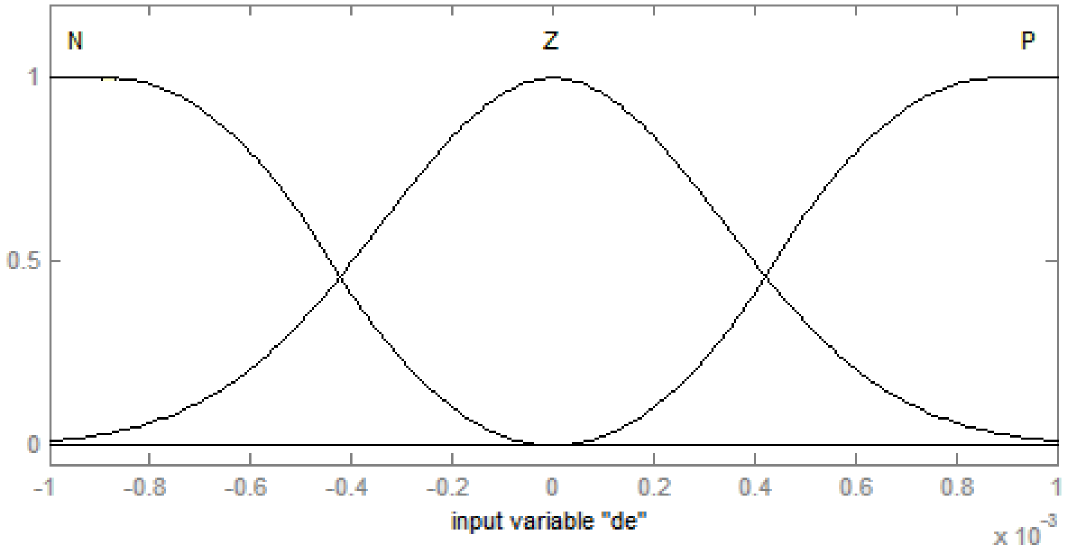
جدول ۴-۱ : جدول قوانین فازی

U		de		
		N	**Z**	**P**
e	**NB**	NB	NM	NS
	NS	NM	NS	Z
	Z	NS	Z	PS
	PS	Z	PS	PM
	PB	PS	PM	PB

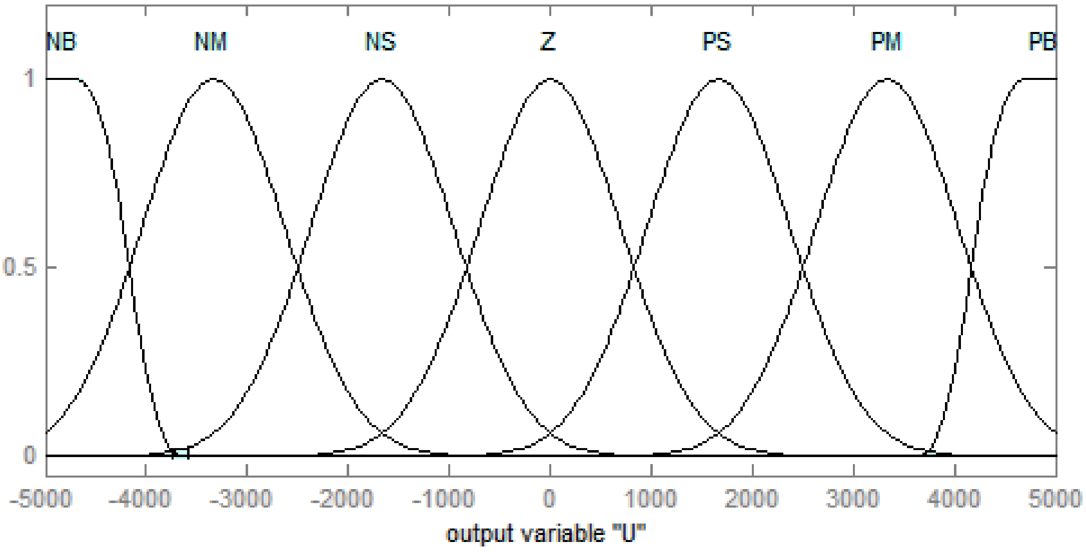
بازه تغییرات توابع عضویت ورودی های e و de به ترتیب [۰،۰۱ ، ۰،۰۱ -] و[۰،۰۰۱ ، ۰،۰۰۱ -] و بازه تغییرات توابع عضویت خروجی f_{des}، [۵۰۰۰ ، ۵۰۰۰ -] می باشد که همگی در بازه [۱ ، ۱-] نرمالایز می شوند. پنج تابع عضویت تعریف شده برای سیگنال خطا و سیگنال خروجی عبارتند از مثبت بزرگ (PB)، مثبت کوچک (PS)، صفر (Z)، منفی کوچک (NS) و منفی بزرگ (NB) که در شکل (۴-۷) و سه تابع عضویت تعریف شده برای سیگنال تغییرات خطا عبارتند از مثبت (P)، صفر (Z)، منفی (N) که در شکل (۴-۸) و هفت تابع عضویت تعریف شده برای سیگنال خروجی عبارتند از مثبت بزرگ (PB)، مثبت متوسط (PM)، مثبت کوچک (PS)، صفر (Z)، منفی کوچک (NS) و منفی متوسط (NM) و منفی بزرگ (NB) که در شکل (۴-۹) نشان داده شده اند.



شکل ۴-۷ : توابع عضویت ورودی **e** برای کنترل کننده موقعیت فازی

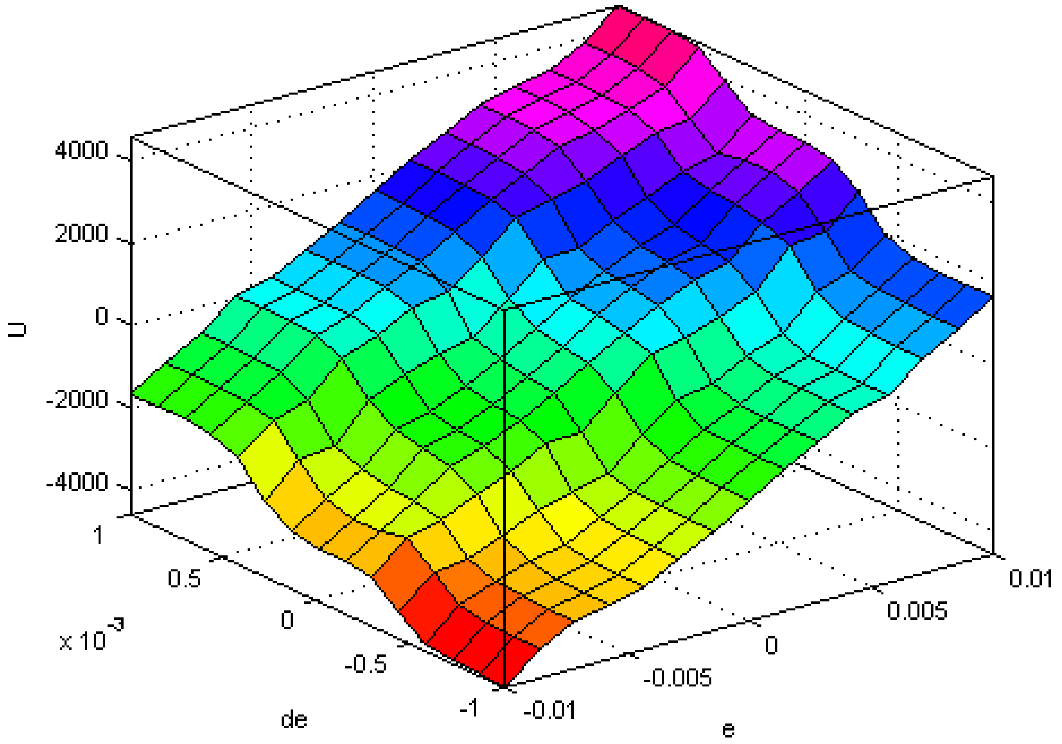


شکل ۴-۸ : توابع عضویت ورودی **de** برای کنترل کننده موقعیت فازی

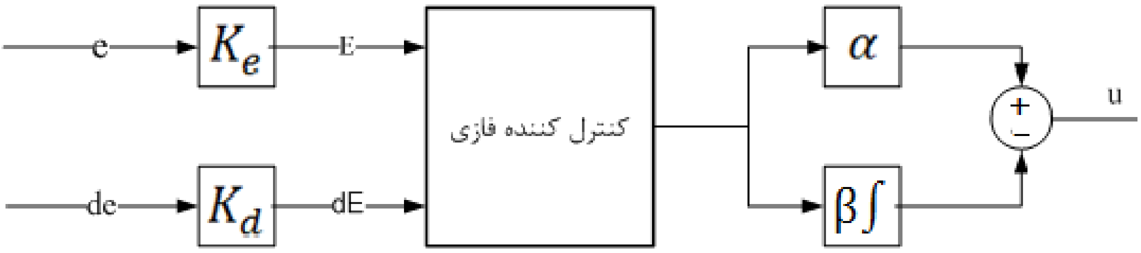


شکل ۴-۹ : توابع عضویت خروجی **u** برای کنترل کننده موقعیت فازی

کنترل کننده فازی به روش ممدانی می باشد و از روش مرکز ثقل برای غیر فازی کـردن اسـتفاده شده است.در شکل (۴-۱۰)سطح حاصل از این توابع عضویت با توجه به قـوانین نوشـته شـده،آورده شـده است.



شکل ۴-۱۰ : سطح حاصل از توابع عضویت و قوانین فازی نوشته شده



شکل ۴-۱۱ : کنترل کننده موقعیت بهینه فازی

اگرپاسخ پله سیستم حلقه بسته شکل (۴-۱۱) را مورد بررسی قرار دهیم خواهیم دید که تغییرات گین β ، روی سرعت پاسخ سیستم و پایداری سیستم تاثیر می گذارد. این تاثیر کاملا مشابه تاثیر تغییرات جزء انتگرالی در کنترل کننده ی PID است. در یک کنترل کننده PID، وقتی جزء انتگرالی خیلی ضعیف وکوچک باشد ،پاسخ کُند است و زمانی که جزء انتگرالی خیلی قوی و بزرگ باشد، سیستم ناپایدار می شود.برای بررسی این اثر در ابتدا β را بزرگ انتخاب می کنیم و پاسخ پله سیستم با مقدار بالا زدگی زیاد بدست می آید اما با گذشت زمان این مقدار به تدریج کاهش یافته و سیستم میرا شده و به سمت پایداری بیشتر،می رود.وقتی پارامتر β کم می شود سرعت میرایی سیستم افزایش یافته و سیستم پایدارتر می شود. از سوی دیگر .با کاهش مقدار β واکنش سیستم کنترلی در برابر خطا کُند می شود. در این شرایط در سیستم کنترلی فوق با افزایش گین K_d ، با همان سرعت کاهشی β ، سرعت مناسب واکنش سیستم کنترلی در برابر خطا حفظ خواهد شد اما همچنان خطای حالت ماندگار را در پاسخ پله خواهیم داشت. بنابراین می توان گفت رابطه ی بین β و K_d می تواند بیانگر عملکرد مشابه جزء تناسبی در کنترل کننده ی PID باشد[۵۵]. از سوی دیگر با افزایش K_d ،ضریب مشتق سیستم افزایش می یابد و در نتیجه کاهش بالا زدگی و نوسانات در پاسخ پله حلقه بسته را خواهیم داشت که سیستم را به سمت

پایداری می برد اما سرعت واکنش سیستم به خطا را کم می کند در این حالت برای کنترل شرایط پارامتر α را افزایش می دهیم. که این رابطه ی بین α و K_d می تواند بیان گر عملکرد مشابه جزء مشتقی در کنترل کننده ی PID می باشد. به عبارت دیگر ضرایب مقیاس دهی α و β وظیفه ای مانند ضرایب P و I درکنترل کننده ی PID دارا می باشد[۵۵]. به این دلیل کنترل کننده طراحی شده به کنترل-کننده ی فازی شبه PID مشهور است[۵۵].

با توجه به شرایطی که برای پارامترهای مقیاس دهی β, α , K_d و K_e ذکر شد مـی خـواهیم مقادیر بهینه را برای این ضرایب با استفاده از الگوریتم ممتیک بر پایه ی الگوریتم بهینه سازی انبوه ذرات بیابیم. برای این منظور بر اساس آنچه پیش از این در مورد الگوریتم ممتیک و الگوریتم بهینه سازی انبوه ذرات گفته شد این الگوریتم شامل انبوهی از ذرات می باشد که هر کدام مـی تواننـد بـه دنبـال پاسـخی مطلوب برای مساله تحت بهینه سازی باشند. الگوریتم به طور مکرر موقعیت هر ذره را با محاسبه سـرعت ذره و اعمال آن به موقعیت ذره ، با استفاده از روابط(۴-۲۵) ذکر شده، بهنگام می کند.

متغیرهای بهینه سازی در اینجا گین های β, α , K_d و K_e می باشند.بنابراین تعداد متغیرها برابر با ۴ متغیر می باشد.

مقدار جمعیت اولیه برابر با ۸ و تعداد تکرار برابر با ۴۰ تعریف شده است. همچنین مؤلفه های C_1و C_2 به ترتیب پارامترهای شناختی و اجتماعی و w ضریب اینرسی به صورت زیر در نظر گرفته شده اند :

$C_1=2$, $C_2=2$, $W=0.9$

تمام متغیرها بین ۰،۰۰۰۱ و ۵۰۰۰ تعریف شده اند.این بازه به صورت سعی و خطا بدست آمده است:

$$0.0001 \leq X_i \leq 5000$$

تابع هدف به صورت معادله زیر می باشد:

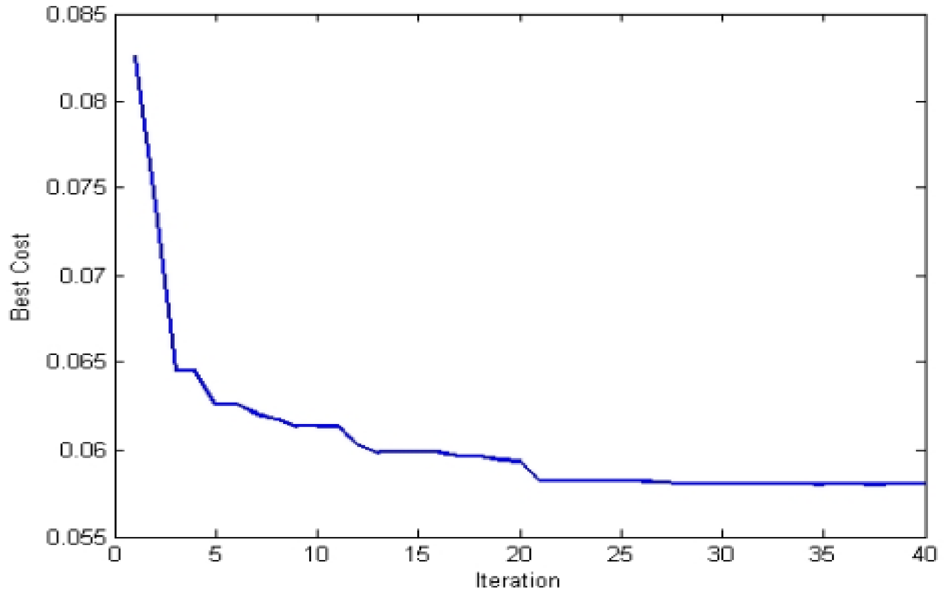
$$J = \int_0^t t\,|Z_s|dt \qquad (۳۷-۴)$$

پس از ۴۰ تکرار مقادیر بهینه شده به صورت زیر به دست آمده اند:

جدول ۴-۲ : مقادیر بهینه شده پارامترها

X1	X2	X3	X4
۲۴۰،۳	۱۰۰	۲۵۸،۷	۳۶،۴

شکل زیر هم روند کاهش تابع هدف با استفاده از ممتیک می باشد:



شکل ۴-۱۲ : روند کاهش تابع هدف با استفاده از ممتیک

فصل پنجم

۵ شبیه سازی و نتایج عملکردی سیستم

۵-۱ بدون حضور عدم قطعیت

در فصل های قبل سیستم کنترل و ساختار کنترل کننده بررسی گردید.در این فصل نتایج شبیه سازی ارائه می گردد.

شبیه سازی ها برای مقادیر سیستم تعلیق و محرک هیدرولیک مطابق جدول (۵-۱) انجام شده است [۵۱]. پاسخ هایی که ادامه آمده است با فرض دقیق بودن مدل محرکه الکتروهیدرولیکی در حالت بدون حضور عدم قطعیت می باشد.

جدول ۵-۱ : پارامترهای سیستم تعلیق و محرکه ی هیدرولیکی

$m_s = 243\ kg$	$k_s = 14671\ {}^{N}/_{m}$	$\gamma = 1.545\ \times 10^9$
$m_u = 50\ kg$	$k_t = 14660\ {}^{N}/_{m}$	$A_p = 3.35\ \times 10^{-4}\ m^2$
$b_s = 370\ {}^{N}/_{(m/s)}$	$\alpha = 4.515 \times 10^{13}$	$P_s = 10342500\ pa$
$b_t = 414\ {}^{N}/_{(m/s)}$	$\beta = 1$	$\tau = {}^{1}/_{30}$

جریان ماکزیمم شیر برابر ۰،۰۱ آمپر و نیروی ماکزیمم محرکه هیدرولیکی برابر ۳۴۶۵ نیوتن است.[۳۵]

.پارامترهای قانون کنترل امپدانس ،برای داشتن بهترین پاسخ ها در فرکانس طبیعی $\omega_n = 0.1\ \frac{rad}{sec}$ و

با محاسبه مقادیر ویژه تابع انتقال امپدانس(با مقادیر جدول فوق) به صورت زیر بدست آمده است[۳۵] :

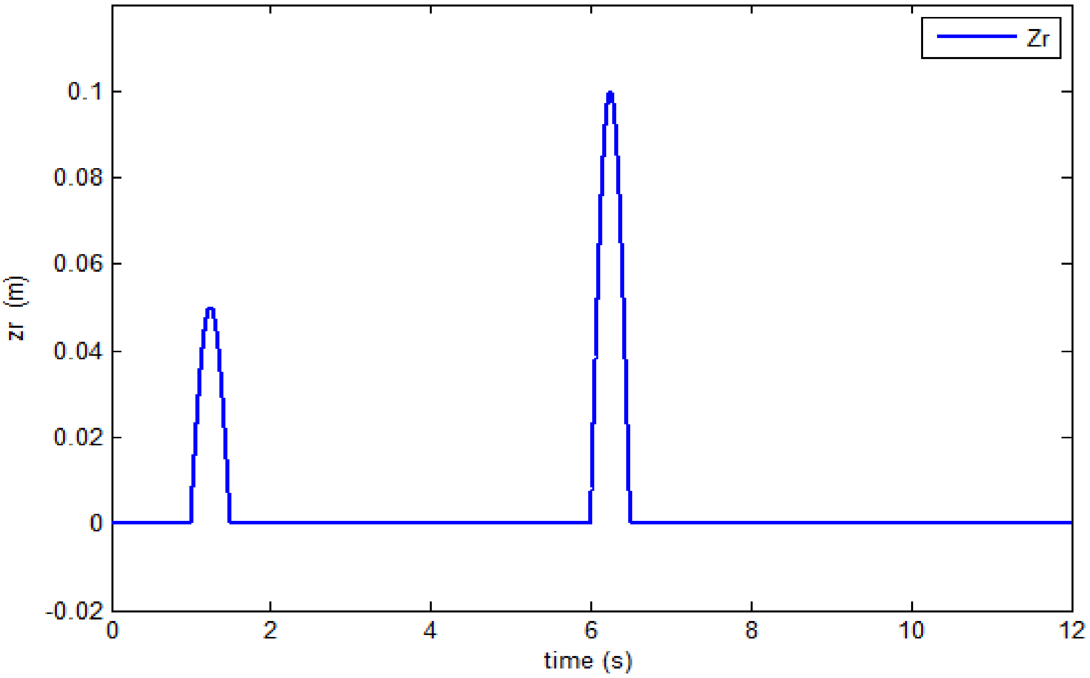
$$Z_{sd}(s) = \frac{1}{10000\ s^2 + 2000\ s + 100}\ F_{dis}(s) \tag{۵-۱}$$

$$\lambda_{1,2} = -9.9444 \pm j\ 58.1543$$
$$\lambda_{3,4} = -0.6170 \pm j\ 7.3263 \tag{۵-۲}$$

در این شبیه سازی اغتشاش جاده ای به صورت

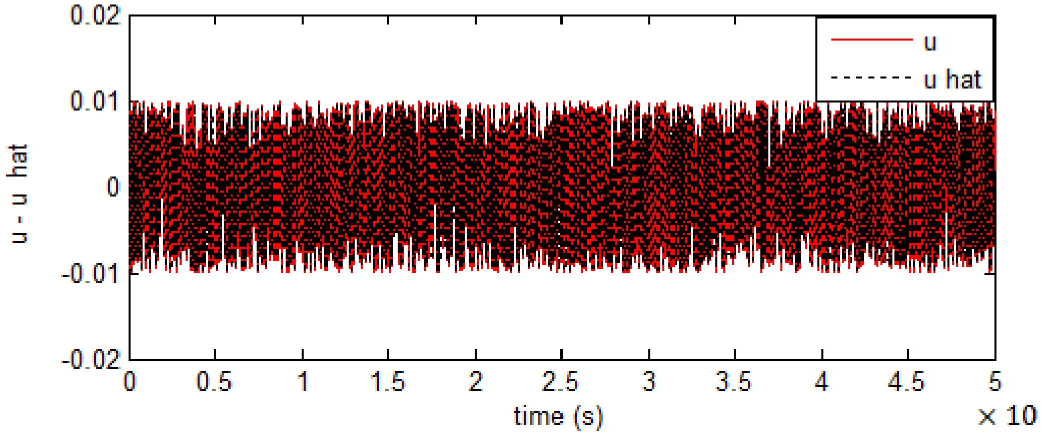
$$Z_r = \begin{cases} a\left(\dfrac{1-\ \cos(8\pi t)}{2}\right) & , \quad 0.5 \le t\ \le 0.75 \\ 0 & , \quad otherwise \end{cases} \tag{۵-۳}$$

برای a=۰,۱ اغتشاشی با دامنه ۱۰ سانتیمتر و برای a = ۰،۵ اغتشاشی با دامنه ۵ سانتیمتر به شکلی که مشاهده می کنید ایجاد می کند.

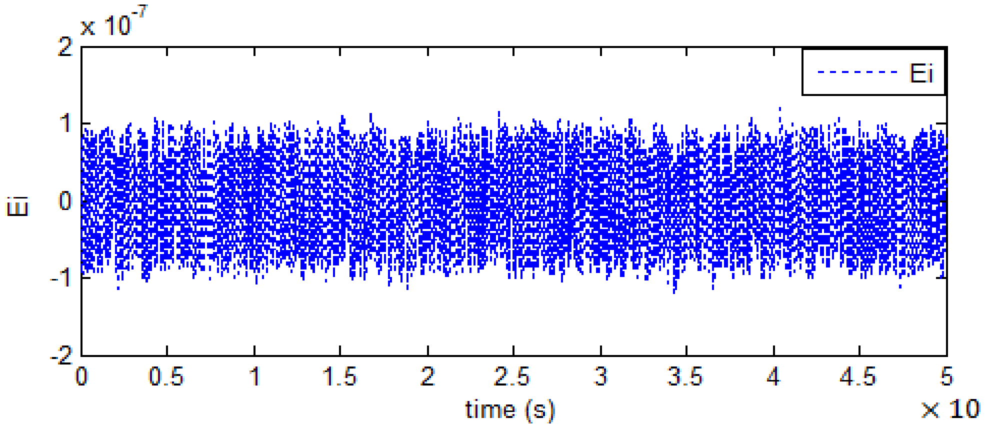


شکل ۵-۱ : اغتشاش جاده

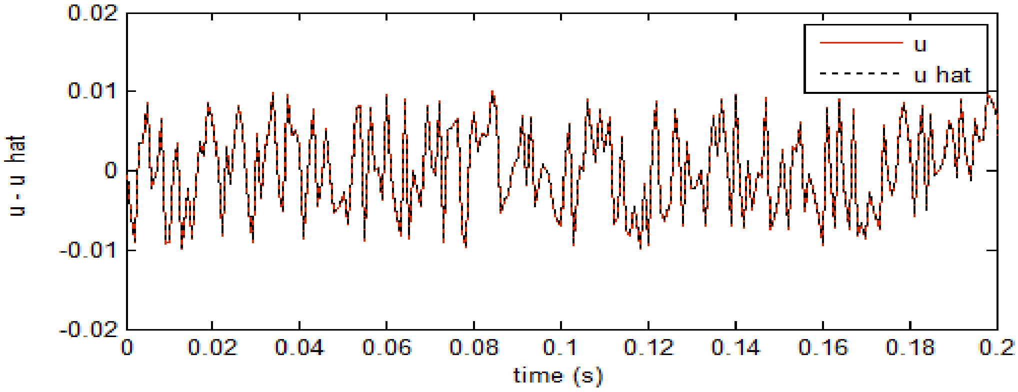
ابتدا صحت عملکرد سیستم شناساگر معکوس را از روی شکل سیگنال های ورودی و خروجی شناساگر و خطای شناسایی و خطای ردگیری بررسی می کنیم. برای این منظور ابتدا یک سیگنال تصادفی که به طور غیر یکنواخت در بازه [۰،۰۱ ، ۰،۰۱-] توزیع شده است را به عنوان ورودی شناسایی u انتخاب و به سیستم حلقه باز شناساگر، با زمان نمونه برداری ۰،۰۱ ثانیه اعمال می کنیم. شکل (۵-۲) صحت طراحی شناساگر را با نمایش ردگیری ورودی u و $\hat{u}$ ،تایید می کند. شکل (۵-۳) خطای ردگیری در شناسایی حلقه باز را نشان می دهد.



شکل ۵-۲ : ردگیری ورودی **u** توسط خروجی شناساگر **u hat** ، در شناسایی حلقه باز

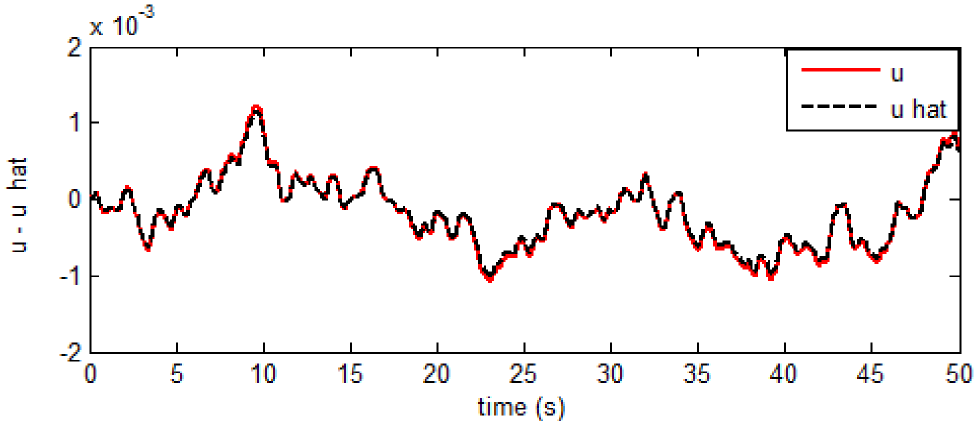


شکل ۵-۳ : نمایش خطای ردگیری در شناسایی حلقه باز



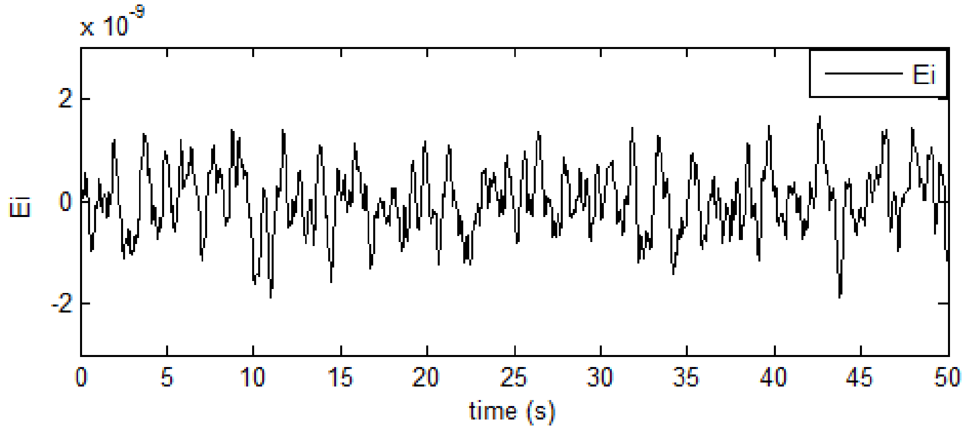
شکل ۵-۴ : بزرگ نمایی مقیاس زمانی شکل (۵-۲)

پس از اطمینان از درستی طراحی و عملکرد شناساگر مشخصات آن را در کنترل کننده در مسیر پیشرو (مستقیم) کپی کرده ،اینبار یک سیگنال تصادفی که به طور غیر یکنواخت در بازه [۱۰۰۰ ، ۱۰۰۰-] توزیع شده است را به عنوان f desired که از ورودی های کنترل کننده معکوس است ، به سیستم اعمال می کنیم و پاسخ های سیستم شناساگر و کنترل کننده معکوس را بررسی می کنیم . شکل (۵-۵) مقایسه ای میان خروجی شناساگر معکوس و سیگنال مورد شناسایی است، که صحت عملکرد سیستم شناساگر معکوس در حضور کنترل کننده معکوس را نشان می دهد.



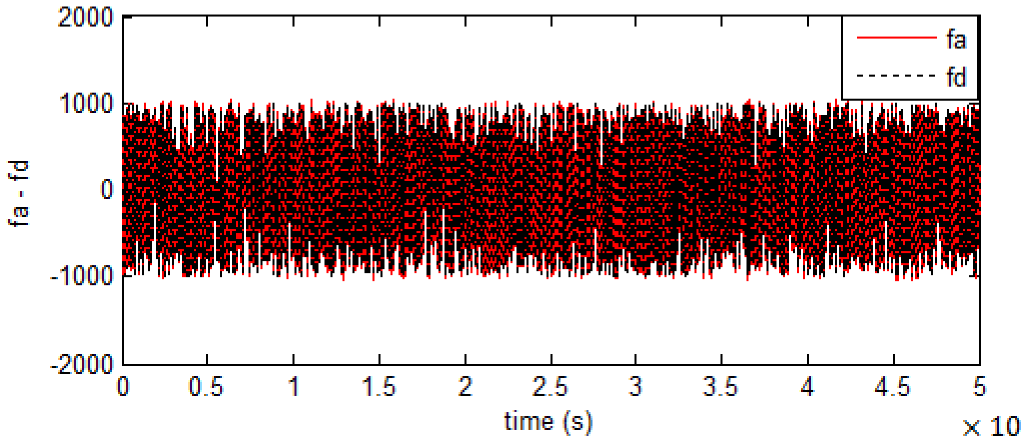
شکل ۵-۵ : عملکرد سیستم شناساگر معکوس

شکل (۵-۶) نمایش خطای شناسایی است.

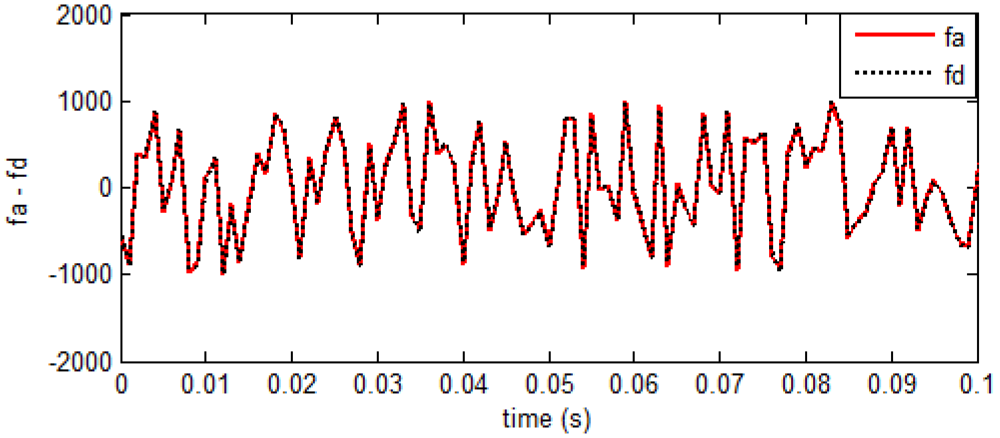


شکل ۵-۶ : خطای شناسایی سیستم شناساگر معکوس

شکل (۵-۷) صحت عملکرد سیستم کنترل معکوس را برای سیگنال تصادفی f desired نشان می‌دهد.همانطور که مشاهده می کنید ردگیری سیگنال مطلوب ورودی به خوبی انجام شده است.

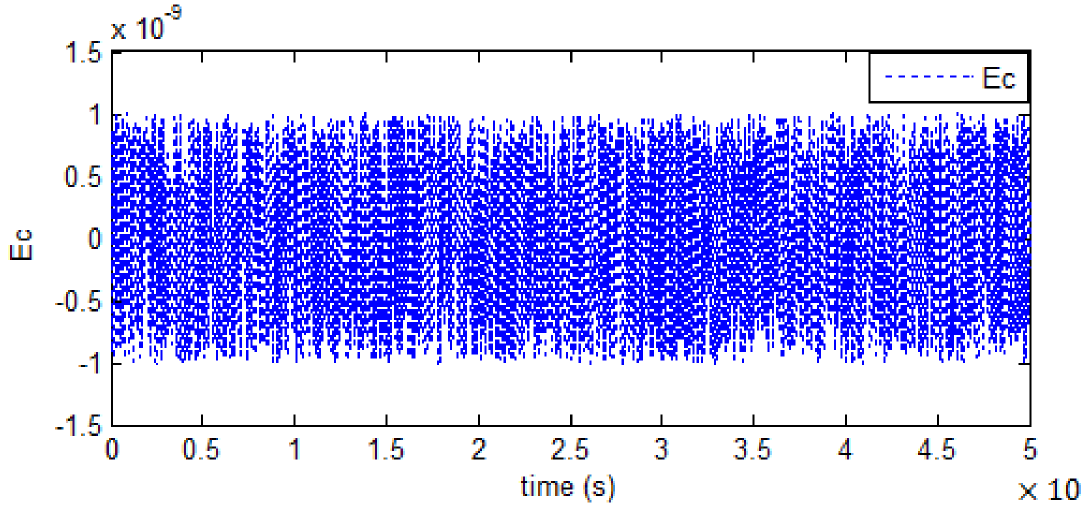


شکل ۵-۷ : عملکرد سیستم کنترل معکوس و ردگیری سیگنال تصادفی f desired توسط نیرو محرکه الکتروهیدرولیکی fa



شکل ۵-۸ : بزرگ نمایی مقیاس زمانی سیگنال ردگیری شده ی شکل (۵-۷)

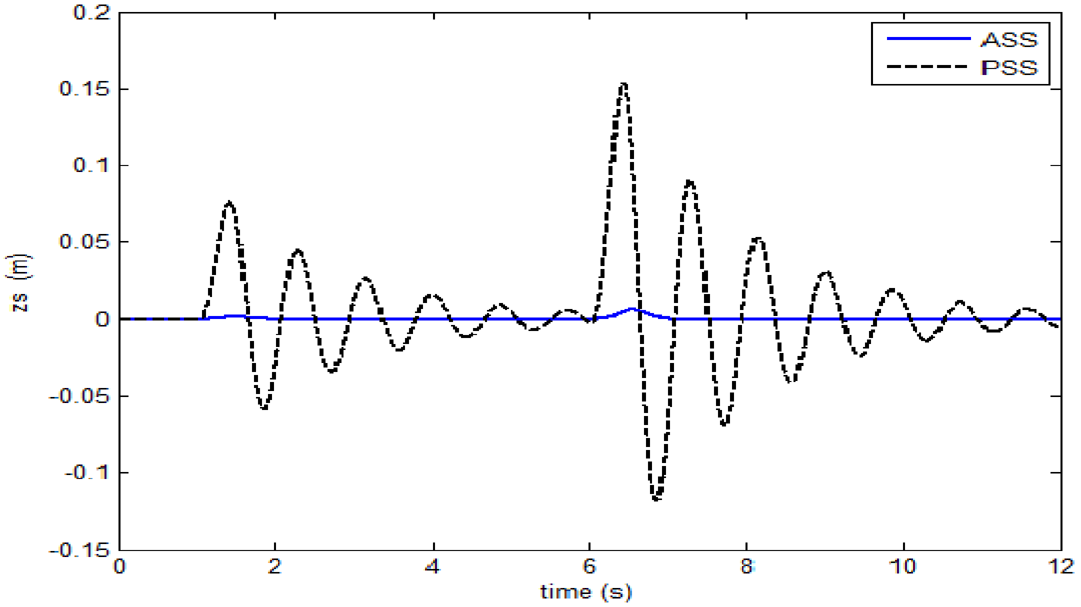
شکل (۵-۹) نمایش خطای ردگیری سیستم کنترل معکوس برای سـیگنال تصـادفی f desired می باشد.



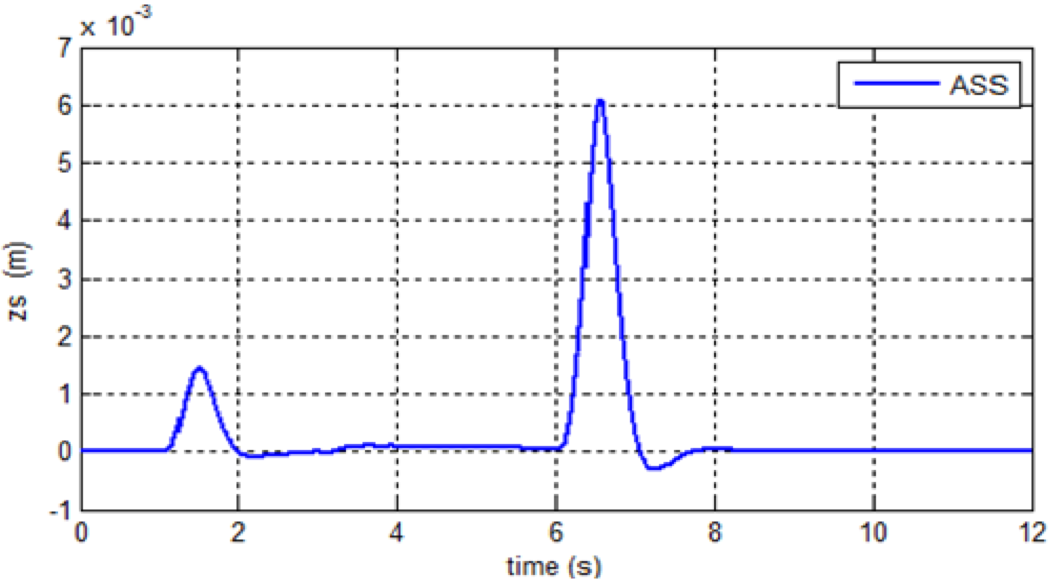
شکل ۵-۹ : خطای ردگیری سیستم کنترل معکوس برای سیگنال تصادفی f desired

حال که از عمکرد صحیح سیستم شناساگر و کنترل معکوس اطمینان حاصل کردیم بایستی نتایج عملکرد سیستم کنترلی را به طور کامل و به صورت حلقه بسته مورد مشاهده و بررسی قرار دهیم .

شکل (۵-۱۰) جا به جایی بدنه خودرو برای دو حالت تعلیق فعال و غیر فعال نشان می دهد. که توانایی سیستم تعلیق فعال در دفع اغتشاش جاده به وضوح قابل مشاهده است.جابجایی عمودی بدنه در دست انداز اول و دوم در سیستم تعلیق فعال ۰،۰۰۱۴ و ۰،۰۰۶ می باشد.

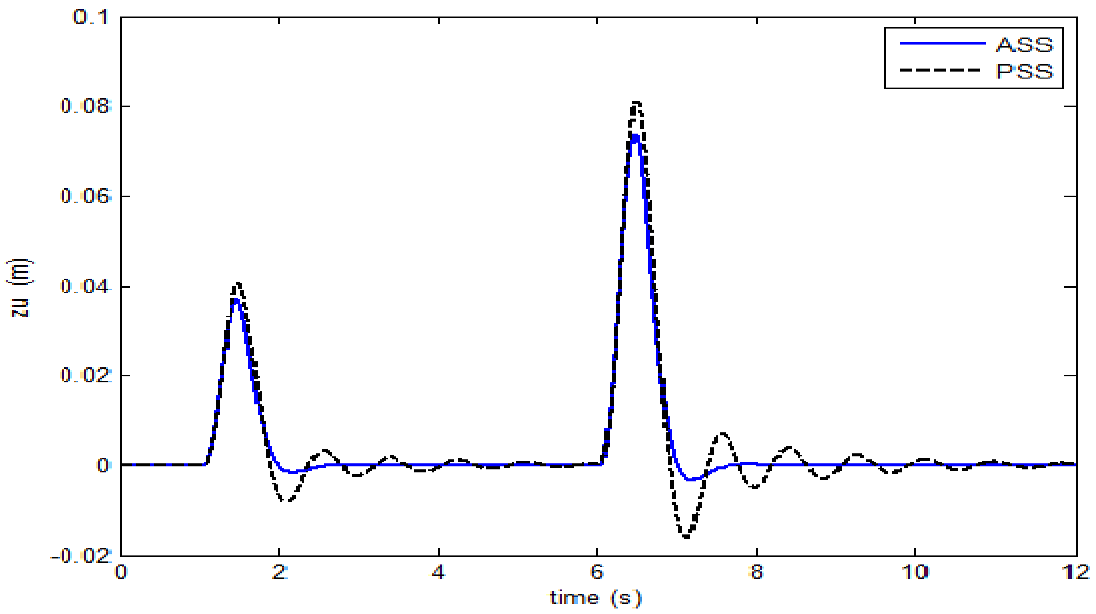


شکل ۵-۱۰ : جا به جایی بدنه خودرو برای دو حالت تعلیق فعال و غیر فعال

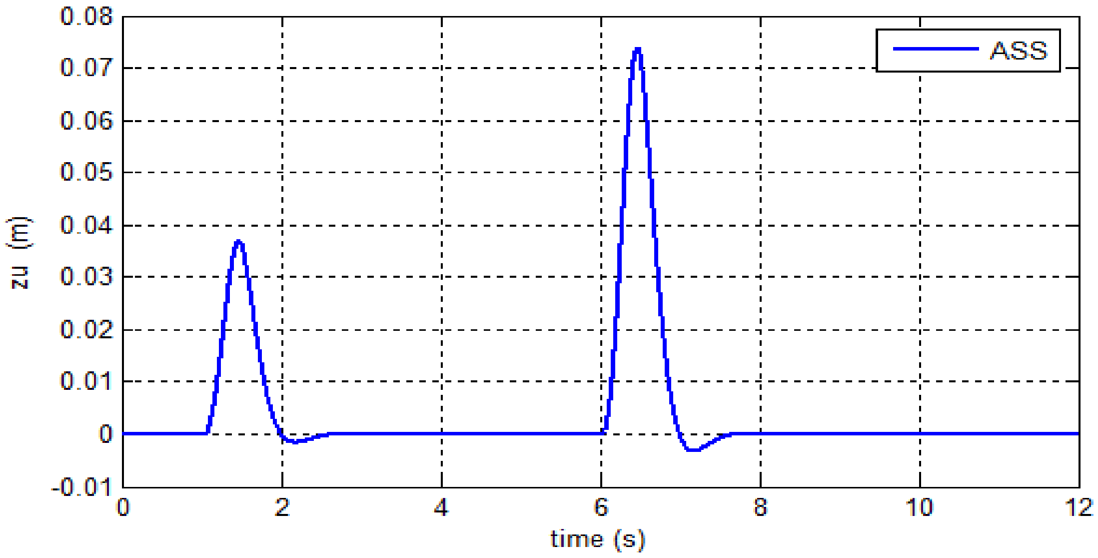


شکل ۵-۱۱ : جا به جایی بدنه خودرو برای حالت تعلیق فعال

شکل (۵-۱۲) جا به جایی عمودی چرخ در دو حالت فعال و غیر فعال را نشان مـی دهـد.همانطور که مشاهده می شود جا به جایی عمودی چرخ در حالت فعال کمتر است.

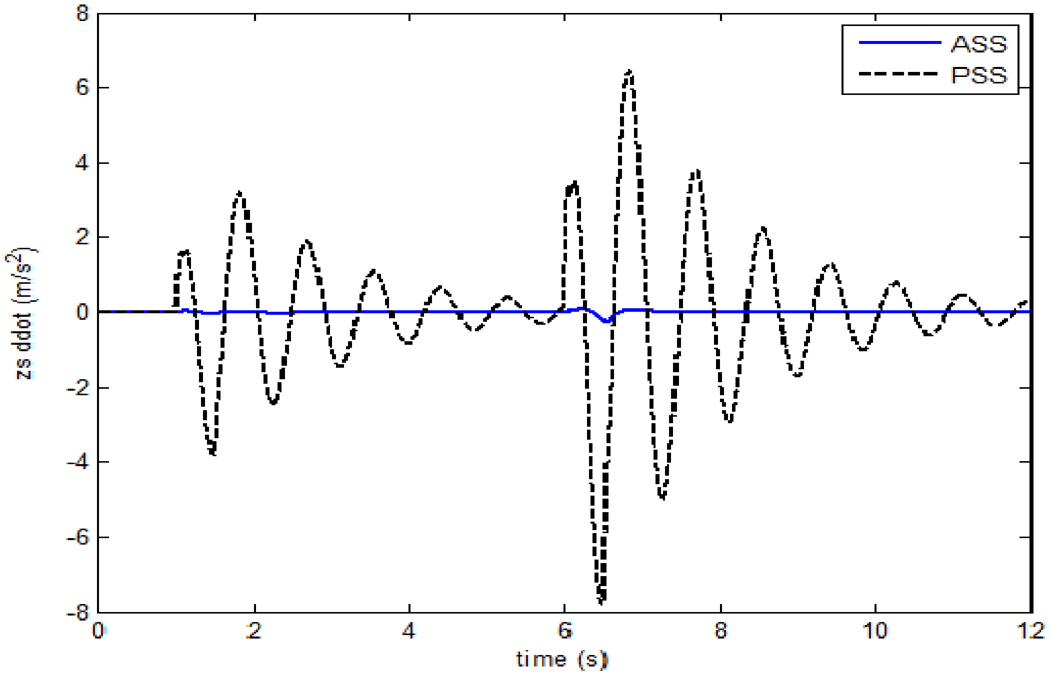


شکل ۵-۱۲ : جا به جایی عمودی چرخ در دو حالت فعال و غیر فعال



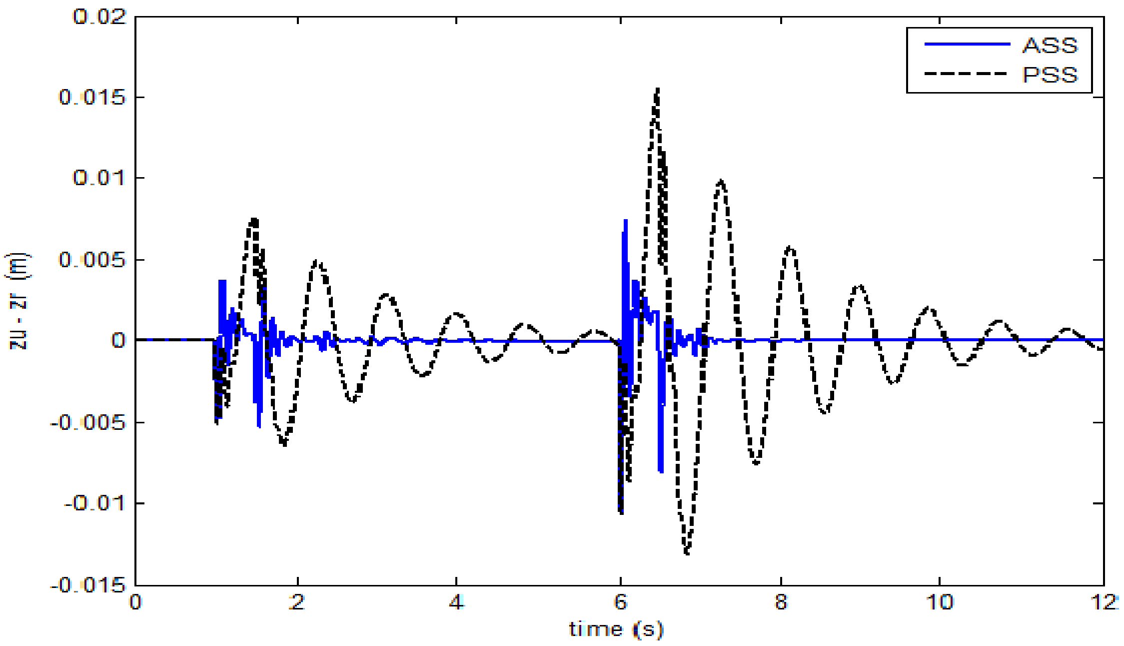
شکل ۵-۱۳ : جا به جایی عمودی چرخ درحالت فعال

در شکل (۵-۱۴) شاهد شتاب عمودی بدنه در دو سیستم فعال و غیر فعال هستیم.شتاب عمودی بدنه در حالت تعلیق غیر فعال در هر دو دست انداز به ترتیب در حدود $(m/_{s^2})$ ۳ و $(m/_{s^2})$ ۶ اما در حاالت تعلیق فعال تقریبا درحدود صفر است.این نشانگر بهبود شتاب عمودی بدنه و در نتیجه تامین راحتی سفر سرنشینان خودرو می باشد.

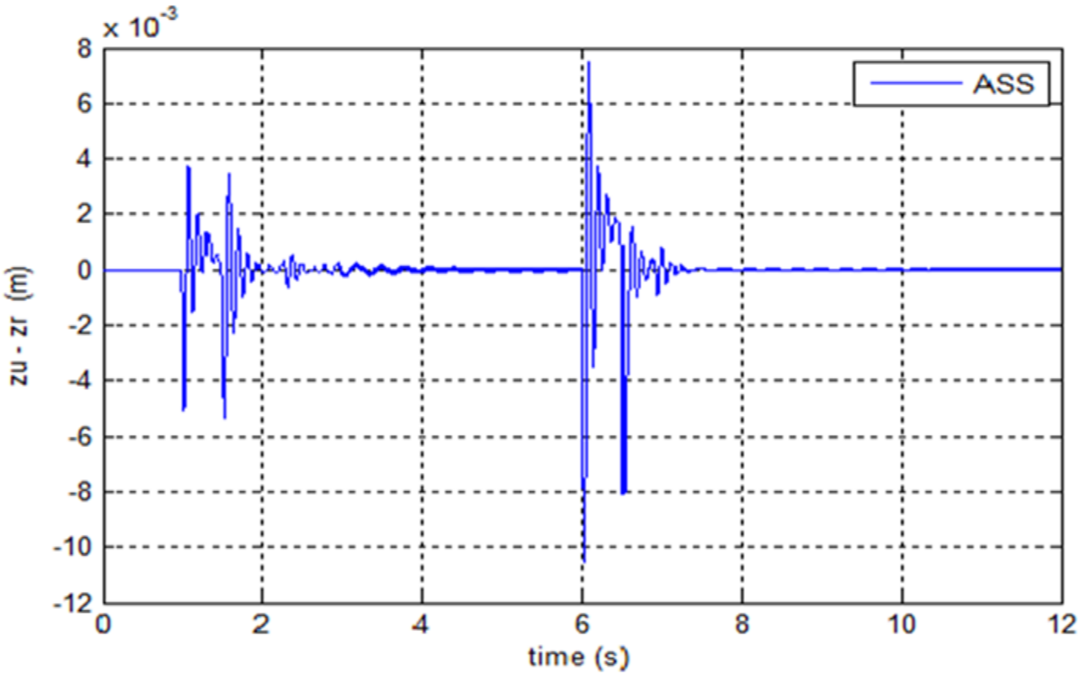


شکل ۵-۱۴ : شتاب عمودی بدنه در دو سیستم فعال و غیر فعال

در شکل(۵-۱۵) میزان تغییر فرم لاستیک در سیستم تعلیق فعال و غیر فعال با هم مقایسه شـده اند. سیستم تعلیق فعال پس از عبور از دست انداز جاده، به سرعت نوسانات را به صفر می رساند.این نشان از فرمان پذیری بیشتر تعلیق فعال در مقایسه با تعلیق غیر فعال،در هنگام اعمـال اغتشـاش جـاده ای بـه خودرو می باشد.

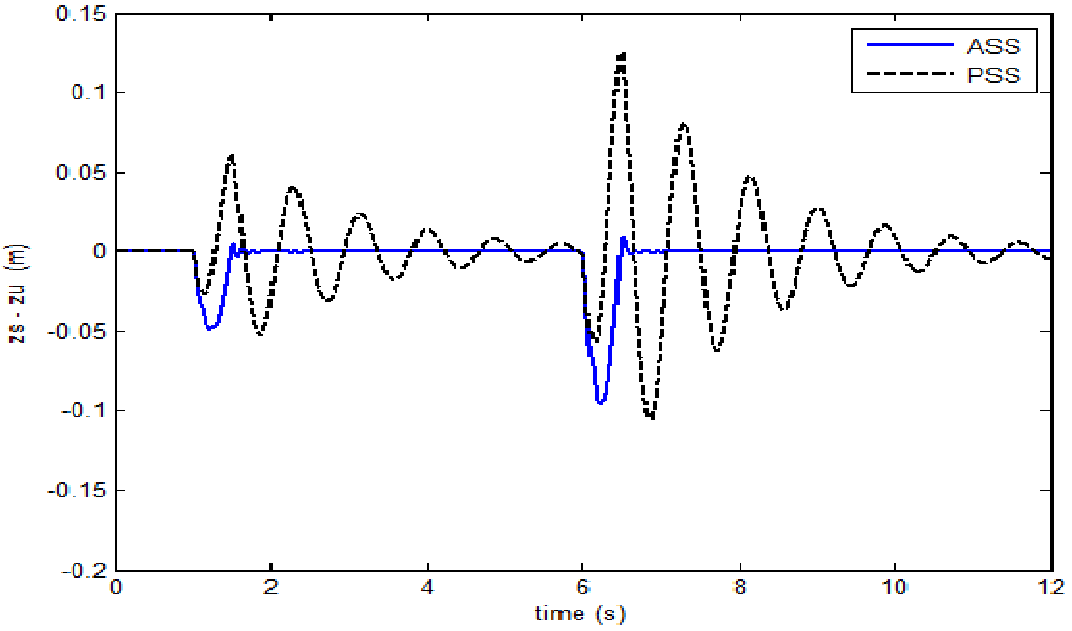


شکل ۵-۱۵ : میزان تغییر فرم لاستیک در سیستم تعلیق فعال و غیر فعال

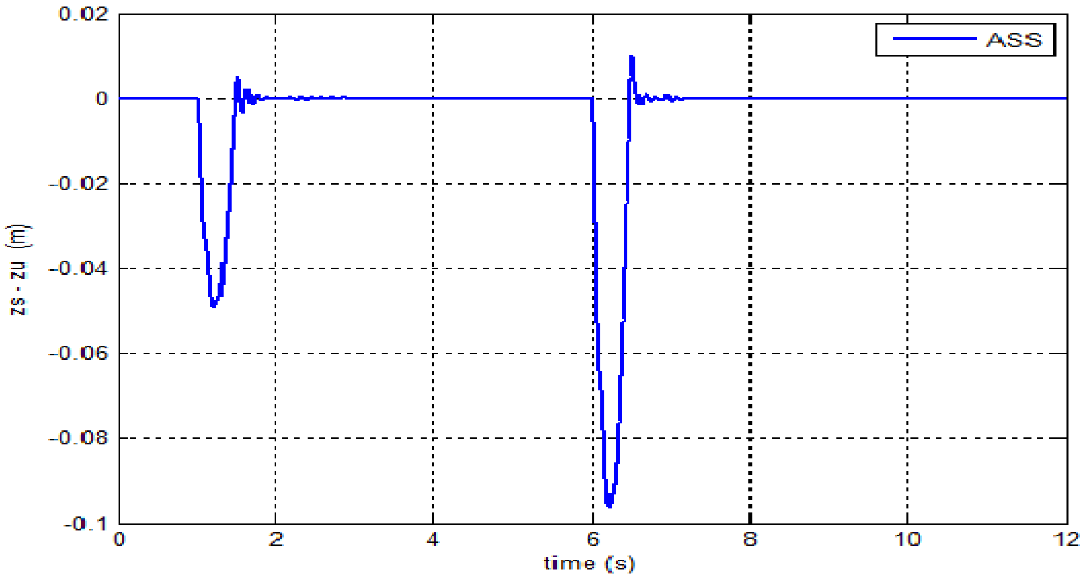


شکل ۵-۱۶ : میزان تغییر فرم لاستیک در سیستم تعلیق فعال

در شکل (۵-۱۷) جابجایی سیستم تعلیق برای دو حالت فعال و غیر فعال آورده شده است و نشان از میرایی سریع تغییرات و نوسانات تعلیق فعال دارد.

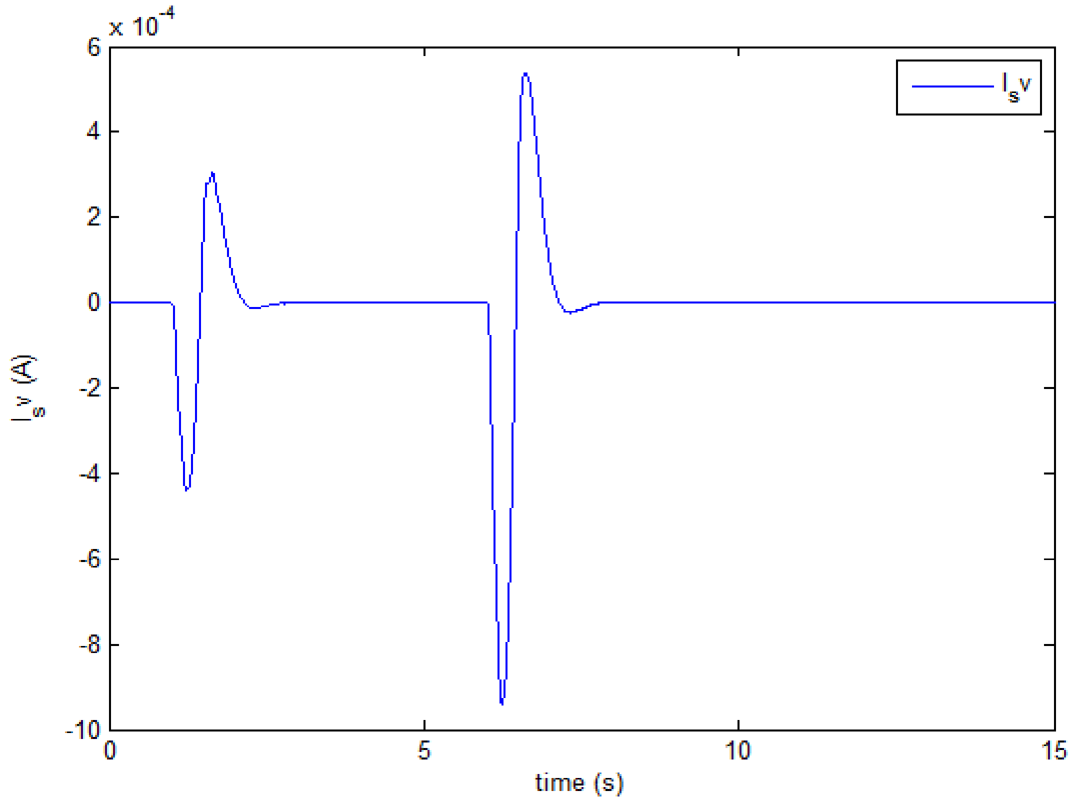


شکل ۵-۱۷ : جابجایی سیستم تعلیق برای دو حالت فعال و غیر فعال



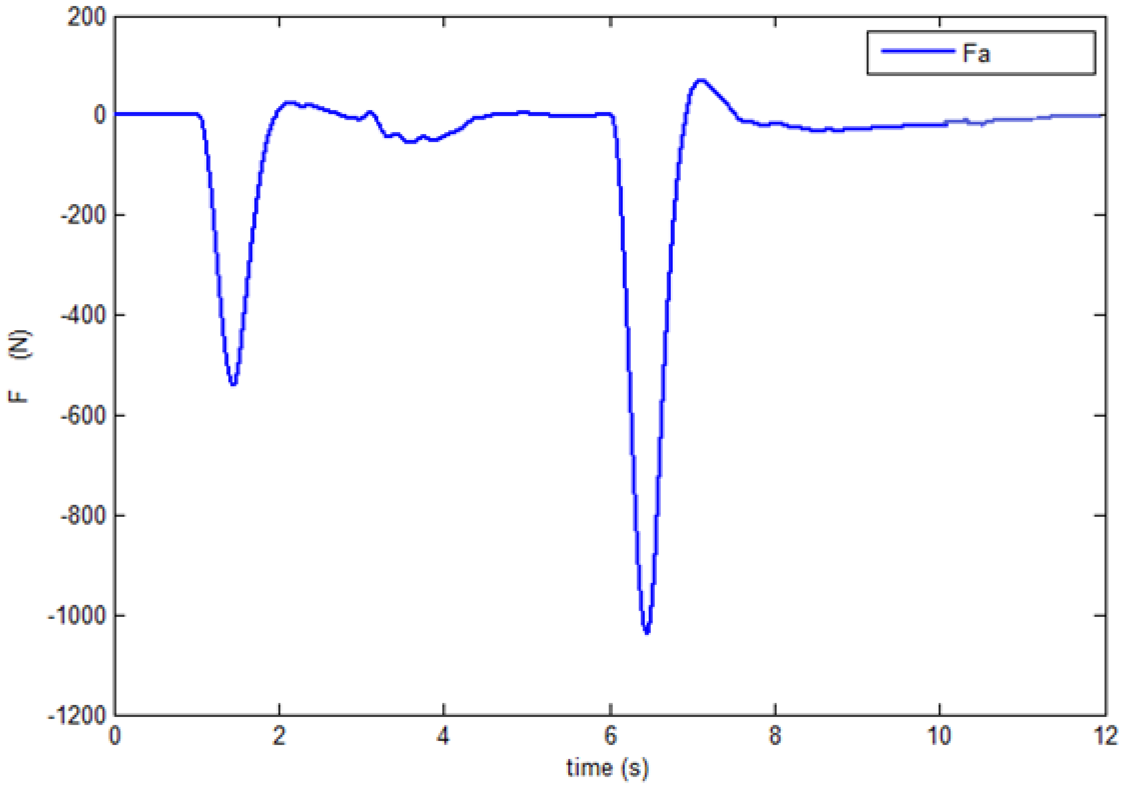
شکل ۵-۱۸ : جابجایی سیستم تعلیق برای حالت فعال

در شکل (۵-۱۹) جریان ورودی شیر را نشان می دهد.همان طور که مشاهده می شود این جریـان الکتریکی در محدوده مجاز خود باقی مانده است.



شکل ۵-۱۹ : جریان ورودی شیر

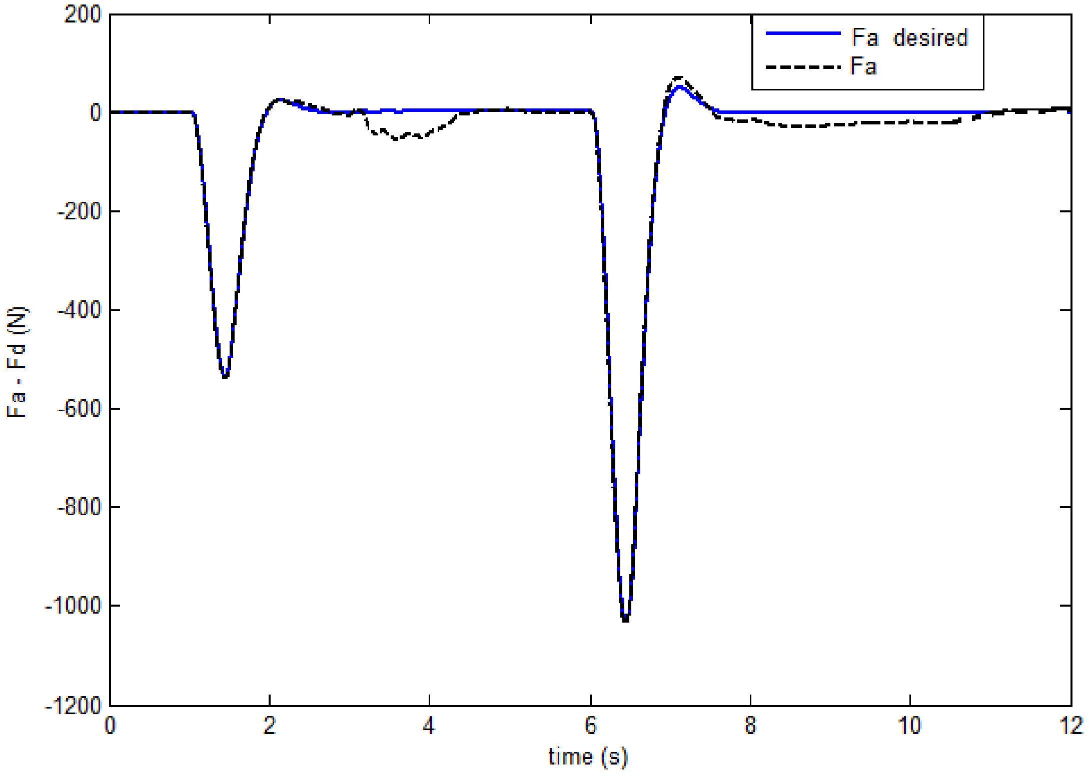
در شکل (۵-۲۰) نیروی محرکه ی هیدرولیکی نشان داده شده است.نیروی محرکه الکتروهیدرولیکی نیز در محدوده ی مجاز خود باقی مانده است.



شکل ۵-۲۰ : نیروی تولید شده توسط محرکه ی هیدرولیکی

آنچه از هر دو شکل (۵-۱۹) و(۵-۲۰) استنباط می شود این است که نه تنها جریان الکتریکی شیر و نیروی محرکه ی الکتروهیدرولیکی در محدوده ی مجاز خود باقی مانده اند بلکه با جریان بسیار کوچک توانسته ایم نیروی بزرگی تولید کنیم که توانایی دفع مطلوب و سریع اغتشاشات جاده ای و در نتیجه فراهم کردن راحتی سفر و فرمان پذیری خودرو را دارا می باشد.

شکل (۵-۲۱) نیروی حاصل از محاسبه ی کنترل کننده ی فازی f_{des} به همراه نیـروی تولیـدی توسط محرکه ی الکتروهیدرولیکی آورده شده است و همان طوری که مشاهده می گـردد هـر دو بـر هـم منطبق می باشند و نشانگر این است که سیستم کنترل معکوس به خوبی عمل کرده و دینامیک های غیر خطی سیستم محرکه کاملا حذف شده وکنترل نیرو به خوبی انجام شده است.



شکل ۵-۲۱ : نیروی تولید شده توسط محرکه ی الکتروهیدرولیکی و نیروی محرکه ی الکتروهیدرولیکی مطلوب

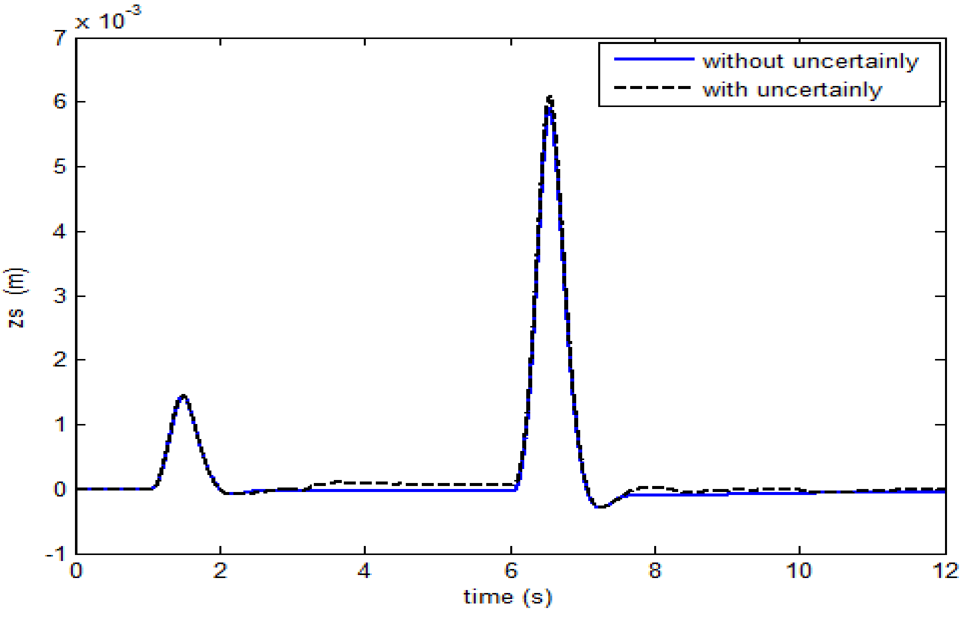
۵-۱-۱ نتایج شبیه سازی

در کنترل کننده طراحی شده زمان نمونـه بـرداری بـرای طراحـی شناسـاگر و کنتـرل کننـده ی معکوس فازی در حلقه داخلی ۰،۰۱ ثانیه در نظر گرفته شده و برای گسسته سـازی سـیگنال ورودی بـه

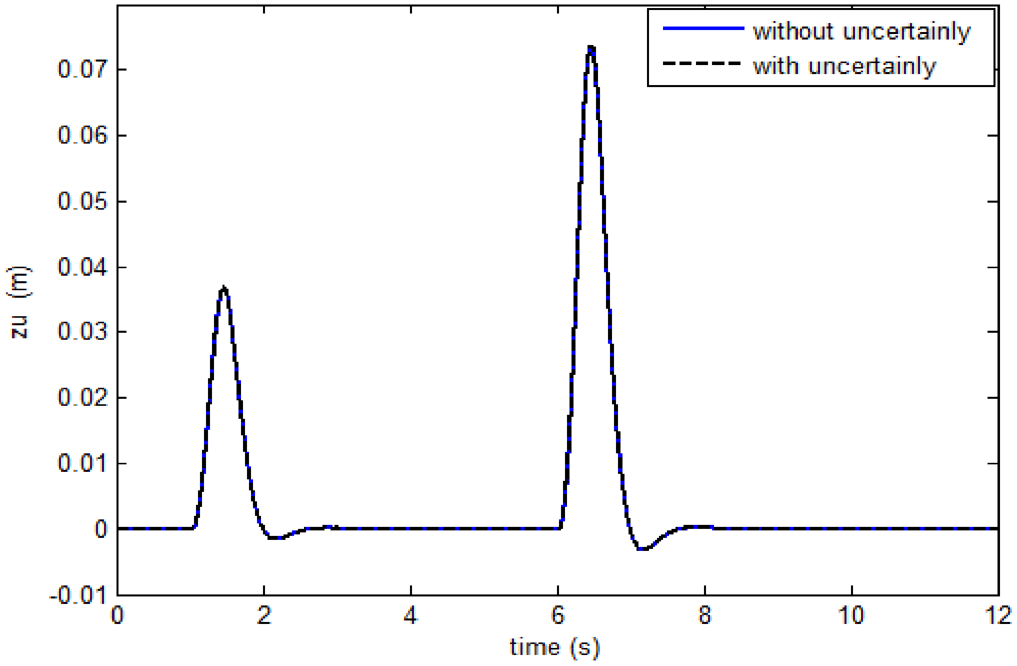
کنترل کننده معکوس و شناساگر از نگهدار مرتبه صفر استفاده شده است. اغتشاش جاده ای نیز طبق رابطه ی (۵-۳) در نظر گرفته شده است.آنچه از شبیه سازی و مقایسه پاسخ های سیستم تعلیق فعال همراه با کنترل کننده ، با پاسخ ها و عملکرد سیستم تعلیق غیر فعال نتیجه می شود آن است که در تمامی موارد شاهد بهبود قابل توجهی در پاسخ ها هستیم. این نشان دهنده ی عملکرد بسیار مطلوب کنترل کننده ی پیشنهادی است.به طور مثال در مورد جابجایی عمودی بدنه خودرو کنترل کننده ی پیشنهادی باعث بهبود عملکرد سیستم در دست انداز اول و دوم به ترتیب ۹۸،۲٪ و ۹۷٪ ،هستیم.همچنین در مورد شتاب عمودی بدنه خودرو نیز شاهد بهبود قابل توجهی در پاسخ ها هستیم.شتاب عمودی بدنه پس از اغتشاش جاده ای با دامنه نوسانی نزدیک صفر،به سرعت میرا شده است. همانطور که می دانیم جابجایی عمودی بدنه و شتاب عمودی بدنه خودرو تاثیر مستقیمی بر راحتی سرنشینان خودرو دارد.همچنین در مورد تغییر فرم لاستیک در مواجهه با ناهمواری های جاده ای که در فرمان پذیری خودرو تاثیر بسزایی دارد مشاهده می کنیم که در برخورد با دست انداز جاده، با دامنه تغییرات بسیار کم، نوسان کرده و بلافاصله به صفر می رسد.همانطورکه مشاهده می شود تمام سیگنال ها کراندار بوده و در محدوده مجاز خود قرار دارند. بنابراین کنترل کننده ی طراحی شده دارای عملکرد بسیار مطلوبی بوده و به طور همزمان می تواند راحتی سفر سرنشینان و رانندگی مطمئن ناشی از فرمان پذیری خودرو را تامین کند.

۵-۲ با حضور عدم قطعیت

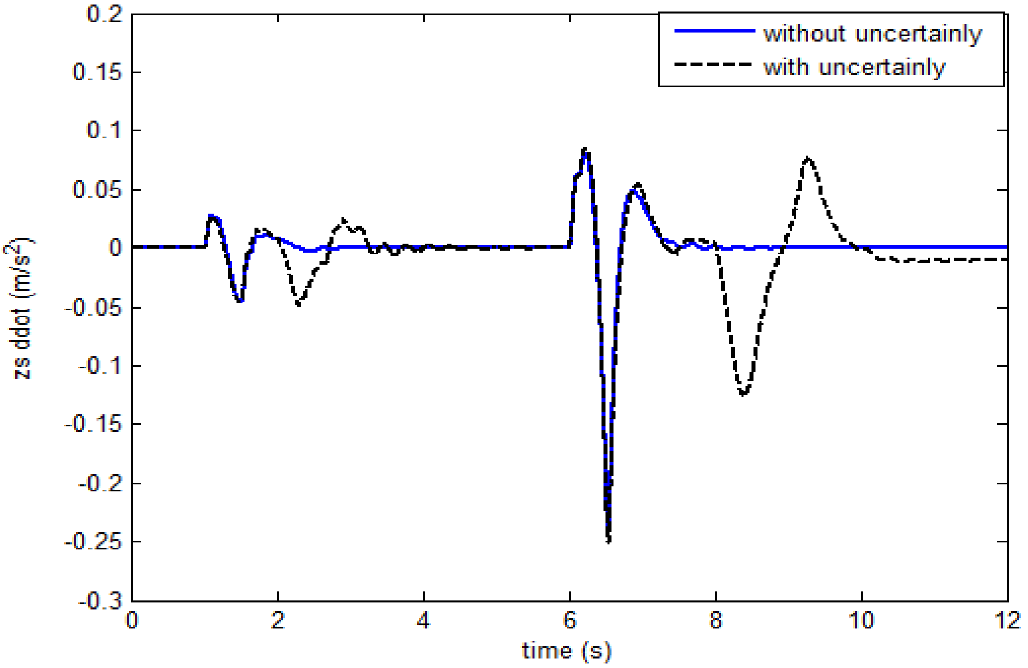
در بخش قبل تمام پاسخ ها با فرض دقیق بودن مدل محرکـه الکتروهیـدرولیکی در حالـت بـدون حضور عدم قطعیت می باشد،جرم بدنه خودرو و ضـریب سـختی لاسـتیک دو پـارامتر مهـم هسـتند کـه تغییرات وسیعی دارند،برای مثال جرم خودرو به تعداد سرنشین و سوخت آن بسـتگی دارد.ضـریب کمـک فنر هم تغییرات مشابهی دارد.برای نشان دادن عملکرد کاملا موفق کنترل کننده و اعمال عدم قطعیت در مدل ،تغییرات این دو پارامتر را به ترتیب ۳۰٪ و ۴۰٪ مقدار آنها و مقادیر α ، β و γ که در کنترل کننده معکوس فازی مورد استفاده قرار گرفته اند را به ترتیب در ۰،۶ , ۰،۵ و ۰،۷ ضرب کرده که با این عمل دو هدف برآورده می گردد.اول اینکه عدم قطعیتی برابر با ۶۰٪ ، ۵۰٪ و۷۰٪ را در مدل کنتـرل کننـده وارد نماییم و دیگر آنکه عدم قطعیت های متفاوتی را در مدل داشته باشیم.نتایج با حضور این عدم قطعیت هـا برای همان دست انداز قبلی در ادامه آورده شده اند تا امکان مقایسه نیز وجود داشته باشد.شکل های زیـر عملکرد مقاوم و مطلوب ساختار حلقه بسته را درمقابل این تغییرات نشان می دهد.



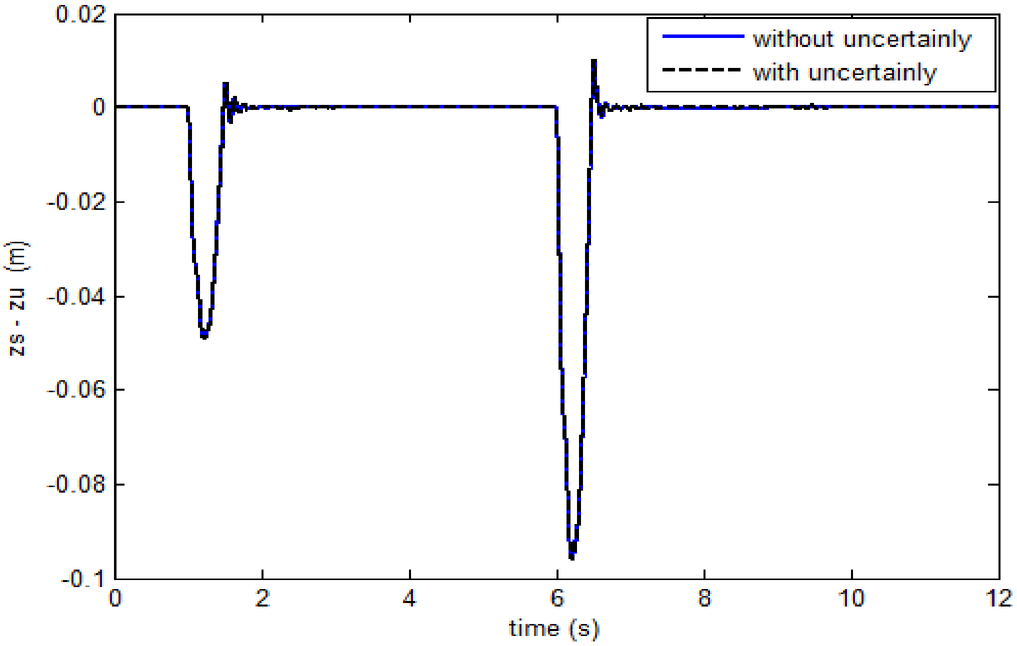
شکل ۵-۲۲ : مقایسه ی جابجایی عمودی بدنه خودرو در حضور عدم قطعیت و بدون عدم قطعیت



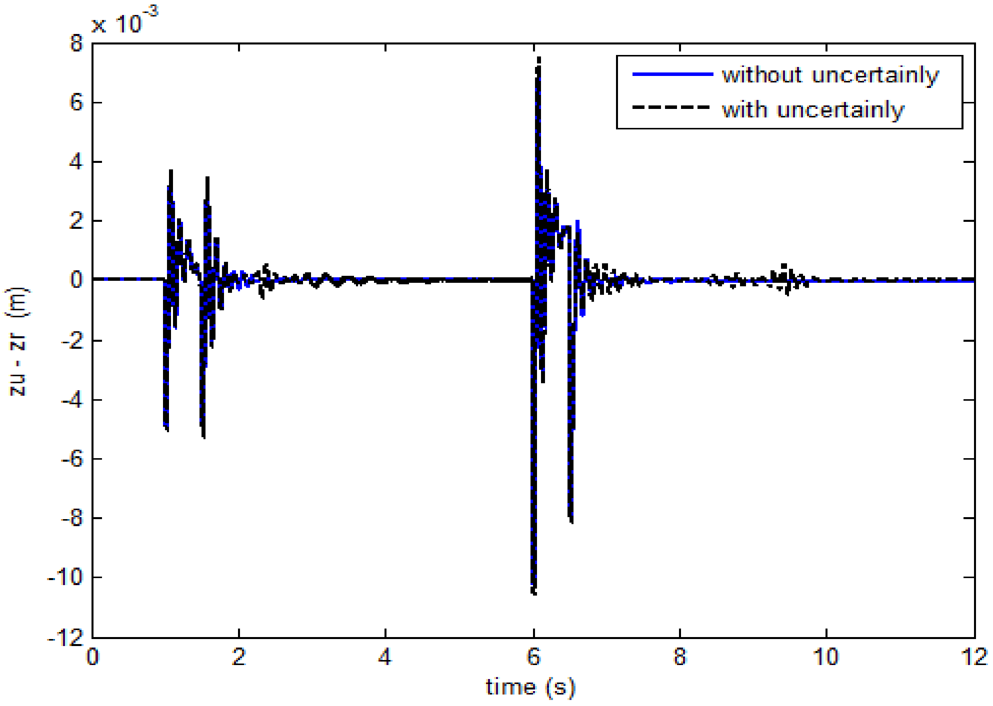
شکل ۵-۲۳ : مقایسه ی جابجایی عمودی چرخ در حضور عدم قطعیت و بدون عدم قطعیت



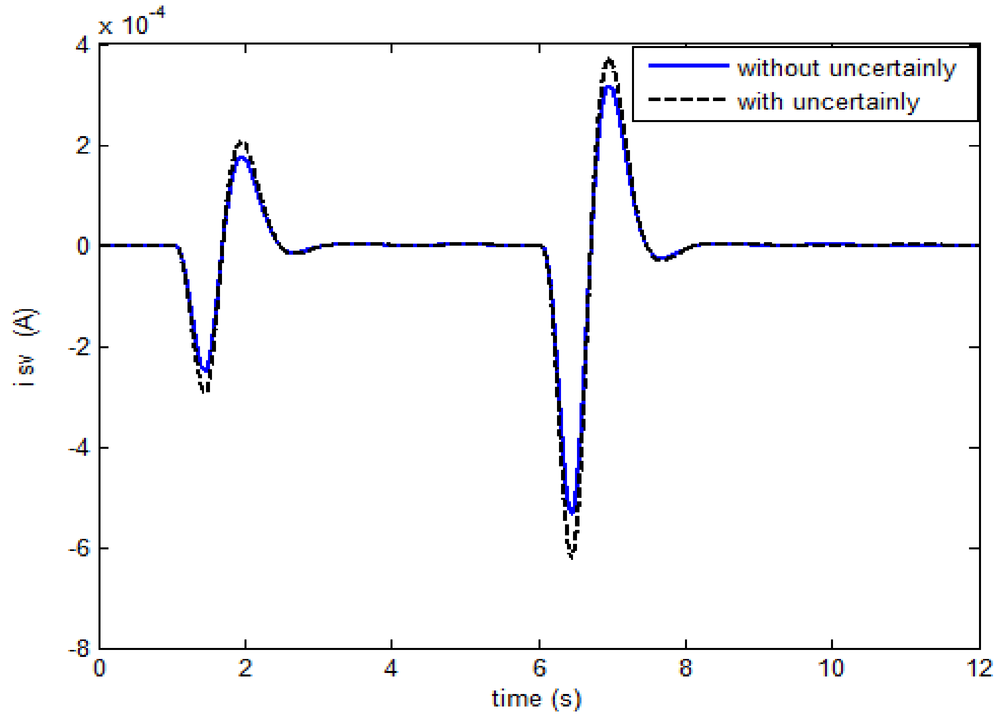
شکل ۵-۲۴ : مقایسه ی شتاب عمودی بدنه خودرو در حضور عدم قطعیت و بدون عدم قطعیت



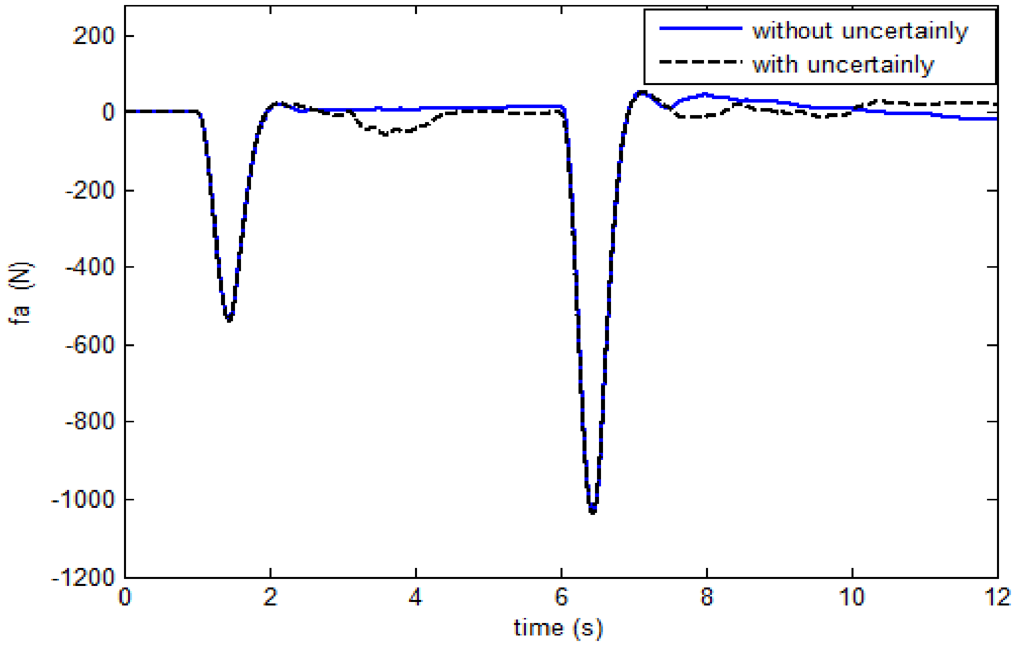
شکل ۵-۲۵ : مقایسه ی جابجایی سیستم تعلیق در حضور عدم قطعیت و بدون عدم قطعیت



شکل ۵-۲۶ : مقایسه ی تغییر فرم لاستیک در حضور عدم قطعیت و بدون عدم قطعیت



شکل ۵-۲۷ : مقایسه ی جریان شیر فرمان در حضور عدم قطعیت و بدون عدم قطعیت



شکل ۵-۲۸ : مقایسه نیروی تولید شده توسط محرکه هیدرولیکی در حضور عدم قطعیت و بدون عدم قطعیت

در شکل (۵-۲۲) جابجایی عمودی بدنه خودرو (جرم معلق) و در شکل (۵-۲۳) جابجایی عمودی چرخ خودرو (جرم غیرمعلق) با حضور عدم قطعیت و بدون حضور عدم قطعیت در کنترل کننده معکوس فازی برای حالت تعلیق فعال نمایش داده شده و همانگونه که مشاهده می گردد تغییری در پاسخ ها مشاهده نمی شود وکنترل کننده هنوز به خوبی حالت بدون حضور عدم قطعیت عمل می کند که توانایی سیستم کنترل کننده طراحی شده برای تعلیق فعال در دفع اغتشاش جاده و غلبه بر عدم قطعیت در آن مشاهده می شود.

در شکل (۵-۲۴) شتاب عمودی بدنه خودرو در حالت تعلیق فعال با حضور عدم قطعیت و بدون حضور عدم قطعیت در کنترل کننده معکوس فازی و توانایی سیستم تعلیق فعال در کاهش شتاب عمودی بدنه خودرو نمایش داده شده و همانگونه که مشاهده می شود حضور عدم قطعیت ها تاثیری بسیار کمی در شتاب عمودی بدنه داشته است با این حال عملکرد مطلوب کنترل کننده طراحی شده موجب دفع سریع اغتشاش و نوسان شده است.

در شکل (۵-۲۵) جابجایی سیستم تعلیق خودرو و در شکل (۵-۲۶) تغییر فرم لاستیک با حضور عدم قطعیت و بدون حضور عدم قطعیت در کنترل کننده معکوس فازی برای حالت تعلیق فعال آورده شده است.همانگونه که مشاهده می شود در حضور عدم قطعیت نیز نوسان به سرعت میرا شده است.

در شکل (۵-۲۷) جریان شیر فرمان و در شکل (۵-۲۸) نیروی تولیدی توسط محرکه ی الکتروهیدرولیکی در در حضور عدم قطعیت در کنترل کننده معکوس فازی با جریان و نیروی تولیدی توسط محرکه، بدون حضور عدم قطعیت آورده شده است و همانطوری که مشاهده می گردد با وجود اینکه مقدار عدم قطعیت در نظر گرفته شده بسیار زیاد است باز هم ردگیری نیرو توسط محرکه انجام شده است و اختلاف دو نیروی تولیدی محرکه، در دو حالت با عدم قطعیت و بدون عدم قطعیت، بسیار کم

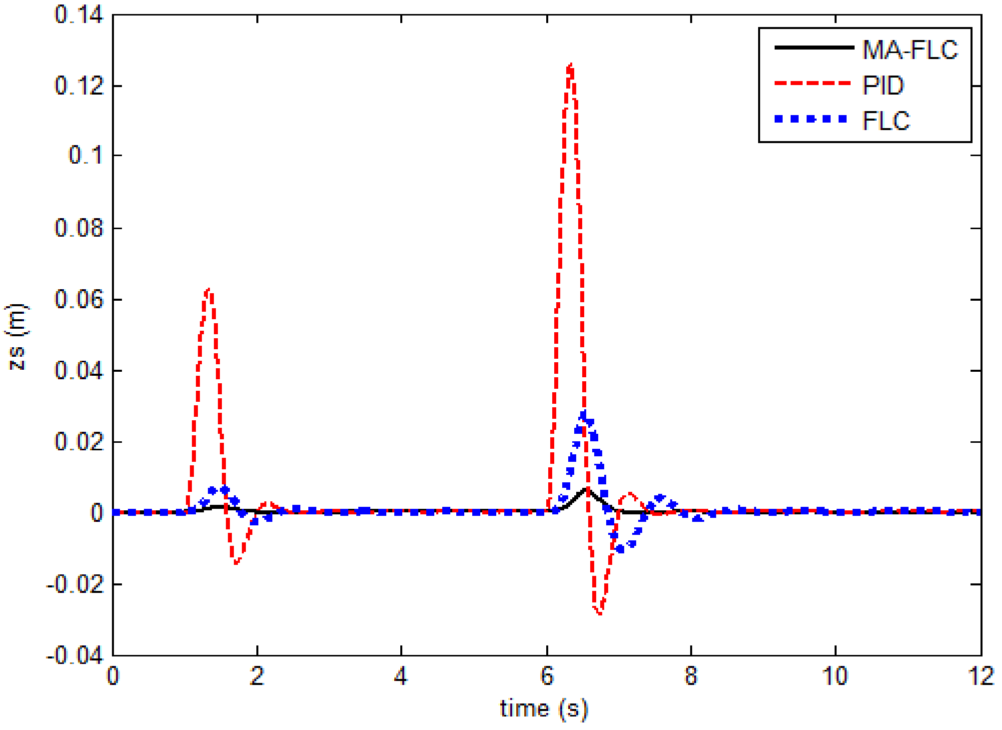
است که گویای این حقیقت است که خطای حاصل از این عدم قطعیت ها در تکنیک کنترل معکـوس، در حلقه خارجی که کنترل کننده بهینه فازی در آن قرار دارد تا حدود بسیار زیادی جبران شده است.

۵-۲-۱ نتایج شبیه سازی

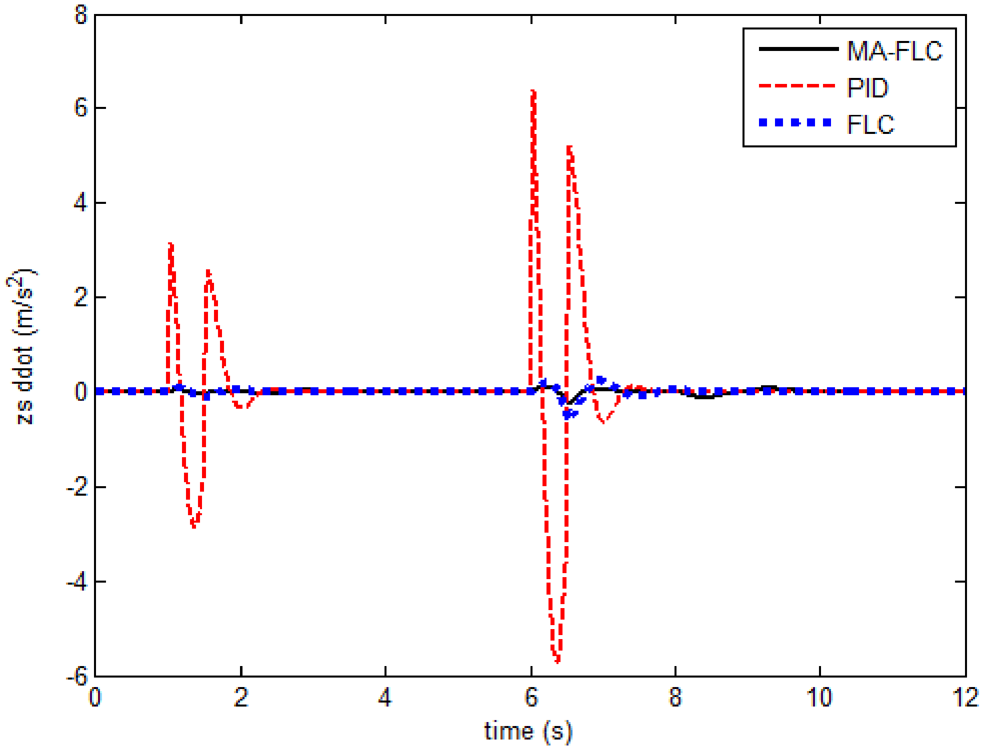
در شکل های قبل عملکرد سیستم تعلیق به همراه کنتـرل کننـده ی پیشـنهادی بـا وجـود عـدم قطعیت در سیستم، ناشی از اغتشاشات خارجی،دینامیک مدل نشده ،عدم قطعیت پارامتری مورد بررسـی قرار گرفت.همانطور که مشاهده شد تمامی سیگنال هـا کرانـدار بـوده و در محـدوده ی مجـاز خـود قـرار دارند.بنابراین کنترل کننده ی طراحی شده دارای عملکرد بسیار مطلوب بوده و به خوبی می تواند هـر دو معیار راحتی مسافر و رانندگی مطمئن را فراهم کند.

۳-۵ مقایسه ی شبیه سازی سیستم کنترل فازی بهینه با دو کنترل کننده ی فازی وPID در حضور عدم قطعیت

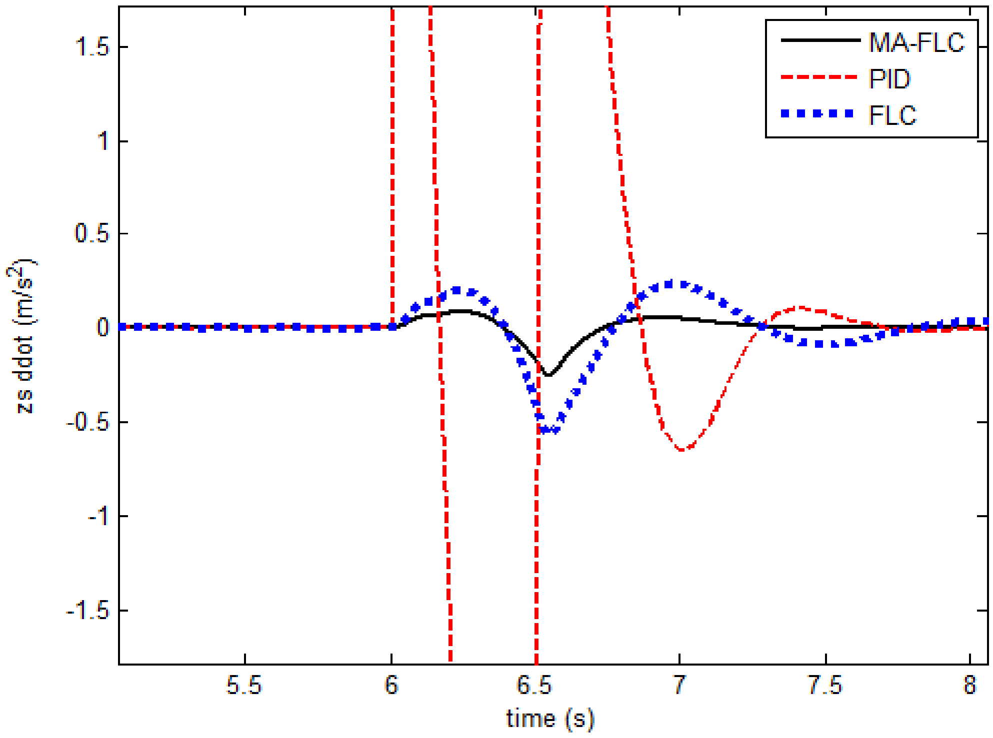
حال برای مقایسه این روش با روش های دیگر کنترل سیستم تعلیق،برای کنترل موقعیت به ترتیب دو کنترل کننده ی PID و فازی را در سیستم کنترل حلقه بسته در کنار کنترل کننده ی معکوس فازی، جایگزین کرده و عملکرد هر سه حالت را بررسی می کنیم.



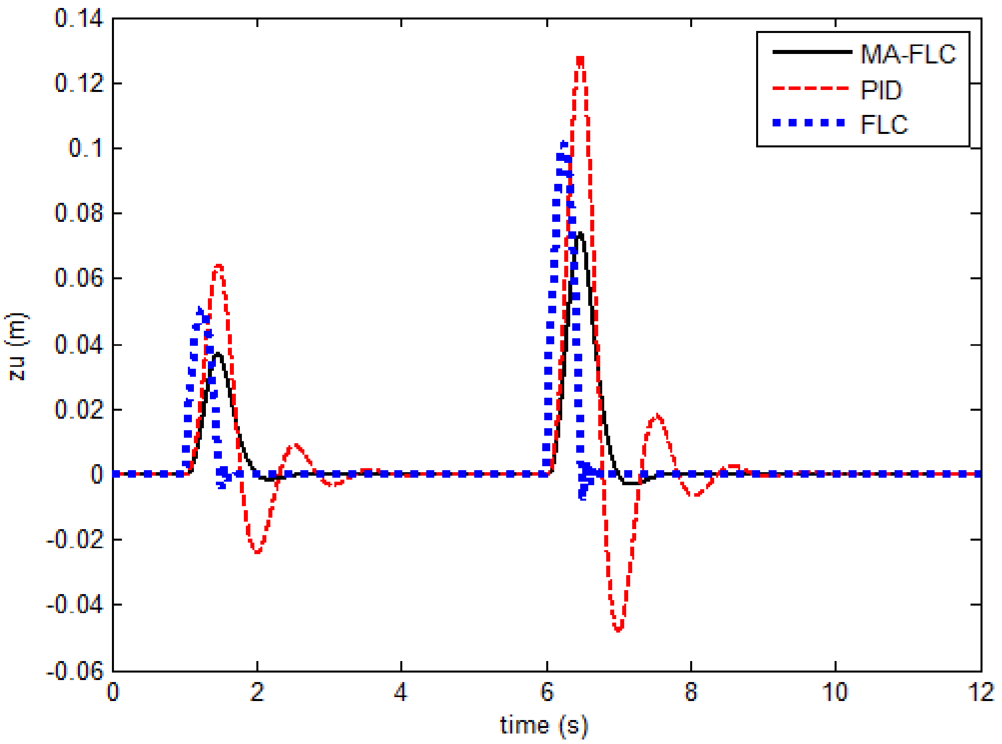
شکل ۵-۲۹ : مقایسه ی جابجایی عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق فعال



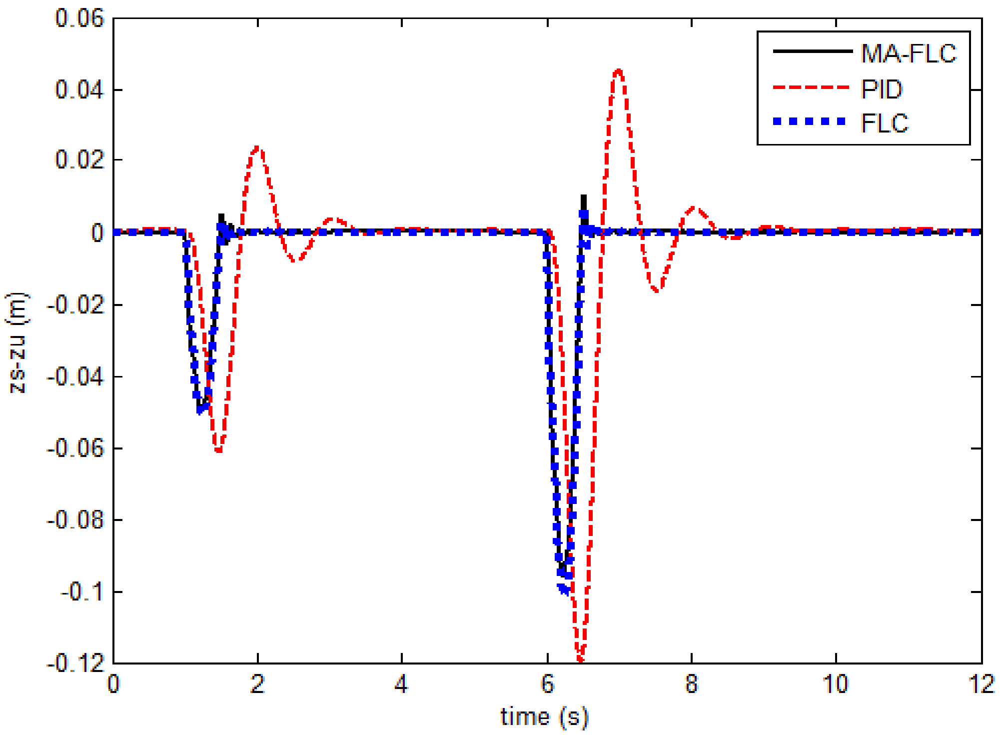
شکل ۵-۳۰ : شتاب عمودی بدنه در سیستم تعلیق فعال



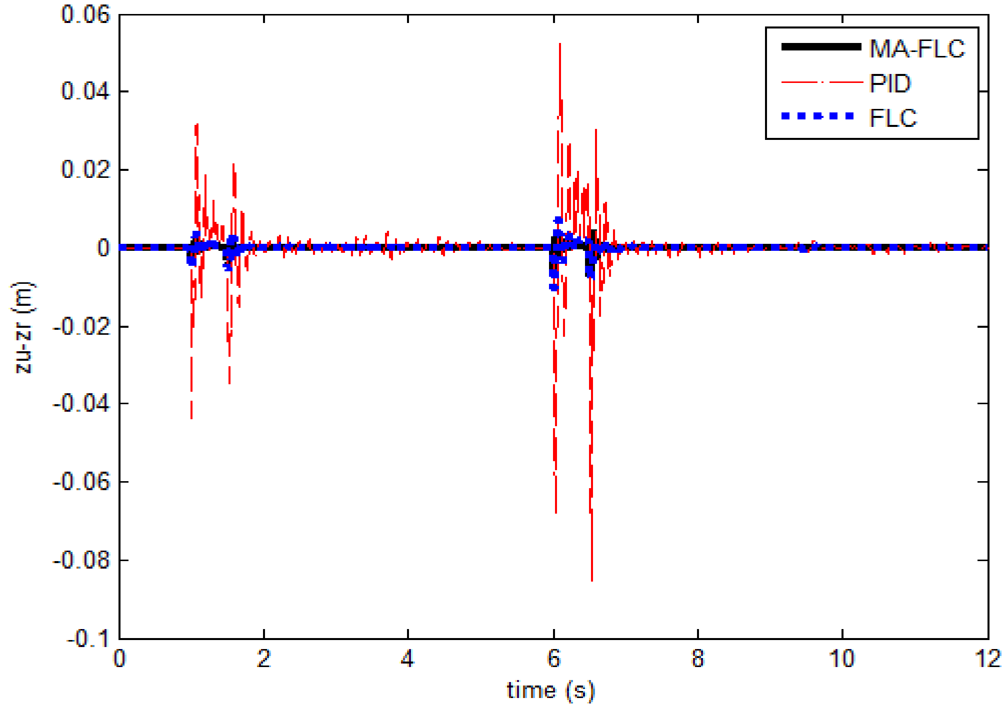
شکل ۵-۳۱ : بزرگ نمایی شکل (۵-۳۰)



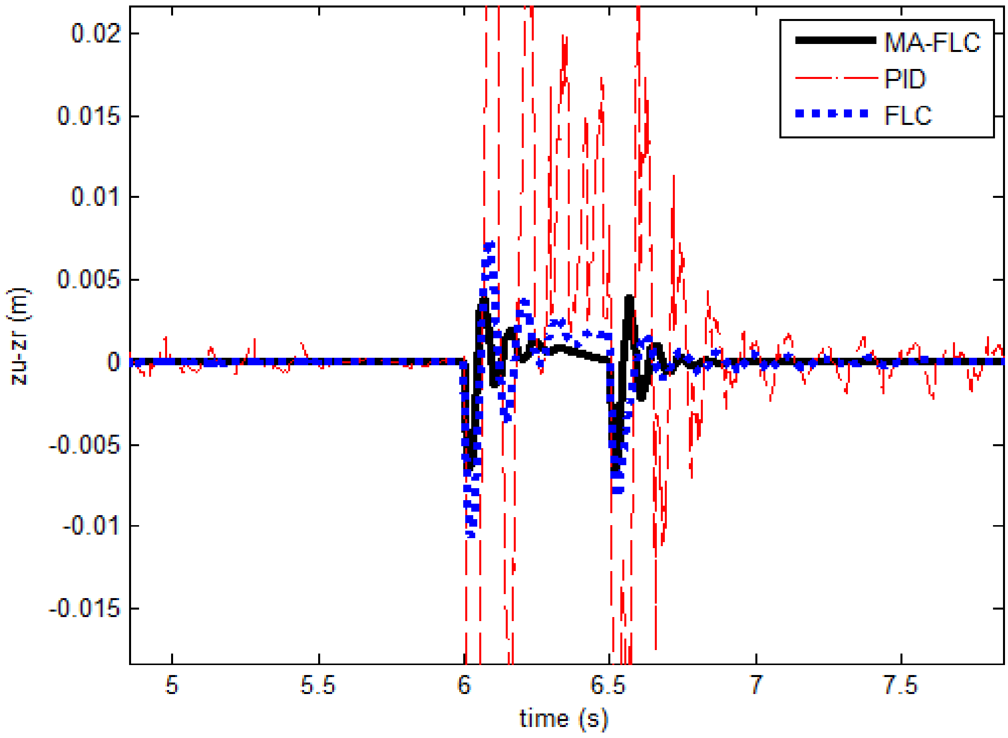
شکل ۵-۳۲ : جابجایی عمودی چرخ در سیستم تعلیق فعال



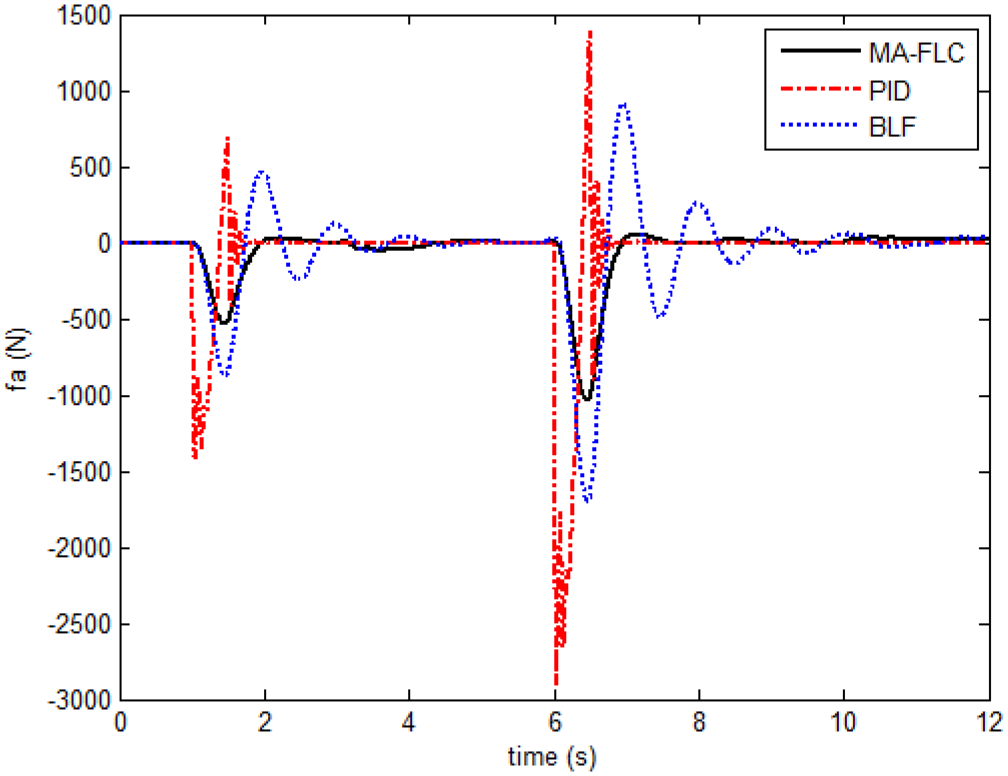
شکل ۵-۳۳ : جابجایی سیستم تعلیق



شکل ۵-۳۴ : تغییر فرم لاستیک در سیستم تعلیق فعال



شکل ۵-۳۵ : بزرگ نمایی شکل (۵-۳۴)



شکل ۵-۳۶ : نیرو محرکه ی تولید شده توسط محرکه ی هیدرولیکی

۵-۳-۱ مقایسه روش ها :

در شکل (۵-۲۹) جابجایی عمودی بدنه خودرو و در شکل (۵-۳۰) شتاب عمودی بدنه خودرو برای سه کنترل کننده در سیستم تعلیق فعال مورد مقایسه قرار گرفته اند.

در شکل (۵-۳۱) جابجایی عمودی چرخ خودرو و در شکل (۵-۳۲) جابجایی سیستم تعلیق خودرو ،همچنین در شکل (۵-۳۴) تغییر فرم لاستیک با حضور عدم قطعیت و در شکل (۵-۳۶) نیروی تولیدی توسط محرکه ی الکتروهیدرولیکی مورد مقایسه قرار گرفته اند.

همانطور که شبیه سازی ها نشان می دهد در روش دوم چون فقط از یک کنترل کننده تناسبی-

انتگرالی - مشتقی برای تعیین نیروی مطلوب محرکه هیدرولیکی در حلقه کنترل موقعیت استفاده شده،بنابراین سیستم در مقابل عدم قطعیت های محرکه مقاومت چندانی ندارد.در صورتی که یکی از ویژگی های خوب کنترل کننده ی فازی مقاوم بودنش در مقابل عدم قطعیت هاست که البته درصد مقاوم بودن در حالت اول، یعنی فازی بهینه شده،بسیار بیشتر است.

فصل ششم

۶ نتیجه گیری و پیشنهادات

۶-۱ نتیجه گیری

همانطورکه در فصل های قبل بیان شد سیستم کنترل کننده شامل کنترل امپدانس، کنترل کننده موقعیت بهینه فازی وکنترل کننده ی معکوس فازی است. کنترل امپدانس به منظور تعیین رفتار دینامیکی مطلوب برای سیستم تعلیق فعال خودرو مدل ۱/۴ ،در مواجهه سیستم با ناهمواری های جاده ای می باشد .به عبارت دیگر توسط قانون امپدانس امکان ایجاد رفتار دلخواه دینامیکی برای سیستم تعلیق، با هدف راحتی سفر مهیا می شود

سیستم کنترل در دو مرحله طراحی و تکمیل می شود.در مرحله اول حلقه کنترل معکوس با تکنیک آموزش معکوس شکل می گیرد که وظیفه ی کنترل نیرو را به عهده دارد.در مرحله ی دوم حلقه کنترل موقعیت با مبنای منطق فازی طراحی می شود. کنترل کننده معکوس فازی،معکوس مدل محرکه را یاد می گیرد تا اثرات غیرخطی مدل محرکه را تا حد زیادی کاهش داده و کنترل کننده موقعیت بهینه فازی بر اغتشاشات غلبه کند.

از مزایای این روش استفاده از مبنای منطق فازی به عنوان بخش های مختلف کنترل کننده می باشد. مزیت این ساختار کنترلی فازی ،سادگی معادلات و حجم بسیارکم محاسبات آن و قابلیت تطبیق پذیری وآموزش با الگوریتم تکاملی پیشنهادی است.

مزیت دیگر استفاده از مبنای فازی در هر دو بخش کنترلی این است که موجب شده سیستم بتواند خطای ناشی از عدم قطعیت های پارامتری را در کنترل کننده معکوس فازی محرکه ، مهار کند.

از مزایای استفاده از تکنیک کنترل آموزش معکوس ورودی_خروجی عدم نیاز به وجود و تعیین

مدل ریاضی سیستم و یا مدل معکوس آن است.

مزیت دیگر، بکارگیری الگوریتم بهینه سازی تکاملی در طراحی و آموزش سیستم کنترل کننده است. استفاده از الگوریتم بهینه سازی تکاملی پیشنهادی که بر پایه الگوریتم بهینه سازی ازدحام ذرات می باشد ،در طراحی سیستم کنترلی این امکان را به سیستم می دهد که مشکل الگوریتم بهینه سازی ازدحام ذرات که قرار گرفتن در بهینه های محلی است را از بین می برد و در نتیجه سیستم طراحی شده و پارامترهای بهینه شده از درجه اعتبار بالایی برخوردارند.علاوه بر این استفاده از الگوریتم پیشنهادی از دوجنبه مفید باشد : اولاً می توان از دانش موجود و تجربیات مثبت ذرات در تعیین روند تغییرات وزن ها استفاده کرد، ثانیاً این روند با گرفتن بازخورد از اجرای الگوریتم اصلاح می شود .مزیت دوم باعث ایجاد پویایی وخود تطبیقی در این الگوریتم می شود.

به این ترتیب توانایی کنترل کننده معکوس فازی به همراه کنترل امپدانس وکنترل کننده موقعیت بهینه فازی در دفع اغتشاش جاده و بهبود پایداری خودرو از طریق تامین راحتی سفر و فرمان-پذیری خودرو، نمایش داده شد.

۶-۲ پیشنهادات

سیستم های تعلیق هیدرولیکی به طور گسترده ای در صنعت خودرو سازی مورد استفاده هستند .با توجه به کنترل کننده طراحی شده در این پایان نامه ،می توان کنترل کننده معکوس فازی را برای شرایط روی خط[1] طراحی نمود.همچنین می توان در کنار کنترل کننده معکوس فازی ،از روش های متفاوت کنترلی تطبیقی در ترکیب با تکنیک های کنترل مقاوم برای بهبود پاسخ های سیستم تعلیق هیدرولیکی استفاده نمود.

[1] Online

مراجع

[1] D. Hrovat., "Survey of Advanced Suspention Developments and Related Optimal Control Applications" , Automatica,Vo.33,No. 10,pp 178-1817,1997.

[2] S. H. Zareh," Semi active vibration control of an eleven degree of freedom passenger car using magnetorhelogical shock absorbers ", A Thesis Presented to Sharif University of Technology, International Campus, for the Degree of Master of Science in Mechanical Engineering (Mechatronics), 2011.

[3] R. K. Pekgökgöz, M. A. Gürel, M. Bilgehan, M. Kısa," Active suspension of cars using fuzzy logic controller optimized by genetic algorithm" , International Journal of Engineering and Applied Sciences (IJEAS) Vol.2, Issue 4(2010)27-37.

[4] C. Alexandru, and P. Alexandru," Control strategy for an active suspension system ", World Academy of Science, Engineering and Technology 79 ,2011.

[5] Md. Sama. Yahaya, H.S. Osman. Johari , M. Ruddin, A. Ghanib," A class of proportional-integral sliding mode control with application to active suspension system", Elsevier , Systems & Control Letters 51 (2004) 217 – 223.

[6] A.G. Thompson, "An active suspension with optimal linear state feedback", Vehicle System Dynamics 5 (1976) 187–192.

[7] R. S. Sharp, S. A. Hassan," The relative performance capabilities of passive, active and semi-active car suspension systems", Proc. Instn. Mech. Engrs. ,Vol. 20,0 No. D3, pp. 219-228 1986.

[8] T. Basar and P.Bernhard ,"H-infinity optimal control and related minmax design problems", 2nd edition, 2008

[9] AB. Sharkawy.," Fuzzy and adaptive fuzzy control for the automobiles'active suspension system",Vehicle System Dynamics2005;43(11):795–806

[10] G. Priyandoko, M. Mailah , H. Jamaluddin," Vehicle active suspension system using skyhook adaptive neuro active force control ", Elsevier ,Mechanical Systems and Signal Processing 23 (2009) 855–868.

[11] J. E. D. Ekoru, O. A. Dahunsi, J. O. Pedro,"PID control of a nonlinear half-car active suspension system via force feedback," in Proceedings of the IEEE AFRICON, Livingstone, Zambia, September 2011.

[12] B. Nagaraj and P. Vijayakumar, "A comparative study of PID controller tuning using GA, PSO, EP and ACO", Journal of Automation, Mobile Robotics and Intelligent

Systems, vol. 5, no. 2, pp. 42–48, 2011.

[13] G. D. Nusantoro, G. Priyandoko," PID State Feedback Controller of a Quarter Car Active Suspension System", J. Basic. Appl. Sci. Res., 1(11) 2304-2309, 2011.

[14] L. Zhen, L. Cheng; H.U. Dewen, "Active Suspension Control Design Using a Combination of LQR and Backstepping", 25th IEEE Chinese Control Conference, pp. 123-125, Harbin, Heilongjiang, August 7-11, 2006.

[15] L. Chai and T. Sun, "The design of LQG controller for active suspension based on analytic hierarchy process", Mathematical Problems in Engineering, Vol. 2010, Article ID 701951, 19 pages, 2010.

[16] Z. Yinhuan,"Research on Fuzzy Logic Control of Vehicle Suspension System", Educational and Network Technology, vol.9,2010.

[17] SJ . Huang, HY . Chen, "Adaptive sliding controller with selftuning fuzzy compensation for vehicle suspension control ",Mechatronics2006;16(10):607–622.

[18] M. Sunwoo, K. C. Cheok, N. J. Huang,"Model reference adaptive control for active suspension systems",IEEE Transactions of Industrial Engineering Series, pp.90 93,1970.

[19] M. H. F. AbuShaban,"Fuzzy control strategy for the low bandwidth active suspension system",The Islamic university of Gaza, Engineering Electrical Department, A Thesis for the Degree of Master of Science in Electrical Engineering/Control Systems 2012

[20] I. Fialho, G. J. Balas, " Road adaptive active suspension design using linear parameter-varying gain-scheduling ", IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 10, No. 1, (January, 2002).

[21] A. Alleyne, J.K. Hedrick," Nonlinear adaptive control of active suspensions", IEEE Transactions on Control System Technology,Vol. 3, No.1, pp. 94-101,(March, 1995).

[22] J.S. Lin, C.J. Huang, " Nonlinear backstepping active suspension design applied to a half-car model ", Vehicle System Dynamics, Vol. 42, No. 6, pp. 373-393, (2004).

[23] Y. Sam , J.H.S Osman, "Sliding mode control of a hydraulically actuated active suspension ", Jurnal Teknologi, No. 44(D), pp. 37-48, UTM, (June, 2006).

[24] Y. Sam , K. Hudha, " PI/PISMC control of hydraulically actuated active suspension system ", Proc. of 1st Regional Conf. on Vehicle Engineering and Technology, Kuala Lumpur, (July, 2006).

[25] Y. Sam, N. M. Suaib , J.H.S Osman, " Proportional integral sliding mode control for half-car active suspension system with hydraulic actuator ", 8th WSEAS Conf. (ROCOM) , pp. 52-57, China, (2008).

[26] I. Hassanzadeh, G. Alizadeh, N. P. Shirjoposht, F. Hashemzadeh ," A new optimal nonlinear approach to half car active suspension control ", IACSIT International Journal of Engineering and Technology ,Vol. 2, No.1, pp. 78- 84, ISSN: 1793-8236, (February, 2010).

[27] N. Karlson, M. Dahleh, D. Hrovat,"Nonlinear active suspension with preview", Proceedings of the American Control Conference, pp. 2640-2645, June 2001.

[28] J.E.D. Ekoru, O.A. Dahunsi, J. O. Pedro," PID control of a nonlinear half car suspension system via force feedback ", IEEE Africon, Zambia, (2011).

[29] M. M. Fateh, S. S. Alavi," Impedance control of an active suspension system ", Elsevier ,Mechatronics 19 (2009) 134–140.
.
[30] L. Sun, X. Cai, J. Yang ," Genetic algorithm-based optimum vehicle suspension design using minimum dynamic pavement load as a design criterion", Journal of Sound and Vibration 301, 18-27, 2007.

[31] A. Aldair and W. J. Wang , "Adaptive Neuro Fuzzy Inference Controller for Full Vehicle Nonlinear Active Suspension Systems ", Iraq J. Electrical and Electronic Engineering ,Vol. 6, No. 2,2010.

[32] N. Hogan, "Impedance control : an approach to manipulation ",parts I,II,III,ASME Transactions Journal of Dynamic Systems and Measurement Control,107(1) ,1-24,1985.

[33] J. Seul , T.C. Hsia & G. Bonits Robert, " Force Tracking Impedance Control of Robot Manipulators Under Unknown Environment ",IEEE Trans. on Control Systems Technology ,Vol. 12,No.3, 2004.

[34] N. R. Kumbhar , S. H. Sawant , S.T. Satpute , Dr. J.A. Tamboli," An Overview of Disarray in nonlinear active suspension system and impedance control of an active suspension system under random road excitation with time delay", International Journal of Modern Engineering Research (IJMER) .Vol.2, Issue.1, Jan-Feb 2012 pp-332-335

[35] M. M. Fateh ,"Robust impedance control of a hydraulic suspension system ", Int. J. Robust Nonlinear Control 2010;20:858–872

[36] خلخالی محمد و تقی راد محمد رضا ،کنترل امپدانس سکان پرواز ، دانشکده مهندسی برق دانشکده خواجه نصیر الدین طوسی تهران، ایران، ۱۳۷۹.

[37] Lee, K.S., Bang, S.H., Chang, K.S.: Feedback-assisted iterative learning control based on an inverse process model. Journal of Process Control.4(2), 77–89 (1994)

[38] Z. Shao, Y. Zhan, Y. Guo" Fuzzy Neural Network-Based Model Reference

Adaptive Inverse Control for Induction Machines", Proceedings of IEEE International Conference on Applied Superconductivity and Electromagnetic Devices Chengdu, China, September 25-27, 2009.

[39] X. Z. Dai and X. Wang,"Neural network inverse control of current-fed induction motor," IEEE International Symposium on Industrial Electronics (ISIE 2008), pp. 431–436, June 30-July 2, 2008

[40] Lim H-O., Setiawan Takanishi S. A.," Position-Based Impedance Control of a Biped Humanoid Robot " , Advanced Robotics , Publisher : VSP ,Vol. 18, No. 4, pp. 415-435 , 1 May 2004.

[41] S. Amamra , L. Barazane , M.S. Boucherit and A. Cherifi ,"Inverse Fuzzy Model Control for a Speed control Induction Motor Based dSPACE Implementation ", Modern Electric Power Systems 2010, Wroclaw, Poland .

[42] Zh. Miao, H. Zheng, " Adaptive Fuzzy Inverse Control ",International Conference on Computer and Information Application（ICCIA 2010.

[43] D. Pedro Mata and O. Valério,"Fractional Robust System Control", Lisboa, 2005

[44] D. E. Goldberg, "Optimizing Global-Local Hybrids", in GECCO, Vol. 1, p.p. 220-228, San Francisco, 1999.

[45] J. Denzinger, " On Cooperation Between Evolutionary Algorithms and Other Search Paradigms", IEEE Press, p.p. 2317-2324, 1999.

[46] R.C. Eberhart, J. Kennedy,"A New Optimizer Called Particle Swarm", 6th International Symposium on Micro Machine and Human Science, Nagoya, Japan, pp. 39 43,1995.

[47] N. J. Radcliffe, P. D. Sury, "Formal Memetic Algorithms", University of Edinburg, Springer-Verlag, 1994.

[48] R. J. W. Hodgson," Memetic Algorithm and the Molecular Geometry Optimization Problem", In Proceeding of the 2000 Congress on Evolutionary Computation, San Diego, p.p. 625-632, 2000.

[49] P. Moscato, "On evolution, search, optimization, genetic algorithms and martial arts towards memetic algorithms", Technical Report Caltech Concurrent Computation Program Report 826, Caltech, Caltech, Pasadena, California, 1989.

[50] J.S Lin ,I. Kanellakopoulos , " Nonlinear Design of Active Suspensions", Proceedings of the 34th IEEE Conference on the Decision and control,pp,3567-

3569,1995.

[51] M.M Fateh, , S. Alavi , " Feedback linearization control of active suspension system ",WSEAS Conference Proceeding Submited,Romania,2006.

[52] نیکروش سید کمال الدین،" ابزار دقیق و اجزا کنترل صنعتی " ،انتشارات دانشگاه صنعتی امیر کبیر ،چاپ اول ،۱۳۸۳ .

[53] P. Dowds and A. O’Dwyer , " Modelling and Control of a Suspension System for Vehicle Applications ", Proceedings of the 4th, Wismarer Automatisierungssymposium , Wismar, Germany , September 22-23.2005.

[54] S. Chantranuwathana, H. Peng ," Practical adaptive robust controllers for active suspensions " , Proceedings of the 2000 ASME International Congress and Exposition (IMECE), Orlando, Florida.

[55] M. H. Marhaban, S. Nasri, Z. A. Obaid, M. N. Hamidon, " Implementation of Multistructure PID-like Fuzzy Logice Controller Using FPGA ",IEICE Electronics Express ,Vol.7,No.3,132-137 ,February 10,2010.

ABSTRACT

This thesis presents a plan for Optimal Fuzzy Control Using Memetic Algorithm to improve the Active Suspense System performance in order to increase the ride comfort and vehicle handling.Using Hydraulic Actuator, Active Suspension System is capable to produce the proper power under (despite of) constant road conditions in order to access two key purposes, ride comfort and safe driving .Therefore the controller is designed for a quarter-car model by using Electro Hydraulic driving .Hydraulic driving dynamics have been considered in a nonlinear type to increase similarity to real suspensione system when the nonlinear inverse controller has been used to overcome these dynamics.Actually ,using Impedance control a predetermined response (action) is defined against disturbance arising from road changes, then the required power for this predetermined response is calculating by a fuzzy controller.Finally by using Fuzzy inverse controller which has been optimizely designed considering all nonlinear dynamics of hydraulic actuator and by using Memetic Algorithm, required current for hydraulic power producing is calculated and applied.The Impedance control rule makes a desirable relation between body displacement and road disturbance.Comparison between the performance of recommended suspension system and passive suspension system shows the superiority of presented system in ride comfort and safe driving in vehicle despite of road diturbance uncertainly existence.

Key words : Active suspension system, Hydraulic actuator, Inverse control, Memetic algorithm .

Shahrood University of Technology

Faculty of Electrical and Robotic Engineering

Optimal Fuzzy Control of Active Suspension System Using Memetic Algorithm

Sollmaz Pourdarvish Karaee

Supervisor :

Dr. A. Akbarzade Kalat

September 2014