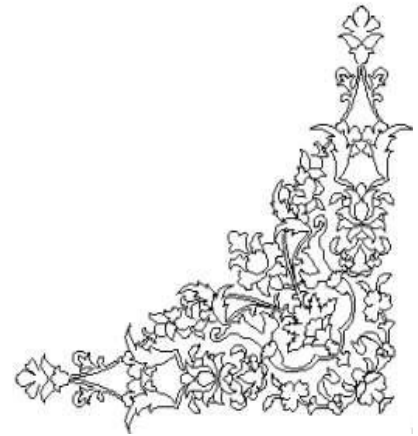
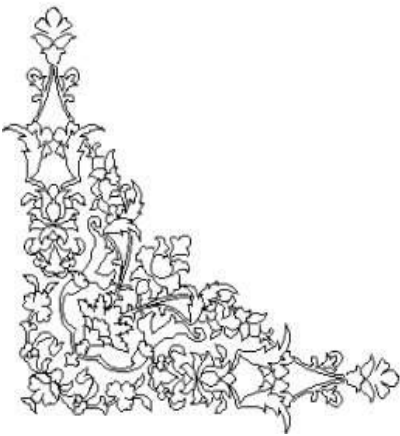


بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده فنی
گروه مکانیک
گرایش طراحی کاربردی

طراحی بهینه ای چند هدفی مقاوم سیستم تعلیق خودرو دارای نامعینی های پارامتری

از
غزال اعتصامی

استاد راهنما
دکتر نادر نریمان زاده

استاد مشاور
دکتر محمد محبوب جهرمی

خرداد 90

تقدیم به

پدر و مادرم،

مبارزان راه روشنایی زندگانی من

تقدیر

ولی لطف تو گر نبود به سد رنج
پشیزی کس نیابد زان همه گنج
چو در هر گنج سد گنجینه داری
نمی خواهم که نومیدم گذاری
به راه این امید پیچ در پیچ
مرا لطف تو می باید دگر هیچ
((وحشی بافقی))

از استاد راهنمای ارجمندم، پرفسور نادر نریمان زاده که همواره در تمام مراحل انجام این پایان نامه راه گشایم بوده اند و از راهنمایی های ارزنده شان در جهت گیری علمی ذهنم بسیار سپاسگزارم.

از استاد مشاور ارجمندم آقای دکتر محمد محبوب جهرمی، ایشان که هرگز مرا از راهنمایی های ارزنده شان بی بهره نگذاشته اند کمال تشکر را دارم.

از آقای دکتر علی جمالی، به خاطر زحمات و راهنمایی های بسیار ارزنده و بی دریغشان سپاسگزارم.

از آقای مهندس محمد صالح پور که در تمام مراحل این تحقیق حامی من بوده اند و در تدوین این تحقیق یاری ام رساندند کمال تشکر را دارم.

از برادر عزیزم آقای مهندس احسان اعتصامی که در تمامی مراحل تحصیل مشوق و راهنمای من بوده اند سپاسگزارم.

فهرست مطالب

صفحه	عنوان
ر	چکیده فارسی
ز	چکیده لاتین
2	فصل اول: مقدمه پیشگفتار
6	فصل دوم: دینامیک خودرو و معیار راحتی خودرو 2-1 مقدمه
6	2-2 پاسخ انسان به ارتعاشات
8	2-3 مدل‌های دینامیکی خودرو
9	2-4 انواع سیستم های تعلیق خودرو
9	2-4-1 سیستم تعلیق غیر فعال و فعال و نیمه فعال فصل سوم: الگوریتم ژنتیک و بهینه سازی چند هدفی
13	3-1 مقدمه
14	3-2 الگوریتم ژنتیک
17	3-3 الگوریتم های انتخاب
18	3-3-1 انتخاب صورت قطعی
18	3-3-2 انتخاب بر اساس تورنمنت
18	3-3-3 انتخاب بر اساس مکانیزم چرخ گردان
20	3-4 عملگرهای ژنتیکی
20	3-4-1 عملگر پیوند
21	3-4-2 عملگر جهش
21	3-5 پیمایش برازندگی
22	3-6 بهینه سازی چند هدفی
22	3-7 صورت استاندارد مسائل بهینه‌سازی چند هدفی
26	3-8 الگوریتم های مختلف برای مسایل بهینه سازی چند هدفی
26	3-8-1 روش ضرایب وزنی
26	3-8-2 روش معیار سراسری
27	3-8-3 روش Min-Max
28	3-8-4 روش NSGA-II
29	3-9 الگوریتم MUGA
30	3-9-1 زیر برنامه ϵ -elimination
30	3-9-2 الگوریتم کلی MUGA

31	3 - 9 - 3 نتایج عددی MUGA با استفاده از مسایل نمونه
	فصل چهارم: تحلیل احتمالاتی
37	4 - 1 مقدمه
38	4 - 2 نامعینی احتمالاتی
39	4 - 2 - 1 توزیع احتمالاتی و تابع چگالی احتمالاتی
40	4 - 2 - 2 تابع توزیع جمعیت
41	4 - 3 نمایش سیستم های نامعین
41	4 - 4 تحلیل احتمالاتی
42	4 - 5 نمونه برداری و شبیه سازی مونت کارلو
45	4 - 6 میانگین و واریانس
	فصل پنجم: بهینه سازی چند هدفی مدل ارتعاشی یک دوم خودرو
47	5 - 1 مقدمه
47	5 - 2 تعریف مدل ارتعاشی خودرو
49	5 - 2 - 1 شرح کلی کنترلر PID
50	5 - 2 - 2 معادلات حرکت
53	5 - 3 بهینه سازی چند هدفی مدل ارتعاشی 5 درجه آزادی خودرو با پارامترهای معین
54	5 - 3 - 1 بهینه سازی دو هدفی خودروی 5 درجه آزادی
64	5 - 3 - 2 بهینه سازی 5 هدفی خودروی 5 درجه آزادی
74	5 - 4 بررسی رفتار نقاط بهینه پیشنهادی در فضای نامعین
	فصل ششم: نتایج و پیشنهادات
80	نتایج و پیشنهادات
82	منابع

فهرست جداول

19	جدول (1-3) پنج کروموزوم نمونه و برازندگی مربوط به آنها
35	جدول (2-3) مقایسه Δ برای الگوریتم های مختلف بهینه سازی چند هدفی
53	جدول (1-5) اندازه پارامترهای ثابت خودرو طبق مرجع [8]
61	جدول (2-5) اندازه متغیرهای طراحی نقاط مصالحه کار حاضر (مربوط به بهینه سازی دو هدفی) و نقاط بهینه مرجع [8] و [9]
	جدول (3-5) مقادیر مربوط به توابع هدف نقاط مصالحه کار حاضر (مربوط به بهینه سازی دو هدفی) و نقاط بهینه
62	مراجع [8] و [9]
70	جدول (4-5) متغیرهای طراحی نقطه انتخاب شده توسط روش نگاشت در این پایان نامه و نقطه منتخب طراح
71	جدول (5-5) مقادیر مربوط به توابع هدف نقاط انتخابی کار حاصل و نقاط بهینه مراجع [8] و [9]

فهرست اشکال

8	شکل (1-2) مدل خودروی 5 درجه آزادی
9	شکل (2-2) مدل خطی خودرو با دو درجه آزادی
11	شکل (3-2) نمایی شماتیک از مدل خودرویی با سیستم تعلیق فعال
11	شکل (4-2) نمایی شماتیک از مدل خودرویی با سیستم تعلیق نیمه فعال
16	شکل (1-3) نحوه عملکرد الگوریتم های تکاملی
17	شکل (2-3) یک الگوریتم تکاملی ساده
19	شکل (3-3) چرخ گردان متناظر با جدول 1-2
20	شکل (4-3) عملگر پیوند یک نقطه ای
21	شکل (5-3) عملیات جهش بر روی یک کروموزوم
24	شکل (6-3) نمایش مجموعه نقاط غیر برتر پارتو
25	شکل (7-3) تحدب و تقعر در مجموعه پارتو
28	شکل (8-3) نحوه محاسبه CDA در الگوریتم NSGAI
28	شکل (9-3) نحوه عملکرد الگوریتم NSGA-II
29	شکل (10-3) زیر برنامه ϵ -elimination
30	شکل (11-3) نحوه عملکرد الگوریتم MUGA
31	شکل (12-3) کد پیشنهادی الگوریتم MUGA
۳۲	شکل (13-3) نمایش پارامترهای موثر در پارامتر Δ
33	شکل (14-3) منحنی پارتو برای مساله اول (معادله 3-15)
34	شکل (15-3) منحنی پارتو برای مساله دوم (معادله 3-16)
34	شکل (16-3) منحنی پارتو برای مساله سوم (معادله 3-17)
35	شکل (17-3) منحنی پارتو برای مساله چهارم (معادله 3-18)
39	شکل (1-4) نامعینی کراندار و نامعینی احتمالاتی
39	شکل (2-4) احتمال بدست آمده با استفاده از مساحت زیر تابع $f(x)$
40	شکل (3-4) منحنی PDF و CDF
43	شکل (4-4) فرآیند شبیه سازی به روش مونت کارلو
44	شکل (5-4) اعداد تصادفی تولید شده بین صفرو یک برای 100 و 500 نمونه
44	شکل (6-4) الف) نقاط و نمونه های تولید شده توسط روش مونت کارلو
45	شکل (6-4) ب) نقاط و نمونه های تولید شده توسط روش همرسلی
48	شکل (1-5) مدل ارتعاشی 5 درجه آزادی خودرو
49	شکل (2-5) ورودیهای جاده
49	شکل (3-5) طرح کلی یک کنترلر PID

- 56 شکل (4-5) منحنی پارتوی دوهدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و سرعت عمودی تایر جلو
- 56 شکل (5-5) منحنی پارتوی دو هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و سرعت عمودی تایر عقب
- 57 شکل (6-5) منحنی پارتوی دو هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و جابجایی نسبی شاسی و تایر جلو
- 57 شکل (7-5) منحنی پارتوی دو هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و جابجایی نسبی شاسی و تایر عقب
- 58 شکل (8-5) منحنی پارتوی دو هدفی برای دو تابع هدف سرعت عمودی تایر جلو و سرعت عمودی تایر عقب
- 58 شکل (9-5) منحنی پارتوی دو هدفی برای دو تابع هدف سرعت عمودی تایر جلو و جابجایی نسبی شاسی و تایر جلو
- 59 شکل (10-5) منحنی پارتوی دو هدفی برای دو تابع هدف سرعت عمودی تایر جلو و جابجایی نسبی شاسی و تایر عقب
- 59 شکل (11-5) منحنی پارتوی دو هدفی برای دو تابع هدف سرعت عمودی تایر عقب و جابجایی نسبی شاسی و تایر جلو
- 60 شکل (12-5) منحنی پارتوی دو هدفی برای دو تابع هدف سرعت عمودی تایر عقب و جابجایی نسبی شاسی و تایر عقب
- 60 شکل (13-5) منحنی پارتوی دو هدفی برای دو تابع هدف جابجایی نسبی شاسی و تایر جلو و جابجایی نسبی شاسی و تایر عقب
- 62 شکل (14-5) مقایسه رفتار زمانی شتاب عمودی صندلی نقاط بهینه C_1 ، D و E
- 63 شکل (15-5) مقایسه رفتار زمانی جابجایی نسبی شاسی و تایر جلو نقاط بهینه D ، E و C_{10}
- 63 شکل (16-5) مقایسه رفتار زمانی جابجایی نسبی شاسی و تایر عقب نقاط بهینه D ، E و C_{10}
- 65 شکل (17-5) مقایسه پارتوی دو هدفی و پنج هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و سرعت عمودی تایر جلو
- 66 شکل (18-5) مقایسه پارتوی دو هدفی و پنج هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و سرعت عمودی تایر عقب
- 66 شکل (19-5) مقایسه پارتوی دو هدفی و پنج هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و جابجایی نسبی شاسی و تایر جلو
- 67 شکل (20-5) مقایسه پارتوی دو هدفی و پنج هدفی برای دو تابع هدف شتاب عمودی صندلی و جابجایی نسبی شاسی و تایر عقب
- 67 شکل (21-5) مقایسه پارتوی دو هدفی و پنج هدفی برای دو تابع هدف سرعت عمودی تایر جلو و سرعت عمودی تایر عقب
- 68 شکل (22-5) مقایسه پارتوی دو هدفی و پنج هدفی برای دو تابع هدف سرعت عمودی تایر جلو و جابجایی نسبی بین شاسی و تایر جلو
- 68 شکل (23-5) مقایسه پارتوی دو هدفی و پنج هدفی برای دو تابع هدف سرعت عمودی تایر جلو و جابجایی نسبی بین شاسی و تایر عقب
- 69 شکل (24-5) مقایسه پارتوی دو هدفی و پنج هدفی برای دو تابع هدف سرعت عمودی تایر عقب و جابجایی نسبی بین شاسی و تایر جلو
- 69 شکل (25-5) مقایسه پارتوی دو هدفی و پنج هدفی برای دو تابع هدف سرعت عمودی تایر عقب و جابجایی نسبی بین شاسی و تایر عقب
- 70 شکل (26-5) مقایسه پارتوی دو هدفی و پنج هدفی برای دو تابع هدف جابجایی نسبی بین شاسی و تایر جلو و جابجایی نسبی بین شاسی و تایر عقب
- 72 شکل (27-5) مقایسه رفتار زمانی شتاب عمودی صندلی برای نقاط بهینه G و F ، E ، D
- 72 شکل (28-5) مقایسه رفتار زمانی سرعت عمودی تایر جلو برای نقاط بهینه G و F ، E ، D
- 73 شکل (29-5) مقایسه رفتار زمانی سرعت عمودی تایر عقب برای نقاط بهینه G و F ، E ، D

- 73 شکل (30-5) مقایسه رفتار زمانی جابجایی نسبی شاسی و تایر جلو برای نقاط بهینه G و F، E، D
- 74 شکل (31-5) مقایسه رفتار زمانی جابجایی نسبی شاسی و تایر عقب برای نقاط بهینه G و F، E، D
- 76 شکل (32-5) منحنی CDF شتاب عمودی صندلی نقاط طراحی پیشنهادی کار حاصل، مراجع [8] و [9]
- 76 شکل (33-5) منحنی CDF جابجایی نسبی شاسی و تایر جلو نقاط طراحی پیشنهادی کار حاصل، مراجع [8] و [9]
- 77 شکل (34-5) منحنی CDF جابجایی نسبی شاسی و تایر عقب نقاط طراحی پیشنهادی کار حاصل، مراجع [8] و [9]

طراحی بهینه ای چند هدفی مقاوم سیستم تعلیق خودرو دارای نامعینی های پارامتری غزال اعتصامی

سیستم تعلیق نقش بسیار مهمی در راحتی و فرمان پذیری خودرو دارد. در این پایان نامه هم با استفاده از سه کنترلر PID که به ترتیب در سیستم تعلیق جلو، سیستم تعلیق عقب و صندلی مورد استفاده قرار می گیرند، عملکرد سیستم تعلیق خودرو بهبود یافته است. به منظور طراحی بهینه ای ضرایب کنترلرهای PID از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است. پنج تابع هدف شتاب عمودی صندلی، سرعت عمودی تایر جلو، سرعت عمودی تایر عقب، جابجایی نسبی شاسی و تایر جلو و جابجایی نسبی شاسی و تایر عقب به طور همزمان در نظر گرفته شده اند و نقاط بهینه غیر برتر طراحی به دست آمده اند. از بین نقاط پارتو و با استفاده از نگاشت نقاط یک نقطه بهینه به عنوان نقطه طراحی انتخاب شده است. در نهایت برای عملکرد مقاوم سیستم تعلیق طراحی شده از روش نمونه برداری مونت کارلو استفاده شده است. 5000 نمونه تصادفی از فضای متغیرهای نامعین توسط روش مونت کارلو انتخاب شده است و نمودارهای CDF آن ها ارائه شده است. مقایسه نمودار CDF نشان دهنده عملکرد بسیار مقاوم تر نتایج تحقیق حاضر است.

کلید واژه: مدل ارتعاشی خودرو، پارتو، الگوریتم ژنتیک، بهینه سازی چند هدفی، طراحی مقاوم

Abstract

Robust multi-objective active suspension design for vehicle with uncertain parameters
Ghazal Etesami

Suspension system has a very important role in ride and handling performs of vehicle. In this research, three PID controllers have been used in forward suspension, rear suspension and seat to improve the operation of vehicle suspension system. A multi-objective uniform diversity genetic algorithm (MUGA) is used to optimize PID gains. Five objective functions; vertical seat acceleration, vertical velocity of forward tire, vertical velocity of rear tire, relative displacement between sprung mass and forward tire and relative displacement between sprung mass and rear tire have been considered simultaneously and several non-dominated points have been obtained in the results of this work. A trade-off point has been selected between non-dominated optimum points by mapping of points in five-objective optimization. At the end the Mont Carlo method is used for investigating the robust performance of designed vehicle suspension system. 5000 random samples from uncertain variables are selected by Mont Carlo method and their CDF diagrams are presented in this research. The comparison of CDF diagrams admits the greatness of the results of this work.

Keywords: Vehicle vibration model; Pareto; Genetic algorithm; Multi-objective optimization; Robust design

مقدمه

فصل اول

پیشگفتار

در سالهای اخیر کنترل ارتعاشات وسایط نقلیه توجه بسیاری از محققین را به سمت خود جلب کرده است. ارتعاشات ناشی از جاده نقش بسیار مهمی در راحتی¹ مسافران و پایداری خودرو در عبور از ناهمواریها² را داراست. تعدادی از کارهای پیشین در این زمینه نشان داده است که، ارتعاشات خودرو تأثیر مستقیم بر راحتی و سلامتی سر نشینان دارد [1-3] Bouazara. [4] اثر پارامترهای سیستم را بر روی ارتعاشات سیستم تعلیق بررسی کرد. Hrovat [5] از مدل ارتعاشی سه بعدی به جای مدل ارتعاشی دو بعدی برای بدست آوردن نتایج کامل تر استفاده کرد. امروزه، سه نوع سیستم تعلیق وجود دارد، که عبارتند از سیستم تعلیق غیر فعال³، فعال⁴ و نیمه فعال⁵. سیستم تعلیق غیر فعال از یک جفت دمپر و فنر موازی تشکیل شده است. Crolla [6] از یک سیستم شبه فعال برای ارتقاء عملکرد خودرو استفاده کرده است. Bouaza [7] یک مدل ارتعاشی سه بعدی را که بیانگر تخمین خوبی از رفتار خودرو می باشد را ارائه کرده است. همچنین Bouazara [8] در پایان نامه دکترای خود، به بررسی سیستمهای تعلیق غیر فعال و فعال و نیمه فعال بر روی مدلهای دو بعدی و سه بعدی خودرو پرداخت. او در کار خود تمام فاکتورهای عملکرد خودرو را توسط ضرایب وزنی با هم جمع کرد و عمل بهینه سازی تک هدفی را برای رسیدن به موازنه خوب بین معیار راحتی و پایداری خودرو انجام داد. او در کار خود تابع شتاب صندلی را نشان دهنده معیار راحتی و جابجایی نسبی بین شاسی و تایرها را نمایانگر پایداری خودرو در نظر گرفت. در این راستا نریمان زاده و همکاران [9] از یک الگوریتم ژنتیک چند هدفی برای بهینه سازی چند هدفی سیستم تعلیق پنج درجه آزادی خودرو استفاده کرد. Ikbal Eski [10] از یک سیستم کنترلی شبکه عصبی مقاوم برای کنترل کردن حرکت عمودی مدل هفت درجه آزادی سیستم تعلیق یک چهارم خودرو استفاده کرده است. Senthil kumar [10] از کنترلر PID برای بهبود عملکرد سیستم تعلیق مدل یک چهارم خودرو استفاده کرده است. Feng [12] از ترکیب کنترلر PID و منطق فازی بر مبنای الگوریتم ژنتیک برای بهینه سازی سیستم تعلیق فعال خودرو استفاده کرده است. به منظور بهبود

-
- 1.Comfort
 - 2.Road holding capability
 - 3.Passive suspension
 - 4.Active suspension
 - 5.Semi-active suspension
 - 6.Linear optimal control
 - 7.Fuzzy logic and neural network
 - 8.Adaptive control

عملکرد سیستمهای تعلیق، از روشهای مختلفی نظیر کنترل خطی بهینه⁶ [13]، منطق فازی و شبکه عصبی⁷ [14]، کنترل تطبیقی⁸ [15] استفاده می شود. همچنین روشهای طراحی مقاوم همچون H_∞ نیز برای کنترل فرآیند طراحی در سیستمهای تعلیق به کار می روند [16-20]. از روش طراحی کنترل مقاوم μ -synthesis نیز همراه با روش H_∞ در طراحی مقاوم بهینه سیستمهای تعلیق خودرو در تحقیقات استفاده می شود [21]. نکته مهم در مورد این روشها این است که در این روشها، طراحی کنترل مقاوم بر مبنای بدترین شرایط با توجه به مقدار مشخصی از مجموعه نامعینی که بیشترین احتمال عملکرد نامطلوب برای آن می باشد، صورت می پذیرد. در سالهای اخیر تحقیقاتی هم برای طراحی مقاوم چند هدفی سیستمهای تعلیق خودرو انجام گرفته است، که در آنها مخلوطی از روشهای H_∞ و $\frac{H_\infty}{H_2}$ [22] یا از روش $Mixed\ GL_2/H_2/GH_2$ [23] استفاده شده است. در تمامی این روشها نامعینی به صورت یک مجموعه کراندار در نظر گرفته شده است، که احتمال رویداد هر یک از مقادیر نامعینی در سراسر این مجموعه پذیرفته است بدین منظور تلاشهایی در جهت جایگزین نمودن نامعینی های احتمالاتی به جای نامعینی کراندار صورت پذیرفته است. برای نیل به این هدف، در روشهای جدید برای هر یک از نامعینی ها یک تابع چگالی احتمالاتی¹ (PDF) با توجه به دینامیک واقعی سیستم در نظر می گیرند [24]. بنابراین در نظر گرفتن این مشخصه برای سیستمهای نامعین، منجر به طراحی بر مبنای قابلیت اطمینان که احتمالات در آن سهم خواهد بود، می شود. از پیشگامان این روش Ryan و Stengel می باشند که طراحی کنترل مقاوم را بر مبنای تحلیل احتمالاتی و با استفاده از روش شبیه سازی مونت کارلو² انجام دادند. در این روش از الگوریتم ژنتیک و بهینه سازی تک هدفی برای مینیم کردن تابع هدف مجموع احتمالات شکست استفاده شد [25-29]. توجه به این نکته ضروری است که در بهینه سازی تک هدفی انتخاب ضرایب وزنی مناسب از جمله مسائل مهمی است که باید به دقت رعایت شود. به همین دلیل از مشکلات اساسی در این روش می توان به انتخاب ضرایب وزنی اشاره نمود.

در این پایان نامه از روش شبیه سازی مونت کارلو برای بهینه سازی چند هدفی مدل ارتعاشی پنج درجه آزادی خودرو استفاده می شود. استفاده از روش شبه مونت کارلو، بسیاری از محافظه کاریهای روشهای H_∞ ، H_2 و H_∞ همراه با μ -synthesis و... را ندارد و به خاطر در نظر گرفتن تابع توزیع احتمالاتی به واقعیت بسیار نزدیک تر است.

همچنین با استفاده از الگوریتم 1^{MUGA} [30] به همراه کنترلر PID تمامی نقاط بهینه طراحی از دید پنج تابع هدف شتاب عمومی صندلی، سرعت عمودی تایر جلو، سرعت عمودی تایر عقب، جابجایی نسبی بین شاسی و تایر جلو و جابجایی نسبی بین شاسی و تایر عقب در اختیار طراح قرار می‌گیرد و طراح بسته به نیاز خود یکی از این نقاط را انتخاب می‌کند.

این پایان نامه از شش فصل تشکیل شده است. در فصل اول، مختصری در زمینه کارهای صورت گرفته روی سیستمهای تعلیق خودرو و فرایند بهینه سازی مربوط به آن بیان شده است. در فصل دوم، دینامیک خودرو و معیارهای راحتی و پایداری خودرو بررسی می‌شود. فصل سوم، شامل مفاهیم بهینه سازی چند هدفی و الگوریتمهای مختلف آن می‌باشد. تعاریف مربوط به پارتو، شامل پارتوی بهینه، پارتوی غالب، ... در این فصل ارائه شده است. در این فصل می‌توان با تئوری و کاربرد های بهینه سازی چند هدفی آشنا شد. در فصل چهارم، مفاهیم تحلیل احتمالاتی به منظور بررسی رفتار سیستمهای نامعین احتمالاتی ارائه می‌شود، همین طور روش شبیه سازی مونت کارلو و شبه مونت کارلو مورد بحث قرار گرفته است. در فصل پنجم، از روش شبیه سازی شبه مونت کارلو و بهینه سازی چند هدفی با الگوریتم ژنتیک به همراه کنترلر PID جهت طراحی بهینه مقاوم مدل ارتعاشی یک دوم خودرو همراه با 5 درجه آزادی استفاده شده است. در فصل ششم، هم بحث و نتیجه گیری نهایی صورت پذیرفته است و پیشنهاد برای ادامه کار ارائه می‌شود.

فصل دوم

دینامیک خودرو و معیار
راحتی آن

دینامیک خودرو و معیار راحتی خودرو

1-2 مقدمه

کیفیت راحتی¹ بر اساس احساس راحتی مسافر در محیط خودروی در حال حرکت تعیین می‌گردد. مشکلات عدم راحتی و عدم خوشسواری اصولاً از ارتعاشات بدنه خودرو که از منابع ارتعاشی گوناگون صادر می‌شود ناشی می‌گردد. این منابع شامل ناهمواریهای جاده ای، نیروهای آثرو دینامیکی، ارتعاشات موتور، سیستم انتقال قدرت و ناهمگونی و عدم بالانس تایر و متعلقات چرخ می‌باشند. معمولاً ناهمواریهای جاده از دست‌اندازهای عمیق تا تغییرات جزئی ارتفاع سطح جاده به عنوان منبع مهم ایجاد ارتعاشات منتقله به بدنه خودرو از طریق سیستم تعلیق و متعلقات چرخ می‌باشد. ارتعاشات ایجاد شده از نیروهای آثرو دینامیکی مستقیماً بر بدنه خودرو وارد و ارتعاشات ایجاد شده از موتور و سیستم انتقال قدرت از طریق اتصالات آنها به بدنه منتقل می‌شود در صورتی که ارتعاشات ناشی از جاده و ناهمگونی تایر و اتصالات چرخ از طریق سیستم تعلیق بر بدنه خودرو منتقل می‌گردد.

موضوع راحتی خودرو، مطالعه اصول کنترل خودرو جهت اینکه احساس ناراحتی سرنشین از یک حدی بیشتر نشود، بیان می‌گردد. بدین منظور جهت مطالعه آن نیاز به دانش رفتار انسان نسبت به این ارتعاشات، رفتار خودرو و همچنین پارامترهای ناهمواری جاده ضروری است. ما در این بخش به معرفی پاسخ انسان به ارتعاشات وارده بر آن و آشنایی با مدل‌های راحتی خودرو می‌پردازیم.

2-2 پاسخ انسان به ارتعاشات

در حالت کلی تعیین حدود راحتی و خوشسواری خودرو به دلیل احساسات متغیر افراد مختلف نسبت به ارتعاشات و وجود نداشتن روشی کامل جهت بررسی پاسخ و رفتار انسان نسبت به ارتعاشات مشکل می‌باشد [4]. اگرچه روشهای با ارزشی تاکنون توسط افرادی که سعی در به دست آوردن این حدود داشته‌اند به دست آمده است که این روشها در صفحه بعد توضیح داده شده‌اند.

الف: اندازه گیری خوشسواری خودرو توسط انسان

روش قدیمی برای مقایسه کیفیت خودرو در صنعت خودرو با مقایسه خودروها توسط راننده در یک سطح جاده معین انجام می گرفت. در این روش درجه تفاوت کیفیت راحتی خودرو مشخص می شود ولی ضعف این روش در عدم توانایی در بیان کمیت راحتی خودرویی خاص می باشد.

ب: تست میز ارتعاشی

در جهت اختصاص دادن کمیتی خاص به رفتار بدن انسان نسبت به ارتعاشات وارد شده، تعداد زیادی میز آزمایشگاهی تاکنون ساخته شده و تحقیقات زیادی صورت گرفته است. بسیاری از این تحقیقات مربوط به پاسخ انسان به ارتعاشات سینوسی می باشد. در این تحقیقات هدف مشخص کردن نواحی از راحتی (یا ناراحتی) برای انسان بر اساس دامنه ارتعاش، سرعت و یا شتاب در یک مسیر خاص (مثلاً از سمت پا به سر، طرفین و از سمت سینه به پشت) و در یک رنج فرکانسی خاص می باشد.

ت: تست شبیه ساز راحتی

در این تست ها، از شبیه سازهای راحتی جهت تولید ارتعاشات حاصله از عبور خودرو از سطوح مختلف استفاده می شود. در بعضی از موارد خودرویی خاص بر روی عملگرهای هیدرولیکی نصب می شود تا به شکل بهتری پاسخ خودروهای مورد نظر را در حرکات کلگی¹، غلت² و نوسان عمودی³ تولید کند. توسط این شبیه ساز حدود آرامشی سرنشین را نسبت به پارامترهای ارتعاشی به دست می آورند.

ث: اندازه گیری خوشسواری در خودرو

روشهای شرح داده شده ب و ت در بالا به دلیل انجام شدن آنها در شرایط آزمایشگاهی، تمام ارتعاشاتی که به راننده در جاده اعمال می شود را تولید نمی کنند، بدین دلیل نیاز به ابزارهایی خاص جهت اندازه گیری و انجام آزمایش بر روی جاده واقعی احساس

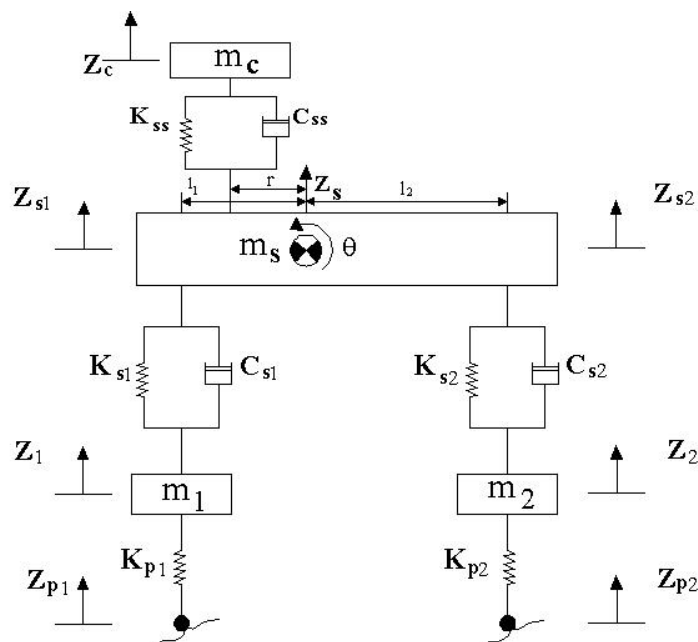
1.Pitch
2.Roll
3.Bounce

می شود. این تست جهت ایجاد ارتباط پاسخ تست بر الفاظ کیفیتی مثل (نامطلوبی) و یا (تحمل ناپذیر) به وسیله پارامترهای اندازه گیری شده ابداع گردید.

3-2 مدل‌های دینامیکی خودرو

جهت مطالعه راحتی خودرو، مدل‌های مختلفی وجود دارند. برای خودروی سواری با سیستم تعلیق مستقل یک مدل خودروی 5 درجه آزادی مثل شکل 2-1 ممکن است مورد استفاده قرار گیرد [8]. در این مدل، حرکت زاویه ای غلت (دوران حول محور طولی) و یک حرکت خطی انتقالی عمودی (حرکت خطی قائم در طول محور عمودی) بدنه خودرو و دو حرکت خطی چرخها در نظر گرفته می شود. به جرم بدنه خودرو اصطلاحاً جرم معلق¹ و به جرم چرخها و اجزاء متصله و قسمتی از سیستم تعلیق و ... جرم نامعلق² گفته می شود.

جهت به دست آوردن معادلات دیفرانسیلی حرکتی خودرو برای مطالعه رفتار و مشخصه ارتعاشی آن از قانون دوم نیوتن برای هر جرم استفاده می گردد. بعد از تعیین این معادلات فرکانسهای طبیعی و نسبت دامنه ها با استفاده از اصل مودهای (مودهای نرمال) ارتعاشی (یا ارتعاشات آزاد)، سیستم به دست می آید. لازم به ذکر می باشد هر چقدر تعداد درجه آزادی مدل بیشتر باشد آنالیز ارتعاشی آن پیچیده تر می گردد و نیاز به کامپیوتر جهت حل معادلات غیر قابل اجتناب می باشد



1. Sprung mass
2. Unsprung mass