

مبانی دینامیک خودرو

نویسنده

توماس گیلپی

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه میشیگان

برگردانندگان

دکتر سید محمد مهدی انصاری موحد

دانشکده مکانیک، دانشگاه تهران

نام کتاب: مبانی دینامیک خودرو

نویسنده: توماس گیلسپی

برگردانی: سید محمد مهدی انصاری موحد، رضا کاظمی

ویرایش: سید محمد مهدی انصاری موحد

اجرا: محمد نظام‌آبادی

طراحی روی جلد: سید محمد مهدی انصاری موحد

چاپ یکم: زمستان ۱۳۸۱

تیراژ: ۳۰۰۰

حروف‌چینی: شرکت ارسپاران

لینتوگرافی: شرکت فرآیند گویا

چاپ: شرکت شادرنگ

ناشر: نشریه پیام ایران خودرو - انجمن مهندسين خودرو آمریکا (SAE)

آدرس: کیلومتر ۱۴ جاده مخصوص کرج، شرکت ایران خودرو، درب شماره ۱، دفتر ماهنامه پیام ایران خودرو

تلفن ۲-۴۸۹۰۵۲۶۰، ۴۹۰۵۲۷۹

سراغاز

امروزه خودروسازی در نگرش‌های جهانی صنعتی پایه محسوب شده و به گفته بسیاری از پژوهشگران «مادر صنایع» است. امروزه کمپانی‌های جهانی خودروساز دارای تولیدات میلیونی می‌باشند. هر روز یک خودرو تازه و نوین که ثمره کار «مراکز تحقیقات و نوآوری» است، به بازار ارایه می‌شود.

فرآیند طراحی خودرو آمیختاری از هنر و مهندسی است که طراح باید بخش‌های گوناگون خودرو را با نگرش‌های مختلف طراحی بنگرد. در نتیجه چنین دیدگاهی توازن، تقارن و آینده‌نگری در خودرو به چشم خواهد خورد. امروزه با افزایش نوآوری‌ها و فن‌آوری‌های نوین که هر آن رو به گسترش است، طراحی موفق آن است که ویژگی‌های یک طرح نوین را دارا بوده و در بر گیرنده نیازهای زمان خود باشد، بنابراین ضمن رقابت با دیگر طرح‌ها از آخرین فن‌آوری‌ها بهره‌مند است.

خودروهای امروزی متکی بر فن‌آوری رایانه‌ای و یک قرن تجربه خودروسازی است. پیشرفت در دانش‌های «کنترل خودکار، پیش‌الگوسازی مجازی و الکترونیک نوین» تحولی انقلاب‌گونه در خودروسازی پدید آورده است. پژوهاک صنایع خودروسازی در هر کشوری به صورت موتور گرداننده اقتصاد و توسعه صنعتی و تکنولوژیکی آشکار می‌شود. نیز خودروسازی به سبب طبیعت گسترده و اشتغالزای آن پویاسازی صنایع یک کشور و شکوفایی اقتصاد آن را در پی دارد. ملاحظات عمده در طراحی و بهسازی خودرو به قرار زیر است:

- محیط زیست (آلودگی هوا، آلودگی صوتی، بازیافت)
- ویژگی‌های دینامیکی (شتاب‌گیری و ترمزدهی، آسایش، پایداری، اغتشاش و صدا)
- مسایل شهری (قوانین و آیین‌نامه‌ها، مسایل ترافیکی)
- اقتصاد (بهای خودرو، مصرف انرژی و سوخت)
- مسایل فردی (پذیرش خریدار، اطمینان و اعتماد، کیفیت و رضایت)
- جای‌گیری و سنگینی

هر چند امروزه زمینه‌های عمده رقابت در خودروسازی علاوه بر رعایت نکات ایمنی، پارامترهای «کاهش سوخت، کاهش سنگینی و مسایل آلودگی محیط زیست» نیز می‌باشد.

کشور ما که امروزه در دسته کشورهای جهان سوم قرار گرفته است، اما با این حال توان خوبی را در سازگاری با مدرنیته و نیز دنیای صنعتی نشان داده است. هر چند که پیشینه تاریخی ما نشان از ابر توانی و ابر قدرت بودن را دارد، اما بر پایه قانون‌مندی تاریخ هر که دچار کاهلی و سستی شود، سرانجامی جز نابودی و زوال نخواهد داشت. کشور ما در چند دهه اخیر آغاز به مونتاژ، طراحی و تولید در زمینه خودرو نموده است. به سبب موقعیت سوق‌الجیشی کشورمان در خاورمیانه انتظار می‌رود که ایران قطب تکنولوژیکی منطقه باشد، اما متأسفانه به دلایل گوناگونی مانند جنگ تحمیلی و... نتوانسته آن چنان که شایسته و بایسته است، بنمایاند. نیز از آنجایی که جهان به سوی اقتصادی یکسان و حذف مرزها و کران‌های فرهنگی و جغرافیایی پیش می‌رود، بنابراین برای ماندن در چنین ورطه‌ای و اینکه خودروسازی کشور بتواند هم در درون و هم در بیرون از مرزهای کشور توان رقابت و فروش داشته باشد، راهی جز ارتقای بنیادین در کیفیت و بهره‌وری ندارد. بدون توانایی در طراحی و انعطاف‌پذیری با خواست بازار، آینده‌ای برای صنایع خودروسازی نمی‌توان متصور گردید.

در کشور ما که طراحی خودرو رشته نوینی محسوب می‌شود، باید کانون‌ها و مراکزی ایجاد شود که بتوان به آسانی با آنها ارتباط برقرار کرد، تا علاوه بر جهت‌دهی دانش و صنعت خودرو، افزایش توانایی‌های فردی را نیز به دنبال آورد. همچنین وجود نشریات تخصصی و برپایی سمینارهای تحقیقاتی در زمینه خودروسازی می‌تواند کاستی‌ها و کمبودهای اطلاعاتی را جبران نماید و در جهت‌گیری‌ها موثر باشد.

دانش «دینامیک خودرو» از جمله دانش‌های بسیار با اهمیت در زمینه خودرو است، که متأسفانه در کشور ما حتی در میان افراد متخصص و مرتبط نیز به طور کامل شناخته شده نیست. این دانش مرتبط با کارکرد کلی خودرو و حرکت‌شناسی آن است. این علم به خودرو به عنوان یک سیستم پویا و در حال حرکت می‌نگرد و تلاش در آنالیز رفتار حرکتی و واکنش آن به راننده دارد. یک خودرو از زیربخش‌های بسیاری تشکیل گردیده است، که با هماهنگی زیادی با همدیگر کار می‌کنند. از میان این زیربخش‌ها، «سیستم‌های تعلیق و فرمان» دینامیک حرکت خودرو را دیکته می‌نمایند و «کارکرد، فرمان‌پذیری و سواری» خودرو به این سیستم‌ها وابسته است. ره‌آورد دانش

دینامیک خودرو برای مهندسین خودرو توانایی همانندسازی خودرو و زیرسیستم‌های آن و نیز بررسی اثر پارامترهای گوناگون خودرو بر کارکرد کلی آن است. در واقع این علم ارتباط زیادی با خواست خریدار از خودرو داشته و با دیدگاه اقتصادی می‌توان گفت که این دانش بیان علمی و ریاضی خواست مشتری از خودرو است، که این خواست راحتی، ایمنی و کارکرد خوب خودرو را در بر می‌گیرد.

کتاب مبانی دینامیک خودرو «توماس گیلپی» از کتاب‌های مطرح و مرجع در زمینه دینامیک خودرو است که در بسیاری از دانشگاه‌های معتبر جهان تدریس می‌گردد. پس از چاپ نخست، این کتاب به سرعت نایاب گردید و در گذشت چند سال بارها تجدید چاپ شد. این کتاب به بسیاری از زبان‌های گوناگون برگردانده شده است و مرجع توانمندی هم در دانشگاه‌ها و هم مراکز صنعتی می‌باشد. نویسنده کتاب استاد توماس گیلپی یک دانشمند محقق در انستیتو تحقیقات حمل و نقل دانشگاه میشیگان است، که دروس دینامیک خودرو و مهندسی خودرو را تدریس می‌نماید. نیز در کمپانی خودروسازی فورد و کمپانی‌های دیگر خودروساز به عنوان مدرس و مشاور دینامیک خودرو شناخته شده است. همچنین در کاخ سفید به عنوان مشاور و رییس بخش تحقیقات و نوآوری در زمینه‌های دانش، فن‌آوری، ابررساناها و نیز سمت‌دهی وزارت راه و ترابری می‌باشد. اکنون او رهبری مرکز تحقیقات حمل و نقل خودروهای سنگین را بر عهده دارد. مطالب این کتاب چنان است که در ضمن رعایت سادگی و پرهیز از پیچیدگی همه اصول و مبانی دینامیک خودرو را پوشش می‌دهد. در این کتاب هم زیربخش‌های خودرو و هم دینامیک آنها و تاثیرات این بخش‌ها بر دینامیک کلی خودرو در نظر گرفته شده است.

ترجمه و برگردانی یک نوشتار بیگانه به سه اصل تسلط بر دانش مربوطه، احاطه بر زبان مبدأ و احاطه بر زبان مقصد نیازمند است. هر چند همه این موارد شرایط لازم بوده و برگرداننده باید فردی متعهد، هنرمند و با سلیقه باشد تا برآورد کار چنان باشد که انگار کتاب به همان زبان مقصد نگارش یافته است.

در چند دهه گذشته کتاب‌های فنی و تخصصی بسیاری به زبان پارسی برگردانده، چاپ و بخش شده است. بخش بزرگی از این کتاب‌ها در زمره دانش مهندسی قرار دارد. هر چند بر فرهیختگان این مرز و بوم پوشیده نیست که اگر یک نوشته مهندسی در اختیار چند مترجم قرار گیرد، هریک از آنان بسته به سلیق شخصی و برداشت‌های درونی، از معادل‌های پارسی گوناگونی برای

واژه‌های تخصصی سود می‌جویند و پیامد آن ناخوانی و ترجمه‌ای گنگ و نارسا است. متأسفانه این باور که معادل‌های پارسی سبب ملال، خستگی و گیجی خواننده شده و کاربرد واژگان علمی به همان صورت بیگانه، در بسیاری از محافل به گوش می‌رسد.

نکته قابل توجه این است که چنین فرهنگی در میان برگردانندگان و خوانندگان پیامدی جز دفن زبان پارسی و مهجوریت آن نداشته و گذشت زمان پویایی زبان پارسی را از بین برده و آن را به زبانی ایستا و در پایان منسوخ مبدل خواهد ساخت. شاهد این مدعا بسیاری از زبان‌ها و گویش‌هایی است که امروزه تنها در کتاب‌های کیمیا و در بازمانده‌های باستانی یافت می‌شوند.

باور اشتباه دیگر در مورد زبان پارسی این است که زبان ما زبان شعر و ادبیات بوده و واژگان علمی و فنی آن از دانش و زبانهای دیگر بر گرفته شده است. هر چند زبان پارسی به ادعای تاریخ نشان داده که هیچگاه اسیر عجز واژه‌یابی و نارسایی زبانی نبوده و نیست و آنچه که تا به امروز رخ داده، چیزی جز ناخودباوری یا سستی و کاهلی در زبان‌شناسی و واژه‌گزینی و اعمال سلاقی شخصی نبوده است. نیز یکی دیگر از بدفهمی‌ها و کج‌شناسی‌ها کاربرد نادرست واژه‌های معادل پارسی است که متأسفانه در این چند سال این مسأله بسیار بغرنج بوده و ما شاهد واژه‌های نامانوس زیادی از سوی رسانه‌های عمومی، بنگاه‌های سخن‌پراکنی، فرهنگستان زبان و... بوده‌ایم.

در هر صورت این گناه بر گردن بنگاه‌های سخن‌پراکنی، نشریات، فرهنگستان زبان پارسی و تک تک ما می‌باشد. برگردانندگان این کتاب خویش را در مقام ارایه پاسخ به این معضل فرهنگی نمی‌دانند و خود را خالی از خطا نمی‌پندارند. هر چند تلاش خویش را در راستای برگزیدن واژه‌های مناسب در حد دانش خویش به کار بسته‌اند.

برگردانندگان این کتاب بر پایه اعتبار این اثر و نویسنده آن اقدام به ترجمه آن کرده و امیدوار می‌باشند که این خدمت هر چند ناچیز که در راستای اعتلای دانش فنی کشور برداشته شده است، مورد قبول جامعه مهندسی و دانشگاهی کشور قرار گیرد. با توجه به مسایل مرتبط با زبان انگلیسی و دیگر موارد مرتبط با دینامیک خودرو در بعضی موارد اصلاحاتی در کتاب انجام شده و به طور نمونه برخی از تصاویر کتاب به سبب نارسایی و یا کیفیت پایین آن جایگزین شده است. همچنین سه پیوست اضافی (پیوست ۲، ۳ و ۴) به کتاب افزوده شده است.

بهار ۱۳۸۰

سید محمد مهدی انصاری موحد

فهرست مطالب

ج سرآغاز

ز فهرست مطالب

سرآغاز گفتار ۱

۱..... روزگار بیدایش خودروهای موتوری

۵..... سرآغازی بر دینامیک خودرو

۸..... برآوردهای پایه در همانندسازی

۹..... جرم‌های توده‌ای

۹..... چارچوب خودرو

۱۰..... متغیرهای حرکت

۱۰..... چارچوب جاده

۱۱..... زوایای اولر

۱۲..... نیروها

۱۲..... قانون دوم نیوتن

۱۳..... بارهای دینامیکی محور چرخ‌ها

۱۵..... بارهای استاتیکی در جاده صاف

۱۵..... شتاب‌گیری در سرعت‌های کم

بارهای استاتیکی در جاده شیب‌دار ۱۵

مسائل نمونه ۱۶

مسئله ۱ ۱۶

پاسخ

۱۶

مسئله ۲ ۱۶

پاسخ

۱۷

مسئله ۳ ۱۸

پاسخ

۱۸

محاسبات نمونه ۲۱

مراجع ۲۲

گفتار ۲ کارکرد شتاب‌گیری

پیش‌گفتار ۲۵

بازدارندگی توان در شتاب‌گیری ۲۶

موتورها ۲۶

زنجره توان ۲۹

جعبه دنده‌های خودکار ۳۴

مسائل نمونه ۳۸

مسئله ۱ ۳۸

پاسخ

۳۹

نکات ۴۰

مسأله ۲ ۴۰

پاسخ

۴۰

بازدارندگی نیروی رانشی در نشتاب گیری ۴۱

جابجایی کناری وزن به سبب گشتاور رانشی ۴۲

حد کشندگی ۴۵

مسایل نمونه ۴۶

مسأله ۱ ۴۶

پاسخ

۴۷

نکات ۴۷

مسأله ۲ ۴۸

پاسخ

۴۹

نکات ۴۹

مراجع ۴۹

گفتار ۳ کارکرد ترمزگیری

معادلات پایه ۵۱

کندش ثابت ۵۲

کندش به همراه مقاومت باد ۵۳

۵۴..... انرژی - توان

۵۵ نیروهای ترمزی

۵۵..... مقاومت غلتشی تایر

۵۵..... نیروی پسای آبرودینامیکی

۵۶..... مقاومت خط رانش

۵۶..... شیب جاده

۵۷ ترمزها

۵۷..... فاکتور ترمزی

۶۱ اصطکاک تایر و جاده

۶۴..... سرعت

۶۵..... فشار باد

۶۵..... بار عمودی تایر

۶۵ مسایل نمونه

۶۵..... مسأله ۱

..... پاسخ

۶۵

۶۶..... مسأله ۲

..... پاسخ

۶۶

۶۷ قوانین و ملزومات ملی برای کارکرد ترمز

۶۸ هماهنگی ترمز

۷۵ سیستم‌های ترمز پاد قفل شونده

۷۷ بازدهی ترمز

۷۹ قفل شدگی چرخ پشت

۸۳ بهره نیروی پدال

۸۴ مسایل نمونه

۸۴ مسأله ۱

پاسخ

۸۵

۸۶ نکات

۸۷ مراجع

گفتار ۴ بارهای جاده

۸۹ آیرودینامیک

۹۰ مکانیک جریان هوا حول خودرو

۹۴ توزیع فشار روی خودرو

۹۸ نیروهای آیرودینامیکی

۹۹ مولفه نیروی پسا

۱۰۶ یاری گره‌های آیرودینامیکی

بال سپر جلو ۱۰۶

۱۰۷ بال‌های صندوق پشت

۱۰۷ بادگیرها

۱۰۷ رفتار پنجره و ستون‌ها

۱۰۹ بهینه‌سازی

۱۰۹ نیروهای پسا

۱۱۰ چگالی هوا

۱۱۰ ضریب نیروی پسا

۱۱۴ نیروهای کناری

..... نیروی برآ

۱۱۶

۱۱۷ گشتاور ناوشی

۱۱۸ گشتاور چرخشی

۱۱۹ گشتاور غلتشی

۱۲۰ حساسیت باد کناری

۱۲۴ مقاومت غلتشی تایر

۱۲۵ عوامل موثر بر مقاومت غلتشی تایر

۱۲۶ دمای تایر

۱۲۶ بار یا فشار تایرها

۱۲۷ سرعت

۱۲۸ مواد و طراحی تایر

۱۲۹ لغزش تایر

۱۲۹ ضرایب نمونه

۱۳۳ برآیند بارهای جاده

۱۳۴ آثار مصرف اقتصادی سوخت

۱۳۵ مسایل نمونه

۱۳۵ مساله ۱

..... پاسخ

۱۳۵

۱۳۶ نکات

۱۳۷ مساله ۲

..... پاسخ

۱۳۷

نکات ۱۳۷

مراجع ۱۳۸

گفتار ۵ سواری

پیش گفتار ۱۴۱

سرچشمه‌های لرزش ۱۴۳

زبری و ناهمواری جاده ۱۴۳

مجموعه چرخ و تایر ۱۵۱

نیروی شعاعی ۱۵۴

نیروی رانش ۱۵۸

نیروی کناری ۱۵۹

برانگیزش خط رانش ۱۶۰

نابالانسی جرم ۱۶۱

لنگرهای ثانویه ۱۶۲

موتور - جعبه دنده ۱۶۵

ویژگی‌های پاسخ خودرو ۱۶۹

جداسازی سیستم تعلیق ۱۷۰

مسایل نمونه ۱۷۸

مساله ۱ ۱۷۸

پاسخ ۱۷۸

سختی سیستم تعلیق ۱۷۸

میرایی سیستم تعلیق ۱۸۰

کنترل پویا ۱۸۳

۱۸۷ تشدیدهای پرش چرخ

۱۹۰ ویژگی‌های ناخطی سیستم تعلیق

۱۹۲ حرکات صلب جهش و ناوش

۱۹۷ بسامدهای حرکات جهش و ناوش

۲۰۳ حالت‌های ویژه

۲۰۴ مسایل نمونه

۲۰۴ مساله ۱

..... پاسخ

۲۰۴

۲۰۶ مساله ۲

..... پاسخ

۲۰۶

۲۰۷ ارزیابی سواری

۲۰۷ تلرانس ارتعاشات صندلی

۲۱۴ شکل‌های دیگر ارتعاشات

۲۱۷ برآورد و ارزیابی

۲۱۷ مراجع

گفتار ۶ فرمان‌پذیری

۲۲۱ پیش‌گفتار

۲۲۲ چرخش در سرعت پایین

۲۲۴ چرخش در سرعت‌های بالا

۲۲۴ نیروهای کناری تایر

۲۲۶ معادلات چرخش

۲۲۹ شیب کم‌فرمانی

۲۳۱ تغییرات زاویه فرمان

۲۳۱ سرعت مشخصه

۲۳۲ سرعت بحرانی

۲۳۲ بهره شتاب کناری

۲۳۳ بهره سرعت چرخشی

۲۳۴ زاویه لغزش کناری

۲۳۵ کران استاتیکی

۲۳۶ تاثیرات سیستم تعلیق بر فرمان‌پذیری

۲۳۷ توزیع گشتاور غلت

۲۴۵ تغییر کمبر

۲۴۷ غلت فرمان

۲۴۹ نیروی کناری ناشی از نرمی فرمان

۲۵۰ گشتاور برگردان

۲۵۱ تاثیر نیروهای رانشی بر چرخش

۲۵۴ برآورد تاثیرات کم‌فرمانی

۲۵۵ اندازه‌گیری تجربی شیب کم‌فرمانی

۲۵۵ روش شعاع ثابت

۲۵۷ روش سرعت ثابت

۲۵۸ مسایل نمونه

۲۵۸ مسأله ۱

..... پاسخ

۲۵۹

نکات ۲۶۲

مسأله ۲ ۲۶۲

پاسخ

۲۶۲

مراجع ۲۶۴

گفتار ۷ سیستم تعلیق

پیش‌گفتار ۲۶۵

سیستم‌های تعلیق یکپارچه ۲۶۶

سیستم تعلیق هاچکیس ۲۶۷

سیستم تعلیق چهار میله‌ای ۲۶۸

سیستم تعلیق دودیون ۲۶۹

سیستم‌های تعلیق جداگانه ۲۶۹

سیستم تعلیق بازوهای پیرو ۲۷۰

سیستم تعلیق دو جناغی جلو ۲۷۱

ستون مک‌فرسون ۲۷۲

سیستم تعلیق چند میله‌ای ۲۷۳

سیستم تعلیق پشت بازوی پیرو ۲۷۴

سیستم تعلیق بازوهای نیمه پیرو ۲۷۴

سیستم تعلیق محور آونگی ۲۷۵

هندسه تعلیق پادچمباتمه و پادناوش ۲۷۶

۲۷۷	بررسی بازوی پیرو معادل
۲۷۹	محور یکپارچه محرک پشت
۲۸۱	محور جداگانه محرک پشت
۲۸۲	محور یکپارچه محرک جلو
۲۸۲	محور جداگانه محرک جلو
۲۸۲	چهار چرخ رانش

۲۸۳ هندسه پادشیرجه تعلیق

۲۸۵ مسایل نمونه

۲۸۵ مساله ۱

پاسخ

۲۸۵

۲۸۶ مساله ۲

اطلاعات لازم ۲۸۶

پاسخ

۲۸۶

۲۸۶ بررسی مرکز غلت

۲۸۷ مراکز غلت محورهای یکپارچه

۲۸۸ سیستم تعلیق چهار میله‌ای پشت

۲۸۹ سیستم تعلیق سه میله‌ای پشت

۲۹۰ سیستم تعلیق چهار میله‌ای با بازوهای همسو

۲۹۱ سیستم تعلیق هاچکیس

۲۹۲ مراکز غلت تعلیق‌های جداگانه

۲۹۳ هندسه مثبت بازوی آونگی

۲۹۴ هندسه منفی بازوی آونگی

۲۹۵ میله‌بندی همسوی افقی

۲۹۵ میله‌بندی همسوی کج

ستون مک فرسون ۲۹۶
محور آونگی ۲۹۷

سیستم‌های تعلیق پویا ۲۹۷

دسته بندی تعلیق ۲۹۷

وظایف ۲۹۸

کارکرد ۳۰۰

مراجع ۳۰۲

گفتار ۸ سیستم فرمان

پیش گفتار ۳۰۵

بندواره فرمان ۳۰۶

خطای هندسی فرمان ۳۱۰

تغییرات زاویه تو ۳۱۱

غلت فرمان ۳۱۲

هندسه چرخ‌های جلو ۳۱۴

نیروها و گشتاورهای سیستم فرمان ۳۱۶

نیروی عمودی ۳۱۷

نیروی کناری ۳۲۱

نیروی رانشی ۳۲۲

گشتاور برگردان ۳۲۳

مقاومت غلتشی و گشتاور بیش‌گردش ۳۲۳

همانندسازی سیستم فرمان ۳۲۳

۳۲۴ نمونه‌هایی از اثرات سیستم فرمان

۳۲۵ نسبت فرمان

..... کم فرمانی
۳۲۶

۳۲۷ پایداری ترمزی

۳۲۹ اثرات جلو رانشی

۳۲۹ گشتاور خط رانش حول محور فرمان

۳۳۱ اثرات نیروهای کششی بر سختی کناری تایر

۳۳۱ اثرات نیروی رانشی برگشتاور برگردان

۳۳۱ جابجایی طولی بار

۳۳۲ برآورد اثرات کم فرمانی رانش محور جلو

۳۳۳ چهار چرخ فرمان پذیر

۳۳۳ چرخش در سرعت‌های پایین

۳۳۵ چرخش در سرعت‌های بالا

۳۳۷ مراجع

گفتار ۹ باژگونش

۳۳۹ پیش‌گفتار

۳۴۰ باژگونش نیمه ایستای خودرو صلب

۳۴۵ باژگونش نیمه ایستای خودرو معلق

۳۴۹ باژگونش گذرا

۳۴۹ مدل ساده غلت

۳۵۴ مدل‌های چرخشی و غلتشی

۳۵۶ برخورد کناری

۳۵۹ پیش‌آمدهای رانندگی

۳۶۴ مراجع

گفتار ۱۰ تایر

۳۶۷ پیش‌گفتار

۳۶۸ ساختار تایر

۳۷۰ ابعاد، اندازه و نرخ بارگذاری

۳۷۱ واژه‌شناسی و چارچوب مختصات

۳۷۳ مکانیک نیروهای تولید شده

۳۷۵ ویژگی‌های رانشی

۳۷۷ بار عمودی

۳۷۸ فشار باد تایر

۳۷۸ اصطکاک سطح

۳۷۹ سرعت

۳۸۰ ارتباط با کارکرد خودرو

۳۸۱ ویژگی‌های چرخشی

۳۸۱ زاویه لغزش

۳۸۴ نوع تایر

۳۸۶ بار

۳۸۷ فشار باد

۳۸۷ اندازه و پهنا

۳۸۷ طرح آج

۳۸۸ عوامل دیگر

۳۸۸ ارتباط با کارکرد خودرو

۳۸۸ نیروی کمبر

۳۸۹ نوع تایر

۳۹۲ بار

۳۹۲ فشار باد

۳۹۲ طرح آج

۳۹۲ عوامل دیگر

۳۹۲ ارتباط با کارایی خودرو

۳۹۲ گشتاور برگردان

۳۹۳ زاویه لغزش

۳۹۴ انحنای مسیر

۳۹۵ ارتباط با کارایی خودرو

۳۹۷ ترمزگیری و چرخش

۳۹۷ دایره اصطکاک

۳۹۹ متغیرها

۳۹۹ ارتباط با کارایی خودرو

۳۹۹ مخروط گونی و سودهی لایه‌ای

۴۰۱ ارتباط با کارکرد خودرو

۴۰۲ نیروهای دوام

لرزش‌های تأیر..... ۴۰۳

مراجع ۴۰۷

پیوست ۱ واژه‌شناسی دینامیک خودرو

۱) مفاهیم، واژه‌ها و نمادهای کیفی مربوط به لرزش‌های مکانیکی..... ۴۰۹

۲) مفاهیم، واژه‌ها و نمادهای کمی مربوط به لرزش‌های مکانیکی ۴۱۰

۳) سیستم‌های ارتعاشی ۴۱۲

۴) زیربخش‌ها و ویژگی‌های سیستم‌های تعلیق ۴۱۳

۵) ارتعاشات سیستم‌های تعلیق خودرو ۴۱۵

۶) هندسه سیستم تعلیق ۴۱۷

۷) تأیر و رینگ ۴۲۱

۸) سینماتیک (واژه‌شناسی نیرو و گشتاور) ۴۳۱

۹) دینامیک سمتی ۴۳۵

۱۰) واژه‌شناسی آیرودینامیک ۴۴۲

مراجع ۴۴۷

پیوست ۲ چارچوب مختصات خودرو

چارچوب مختصات دینامیکی خودرو ۴۴۹

قرارداد چارچوب مختصات خودرو ۴۴۹

چارچوب مختصات اجرام معلق و نامعلق خودرو ۴۵۰

مراجع ۴۵۱

پیوست ۳ دسته‌بندی سیستم‌های تعلیق

۴۵۳	پیش‌گفتار
۴۵۳	دسته‌بندی سیستم‌های تعلیق
۴۶۱	مراجع

پیوست ۴ واژه‌شناسی پاریسی

گفتار یکم - سرآغاز



خودرو پژو ۲۰۶ از نمونه‌های موفق فن‌آوری نوین خودروسازی

روزگار پیدایش خودروهای موتوری

آغاز زندگی و پیدایش خودروهای موتوری به سال ۱۷۶۹ میلادی باز می‌گردد، هنگامی که مهندس نظامی فرانسوی، نیکولاس ژوزف کائگنوت^۱، یک سه چرخه بخار را برای کشیدن و حمل و نقل قطعات توپ می‌سازد [۱]. پس از گذشت چند سال یک مدل بهتر ساخته می‌شود، که برخورد آن با دیوار سبب رخ دادن نخستین پیش‌آمد رانندگی در تاریخ خودروهای جاده‌ای می‌گردد. در پی آن در سال ۱۷۸۴ میلادی یک خودرو با توان بخار توسط مهندس اسکاتلندی جیمز وات^۲ ساخته می‌شود، که از کارایی چندانی برخوردار نبود. در سال ۱۸۰۲ میلادی ریچارد ترویتیک^۳ انگلیسی، یک واگن بخار را به وجود آورد که فاصله میان کورنوال^۴ و لندن را

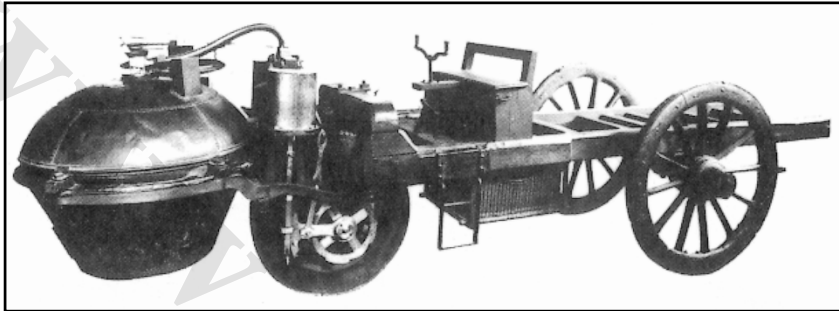
1 - Nicholas Joseph Cugnot (1725-1804)

2 - James Watt (1736-1819)

3 - Richard Trevithick (1771-1833)

4 - CornWall

می‌پیماید. یک شب به سبب فراموشی ترویتیک در خاموش کردن آتش دیگ بخار، واگن طعمه آتش سوزی شده و از بین می‌رود. بازار کالسکه‌ها و واگن‌های بخار در انگلیس تا سال ۱۸۶۵ میلادی رونق داشت تا اینکه سرانجام رقابت با راه‌آهن و نیز تصویب قوانین صریح بر علیه سرعت به عمر این دسته از خودروها پایان می‌دهد [۲].



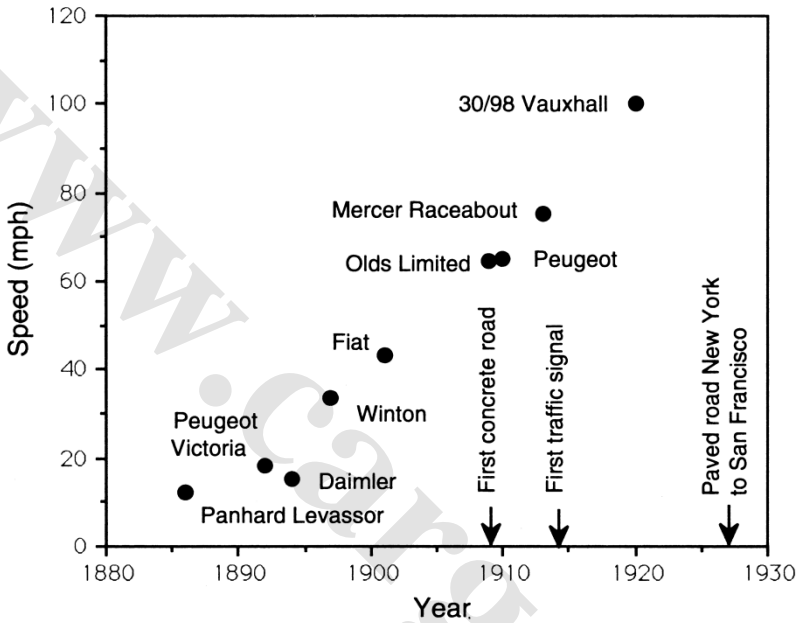
شکل (۱-۱) سیرکا ۱۷۶۹^۱. نخستین خودروی موتوری که توسط کائوت ساخته شد

نخستین سواری‌های عملی که موتور بنزینی توان آنها را فراهم می‌ساخت، در سال ۱۸۸۶ میلادی ایجاد شد و سازندگان عمده آن کارل بنز^۲ و گوتلیب دایملر^۳ می‌باشند که جداگانه کار می‌کردند. در دهه بعدی، بسیاری از پیش‌کسوتان با نام‌های آشنایی چون رنه پانارد^۴، امیل لواسور^۵، آرماند پژو^۶، فرانک و چارلز دیوری^۷، هنری فورد^۸ و رنسام اولدز^۹ خودروهای سواری را توسعه و گسترش دادند. صنایع خودروسازی در آمریکا در سال ۱۹۰۸ میلادی به گستردگی توسط هنری فورد با ساخت مدل فورد T و به دنبال آن ایجاد کمپانی جنرال موتورز گسترش یافته بود. در اروپا کمپانی‌های آشنایی چون دایملر، اپل، رنو، بنز و پژو به عنوان خودروسازان شناخته شدند. در سال ۱۹۰۹ میلادی بیش از ۶۰۰ نمونه خودرو در آمریکا ایجاد شده بود [۳].

در دهه‌های آغازین قرن بیستم، تلاش مهندسان خودروساز در راستای نوآوری و طراحی‌هایی بود

- 1 - Circa
- 2 - Karl Benz (1844-1929)
- 3 - Gottlieb Daimler (1834-1900)
- 4 - Rene Panhard
- 5 - Emile Levasser
- 6 - Armand Peugeot
- 7 - Frank & Charles Duryea
- 8 - Henry Ford
- 9 - Ransom Olds

که خودروهای سریع‌تر، آسوده‌تر و قابل اطمینان‌تر را به دنبال داشت. در صنایع نورد خودرو، ویژگی‌های سرعتی خودروهای موتوری در زمانی کوتاه افزایش چشم‌گیری داشت. شکل ۱-۲ نمایانگر افزایش سرعت خودروهای مرسوم است.



شکل (۱-۲) سیر افزایش سرعت خودرو

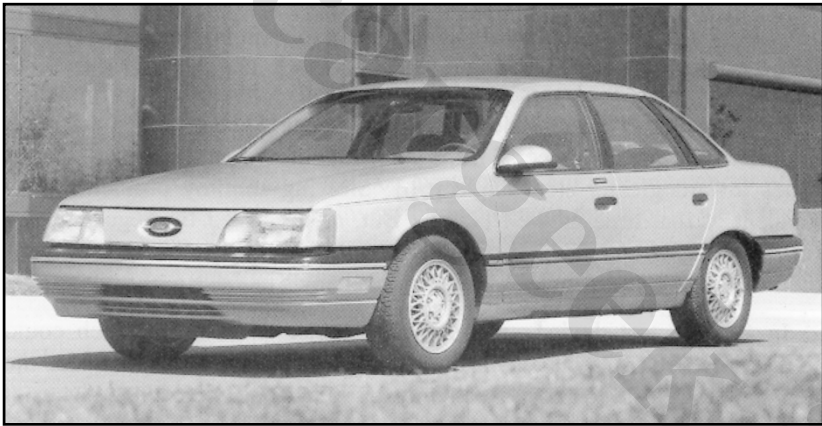
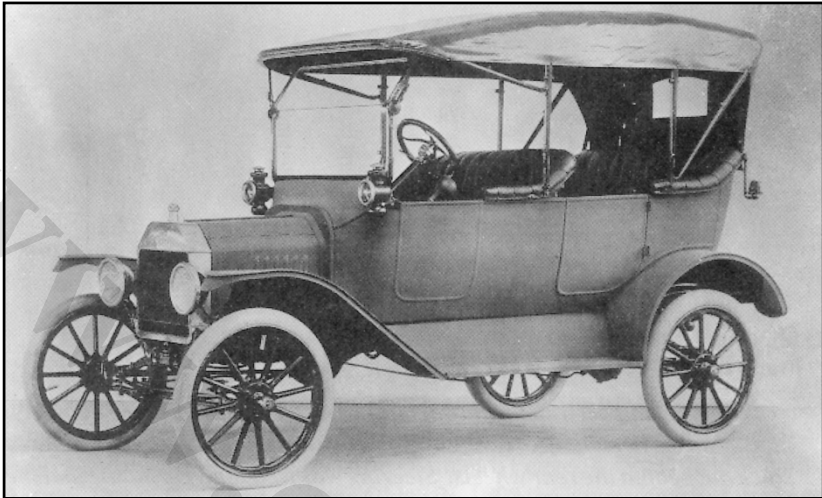
به طور کلی خودروهای موتوری پیش از وجود جاده‌ها و بزرگ‌راه‌های مسطح و مناسب به توانایی‌های سرعتی بالایی دست یافتند. دینامیک خودرو در سرعت‌های بالا به ویژه در هنگام چرخش و ترمزگیری خودرو پیش‌فرض مهمی برای مهندسان می‌باشد. بازتاب وضعیت مهندسی خودرو در این دوره در یادداشت‌های موريس اولی^۱ نمایان است [۴]:

«تلاش‌های گاه و بی‌گاه و پراکنده‌ای برای بهبود سواری خودروها انجام می‌شد، هر چند کمی از آنها درست و انجام‌پذیر بود. سرنشینان پشت خودرو مانند کیسه‌های شنی بودند، که روی چرخ‌های پشت قرار گرفته بودند. فرمان‌دهی و سودهی خودرو همراه با ناپایداری بود و ترمز محور جلو سبب لرزش‌های ناگزیر چرخ‌ها^۲ می‌گردید. مهندسان همه زیربخش‌های خودرو را به

1 - Maurice Olley

2 - Shimmy

خوبی می‌ساختند، اما با سرهم‌بندی آنها به ندرت نتیجه دلخواه به دست می‌آمد.»



شکل (۱-۳) هشتاد سال پیشرفت در خودرو از مدل ساده T به تاروس (موزه هنری فورد و جنرال موتورز) یکی از نخستین مهندسانی که تلاش در مستندسازی دینامیک خودرو کرده است، فردریک ویلیام لنچستر^۱ است. (در مقاله او که در سال ۱۹۰۸ میلادی منتشر گردید [۵])، او نشان داد که یک خودرو با سیستم فرمان‌دهی سکان‌وار^۲ بیش‌فرمان است، اگر که نیروی گریز از مرکز به دستان

1 - Fredrick William Lanchester (1868-1946)

2 - Tiller Steering

راننده در راستای افزایش زاویه فرمان فشار آورد [۶]. مسأله لرزش و تکان‌های فرمان در آن زمان بسیار رایج بود [۷-۸]. اما چنانچه توسط سگل^۱ توصیف شده، فهم رفتار چرخشی خودرو و مسأله لرزش چرخ‌ها و فرمان به سبب نبود دانش کافی در مورد سازوکار چرخ‌ها و مکانیک تایر در آن زمان متوقف گردید [۶].

در سال ۱۹۳۱ میلادی، یک دستگاه آزمایشگر «دینامومتر تایر» ساخته شد که می‌توانست ویژگی‌های مکانیکی لازم تایرهای بادی را برای فهم رفتار آن به دست آورد [۹]. تنها پس از آن مهندسانی مانند لنچستر [۱۰]، اولی [۱۱]، ریکرت^۲ و شانک^۳ [۱۲]، روکار^۴ [۱۳]، سگل [۱۴] و دیگران توانستند توصیفی مکانیکی از رفتار چرخشی خودرو ارائه دهند که پیش‌زمینه بسیاری از دانسته‌های امروزی است.

یک قرن از صنایع خودروسازی می‌گذرد. مهندسان در فن‌آوری خودرو در گذار از مدل ساده فورد T به تاروس^۵ به پیشرفت‌های رویایی دست یافته‌اند (شکل ۱-۳). دانش دینامیک نقش مهمی را در طراحی و بهبود خودرو بازی می‌کند. پژوهش‌ها، نوشتارها و کتاب‌های بسیاری در این زمینه برای کمک به مهندسان خودرو و دیگر رشته‌های وابسته نوشته شده است [۱۵-۲۶]. هر چند هنوز هم به کتاب‌هایی که از هر نظر اصول دینامیک خودرو را پوشش دهند، نیاز است. تلاش این کتاب در راستای پاسخ‌گویی به این نیاز است.

سراغازی بر دینامیک خودرو

اغلب گفته می‌شود که نیروهای عمده مهارساز خودروهای سریع موتوری در چهار بازه تماس تایر و جاده «هر یک به اندازه دستان یک مرد» ایجاد می‌شود. به راستی این همه قضیه بوده و بسیاری از مسایل را توجیه می‌سازد. برای فهم دینامیک خودروهای جاده‌ای، دانش و آگاهی از نیروها و گشتاورهای تولیدی توسط تایرهای «بادی - لاستیکی» بر روی زمین ضروری است. دینامیک خودرو^۶ دانش گسترده‌ای است که در برگیرنده همه وسایل نقلیه از کشتی‌ها، هواپیماها، قطارها، خودروهای ریلی با مسیر مشخص تا خودروهای با تایرهای لاستیکی می‌باشد. در این کتاب به

-
- 1 - Segel
 - 2 - Rieckert
 - 3 - Schunk
 - 4 - Rocard
 - 5 - Taurus
 - 6 - Vehicle Dynamics

سبب گوناگونی و گستردگی اصول حاکم بر دینامیک خودروها، تنها خودروهای جاده‌ای با تایرهای لاستیکی مورد بررسی و مطالعه قرار می‌گیرد. همچنین بررسی‌ها، نمونه‌ها و مسایل کتاب در ارتباط با سواری‌ها و خودروهای سبک است، هر چند اصول به دست آمده را می‌توان به کامیون‌ها و اتوبوس‌های کوچک و بزرگ نیز گسترش داد. هر جا که اندازه و نوع خودرو سبب دیگرگونی و تمایز در طراحی و ویژگی‌های کارکردی آن باشد، کامیون‌ها جداگانه بررسی می‌گردند.

از آنجا که کارکرد دینامیکی خودرو (شتاب‌گیری، ترمزگیری، چرخش و سواری) واکنش آن به نیروهای اعمالی است، بخش عمده مطالعه دینامیک خودرو به بررسی چگونگی و چرایی نیروهای تولیدی می‌پردازد. نیروهای عمده اعمالی به خودرو که کارکرد آن را در دست دارند، در برهم‌کنش میان تایر و جاده به وجود می‌آیند. بنابراین مطالعه عمیق و درک درست مفهومی رفتار تایرها و نیروها و گشتاورهای تولید شده در گستره کاری آن ضروری است. مطالعه کارکرد تایر بدون درک اهمیت آن در خودرو و وابستگی و کنش دوگانه میان تایر و خودرو بیهوده است. بنابراین ویژگی‌های مرتبط با تایر، در بخش‌های مناسب در گفتارهای آغازین معرفی می‌گردد، هر چند که خواننده را به گفتار دهم برای شناسایی عمیق و جامع ویژگی‌ها و کارکرد تایر ارجاع می‌گردد.

در آغاز بایستی به این نکته توجه کرد که واژه فرمان‌پذیری^۱ اغلب به صورت متقابل به مفاهیم حرکات کناری^۲، چرخشی^۳ و یا واکنش سمتی^۴ خودرو اطلاق می‌شود، هر چند نکته ظریفی در اختلاف میان این واژه‌ها وجود دارد. حرکات کناری، چرخش و واکنش سمتی به ویژگی‌های کمی خودرو در هنگام تغییر جهت و قرارگیری در برابر شتاب کناری اشاره دارند. به طور نمونه، توانایی چرخشی را می‌توان با توانایی تحمل شتاب کناری در شرایط پایدار مشخص نمود و یا واکنش سمتی را با زمان لازم برای پیروی از ورودی فرمان به ازای اعمال شتاب کناری معرفی ساخت. اما فرمان‌پذیری کیفیتی از خودرو می‌باشد که پسخوراندی^۵ برای راننده بوده و مرتبط با

-
- 1 - Handling
 - 2 - Cornering
 - 3 - Turning
 - 4 - Directional Response
 - 5 - FeedBack

سادگی انجام وظایف خودرو و توانایی راننده در کنترل آن است. بنابراین آشکار است که فرمان‌پذیری نه تنها توانایی‌های خودرو را به تنهایی در بر می‌گیرد، بلکه کارکرد کلی سیستم متشکل از راننده و خودرو را نیز شامل می‌شود. در مباحث گوناگون این کتاب از واژه‌های مناسبی برای رساندن مفاهیم به خواننده استفاده شده است.

برای شناخت و بررسی دینامیک خودرو دو دیدگاه عمده زیر وجود دارد

- نگرش «تجربی»^۱
- نگرش «تحلیلی»^۲

نگرش تجربی با بهره از تصحیح و خطا است و می‌تواند عوامل موثر بر کارکرد خودرو و چگونگی تاثیر و وابستگی آنها را بیاموزاند. هر چند روش‌های تجربی اغلب منجر به شکست است، بدون درک مکانیکی از چگونگی تاثیر تغییرات در طراحی و ویژگی‌های خودرو بر روی کارکرد آن، برون‌یابی و گسترش تجارب و آموخته‌های پیشین به شرایط تازه سبب ورود عوامل ناشناخته‌اند که ایجادگر ستانده‌های جدید می‌باشند، که روش‌های تجربی را به مبارزه می‌طلبند و آنها را با شکست روبرو می‌سازند. به این دلایل و به سبب ذات روش‌ها مهندسان به برآوردهای تحلیلی علاقه‌مند می‌باشند. تلاش برآوردهای تحلیلی توصیف مکانیک مسأله مورد بحث با بهره از قوانین شناخته شده فیزیکی در قالب مدل‌های تحلیلی است. با ساده‌پنداری می‌توان همانندسازی‌ها را با معادلات جبری و دیفرانسیلی نمایاند که بیانگر ارتباط میان نیروها و حرکات مسأله به دستورات ورودی و ویژگی‌های خودرو و تاثیر می‌باشند. این همانندسازی‌ها توانایی ارزیابی نقش هر یک از ویژگی‌های خودرو را در پدیده مورد مطالعه می‌دهند. یک مدل ابزاری است برای شناسایی و پیش‌بینی عوامل مهم، شرایط کاری و چگونگی کارکرد آنها. نیز یک مدل توانایی پیش‌بینی تغییرات ضروری را برای دستیابی به کارکرد بهینه دارا می‌باشد.

در اینجا بایستی توجه نمود که روش‌های تحلیلی بدون خطا نمی‌باشند، زیرا آنها برآوردی از واقعیت می‌باشند. بر پایه آزموده‌های همگانی، گمان‌ها و پندارهایی که برای به دست آوردن مدل انگاشته می‌شود، اغلب سبب ورود خطا در بررسی و اعمال آنالیز بوده و ناگهان مهندسان در می‌یابند که در اشتباه می‌باشند. بنابراین برای مهندسان درک انگاره‌ها و فرضیات اعمالی برای

1 - Empirical Level
2 - Analytical Level

همانندسازی جنبه‌های دینامیکی بسیار مهم است تا از چنین خطاهایی دور بمانند. در گذشته بسیاری از کاستی‌های روش‌های تحلیلی نتیجه بازدارندگی‌های ریاضی در پاسخ‌یابی مسایل بوده است. پیش از پیدایش رایانه‌ها، تنها آنالیزهایی موفق بودند که در آنها می‌شد پاسخ مسأله را به پاسخ شکل بسته کاهش داد و آن تنها هنگامی امکان‌پذیر بود که بتوان با دست‌کاری عبارات ریاضی شکلی را به دست آورد که آنالیزگر بتواند ارتباط میان متغیرهای مورد نیاز خویش را استخراج نماید. در مقیاس گسترده‌تر این امر سبب محدودیت کارایی برآوردهای تحلیلی در پاسخ‌یابی مسایل دینامیک خودرو بود. تعداد زیاد سیستم‌ها و زیرسیستم‌ها و نیز ناخطی بودن در خودرو سبب ناممکنی در ایجاد یک مدل جامع بود و تنها مدل‌های آغازین بسیار ساده زیرسیستم‌های مکانیکی قابل استفاده بود. هر چند این ساده‌انگاری‌ها اغلب سبب کاستی در مدل می‌گردید و بنابراین سبب ناتوانی مهندسان در گسترش و بهبود خودرو می‌گردید.

امروزه با توان محاسباتی رایانه‌های شخصی و شبکه‌ای بر کاستی‌های روش‌های تحلیلی چیرگی یافته شده است. اکنون امکان‌پذیر است که مدل‌ها و معادلاتی که رفتار بخش‌های کوچکتر خودرو را می‌نمایانند را سرهم بندی و یکپارچه کرده و مدلی جامع از خودرو که اجازه همانندسازی و ارزیابی رفتار خودرو را پیش از ارایه مدل سخت‌افزاری می‌دهند، را به دست آوریم. چنین مدل‌هایی توانایی ارزیابی کارکرد خودرو را دارند، هر چند در گذشته پاسخ‌یابی آنها ممکن نبود.

هنگامی که مهندسان نسبت به اهمیت پارامتر ویژه‌ای آگاهی ندارند، می‌توان آن را در مدل قرار داده و اهمیت و تاثیر آن را بر رفتار همانندسازی شده ارزیابی نمود. این فرایند ابزار توانمند نوینی را در اختیار مهندس طراح قرار می‌دهد تا بتواند درک خود را از سیستم‌های پیچیده آزمایش نماید و بتواند بهبود کارایی آن را تحقیق نماید. در پایان ما بایستی با همه متغیرهایی که بر کارایی تاثیر گذارند روبرو شویم و میزان اهمیت آنها را تشخیص دهیم.

برآوردهای پایه در همانندسازی

مقوله دینامیک خودرو با حرکات خودروها «سواری، کامیون، اتوبوس و خودروهای ویژه» در جاده مرتبط است. این حرکات در برگیرنده شتاب‌گیری و ترمزگیری، سواری و چرخش است. شاخص رفتار دینامیکی خودرو نیروهای اعمالی از سوی تایرها، گرانش و آیرودینامیک است. خودرو و زیربخش‌های آن برای شناسایی نیروهای ایجاد شده در هر یک از موارد بالا در یک

مانور ویژه و شرایط مرجع، چگونگی پاسخ خودرو به این نیروها مورد بررسی قرار می‌گیرد. بنابراین به برآوردهای زیادی برای همانندسازی زیربخش‌های خودرو و قراردادهایی برای توصیف حرکت آن نیاز می‌باشد.

جرم‌های توده‌ای

یک خودروی موتوری متشکل از زیربخش‌های بسیاری است که درون پیکره^۱ آن پراکنده شده‌اند. هر چند برای بررسی‌های آغازین انجام یافته، همه این زیربخش‌ها با هم حرکت می‌کنند. به طور نمونه، در ترمزگیری، همه خودرو به طور یکپارچه کند می‌شود. بنابراین می‌توان آن را با یک جرم توده‌ای^۲ متمرکز که در گرانیگاه^۳ خودرو قرار گرفته و دارای ویژگی‌های جرمی و لختی مناسبی می‌باشد، نشان داد. برای شتاب‌گیری، ترمزگیری و بسیاری از آنالیزهای چرخشی، یک جرم کافی است. برای بررسی خوش‌سواری، اغلب ضروری است که چرخ‌ها را به صورت جرم‌های جداگانه در نظر گرفت. در این حالت جرم توده‌ای نمایانگر بدنه را «جرم معلق^۴» و چرخ‌ها را «اجرام نامعلق^۵» می‌نامند.

با بهره‌گیری از نمایش جرم توده‌ای، خودرو به صورت یک جرم متمرکز در گرانیگاه آن رفتار می‌کند (شکل ۱-۴). یک جرم نقطه‌ای در گرانیگاه با لختی مانند گردشی^۶ مناسب، در همه حرکاتی که در آن گمان خودرو صلب قابل قبول باشد، از لحاظ دینامیکی با کل خودرو معادل می‌باشد.

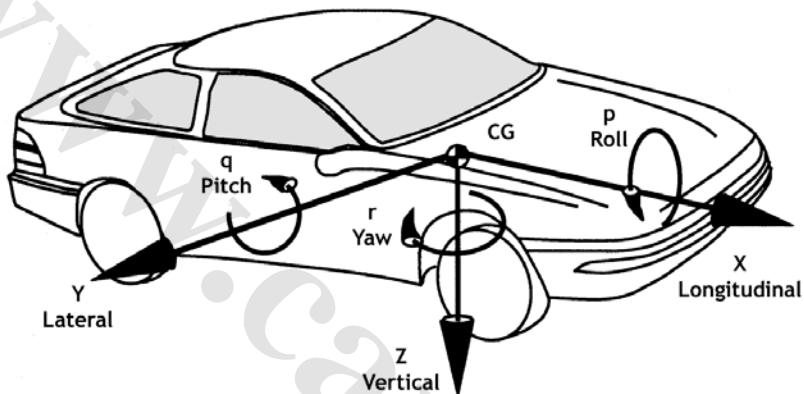
چارچوب خودرو

حرکات خودرو نسبت به چارچوب مرجع متعامد راستگرد چسبیده به آن یا چارچوب ثابت خودرو که مبدا آن در گرانیگاه خودرو بوده و همراه آن حرکت می‌کند، معرفی می‌شود. با توجه به قرارداد انجمن مهندسان خودرو^۷ مختصات آن به قرار زیر است [۲۵]:

رو به جلو و در صفحه تقارن طولی X

- 1 - Exterior Envelop
- 2 - Lumped Mass
- 3 - Center Of Mass
- 4 - Sprung Mass
- 5 - UnSprung Mass
- 6 - Moment Of Inertia
- 7 - Society Of Automotive Engineers (SAE)

به سمت راست و در صفحه کناری	y
به سوی پایین و عمود بر سطح جاده	z
سرعت غلتشی حول محور طولی	p
سرعت ناوشی حول محور کناری	q
سرعت چرخشی حول محور عمودی	r



شکل (۴-۱) چارچوب خودرو بر پایه قرارداد انجمن مهندسان خودرو

متغیرهای حرکت

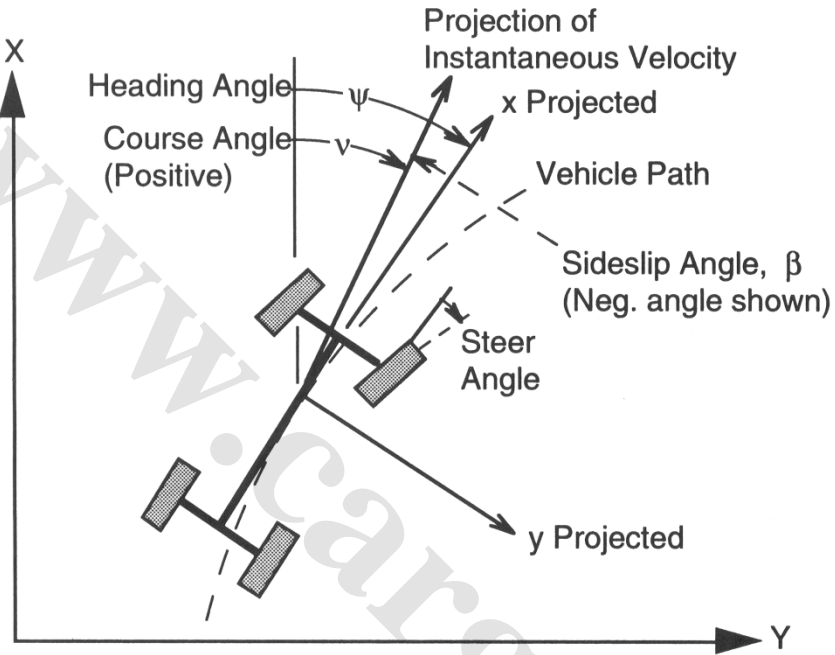
حرکت خودرو با مولفه‌های سرعت (پیش‌روی، کناری، عمودی، غلتش، ناوش و چرخش) آن نمایش داده می‌شود. این سرعت از دید چارچوب لخت می‌باشد که در چارچوب خودرو توصیف شده است.

چارچوب جاده

حالت و مسیر حرکت خودرو، در هنگام مانوردهی نسبت به چارچوب متعامد راستگرد متصل به زمین نمایش داده می‌شود. چارچوب جاده و چارچوب خودرو در آغاز حرکت در یکجا و همراستا می‌باشند. محورهای این چارچوب بر پایه شکل ۱-۵ به قرار زیر است:

حرکت رو به جلو	X
حرکت به سوی راست	Y
حرکت عمودی (سوی مثبت به سمت پایین است)	Z
زاویه رأس (زاویه میان محورهای طولی خودرو و زمین در صفحه زمین)	ψ

- ν زاویه کورس (زاویه میان بردار سرعت خودرو و محور طولی زمین)
 β زاویه لغزش کناری (زاویه میان محور طولی خودرو و بردار سرعت خودرو)



شکل (۱-۵) خودرو در چارچوب ثابت زمین

زوایای اولر

ارتباط میان چارچوب خودرو و چارچوب جاده با زوایای اولر بیان می‌شود. زوایای اولر بر پایه سه زاویه گردش در سه راستای مشخص می‌باشد. با آغاز از چارچوب جاده، نخست آن را حول محور عمودی خودرو (حرکت چرخش^۱) می‌گردانیم، سپس حول محور کناری خودرو (حرکت ناوش^۲) و پس از آن حول محور طولی خودرو (حرکت غلتش^۳) تا با چارچوب خودرو همراستا شود.

این سه زاویه را زوایای اولر می‌نامند. بایستی توجه کرد که ترتیب گردش‌ها بسیار با اهمیت بوده و بسته به ترتیب گردش‌ها، نتایج مختلفی به دست می‌آید.

- 1 - Yaw
- 2 - Pitch
- 3 - Roll

نیروها

معمولاً نیروها و گشتاورها را بر پایه چگونگی و تاثیر اعمال آنها بر خودرو تعریف می‌شوند. بنابراین نیروی مثبت در راستای طولی (محور طولی خودرو) رو به جلو است، نیروی مرتبط با بار تاثیر به سوی بالاست و بنابراین از نظر اندازه منفی است (در راستای منفی محور عمودی خودرو). به سبب نامناسب بودن این قرارداد، انجمن مهندسان خودرو در استاندارد [SAEJ6706] با نام «واژه‌شناسی دینامیک خودرو» نیروهای رو به پایین را نیروی نرمال و منفی نیروی نرمال را نیروی عمودی نام گذاری کرده‌اند. بنابراین نیروی عمودی همان بار تاثیر است با قرارداد مثبت به سوی بالا. در کشورهای دیگر ممکن است قراردادهای دیگری به کار رود. اکنون با تعریف چارچوب‌ها و نیروها می‌توان به فرموله کردن معادلات حاکم بر خودرو و آنالیز رفتار آن پرداخت.

قانون دوم نیوتن

قانون دوم نیوتن^۱ قانون اساسی آغازگر بخش عمده آنالیز دینامیک خودرو است. این قانون در سیستم‌های مکانیکی انتقالی و گردشی به کار می‌رود [۲۶]. «سیستم‌های انتقالی» - برآیند نیروهای بیرونی اعمالی بر جسم در یک راستای ویژه با گمان ثابت بودن جرم برابر است با حاصل ضرب جرم در شتاب خطی جسم در همان سو.

$$\sum F_x = Ma_x \quad (1-1)$$

که در رابطه بالا:

برآیند نیروهای اعمالی به جسم در راستای دلخواه	F
جرم جسم	M
شتاب خطی جسم در راستای دلخواه	a
راستای دلخواه	x

«سیستم‌های گردشی» - برآیند گشتاورهای بیرونی اعمالی بر جسم حول یک محور ویژه با گمان ثابت بودن لختی جسم برابر است با حاصل ضرب گشتاور ماند در شتاب زاویه‌ای جسم حول آن محور.

$$\sum T_x = I_{xx} \alpha_x \quad (2-1)$$

1 - Sir Issac Newton (1642-1722)

که در رابطه بالا:

T	بر آیند گشتاورهای اعمالی به جسم حول محور دلخواه
I	گشتاور ماند جسم حول محور دلخواه
α	شتاب زاویه‌ای جسم
x	محور دلخواه

کاربرد قانون دوم نیوتن با بهره‌گیری از پیکره آزاد جسم انجام‌پذیر است، که این پیکره مرزی پنداری حول جسم بوده و آنرا از محیط جدا می‌سازد. در نقاط تماس با محیط، نیروها و گشتاورهای مناسب به همراه نیروهای گرانشی جایگزین تاثیرات محیط می‌شوند. آنگاه برای هر یک از سه راستای مستقل فضا یک معادله نیوتن نوشته می‌شود و در بیشتر کاربردها در چارچوب خودرو می‌باشد.

بارهای دینامیکی محور چرخ‌ها

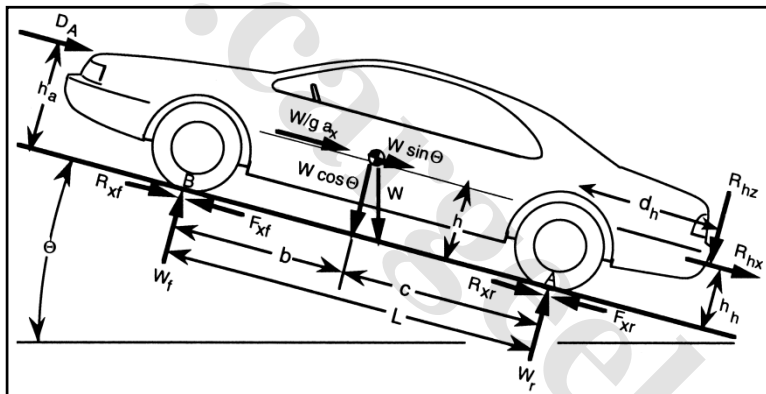
نخستین کاربرد ساده قانون دوم نیوتن در خودرو شناسایی بارگذاری محور چرخ‌ها در شرایط دلخواه است. بررسی بار محور چرخ‌ها گامی مهم در بررسی کارکرد شتاب‌گیری و ترمزگیری خودرو می‌باشد، زیرا بار هر چرخ سنجه بیشینه نیروی اصطکاکی و رانشی دست‌یافتنی آن چرخ بوده و بنابراین توانایی شتاب‌گیری، شیب‌روی، سرعت بیشینه و نیروی مال‌بند را تحت تاثیر قرار می‌دهند.

بخش عمده‌ای از نیروهای مهم اعمالی به خودرو که در شکل ۱-۶ نشان داده شده است، به قرار زیر است:

- W سنگینی خودرو که نقطه اثر آن گرانیگاه بوده و اندازه آن برابر است با حاصل ضرب جرم در شتاب گرانشی. در یک سطح شیب‌دار نیروی سنگینی خودرو دارای دو مولفه است، مولفه کسینوسی عمود بر سطح جاده و مولفه سینوسی همراستای جاده.
- هنگامی که خودرو در راستای جاده شتاب می‌گیرد، برای سادگی اثرات شتاب با نیروی دالامبر^۱ یا نیروی لختی معادل جایگزین می‌شود، که اندازه آن برابر است با $(W/g)a_x$ و نقطه اثر آن گرانیگاه بوده و در خلاف راستای شتاب‌گیری است [۲۶].

1 - Jean Le Rond d'Alembert (1717-1783)

- تایرها نیرویی نرمال بر جاده اعمال می کنند که با W_f و W_r نمایانده می شود و بیانگر سطحی از بار دینامیکی انتقال یافته به چرخ های جلو و پشت است.
- نیروهای رانشی F_{xr} و F_{xf} و نیروهای اصطکاک غلتشی R_{xr} و R_{xf} تایر که در صفحه جاده و در محل تماس تایر و جاده اعمال می شوند.
- نیروی پسی آیرودینامیکی که به بدنه خودرو اعمال می شود. می توان آن را با نیرویی که در ارتفاع h_a بالای سطح زمین عمل می کند و یا با نیرویی طولی به همان اندازه در صفحه جاده و گشتاور مرتبط با آن و گشتاور ناووشی آیرودینامیکی که با حاصل ضرب D_A و h_a برابر است، نشان داد.
- R_{hx} و R_{hz} مولفه های عمودی و طولی نیروی مال بند^۱ در هنگامی که خودرو به صورت کشنده یدک کش^۲ عمل می کند.



شکل (۶-۱) نیروهای گوناگون اعمالی به خودرو

بار حمل شده هر محور شامل یک مولفه استاتیکی است بعلاوه بار جابجا شده از جلو به پشت (یا بالعکس) بر اثر دیگر نیروهای اعمالی به خودرو. با جمع گشتاورها حول نقطه A زیر تایرهای پشت بار محور جلو به دست می آید. با گمان اینکه خودرو شتاب شیرجه ندارد، برآیند گشتاورها در نقطه A صفر است.

بر پایه قرارداد انجمن مهندسان خودرو، گشتاور ساعت گرد حول A مثبت است، بنابراین:

- 1 - Hitch
- 2 - Hitch

$$W_f L + D_A h_A + \frac{W}{g} a_x h + R_{hx} h_h + R_{hz} d_h + Wh \sin(\theta) - Wc \cos(\theta) = 0 \quad (3-1)$$

شیب رو به بالا متناظر با زاویه θ مثبت بوده و بنابراین سینوس آن مثبت است. شیب رو به پایین متناظر با اندازه منفی برای این عبارت است.

با پاسخ یابی W_f از معادله ۳-۱ و نیز نوشتن معادلات حول نقطه B مقدار W_f به دست می آید. بنابراین بار محور چرخها به قرار زیر است:

$$W_f = \frac{Wc \cos(\theta) - R_{hx} h_h - R_{hz} d_h - \frac{W}{g} a_x h - D_A h_A - Wh \sin(\theta)}{L} \quad (4-1)$$

$$W_r = \frac{Wb \cos(\theta) + R_{hx} h_h - R_{hz} (d_h + L) + \frac{W}{g} a_x h + D_A h_A + Wh \sin(\theta)}{L} \quad (5-1)$$

بارهای استاتیکی در جاده صاف

هنگامی که خودرو به طور استاتیکی روی سطح جاده بدون شیب و صاف قرار گرفته، معادلات بار بسیار ساده می شوند. با بهره گیری از گمان زوایای کوچک و نیز چشم پوشی از نیروهای R_{hx} ، R_{hz} و D_A بار محور چرخها به قرار زیر است:

$$W_{fs} = W \frac{c}{L} \quad (6-1)$$

$$W_{rs} = W \frac{b}{L} \quad (7-1)$$

شتاب گیری در سرعت های کم

هنگام شتاب گیری خودرو در سرعت های پایین و در جاده افقی صاف و با چشم پوشی از نیروهای پسی آیرودینامیکی و مال بند، بار محور چرخها به قرار زیر است:

$$W_f = W \left(\frac{c}{L} - \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \right) = W_{fs} - W \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \quad (8-1)$$

$$W_r = W \left(\frac{b}{L} - \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \right) = W_{rs} - W \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \quad (9-1)$$

بنابراین هنگام شتاب گیری خودرو، بار از محور جلو به محور پشت جابجا می شود. این جابجایی متناسب با «شتاب بی بعد شده با شتاب گرانشی» و نسبت بلندی گرانیگاه به فاصله محور چرخها است.

بارهای استاتیکی در جاده شیب‌دار

اثر شیب جاده بر بار محور چرخ‌ها نیز حالت با اهمیتی می‌باشد. شاخص سطح شیب‌دار اندازه بالاروی به پیش‌روی است. این نسبت تانژانت زاویه شیب است. در بیشتر بزرگراه‌ها شیب در حدود ۴ درصد است. در جاده‌های اصلی و فرعی ممکن است به ۱۰ تا ۱۲ درصد برسد. به سبب ناچیز بودن شیب جاده می‌توان از گمان زوایای کوچک بهره جست، بنابراین:

$$\cos(\theta) \cong 1, \sin(\theta) \cong \theta$$

بنابراین بار محور چرخ‌ها در جاده‌های شیب‌دار با شیب کم به قرار زیر است:

$$W_f = W \left(\frac{c}{L} - \frac{h}{L} \theta \right) = W_{fs} - W \frac{h}{L} \theta \quad (10-1)$$

$$W_r = W \left(\frac{b}{L} + \frac{h}{L} \theta \right) = W_{rs} + W \frac{h}{L} \theta \quad (11-1)$$

که شیب مثبت سبب جابجایی بار از محور جلو به پشت است.

مسائل نمونه

مسئله ۱

وزن خالی^۱ یک خودرو سدان چهار درب بدون سرنشین در محور جلو ۲۳۱۳ پوند و محور پشت ۱۳۲۲ پوند می‌باشد. فاصله محور چرخ‌ها ۱۰۹ اینچ می‌باشد. فاصله گرانیگاه خودرو از محورها را تعیین کنید.

پاسخ

فاصله گرانیگاه خودرو از محورهای جلو و پشت با پارامترهای (b) و (c) در معادلات ۶-۱ و ۷-۱ تعریف شده که برای یک خودرو ساکن در جاده افقی است. بنابراین با بهره‌گیری از معادله ۷-۱ مقدار (b) به قرار زیر است:

$$b = L \frac{W_{rs}}{W} = 109 \times \frac{1322}{2313 + 1322} = 39.64$$

بنابراین گرانیگاه خودرو به فاصله ۳۹/۶۴ اینچ از محور جلو قرار دارد.

مسئله ۲

یک خودرو سواری سدان^۱ فورد تاروس GL با موتور 3.0L از حالت ایست کامل در جاده شیب‌دار با شیب ۶ درصد و شتاب ۶ فوت بر مجذور ثانیه شتاب می‌گیرد. پراکنندگی بار بر روی محور چرخ‌ها پیدا کنید.

پاسخ

از آنجایی که سرعت خودرو در آغاز صفر است، پس می‌توان از نیروهای آیرودینامیکی چشم‌پوشی کرد و هیچ نیروی مال‌بندی وجود ندارد. معادله‌های ۱-۴ و ۱-۵ معادلات پایه هستند که از آنها آغاز می‌کنیم. برای استفاده از این معادلات، باید پارامترهای (b) و (c) تعیین شوند. برای تعیین این مقادیر از ویژگی‌های خودرو فورد تاروس در انجمن تولیدکنندگان خودروهای موتوری^۲ مراجعه کنید. وزن خالی خودرو روی محور چرخ جلو ۱۹۴۹ پوند و روی محور چرخ پشت ۱۰۹۷ پوند است، فاصله میان محور چرخ‌های جلو و پشت ۱۰۶ اینچ و وزن سرشنین جلوی خودرو ۴۹ درصد روی محور جلو و ۵۱ درصد روی محور پشت پراکنده شده است. با گمان اینکه وزن راننده خودرو ۲۰۰ پوند باشد، بارگذاری خودرو به قرار زیر است:

$$W = 3246, W_{fs} = 2047, W_{rs} = 1199$$

با بهره‌گیری از معادلات ۱-۶ و ۱-۷ مقادیر پارامترهای (b) و (c) به قرار زیر است:

$$b = 39.15, c = 66.85$$

با استفاده از یک ماشین حساب جیبی می‌توان شیب ۶ درصد را که برابر با زاویه $3/433$ درجه (آرک تانژانت $0/06$) است به دست آورد. به سبب نداشتن بلندی گرانیگاه خودرو (h) می‌توان آن را ۲۰ اینچ فرض کرد. اکنون همه داده‌های لازم برای پاسخ‌یابی معادله ۱-۴ در اختیار می‌باشد:

$$W_f = \frac{W \left(c \cos(\theta) - h \frac{a_x}{g} - h \sin(\theta) \right)}{L}$$

$$W_f = \frac{3246 \times \left(66.85 \times 0.998 - 20 \times \frac{6}{32.2} - 20 \times 0.0599 \right)}{106} = 1892.2$$

با بهره‌گیری از همین روش بار محور پشت یعنی $1347/3$ پوند را به دست می‌آوریم. برآیند این دو وزن در حدود $3239/5$ پوند می‌باشد و به وزن خودرو یعنی 3246 پوند نخواهد رسید. این مسأله

1 - Sedan

2 - Motor Vehicle Manufacturers Association (MVMA)

به این دلیل است که خودرو در سرایشی جاده قرار دارد و تنها بخش کسینوس بردار وزن سبب ایجاد بار بر روی محور چرخ‌ها خواهد شد. بنابراین وزن روی محور چرخ‌ها باید فقط تا این حد برسد:

$$3246 \times \cos(3.433) = 3246$$

مسأله ۳

شما قصد دارید یک ون کوچک بخرید که قایق خود را برای تعطیلات تا دریاچه یدک بکشد. اگر چه شما از ون کوچک جدید جلو رانش^۱ لذت می‌برید، ولی شما از اینکه خودرو جلو رانش بتواند قایق را به بیرون از آب بر روی سطوح شیب‌دار بکشد، مطمئن نیستید. الف) عبارت‌هایی را برای بیشینه توان شیب‌روی ون کوچک بدون لیز خوردن چرخ‌ها، بدست آورید. موارد بالا را در رابطه با خودرو جلو رانش، پشت رانش^۲ و چهار چرخ رانش^۳ در نظر بگیرید.

در این مسأله از آنجا که هدف مقایسه است، بنابراین از شتاب طولی خودرو و نیز از مقاومت غلتشی چرخ‌ها چشم‌پوشی می‌شود. فرض کنید که درون قایق بدون آب است و هیچ نیروی شناوری به آن اعمال نمی‌شود. از هر گونه تغییر در ارتفاع مال‌بند هنگام اعمال نیروها چشم‌پوشی کرده و از برآورد زوایای کوچک استفاده می‌شود.

ویژگی‌های بارکش		ویژگی‌های ون کوچک	
۱۲۰۰ پوند	سنگینی محور	۱۵۲۰ پوند	سنگینی محور جلو
۲۵۰ پوند	سنگینی بارکش	۱۱۵۰ پوند	سنگینی محور پشت
۱۱۰ اینچ	فاصله بین محور چرخ‌ها	۲۴/۵ اینچ	بلندی گرانیگاه
۳۵ اینچ	بلندی گرانیگاه	۱۴ اینچ	بلندی مال‌بند
		۲۳ اینچ	بلندی نقطه اتصال مال‌بند پشت
		۱۲۰ اینچ	فاصله بین محور چرخ‌ها

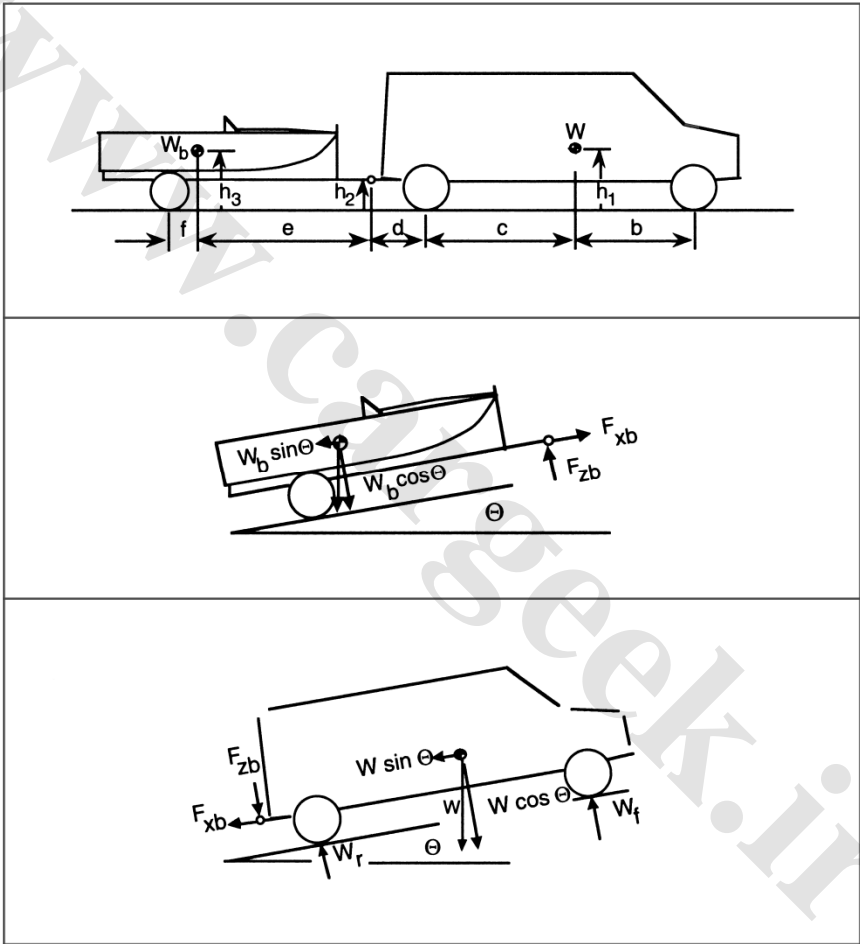
ب) بیشینه شیب را برای سه ترکیب یاد شده در سرایشی با ضریب اصطکاک ۰/۳ محاسبه کنید.

- 1 - FWD - Front Wheel Drive
- 2 - RWD - Rear Wheel Drive
- 3 - 4WD - Four Wheel Drive

اطلاعات جدول قبل برای خودرو و بارکش آن داده شده است.

پاسخ

برای به دست آوردن معادلات کاهش توان رانشی خودرو در جاده شیب دار، به بررسی پیکره آزاد بارکش می‌پردازیم تا نیروهای مال‌بند بر حسب شیب جاده تعیین شوند.



شکل (۷-۱) پیکره آزاد خودرو و بارکش

حول نقطه تماس تایر و جاده گشتاور گرفته می‌شود (گشتاور پاد ساعت گرد مثبت است):

$$\sum T_y = 0 = W_b h_3 \sin(\theta) + F_{zb} (e + f) - W_b f \cos(\theta) - F_{xb} h_2 \quad (1)$$

همچنین تعادل نیروها در راستای طولی بارکش برابر خواهد بود با:

$$\sum F_x = 0 = F_{xb} - W_b \sin(\theta) \quad (2)$$

اکنون معادلات بالا را برای ون می‌نویسیم:

با گشتاورگیری حول نقطه تماس چرخ پشت با جاده داریم:

$$\sum T_y = 0 = Wh_1 \sin(\theta) - Wc \cos(\theta) + F_{zb} d + F_{xb} h_2 + W_f (b + c) \quad (3)$$

گشتاورهای برای محور جلو:

$$\sum T_y = 0 = Wh_1 \sin(\theta) - Wb \cos(\theta) + F_{zb} (b + c + d) + F_{xb} h_2 + W_r (b + c) \quad (4)$$

در اینجا چهار معادله و چهار مجهول F_{xb} ، F_{zb} ، W_f و W_r وجود دارند که با پاسخ‌یابی معادلات می‌توان مقادیر مجهول را به دست آورد. برای خودرو جلو رانش، بیشینه توان رانشی خودرو برابر است با حاصل ضرب بار محور جلو در ضریب اصطکاک تایر (μ). پاسخ مسأله از معادله (3) بدست می‌آید که از معادلات (1) و (2) برای جایگزینی نیروهای مال‌بند از معادله پایانی صورت خواهد گرفت.

نیروی رانشی برابر است با حاصل ضرب وزن ون و بارکش در زاویه شیب جاده و به فرار زیر است:

$$(W + W_b) \sin(\theta) = F_{xf} \quad (5)$$

$$F_{xf} = \mu W_f = \mu (A + B)$$

$$\begin{cases} A = W \frac{c}{L} \cos(\theta) - W \frac{h_1}{L} \sin(\theta) \\ B = -W_b \frac{h_2}{L} \sin(\theta) + W_b \frac{d}{L} \frac{h_3}{L_t} \sin(\theta) - W_b \frac{d}{L} \frac{f}{L_t} \cos(\theta) - W_b \frac{d}{L} \frac{h_2}{L_t} \sin(\theta) \end{cases}$$

توابع مثلثاتی در معادله سبب پیچیده‌گی پاسخ‌یابی آن می‌شوند. برای ساده‌سازی پاسخ مسأله از گمان زوایای کوچک و نیز تعاریف زیر استفاده می‌شود:

$$L = b + c \quad \text{فاصله بین محور چرخ‌های جلو و پشت ون}$$

$$L_t = e + f \quad \text{فاصله محل اتصال مال‌بند تا محور چرخ‌های پشت بارکش}$$

$$\zeta = W_b / W \quad \text{وزن بی‌بعد بارکش}$$

آنگاه با پاسخ‌یابی معادلات برای θ ، توان شیب‌روی خودرو جلو رانش به فرار زیر است:

$$\theta = \mu \frac{\frac{c}{L} - \zeta \frac{d}{L} \frac{f}{L_t}}{1 + \mu \frac{h}{L} + \zeta \left(1 + \mu \frac{h_2}{L} + \mu \frac{d}{L} \frac{(h_2 - h_3)}{L_t} \right)}$$

صورت کسر نمایانگر بار استاتیکی محور چرخ‌های جلو است، که از کم کردن وزن ون به وسیله بار عمودی بارکش در مال‌بند به دست آمده است (بار مال‌بند سبب کاهش بار محور جلو و در نتیجه کاهش شیب‌روی خودرو است). بخش دوم مخرج کسر نشان دهنده تاثیر انتقال طولی بار از محور جلو در جاده شیب‌دار است که به سبب تغییر گرانیگاه ون به سمت بالا است. جملات درون پرانتز در مخرج کسر، نشان دهنده تاثیرات بارکش است. بخش نخست درون پرانتز، نمایانگر اثر مستقیم وزن اضافه شده بارکش است. بخش بعدی برخاسته از انتقال طولی بار محور جلو در نتیجه نیروی کششی^۱ در مال‌بند است. آخرین بخش اثر تغییر بار عمودی در مال‌بند به سبب نیروی کششی است.

با تحلیل مشابه پاسخ متفاوتی برای خودرو پشت رانش به دست می‌آید:

$$\theta = \mu \frac{\frac{b}{L} + \zeta \frac{(L+d)}{L} \frac{f}{L_t}}{1 - \mu \frac{h}{L} + \zeta \left(1 + \mu \frac{h_2}{L} - \mu \frac{(L+d)}{L} \frac{(h_2 - h_3)}{L_t} \right)}$$

در خودرو پشت رانش، بار استاتیکی (بخش دوم صورت کسر)، سبب افزایش توانایی شیب‌روی است، زیرا بار چرخ‌های کشنده افزایش یافته است. در مخرج کسر، جملات انتقال طولی بار منفی می‌باشند و بنابراین اندازه مخرج کسر کاهش یافته و توانایی شیب‌روی افزایش می‌یابد. در پایان برای خودرو چهار چرخ رانش کارکرد خودرو به سازوکار زنجیره توان بستگی دارد. حالت بهینه خودرو چهار چرخ رانش بهره‌گیری از دیفرانسیل بالغزش محدود^۲ روی هر محور و رانش لغزش محدود درون محور^۳ است. بنابراین گشتاور روی چهار چرخ، متناسب با نیروی رانشی آنها توزیع می‌شود. بنابراین نیروی رانش ون برابر است با حاصل ضرب ضریب اصطکاک

-
- 1 - Towing
 - 2 - Limited-Slip Differential
 - 3 - Limited-Slip Interaxle Drive

در وزن خودرو.

$$(W + W_b) \tan(\theta) = \mu W$$

بنابراین توان شیب‌روی خودرو چهار چرخ رانش به قرار زیر است:

$$\theta = \mu \frac{W}{(W + W_b)} = \mu \frac{1}{(1 + \zeta)}$$

در سیستم‌های چهار چرخ رانشی که دارای ویژگی‌های لغزش محدود نمی‌باشند، آنگاه پاسخ‌یابی مسأله نیازمند پیچیدگی‌های مبتنی بر آنالیز نیروهای رانشی در محور است.

محاسبات نمونه

برای پارامترهای ارایه شده در مسأله، پاسخ‌ها به قرار زیر است:

$$\theta = 0.1018 = 10.18 (\%), \text{ Slop} = 5.84 (\text{deg}) \quad \text{جلو رانش}$$

$$\theta = 0.1142 = 11.42 (\%), \text{ Slop} = 6.51 (\text{deg}) \quad \text{پشت رانش}$$

$$\theta = 0.1944 = 19.44 (\%), \text{ Slop} = 11.00 (\text{deg}) \quad \text{چهار چرخ رانش}$$

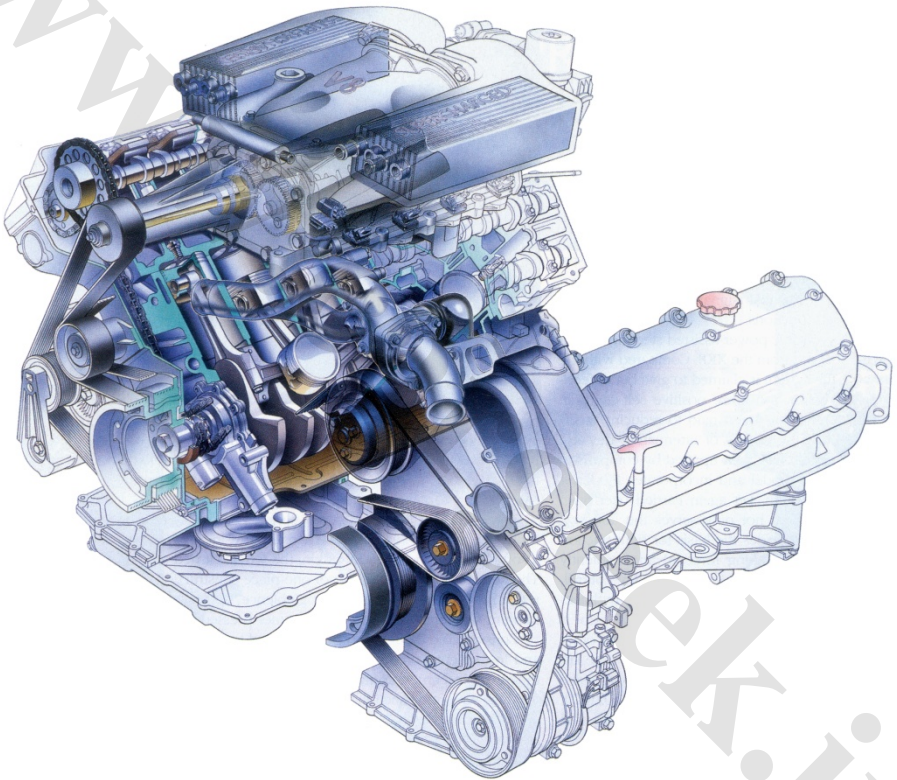
بر خلاف اینکه خودروی مفروض، دارای بار ایستای بیشتری بر روی محور جلو (۵۷ درصد وزن) می‌باشد، اما خودرو پشت رانش به سبب انتقال طولی بار در جاده شیب‌دار، دارای کارکرد شیب‌روی بهتری است.

مراجع

- 1- Roberts, P., Collector's History of the Automobile, Bonanza Books, New York, N.Y., 1978-320p.
- 2- Encyclopedia Americana, Vol. 2, 1966, 654p.
- 3- American Cars Since 1775, Automobile Quarterly, Inc., New York, 1971, 504p.
- 4- Olley, M., "Reminiscences-Feb 16/57," unpublished, 1957, 17p.
- 5- Lanchester, F.W., "Some Reflections Peculiar to the Design of an Automobile," Proceedings of the Institution of Automobile Engineers, Vol.2, 1908, pp. 187-257.
- 6- Segel, L., "Some Reflections of Early Efforts to Investigate the Directional Stability and Control of the Motor Car," unpublished, 1990, 7p.
- 7- Broulhiet, G., "La Suspension de la Direction de la Voiture Automobile" Shimmy et Dandienment," Societe des Ingenieurs Civils de France Bulletin, Vol. 78, 1925.
- 8- Lanchester, F.W., "Automobile Steering Gear-Problems and Mechanism," Proceedings of the institution of Automobile Engineers, Vol. 22, 1928, pp. 726-41.

- 9- Becker, G., et al., "Schwingungen in Automobillernkung," Krayn Berlag, Berlin, 1931.
- 10- Lanchester, F.W., "Motor Car Suspension and Independent Spring." Proceedings of the Institution of Automobile Engineers, Vol. 30, 1936, pp. 668-762.
- 11- Olley, M., "Independent Wheel Suspensions- Its Whys and Wherefores," Society of Automotive Engineers Journal, Vol. 34, No.3, 1934, pp. 73-81.
- 12- Rieckert, P., and Schunk, T.E., "Zur Fahrmechanik des Gummibereiften Kraftfahrzeuges," Ingenieur Archiv, Vol., 11, 1940.
- 13- Rocard, Y., "Les Mefaits du Roulement, Auto-Oscillations et Instabilite de Route," La Revue Scentifique, Vol. 84, No. 45, 1946.
- 14- Segel, L., "Research in the Fundamentals of Automobile Control and Stability," Transactions of the Society of Automotive Engineers, Vol. 65, 1965, pp. 527-40.
- 15- Ellis, J.R., Vehicle Dynamics, Business Books Limited, London, 1969, 243 p.
- 16- Ellis, J.R., Road Vehicle Dynamics, John R. Ellis, Inc., Akron, OH, 1988, 294p.
- 17- Wong, J.C., Theory of Ground Vehicles, John Wiley & Sons, New York, 1978, 330p.
- 18- Fundamentals of Vehicle Dynamics, General Motors Institute, Flint, MI.
- 19- Cole, D., "Elementary Vehicle Dynamics," course notes in Mechanical Engineering, The University of Michigan, Ann Arbor, MI, 1972.
- 20- Fitch, J.W., Motor Truck Engineering Handbook (Third Edition), James W.Fitch, publisher, Anacortes, WA, 1984, 288 p.
- 21- Newton, K., Steeds, W., and Garrett, T.K., The Motor Vehicle (Tenth Edition), Butterworths, London, 1983, 742 p.
- 22- Automotive Handbook, 2nd ed., Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 1986, 707 p.
- 23- Bastow, D., Car Suspension and Handling, Second Edition, Pentech Press, London 1990, 300p.
- 24- Goodsell, D., Dictionary of Automotive Engineering, Butterworths, London, 1989, 182p.
- 25- "Vehicle Dynamics Terminology," SAE J670e, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA (see Appendix A).
- 26- Den Hartog, J.P., Mechanics, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, NY, 1948, p.174.

گفتار دوم - کارکرد شتاب گیری



موتور مدل 3-2 XJ 8V

پیش گفتار

بیشینه بازدهی شتاب طولی یک خودرو موتوری وابسته به یکی از دو بازدارندگی توان موتور و یا

حد رانش چرخ‌های کشنده است که سازوکار غالب به سرعت خودرو وابسته است. ویژگی‌های اصطکاکی تایر در سرعت‌های کم و توان موتور در سرعت‌های زیاد سبب محدودیت کارکرد شتاب‌گیری خودرو می‌گردد.

بازدارندگی توان در شتاب‌گیری

بررسی وابستگی توان و چگونگی شتاب‌گیری خودرو نیازمند آزمایش ویژگی‌های موتور و نیز شناسایی کنش و رفتار زنجیره توان است.

موتورها

سرچشمه توان رانشی خودرو موتور است. شناسه ویژگی‌های موتور، نمودارهای گشتاور و توان بر حسب سرعت می‌باشد. شکل ۲-۱ نمونه‌ای از نمودارهای کارکردی موتورهای بنزینی و دیزلی را نشان می‌دهد. خم گشتاور بیشتر موتورهای بنزینی دارای بیشینه‌ای در میانه گستره سرعت کاری موتور است که با ویژگی‌های سیستم سوخت‌رسانی^۱ کنترل می‌گردد. در مقایسه با موتورهای بنزینی، خم گشتاور موتورهای دیزلی صاف‌تر بوده و حتی با کاهش سرعت افزایش می‌یابد. این ویژگی‌ها توسط سیستم پاشش سوخت^۲ دیکته می‌شود و منجر به موتورهایی با گشتاور افزاینده و توان زیاد است که بیشتر در خودروهای تجاری به کار می‌رود (در بعضی حالات آنقدر گشتاور افزایش می‌یابد که توان ثابتی را در گستره کاری موتور فراهم می‌کند).

تفاوت عمده میان این دو گونه موتور در اتلاف سوخت ویژه^۳ است. در حالت بیشینه بازدهی، موتور بنزینی دارای اتلاف سوخت ویژه در نزدیکی ۰/۴ پوند بر اسب بخار ساعت (I_w) می‌باشد، در حالی که در موتور دیزل نزدیک ۰/۲ یا کمتر است.

توان و گشتاور موتور وابسته به سرعت آن می‌باشند. این وابستگی به قرار زیر است:

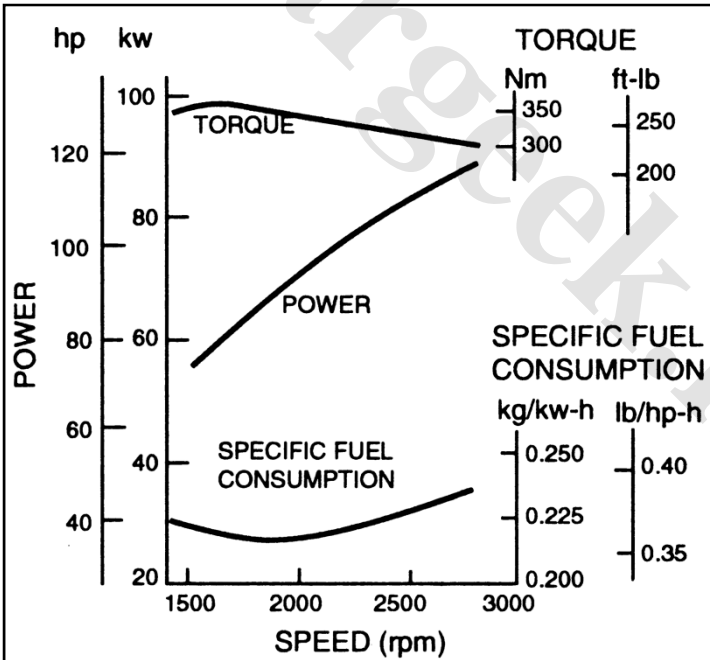
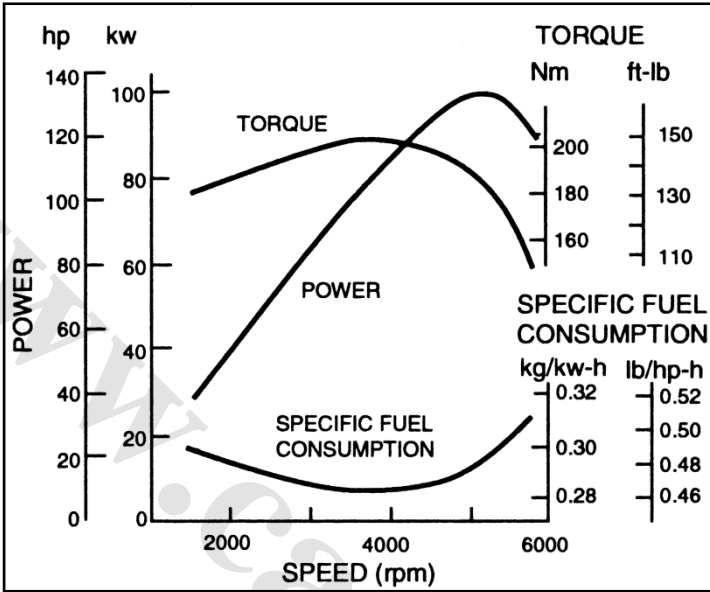
$$\begin{aligned} \text{Power} &= \frac{\text{Torque} \times \text{Speed}}{\text{ft-lb} \cdot \text{rad/sec}} \\ \text{Power} &= \frac{\text{Torque} \times \text{Speed}}{\text{ft-lb} \cdot \text{rpm}} = \frac{\text{Torque} \times \text{Speed}}{5252} \end{aligned} \quad (1-2)$$

رابطه تبدیل آحاد توان به قرار زیر است:

- 1 - Induction System
- 2 - Injection
- 3 - Specific Fuel Consumption

$1(\text{kw}) = 0.746(\text{HP}), \quad 1(\text{hp}) = 550(\text{ft} - \text{lb}/\text{sec})$

(۲-۲)



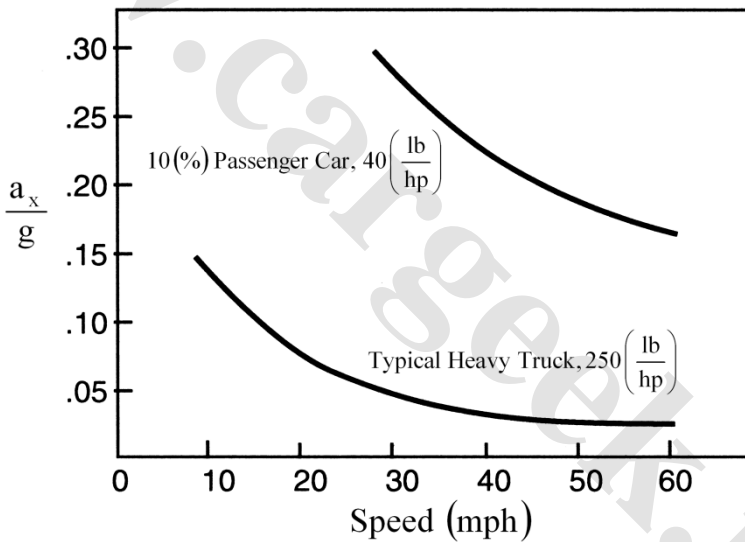
شکل (۲-۱) ویژگی‌های کارکرد موتورهای بنزینی (راست) و دیزلی (چپ)

نسبت توان موتور به سنگینی خودرو نخستین شاخص کارکرد شتاب‌گیری خودرو است. در سرعت‌های کم می‌توان حد بالای شتاب را با چشم‌پوشی از نیروهای مقاوم اعمالی به خودرو بر پایه قانون دوم نیوتن به دست آورد:

$$Ma_x = F_x \quad (۲-۳)$$

که در رابطه بالا:

M	جرم خودرو (W/g)
a_x	شتاب پیش‌روی خودرو
F_x	نیروی رانشی در چرخ‌های کشنده



شکل (۲-۲) اثر سرعت بر توانایی شتاب‌گیری خودروهای سواری و کامیون‌ها [۲]

از آنجا که توان رانشی حاصل ضرب نیروی رانشی در سرعت پیش‌روی است، با بازنویسی معادله ۲-۳ حد بالای شتاب به قرار زیر است:

$$a_x = \frac{F_x}{M} = 550 \frac{g}{V} \frac{HP}{W} \left(\frac{ft}{sec^2} \right) \quad (۲-۴)$$

که در رابطه بالا:

g	ثابت گرانشی (۳۲/۲ فوت بر مجذور ثانیه)
V	سرعت پیش روی (فوت بر ثانیه)
HP	توان اسب بخار موتور
W	سنگینی خودرو (پوند)

به سبب وجود سرعت در مخرج کسر رابطه ۲-۴ توانایی شتاب گیری خودرو با افزایش سرعت، کاهش می یابد. شکل ۲-۲ نمایانگر رابطه کلی بالا برای سواری ها و کامیون ها است. همچنان که انتظار می رود، کامیون های سنگین به سبب نسبت توان به سنگینی نامطلوب دارای سطح کارکرد پایین تری نسبت به سواری ها می باشند. اگر چه این رابطه نمایش بسیار ساده ای از کارکرد شتاب گیری است، اما برای ارزیابی آغازین و حسی مسأله مفید بوده و پاسخ گوی برآورد مهندسان در طراحی بزرگراه ها از دیدگاه نیاز بالاروی خودروها در جاده های طولانی شیب دار، فاصله دید در تقاطع و بازه شتاب گیری در آغاز شیب است [۱].

زنجیره توان

برآورد دقیق تر کارکرد شتاب گیری خودرو، نیازمند مدل سازی زنجیره مکانیکی و زیربخش هایی است که توان موتور را به جاده منتقل می سازند. شکل ۲-۳ بخش های کلیدی زنجیره توان خودرو را می نمایاند.

با آغاز از موتور، بایستی در نظر داشت که گشتاور موتور در سرعت ماندگار روی دینامومتر اندازه گیری می شود، بنابراین بخشی از گشتاور موتور برای شتاب گیری لختی زیربخش های گردان (با چشم پوشی از بارهای اضافی دیگر) مصرف می شود و گشتاور واقعی کمتر از آن است. گشتاور برگشتی از کلاچ که به جعبه دنده اعمال می شود، با بهره گیری از قانون دوم نیوتن به قرار زیر است:

$$T_c = T_e - T_e \alpha_e \quad (5-2)$$

که در رابطه بالا:

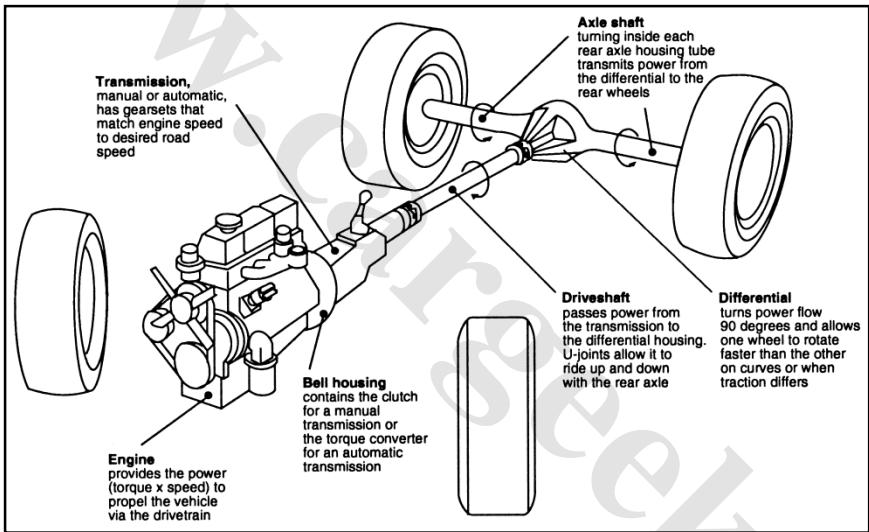
T_c	گشتاور کلاچ (ورودی جعبه دنده)
T_e	گشتاور موتور در سرعت دلخواه مشخص (با بهره از داده های دینامومتر)
I_e	لختی ماند موتور
α_e	شتاب زاویه ای موتور

گشتاور برگشتی خروجی جعبه دنده با نسبت دنده‌ها افزایش می‌یابد و بر اثر تلفات لختی چرخ دنده‌ها و محورها کاهش می‌یابد. اگر شاخص لختی جعبه دنده مقدار آن در ورودی باشد، گشتاور خروجی به قرار زیر است:

$$T_d = (T_e - I_t \alpha_e) N_t \quad (6-2)$$

که در رابطه بالا:

گشتاور خروجی میل گاردان	T_d
نسبت جعبه دنده	N_t
لختی ماند جعبه دنده از سمت موتور	I_t



شکل (۳-۲) بخش‌های کلیدی زنجیره توان

به همین ترتیب گشتاور برگشتی به محور چرخ‌ها برای شتاب‌دهی چرخ‌های کشنده خودرو و ایجاد نیروی رانشی در سطح زمین با نسبت دیفرانسیل افزایش می‌یابد و با لختی زیربخش‌های خط رانش پس از جعبه دنده کاهش می‌یابد. مقدار آن به قرار زیر است:

$$T_a = F_x r + I_w \alpha_w = (T_d - I_d \alpha_d) N_f \quad (7-2)$$

که در رابطه بالا:

گشتاور محور
$$\sum T_0 = \left(W_r / z + W_y - W_r / 2 + W_y \right) \frac{t}{z} + T_x - T_d = 0$$

چرخ‌ها

نیروی رانشی در جاده	F_x
شعاع تایر	r
لختی ماند چرخ‌ها و محور چرخ‌ها	I_w
شتاب زاویه‌ای چرخ‌ها	α_w
لختی ماند میل گاردان	I_d
شتاب زاویه‌ای میل گاردان	α_d
نسبت دنده دیفرانسیل ^۱	N_f

اکنون می‌توان شتاب زاویه‌ای موتور، جعبه دنده و خط رانش را به چرخ‌ها توسط نسبت دنده‌ها مرتبط کرد. این وابستگی به قرار زیر است:

$$\alpha_d = N_f \alpha_w \quad (۸-۲)$$

$$\alpha_e = N_t \alpha_d = N_t N_f \alpha_w$$

نیروی رانشی را می‌توان با پاسخ‌یابی معادلات ۲-۵ تا ۲-۸ به دست آورد. با توجه به اینکه شتاب خودرو برابر است با حاصل ضرب شتاب زاویه‌ای چرخ‌ها در شعاع تایر، بنابراین نیروی رانشی به قرار زیر است:

$$F_x = \frac{T_e N_{tf}}{r} - \left((I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w \right) \frac{a_x}{r^2} \quad (۱-۹-۲)$$

که در رابطه بالا:

$$N_{tf} \text{ ترکیب نسبت جعبه دنده و دیفرانسیل}$$

در روابط بالا از ناکارایی‌های برخاسته از اتلافات مکانیکی و لزجی در زیربخش‌های خط رانش (جعبه دنده، میل گاردان، دیفرانسیل و محور چرخ‌ها) چشم‌پوشی گردیده است. این موارد گشتاور موتور را به نسبت حاصل ضرب بازده زیربخش‌ها در همدیگر کاهش می‌دهد [۳]. این بازدهی وابسته به گشتاور خط رانش می‌باشد، زیرا اتلافات لزجی حتی با صفر بودن گشتاور نیز وجود دارند. به عنوان یک قاعده سرانگشتی، بازده خط رانش میان ۸۰ تا ۹۰ درصد است [۵]. با افزودن مقدار بازده زیربخش‌های زنجیره توان به بخش نخست سمت راست معادله پیشین تاثیر اتلافات

مکانیکی بر نیروی رانشی به قرار زیر است:

$$F_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - \left((I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w \right) \frac{a_x}{r^2} \quad (2-9-2)$$

که در رابطه بالا:

η_{tf} ترکیب بازده جعبه دنده و دیفرانسیل

بنابراین معادله ۲-۹-۲ نیروی رانشی واقعی را که توان موتور فراهم می‌سازد را می‌دهد. این نیرو دارای دو بخش است:

- بخش نخست سمت راست که حاصل ضرب گشتاور موتور در نسبت کلی دنده‌ها و بازدهی سیستم رانشی تقسیم بر شعاع تایر است. این بخش نمایانگر نیروی رانشی ماندگار خودرو در جاده برای شتاب‌گیری و بالاروی از شیب‌ها و چیرگی بر بارهای جاده که برخاسته از مقاومت غلشی تایر و آیرودینامیک است، می‌باشد.

- بخش دوم سمت راست نمایانگر اتلاف نیروی رانشی، توسط لختی موتور و زیربخش‌های زنجیره توان است. بخش درون پراتر نمایانگر این است که لختی معادل هر بخش با مربع نسبت دنده‌ها میان آن بخش تا چرخ‌ها بزرگ‌نمایی می‌شود.

با دانستن نیروهای رانشی، می‌توان کارکرد شتاب‌گیری خودرو را پیش‌بینی نمود. پاسخ پایانی شتاب خودرو بایستی همه نیروهای نشان داده شده در شکل ۱-۶ را در خود جای دهد. این معادله به قرار زیر است:

$$M a_x = \frac{W}{g} a_x = F_x - R_x - D_A - R_{hx} - W \sin(\theta) \quad (10-2)$$

که در رابطه بالا:

M جرم خودرو

a_x شتاب طولی (فوت بر مجذور ثانیه)

F_x نیروی رانشی در جاده (معادله ۲-۹-۲)

R_x نیروی مقاومت غلشی تایر

D_A نیروی پسای آیرودینامیکی

R_{hx} نیروی مال‌بند

نیروی F_x گشتاور موتور و لختی ماند زنجیره توان را در بر می‌گیرد. برای سادگی لختی ماند

زیربخش‌های زنجیره توان را به همراه جرم خودرو به صورت یک جرم یکتا نمایش می‌دهند.

$$(M + M_r) a_x = \frac{W + W_r}{g} a_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - R_x - D_A - R_{hx} - W \sin(\theta) \quad (11-2)$$

که در رابطه بالا:

M_r جرم معادل زیربخش‌های گردان

ترکیب این دو را جرم موثر می‌نامند و نسبت $(M + M_r)/M$ را فاکتور جرمی گویند. فاکتور

جرمی به نسبت جعبه دنده وابسته بوده و مقادیر نمونه آن به قرار زیر است:

خودرو	دنده سبک	دنده دوم	دنده یکم	دنده سنگین
سواری کوچک	۱/۱۱	۱/۲	۱/۵	۲/۴
سواری بزرگ	۱/۰۹	۱/۱۴	۱/۳	
کامیون	۱/۰۹	۱/۲	۲/۵	۲/۵

داده‌های عددی بالا را می‌توان با خم زیر برازش داد [۴]:

$$MF = 1 + 0.04 + 0.0025N_{tf}^2 \quad (12-2)$$

که در رابطه بالا:

MF فاکتور جرمی

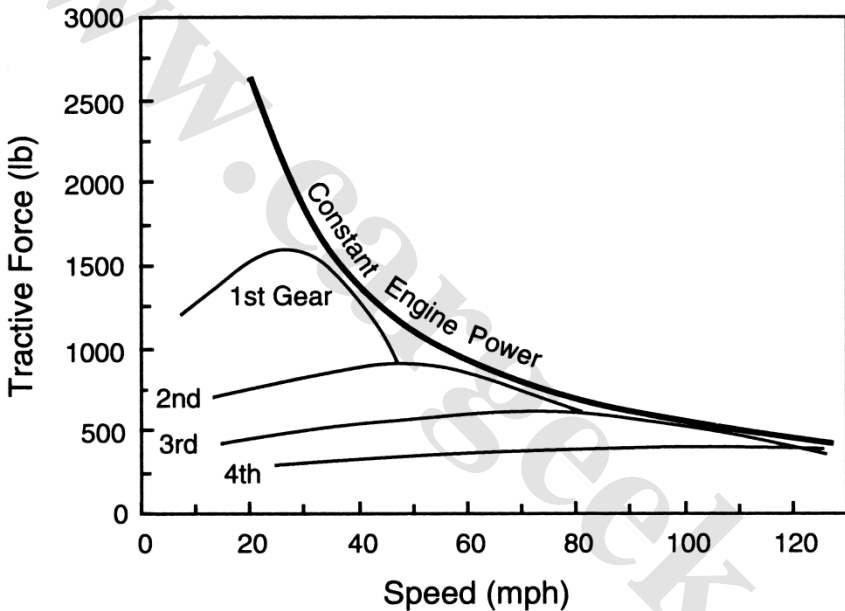
برای شکل کلی معادله ۲-۱۱ پاسخ صریح مناسبی برای کارکرد شتاب‌گیری وجود ندارد. نیروهای اعمالی به خودرو به جز بخش مربوط به شیب جاده، وابسته به سرعت می‌باشند و بنابراین در هر سرعتی باید ارزیابی شوند. برای ارزیابی کارکرد شتاب‌گیری خودرو معادله بالا را می‌توان به صورت دستی برای چند سرعت مختلف پاسخ‌یابی کرد، اما هنگامی که به تکرار زیاد محاسبات نیاز باشد (برای نمونه محاسبه شتاب صفر تا یک سرعت دلخواه) باید از برنامه‌های رایانه‌ای سود جست [۶-۸].

نیروی رانشی فراهم شده در موتور و زنجیره توان (بخش نخست سمت راست معادله ۲-۱۱) نیروی در دسترس برای چیرگی بر بارهای جاده و شتاب‌دهی خودرو است، که در چهار سرعت مختلف برای یک جعبه دنده دستی چهار دنده در شکل ۲-۴ نشان داده شده است.

خم توان ثابت موتور نمایانگر بیشینه توان فراهم شده توسط موتور است، که حد بالای نیروی رانشی در دسترس بوده و متناظر با کمینه اتلاف در خط رانش است. خم توان واقعی موتور تنها در

سرعتی که متناظر با توان بیشینه است به خم توان بیشینه نزدیک می‌شود. خم نیروی رانشی در هر دنده‌ای، همان تصویر خم گشتاور موتور است که با نسبت آن دنده بزرگ‌نمایی شده است. این نمودار نیاز به ایجاد دنده‌های گوناگون را در بازه‌های مختلف کاری خودرو می‌نماید (دنده‌های پایین برای آغاز حرکت و دنده‌های بالا برای پیش‌روی و سرعت‌گیری).

برای بیشینه کارکرد شتاب‌دهی خودرو، جابجایی و تعویض دنده‌ها بایستی در نقاط برخورد خم‌ها باشد. بازه میان خم‌های هر یک از دنده‌ها و خم توان ثابت نمایانگر کاستی جعبه دنده در ایجاد بیشینه کارکرد شتاب‌گیری است.



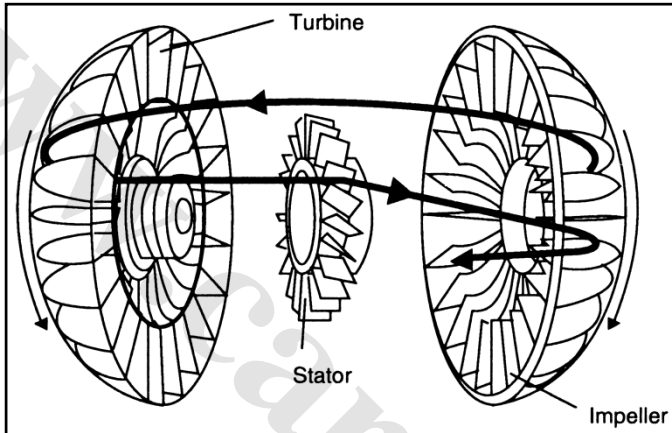
شکل (۲-۴) ویژگی‌های نیروی رانشی - سرعت برای جعبه دنده‌های دستی

جعبه دنده‌های خودکار

جعبه دنده‌های خودکار^۱ به سبب مبدل گشتاور ورودی که حالت آرمانی را پوشش می‌دهد، کارکرد متفاوتی ارائه می‌کنند. مبدل گشتاور یک کوپلینگ سیال است که بر پایه اصول هیدرودینامیک عمل کرده و گشتاور ورودی به جعبه دنده را هنگام افت سرعت افزایش می‌دهد. شکل ۲-۵ نمایانگر ویژگی‌های نسبت گشتاور و بازده بر حسب سرعت برای یک مبدل گشتاور

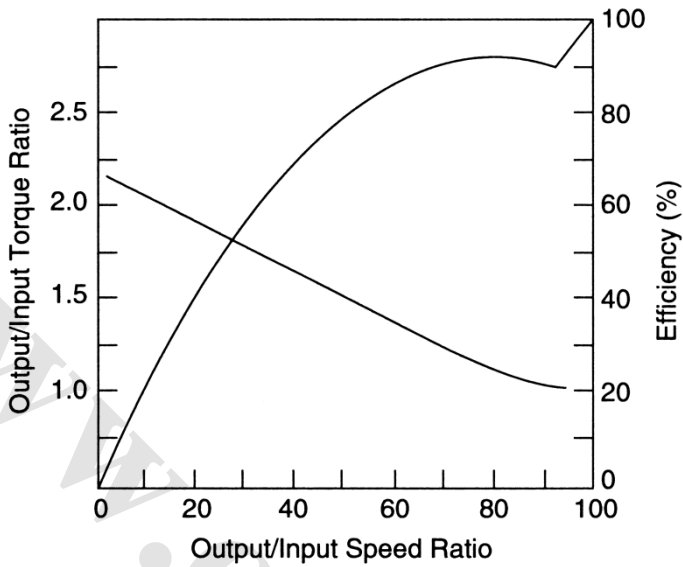
1 - Automatic Transmission

نمونه است (ورودی و خروجی سرعت). در سرعت خروجی صفر (نسبت سرعت صفر) گشتاور خروجی چند برابر ورودی است. بنابراین گشتاور ورودی به جعبه دنده دو برابر گشتاوری است که از موتور می آید، بنابراین کارکرد شتاب گیری خوبی برای آغاز حرکت خودرو فراهم می شود. با افزایش سرعت، ورودی جعبه دنده به سرعت موتور نزدیک شده و نسبت گشتاور به سوی یک می رود.



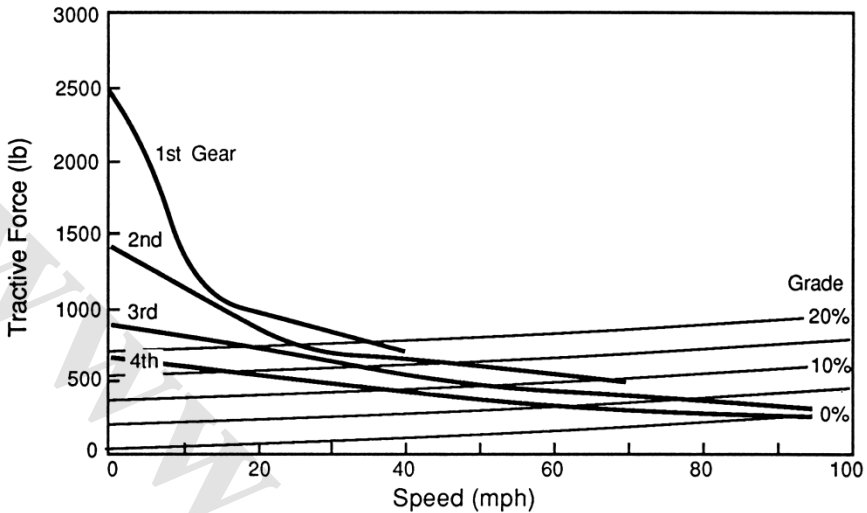
شکل (۲-۵-۱) ساختار درونی یک مبدل گشتاور

تقویت گشتاور سبب بهبود کارکرد نیروی رانش بر حسب سرعت است، که این بهبود برای یک جعبه دنده خودکار چهار سرعته در شکل ۲-۶ نشان داده شده است. به سبب امکان لغزش در کوپلینگ سیال، خم گشتاور در هر دنده بدون ایست موتور می تواند به سرعت صفر برسد. در سرعت های کم و در دنده یکم، اثر مبدل گشتاور کاملاً آشکار است، زیرا نیروی رانشی همراه با کاهش سرعت به سوی صفر می رود.



تسحل (۲-۵-۲) ویژگی‌های مبدل‌های گشتاور

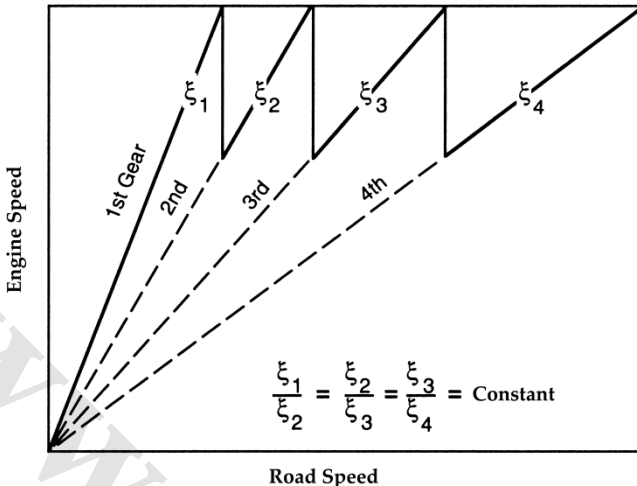
در شکل ۲-۶ بارهای جاده برخاسته از مقاومت غلشی و آیرودینامیک و شیب جاده نمایانده شده است (۰، ۵، ۱۰، ۱۵ و ۲۰ درصد). در یک سرعت و دنده مشخص اختلاف میان خم نیروی رانشی و بار جاده نمایانگر نیروی رانشی در دسترس برای شتاب‌گیری خودرو و گرداندن بخش‌های گردان آن است. برخورد خم بار جاده و هر یک از خم‌های نیروی رانشی نمایانگر بیشینه سرعت در دسترس در آن دنده است.



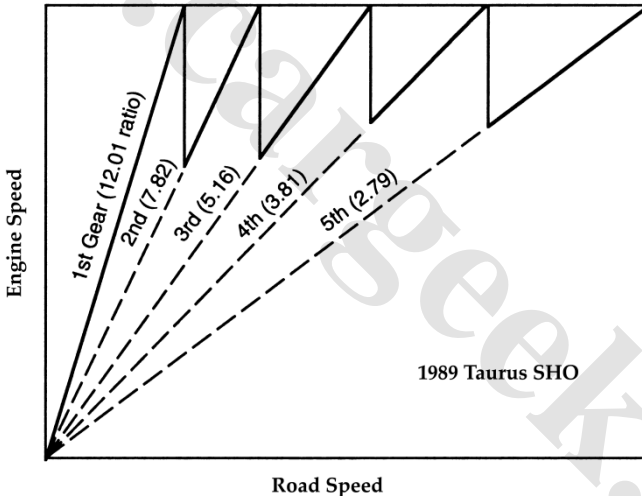
تخل (۲-۷) ویژگی‌های رانسی جعبه دنده خوددار

برگزیدن نسبت‌های واقعی دنده وابسته به شرایط کاری خودرو است. دنده نخست بهینه برای آغاز، دنده‌های دوم و سوم برای گذر و دنده‌های بالا برای اقتصادی بودن سوخت و نیز ملاحظات آلودگی محیط زیست در سرعت‌های بالای بزرگراه‌ها می‌باشد. نسبت دنده به صورت تصاعد هندسی حالتی بهینه است که در آن نسبت دنده‌ها با درصدی ثابت از یک دنده به دنده دیگر تغییر می‌کند. شکل ۲-۷ نمایانگر رابطه میان سرعت موتور و سرعت خودرو برای این حالت است. شکل ۲-۸ نمایانگر رابطه میان سرعت موتور و سرعت خودرو در جاده برای یک سواری نمونه واقعی است، که به تصاعد هندسی نزدیک است.

امروزه گزینش نسبت دنده‌ها بایستی پژوهاک نیازهای اقتصادی و آلودگی باشد. با این دیدگاه کارکرد موتور با ننگاشت ویژگی‌های آن مشخص می‌شود. نمونه‌ای از ننگاشت مصرف سوخت برای موتور (V8) در شکل ۲-۹ نمایانده شده است. این شکل خطوط ثابت سوخت را (پوند بر توان ترمزی اسب بخار در ساعت) به عنوان تابعی از فشار موثر میانگین ترمزی (نمایانگر گشتاور) و سرعت موتور می‌نمایاند. در کناره نمودار مصرف ویژه سوخت بیشتر است. در میانه نمودار مصرف سوخت یک بازه جزیره‌ای شکل کوچک از مصرف کمینه سوخت در نرخ ۰/۴۶ پوند بر توان ترمزی اسب بخار در ساعت وجود دارد.

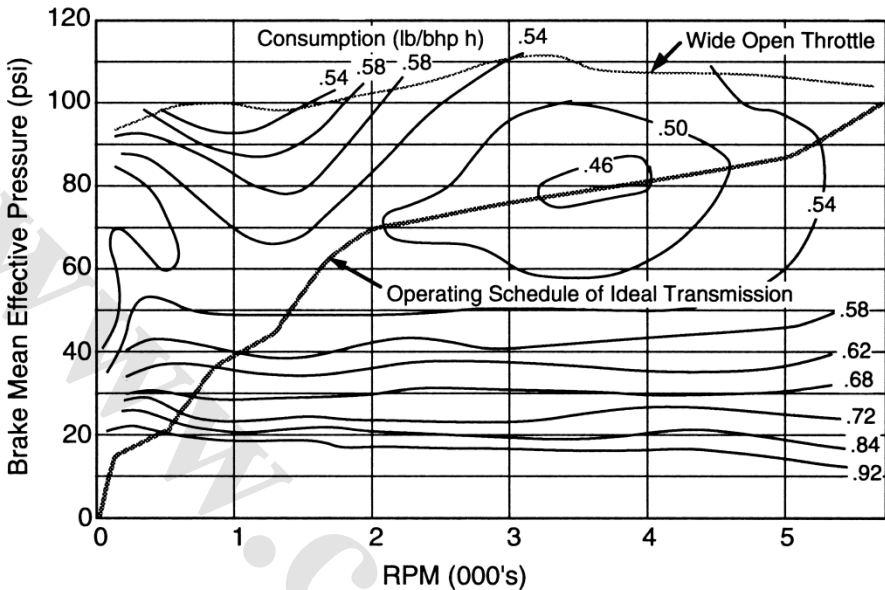


شکل (۷-۲) بر دزینی نسبت دنده‌ها بر پایه تصاعد هندسی



شکل (۸-۲) نسبت دنده‌ها در یک خودرو واقعی

برای پیشینه‌سازی صرفه جویی در سوخت بایستی خودرو و خط رانش را چنان طراحی کرد تا در این بازه کار کنند. برای رسیدن به حالت بهینه اقتصادی بایستی جعبه دنده چنان طراحی شود تا در راستای خطوط پر رنگ که از میان دره‌های کمینه مصرف سوخت در گستره کاری سرعتی موتور می‌گذرد، باشد.



شکل (۲-۶) نداشت مصرف سوخت موتورهای ۷۵ (۳۰۰ اینچ مکعب)

برای بررسی آلودگی، نگاهی مشابه از کارکرد موتور را می‌توان برای بررسی ویژگی‌های آلاینده‌گی موتور ایجاد کرد و منطقی مشابه برای تعیین ویژگی‌های جعبه دنده‌ای که آلاینده‌گی را کمینه نماید وجود دارد.

مسائل نمونه

مسئله ۱

اطلاعات مربوط به موتور و زیربخش‌های زنجیره توان برای یک خودروی سواری به قرار زیر است:

• موتور

لختی ماند ۰/۸ اینچ - پوند - مجذور ثانیه

نمودار کارکرد گشتاور بر حسب سرعت

دور موتور	گشتاور	دور موتور	گشتاور	دور موتور	گشتاور
800	120	2400	175	4000	200
1200	135	2800	181	4400	201
1600	145	3200	190	4800	198
2000	160	3600	198	5200	180

• دیفرانسیل

لختی ماند	۱/۲ اینچ - پوند - مجذور ثانیه
نسبت	۲/۹۲
بازده	۰/۹۹

• چرخ

لختی ماند چرخ کشنده	۱۱ اینچ - پوند - مجذور ثانیه
لختی ماند چرخ آزاد	۱۱ اینچ - پوند - مجذور ثانیه
سرعت زاویه‌ای چرخ	۸۰۱ دور بر مایل
محیط چرخ	۶/۵۹ فوت
شعاع چرخ	۱۲/۵۹ اینچ

• جعبه دنده

ویژگی‌های جعبه دنده بر حسب دنده

دنده	1	2	3	4	5
لختی ماند	1.3	0.9	0.7	0.5	0.3
نسبت دنده	4.28	2.79	1.83	1.36	1.00
بازدهی	0.966	0.967	0.972	0.973	0.970

لختی ماند موثر زیربخش‌های زنجیره توان در دنده یک را محاسبه کنید.

پاسخ

لختی ماند موثر به وسیله بخش دوم سمت راست معادله ۲-۹-۲ به قرار زیر به دست می‌آید:

$$F_x = \frac{T_c N_{tf} \eta_{tf}}{r} - \left((I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w \right) \frac{a_x}{r^2} \quad (2-9-2)$$

بخش درون پرانتز لختی ماند موثر است که به قرار زیر است:

$$I_{eff} = (I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w$$

$$I_{eff} = (0.8 + 1.3) \times (4.25 \times 2.92)^2 + 1.2 \times (2.92)^2 + 2 \times 11.0$$

$$I_{eff} = 328 + 10.2 + 22 = 360.2 \text{ (in-lb-sec}^2\text{)}$$

نکات

۱) زیربخش‌های موتور در دنده یک، در صورتی که خودرو با دنده یک حرکت کند، بزرگترین

لختی را دارند. در دنده پنج، لختی این زیربخش‌ها در حدود ۹/۷ اینچ - پوند - مجذور ثانیه است. در این پاسخ‌یابی تنها لختی چرخ‌های کشنده منظور شده است، زیرا فقط آنها نیروی رانش را منتقل می‌کنند. لختی چرخ‌های آزاد تنها در هنگام شتاب‌گیری خودرو اثر می‌کند و لختی چرخ‌های آزاد با لختی جرم کل خودرو جمع می‌شود.

(۳) در معادله ۲-۹ با تقسیم لختی ماند گردشی (اینچ - پوند - مجذور ثانیه) بر مجذور شعاع (r^2)، می‌توان لختی ماند گردشی را به لختی انتقالی یا جرم تبدیل نمود. مقدار آن به قرار زیر است:

$$M_{\text{eff}} = \frac{I_{\text{eff}}}{r^2} = \frac{360.2(\text{in} - \text{lb} - \text{sec}^2)}{(12.59(\text{in}))^2} = 2.27 \left(\frac{\text{lb} - \text{sec}^2}{\text{in}} \right)$$

هرچند رابطه بالا به شکل وزن موثر کاربرد بیشتری دارد:

$$W_{\text{eff}} = M_{\text{eff}}g = 2.27 \left(\frac{\text{lb} - \text{sec}^2}{\text{in}} \right) \times 386 \left(\frac{\text{in}}{\text{sec}^2} \right) = 877(\text{lb})$$

اگر این مقدار با وزن خودرو یعنی ۲۵۰۰ پوند مقایسه شود، دیده می‌شود که وزن موثر خودرو در حدود ۳۵ درصد در هنگام شتاب با دنده یک، افزایش می‌یابد. لختی چرخ‌های آزاد به اندازه ۲۷ پوند دیگر به وزن موثر اضافه می‌کند (۱ درصد).

مسئله ۲

بیشینه نیروی رانشی و سرعت در جاده را در دنده یک و دنده پنج، برای خودروی مسئله پیش بدون توجه به اتلاف لختی را به دست آورید.

پاسخ

بیشینه نیروی رانشی و بیشینه گشتاور در یک زمان رخ می‌دهد (در ۴۴۰۰ دور در دقیقه). بنابراین مسئله از ما می‌خواهد برای مقدار گشتاور داده شده با بهره‌گیری از بخش نخست معادله ۲-۹ نیروی رانش را به دست آوریم.

$$F_x = \frac{T_c N_{\text{tf}} \eta_{\text{tf}}}{r} = 201(\text{ft} - \text{lb}) \frac{(4.28 \times 2.92)(0.966 \times 0.99)}{12.59(\text{in}) \times 12 \left(\frac{\text{in}}{\text{ft}} \right)} = 2290(\text{lb})$$

سرعت جاده با بهره‌گیری از معادله ۲-۸ تعیین می‌شود. هرچند این معادله بر حسب شتاب نوشته شده است، اما رابطه مشابهی برای سرعت استفاده می‌شود، که به قرار زیر است:

$$\omega_d = N_f \omega_w \quad (1-8-2)$$

$$\omega_e = N_t \omega_d = N_t N_f \omega_w$$

سرعت زاویه‌ای چرخ به قرار زیر است:

$$\omega_w = \frac{\omega_e}{N_t N_f} = \frac{4400 \left(\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right) 2\pi \left(\frac{\text{rad}}{\text{rev}} \right) \frac{1}{60} \left(\frac{\text{min}}{\text{sec}} \right)}{4.28 \times 2.92} = 36.87 \left(\frac{\text{rad}}{\text{sec}} \right)$$

سرعت خطی در سطح جاده، با تبدیل سرعت زاویه‌ای به سرعت خطی در محیط چرخ به دست می‌آید:

$$V_x = \omega_w r = 36.87 \left(\frac{\text{rad}}{\text{sec}} \right) \times 12.59 \text{ (in)} = 464.2 \left(\frac{\text{in}}{\text{sec}} \right) = 38.7 \left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}} \right) = 26.4 \text{ (mph)}$$

برای محاسبه کارکرد در دنده سبک نیز از روش مشابهی استفاده می‌شود، که به قرار زیر است:

$$F_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} = 201 \text{ (ft-lb)} \frac{(1.0 \times 2.92)(0.99 \times 0.97)}{12.59 \text{ (in)} \times 12 \left(\frac{\text{in}}{\text{ft}} \right)} = 537 \text{ (lb)}$$

$$\omega_x = \frac{\omega_e}{N_t N_f} = \frac{4400 \left(\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right) \times 2\pi \left(\frac{\text{rad}}{\text{rev}} \right) \times \frac{1}{60} \left(\frac{\text{min}}{\text{sec}} \right)}{1.0 \times 2.92} = 157.8 \left(\frac{\text{rad}}{\text{sec}} \right)$$

$$V_x = \omega_w r = 157.8 \left(\frac{\text{rad}}{\text{sec}} \right) \times 12.59 \text{ (in)} = 1987 \left(\frac{\text{in}}{\text{sec}} \right) = 165 \left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}} \right) = 113 \text{ (mph)}$$

بازدارندگی نیروی رانشی در شتاب‌گیری

اگر موتور توان کافی داشته باشد، آنگاه ضریب اصطکاک میان تایر و جاده شتاب‌گیری را محدود می‌سازد. در این حالت بیشینه نیروی رانشی به قرار زیر است:

$$F_x = \mu W \quad (۱۳-۲)$$

که در رابطه بالا:

F_x نیروی رانشی

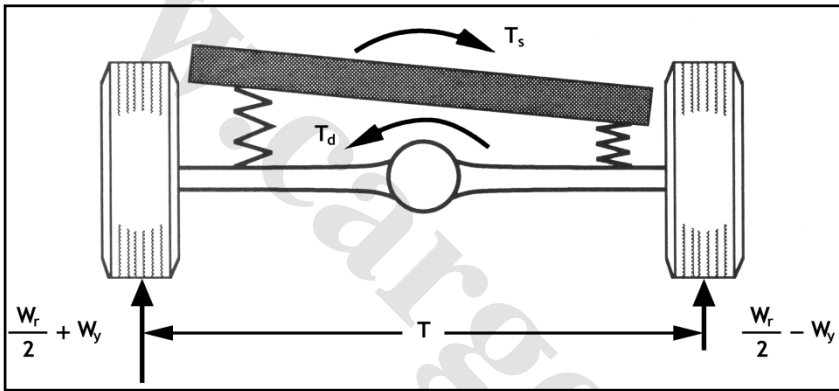
μ ضریب اصطکاک بیشینه

W سنگین روی محور راننده

سنگینی روی چرخ‌های کشنده دارای بخش‌های استاتیکی، بار دینامیکی برخاسته از شتاب‌گیری و همچنین جابجایی کناری بار بر اثر گشتاور رانشی دیفرانسیل است.

جابجایی کناری وزن به سبب گشتاور رانشی

در همه محورهای یکپارچه کشنده، چه جلو و چه پشت، جابجایی کناری وزن رخ می‌دهد. واکنش‌های عمده محور پشت در شکل ۲-۱۰ نمایانده شده است. میل گاردان گشتاور T_d را به ورودی دیفرانسیل اعمال می‌دارد. همچنان که دیده می‌شود، غلتش بدنه سبب کشیدگی و فشردگی فنرها در جهت مخالف خودرو است، به طوری که گشتاور T_s به سبب سختی غلتشی سیستم تعلیق ایجاد می‌شود. هر اختلافی میان این دو بایستی با اختلاف وزن روی دو چرخ جبران شود. اگر محور از نوع باز^۱ باشد، آنگاه گشتاور برگشتی به چرخ‌ها با حد کشندگی چرخ سبک‌تر محدود می‌شود (در دیفرانسیل‌های باز گشتاور خروجی دو سوی آن برابر است).



شکل (۱۰-۲) نمودار پیکره آزاد محور یکپارچه رانش

با بهره‌گیری از قانون دوم نیوتن برای گردش محور حول نقطه میانی آن، واکنش‌ها به دست می‌آیند. هنگامی که محور در تعادل است:

$$\sum T_0 = \left(\frac{W_r}{2} + W_y - \frac{W_r}{2} + W_y \right) \frac{t}{2} + T_x - T_d = 0 \quad (14-2)$$

$$W_y = \frac{T_d - T_s}{t}$$

با بازنویسی معادله بالا وابستگی T_d و نیروهای رانشی به قرار زیر است:

$$T_d = \frac{F_x r}{N_f} \quad (15-2)$$

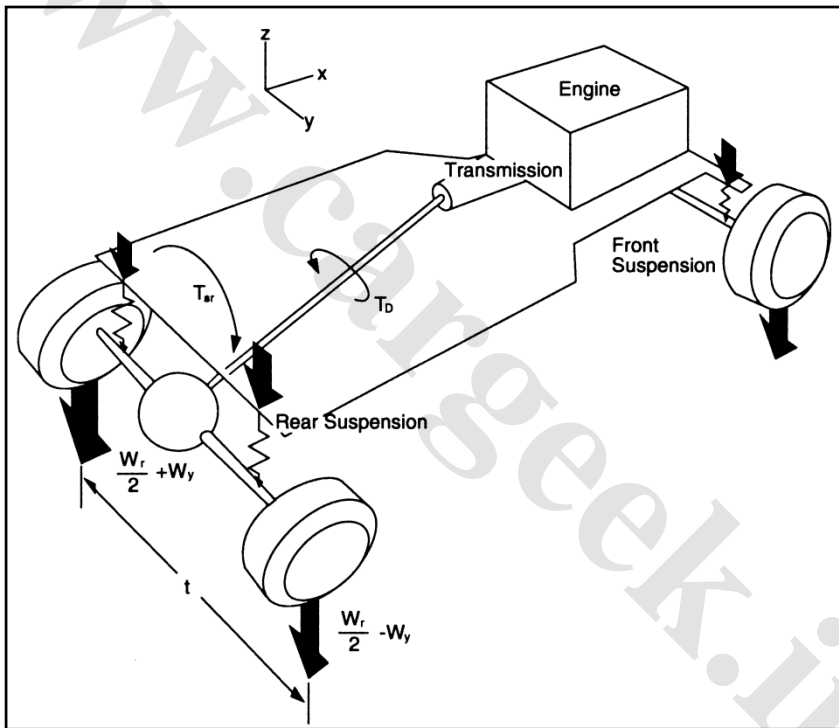
که در رابطه بالا:

برآیند نیروی رانشی دو چرخ پشت F_x

شعاع تایر r

نسبت دیفرانسیل یا محرک پایانی N_f

شناسایی گشتاور غلت سیستم تعلیق ضروری است و نیازمند بررسی کل خودرو است زیرا واکنش گشتاور رانشی اعمالی به بدنه تلاش در غلتاندن بدنه روی تعلیق جلو و پشت دارد. برای خودرو پشت رانش کل سیستم مورد نظر در شکل ۲-۱۱ نمایانده شده است.



شکل (۲-۱۱) شمای واکنش گشتاور کشنده در بدنه

واکنش گشتاور رانشی در موتور و جعبه دنده به قاب منتقل می‌شود و بین تعلیق جلو و پشت پخش می‌شود. معمولاً فرض می‌شود که گشتاور غلت ایجاد شده در تعلیق هماهنگ با زاویه غلت (قانون هوک) بدنه است. بنابراین:

$$T_{sf} = K_{of} \phi$$

(۲-۱۶-۱)

$$T_{sr} = K_{\phi r} \phi \quad (2-16-2)$$

$$T_{\phi} = K_{\phi f} + K_{\phi r} \quad (3-16-2)$$

که در روابط بالا:

$$T_{sf} \quad \text{گشتاور غلتشی تعلیق جلو}$$

$$T_{sr} \quad \text{گشتاور غلتشی تعلیق پشت}$$

$$K_{\phi f} \quad \text{سختی غلتشی تعلیق جلو}$$

$$K_{\phi r} \quad \text{سختی غلتشی تعلیق پشت}$$

$$K_{\phi} \quad \text{سختی غلتشی کل خودرو}$$

اکنون می توان T_{sr} را به زاویه غلتش و زاویه غلتش را به گشتاور رانشی ارتباط داد (گشتاور رانشی بخش بر سختی غلتشی کل)، بنابراین زاویه غلتش به قرار زیر است:

$$\phi = \frac{T_d}{K_{\phi}} = \frac{T_d}{K_{\phi f} + K_{\phi r}} \quad (17-2)$$

بنابراین، با جایگذاری در معادله 2-16-2 داریم:

$$T_{sr} = \frac{K_{\phi r} T_d}{K_{\phi f} + K_{\phi r}}$$

حال با قرار دادن در معادله 2-19 و به همراه آن پاسخ یابی برای T_d از معادله 2-15، نیروی کناری به قرار زیر است:

$$W_y = \frac{F_x r}{N_f t} \left(1 - \frac{K_{\phi r}}{K_{\phi r} + K_{\phi f}} \right) \quad (1-18-2)$$

با ساده سازی بخش درون پرانتز داریم:

$$W_y = \frac{F_x r}{N_f t} \frac{K_{\phi f}}{K_{\phi}} \quad (2-18-2)$$

این معادله اندازه جابجایی کناری بار را به عنوان تابعی از نیروهای رانشی و پارامترهای خودرو مانند نسبت دینفرانسیل، گام خودرو، شعاع تایر و سختی غلتشی تعلیق می دهد. برآیند کلی بار یک محور در هنگام شتاب گیری عبارت است از مقدار استاتیکی آن به علاوه مولفه دینامیکی آن (معادله 1-7)، که در محور پشت به قرار زیر است:

$$W_r = W \left(\frac{b}{L} + \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \right) \quad (19-2)$$

با چشم‌پوشی از مقاومت غلشی و نیروهای پسی آیرودینامیک، اندازه شتاب برابر است با نسبت نیروهای رانشی به جرم خودرو. بنابراین بار محور پشت به قرار زیر است:

$$W_{rr} = W \left(\frac{b}{L} + \frac{F_x}{Mg} \frac{h}{L} \right) \quad (20-2)$$

سنگینی جرم سمت راست پشت، W_{rr} عبارت است از $(W_r/2) - W_y$ ، بنابراین:

$$W_{rr} = \frac{W_b}{2L} + \frac{F_x}{2} \frac{h}{L} - \frac{F_x}{N_f t} \frac{K_{of}}{K_\phi} \quad (21-2)$$

$$F_x = 2\mu W_{rr} = 2\mu \left(\frac{W_b}{2L} + \frac{F_x}{2L} - \frac{F_x}{N_f t} \frac{K_{of}}{K_\phi} \right) \quad (22-2)$$

حد کشندگی

با پاسخ‌یابی نیروی رانشی (F_x) بیشینه نیروی رانشی تعلیق پشت یکپارچه با دیفرانسیل باز به قرار زیر است:

$$F_{x \max} = \frac{\mu \frac{Wb}{L}}{1 - \frac{h}{L} \mu + 2 \frac{\mu r}{N_f t} \frac{K_{of}}{K_\phi}} \quad (23-2)$$

برای تعلیق پشت یکپارچه با دیفرانسیل قفل، یک نیروی رانشی اضافی از چرخ دیگر به دست می‌آید که بیشینه آن حد رانشی چرخ است و چنان است که مخرج کسر معادله بالا صفر گردد. هر چند این مسأله برای تعلیق پشت جداگانه نیز صحیح است، زیرا واکنش گشتاور رانشی خط رانش توسط دیفرانسیل متصل به بدنه تحمل می‌شود. در این دو حالت مقدار بیشینه نیروی رانشی به قرار زیر است:

$$F_{x \max} = \frac{\mu W \frac{b}{L}}{1 - \frac{h}{L} \mu} \quad (24-2)$$

جابجایی طولی بار در خودرو جلو رانش بر خلاف خودرو پشت رانش می‌باشد، زیرا بازتاب جابجایی بار در بخش دوم مخرج کسر می‌باشد و جهت بر عکس سبب تغییر علامت آن است.

همچنین عبارت $W(b/L)$ در معادله اول برای نمایش بار استاتیکی در خودرو پشت رانش است. این بخش در خودروهای جلو رانش به $W(c/L)$ تبدیل می‌شود. برای خودرو جلو رانش با تعلیق یکپارچه و دیفرانسیل باز بیشینه نیروی رانشی به قرار زیر است:

$$F_{x \max} = \frac{\mu W \frac{c}{L}}{1 + \frac{h}{L} \mu + 2 \frac{\mu r}{N_f t} \frac{K_{\phi r}}{K_{\phi}}} \quad (25-2)$$

و برای خودرو جلو رانش با تعلیق یکپارچه یا جداگانه (که بیشتر در خودرو جلو رانش به کار می‌رود) و دیفرانسیل قفل داریم:

$$F_{x \max} = \frac{\mu W \frac{c}{L}}{1 + \frac{h}{L} \mu} \quad (26-2)$$

مسائل نمونه

مسئله ۱

شتاب با رانش محدود را برای خودروی سواری با دیفرانسیل پشت دارای قفل و بدون قفل، در سطحی با اصطکاک متوسط به دست آورید. اطلاعات مورد نیاز به قرار زیر است:

- داده‌های سنگینی
 - بار محور چرخ‌های جلو ۲۱۰۰ پوند
 - بار محور چرخ‌های پشت ۱۸۵۰ پوند
 - وزن خودرو ۳۹۵۰ پوند
- داده‌های هندسی
 - بلندی گرانیگاه ۲۱ اینچ
 - فاصله بین محورها ۱۰۸ اینچ
 - گام خودرو ۵۹ اینچ
- داده‌های چرخ
 - ضریب اصطکاک ۰/۶۲
 - شعاع تایر ۱۳/۰ اینچ

• داده‌های دیفرانسیل

۲/۹۰

نسبت دنده

• داده‌های تعلیق

۱۱۵۰ فوت - پوند بر درجه

سختی غلشی جلو

۲۸۰ فوت - پوند بر درجه

سختی غلشی پشت

پاسخ

معادله بیشینه نیروی رانشی یک خودرو پشت رانش با محور یکپارچه پشت با دیفرانسیل بدون قفل بر پایه معادله ۲-۲۳ به قرار زیر است:

$$F_{x \max} = \frac{\mu \frac{W_b}{L}}{1 - \frac{h}{L} \mu + \frac{2\mu r K_{of}}{N_f t K_\phi}} \quad (2-23)$$

در این معادله عبارت W_b/L بار محور پشت است، بنابراین لازم نیست که پارامتر (b) به دست آید. همچنین سایر عبارات مجهول مشخص هستند و می‌توان آنها را در معادله جایگزین کرد:

$$F_{x \max} = \frac{0.62 \times 1850 (\text{lb})}{1 - \frac{21}{108} 0.62 + \frac{2(0.62)}{2.9} \frac{13 (\text{in})}{59 (\text{in})} \frac{1150}{1430}}$$

$$F_{x \max} = \frac{1147 (\text{lb})}{1 - 0.121 + 0.0758} = \frac{1147}{0.9548} = 1201 (\text{lb}) \quad F_{x \max} = 1201 (\text{lb})$$

$$a_x = \frac{F_{x \max}}{Mg} = \frac{1201 (\text{lb})}{3950 (\text{lb})} = 0.3041 (g) = 9.79 \left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}^2} \right)$$

در خودرو با دیفرانسیل دارای قفل، بخش جبری سوم در مخرج کسر معادله ۲-۲۴ حذف می‌شود، بنابراین:

$$F_{x \max} = \frac{0.62 \times 1850 (\text{lb})}{1 - \frac{21}{108} 0.62} = \frac{1147 (\text{lb})}{1 - 0.121} = \frac{1147}{0.879}$$

$$F_{x \max} = 1305 (\text{lb})$$

$$a_x = \frac{F_{x \max}}{Mg} = \frac{1305 (\text{lb})}{3950 (\text{lb})} = 0.330 (g) = 10.64 \left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}^2} \right)$$

نکات

- برای هر دو مورد، صورت کسر برابر است با حاصل ضرب وزن محور چرخ‌ها در اصطکاک، که برابر با ۱۱۴۷ پوند از نیروی رانش است.
- همچنین جابجایی دینامیکی بار برخاسته از شتاب، که روی محور چرخ‌های کشنده پشت منتقل می‌شود، برای بخش دوم مخرج کسر به دست می‌آید که مخرج کسر را ۱۲/۱ درصد کاهش می‌دهد، بنابراین نیروی رانشی با درصدی مساوی افزایش می‌یابد.
- اثر جابجایی کناری بار در بخش سوم مخرج کسر ظاهر می‌شود که در حدود ۷/۶ درصد افزایش یافته است و سبب کاهش نیروی رانشی با همان درصد می‌شود. با مقایسه این دو پاسخ، افت جابجایی کناری بار روی محور چرخ‌ها، با دیفرانسیل باز ۱۰۴ پوند خواهد بود. در سطوح با اصطکاک بیشتر، افت انتقال بار بیشتری دیده می‌شود.

مسئله ۲

کارکرد رانش محدود یک خودرو جلو رانش را در شرایط جاده‌ای مشابه با مسئله پیش پیدا کنید. اطلاعات مورد نیاز به قرار زیر است:

- داده‌های سنگینی
 - بار محور چرخ‌های جلو ۱۹۵۰
 - بار محور چرخ‌های پشت ۱۱۵۰
 - وزن خودرو ۳۱۰۰
- داده‌های هندسی
 - بلندی گرانگه ۱۹/۰ اینچ
 - فاصله بین محورها ۱۰۵ اینچ
 - گام خودرو ۶۰ اینچ
- داده‌های چرخ
 - ضریب اصطکاک ۰/۶۲
 - شعاع تایر ۱۲/۵۹ اینچ
- داده‌های دیفرانسیل
 - نسبت دنده ۳/۷۰

• داده‌های تعلیق

سختی غلتشی جلو	۹۵۰ فوت - پوند به درجه
سختی غلتشی پشت	۶۲۰ فوت - پوند به درجه

پاسخ

بیشتر خودروهای جلو رانش دارای سیستم تعلیق جلو مستقل هستند. بنابراین بیشینه نیروی رانش، همان معادله ۲-۲۶ خواهد بود و توجه کنید که همه اطلاعات برای محاسبه جابجایی کناری بار محور مورد نیاز نیست. بیشینه نیروی رانشی با جایگزینی مقادیر در معادله زیر به دست می‌آید:

$$F_{x \max} = \frac{\mu \frac{W_c}{L}}{1 + \frac{h}{L} \mu} \quad (2-26)$$

$$F_{x \max} = \frac{0.62 \times 1950 (\text{lb})}{1 + \frac{19}{105} 0.62} = \frac{1209 (\text{lb})}{1 + 0.1122} = 1087 (\text{lb})$$

$$a_{x \max} = \frac{F_{x \max}}{Mg} = \frac{1087 (\text{lb})}{3100} = 0.3506 (g) = 11.29 \left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}^2} \right)$$

نکات

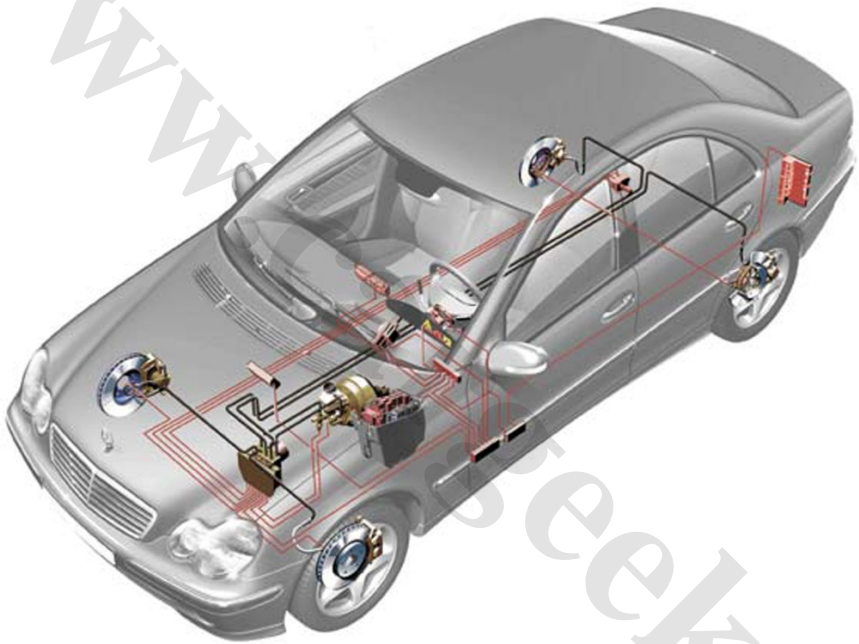
- اگرچه یک خودرو جلو رانش، درصد بیشتری از وزن خود را روی محور کشنده دارد، ولی کارکرد آن بهتر نیست، زیرا جابجایی طولی بار در هنگام شتاب‌گیری سبب کاهش بار محور کشنده جلو است.

مراجع

- 1- Gillespie, T.D., "Methods of Predicting Truck Speed Loss on Grades," The University of Michigan Transportation Research Institute, Report No. UM-85-36, November 1986, 169 p.
- 2- St. John, A.D., and Kobett, D.R., "Grade Effects on Traffic Flow Stability and Capacity," Interim Report, National Cooperative Highway Research Program, Project 3-19, December 1972, 173 p.
- 3- Marshall, H.P., "Maximum and Probable Fuel Economy of Automobiles." SAE Paper No. 800213, 1980, 8 p.
- 4- Cole, D., "Elementary Vehicle Dynamics, course notes in Mechanical Engineering, The University of Michigan, Ann Arbor, Michigan, 1972.
- 5- Smith, G.L., "Commercial Vehicle Performance and Fuel Economy," SAE Paper, SP-335, 1970, 23p.

- 6- Buck, R.E., "A Computer Program (HEVSIM) for Heavy Duty Vehicle Fuel Economy and Performance Simulation," U.S. Department of Transportation, Research and Special Projects Administration, Transportation Systems Center, Report No. DOT-HS- 805-912, September 1981, 26 p.
- 7- Zub, R.W., "A Computer Program (VEHSIM) for Vehicle Fuel Economy and Performance Simulation (Automobiles and Light Trucks)," U.S. Department of Transportation, Research and Special Projects Administration, Transportation Systems Center, Report No. Dot-HS-806-040, October 1981, 50p.
- 8- Phillips, A.W., Assanis, D.N., and Badgley, P., "Development and Use of a Vehicle Power train Simulation for Fuel Economy and Performance Studies," SAE Paper No.900619, 14p.

گفتار سوم - کارکرد ترمزگیری



کاربرد تجهیزات الکترونیکی در سیستم ترمز خودرو

معادلات پایه

معادله اساسی کارکرد ترمزگیری با بهره‌گیری از قانون دوم نیوتن در راستای طولی خودرو بدست می‌آید. نیروهای عمده اعمالی به خودرو در شکل ۱-۶ نشان داده شده است. بنابراین قانون دوم نیوتن در راستای طولی خودرو به قرار زیر است:

$$Ma_x = -\frac{W}{g} D_x = -F_{xf} - F_{xr} - D_A - W \sin(\theta) \quad (1-3)$$

که در رابطه بالا:

W	سنگینی خودرو
g	شتاب گرانش
a_x	شتاب خطی خودرو
D_x	کندش خطی خودرو
F_{xf}	نیروی ترمزی محور جلو
F_{xr}	نیروی ترمزی محور پشت
D_A	نیروی پسی آیرودینامیکی
θ	زاویه شیب جاده

نیروی ترمزی جلو و پشت برخاسته از گشتاورهای ترمزی به همراه تاثیرات مقاومت غلشی تایر، اصطکاک بیرینگ‌ها و مقاومت زنجیره رانش است. بررسی و شناسایی کندش نیازمند آگاهی کاملی از همه نیروهای اعمالی به خودرو است.

کندش ثابت

با گمان ثابت بودن نیروهای اعمالی به خودرو در هنگام ترمزگیری، می‌توان یک رابطه ساده برای کندش خودرو به دست آورد. رابطه به دست آمده پایه‌ای است برای بررسی مانورهای ترمزگیری. با بهره‌گیری از معادله ۳-۱ مقدار کندش به قرار زیر است:

$$D_x = \frac{F_{xt}}{M} = -\frac{dV}{dt} \quad (2-3)$$

که در رابطه بالا:

F_{xt}	برآیند طولی نیروهای ترمزی خودرو
V	سرعت پیش‌روی

رابطه بالا را به سادگی می‌توان انتگرال‌گیری نمود، زیرا نیروهای طولی ثابت می‌باشند. با انتگرال‌گیری این رابطه از سرعت آغازین V_0 تا سرعت پایانی V_f ، مقدار کندش ثابت به قرار زیر است:

$$\int_{V_0}^{V_f} dV = -\frac{F_{xt}}{M} \int_0^{t_s} dt \quad (3-3)$$

$$V_0 - V_f = \frac{F_{xt}}{M} t_s \quad (4-3)$$

که در رابطه بالا:

t_s زمان تغییر سرعت

از آنجا که سرعت و جابجایی با $V = dx/dt$ مرتبط می‌باشند، با جای گذاری در معادله ۲-۳ و انتگرال گیری از آن می‌توان رابطه سرعت و جابجایی را به دست آورد.

$$\frac{V_0^2 - V_f^2}{2} = \frac{F_{xt}}{M} X \quad (5-3)$$

که در رابطه بالا:

X مسافت طی شده در حین کندش

اگر ترمزگیری سبب ایست کامل خودرو شود، آنگاه سرعت پایانی (V_f) صفر بوده و فاصله ایست با بهره‌گیری از رابطه ۳-۵ به قرار زیر است:

$$SD = \frac{V_0^2}{2 \left(\frac{F_{xt}}{M} \right)} = \frac{V_0^2}{2D_x} \quad (6-3)$$

که در رابطه بالا:

SD فاصله ایست

همچنین زمان ایست به قرار زیر است:

$$t_s = \frac{V_0}{\left(\frac{F_{xt}}{M} \right)} = \frac{V_0}{D_x} \quad (7-3)$$

بنابراین، با یکسان بودن کمیات دیگر، زمان ایست متناسب با سرعت است، در حالی که مسافت ایست متناسب با توان دوم سرعت است (بنابراین دو برابر شدن سرعت، سبب دو برابر شدن زمان ایست و چهار برابر شدن مسافت ایست است).

کندش به همراه مقاومت باد

نیروی پسای آیرودینامیکی اعمالی به خودرو وابسته به ویژگی‌های آیرودینامیکی خودرو و توان دوم سرعت است. در این حالت تعیین فاصله ایست به محاسبات پیچیده‌تری نیازمند است، هرچند هنوز می‌توان انتگرال گیری نمود. در این حالت برآیند نیروها به قرار زیر است:

$$\sum F_x = F_b + CV^2 \quad (۸-۳)$$

که در رابطه بالا:

F_b برآیند نیروهای ترمزی محور جلو و پشت

C ضریب پسای آیرودینامیکی خودرو

از آنجا که نیروی پسای آیرودینامیکی وابسته به سرعت است، بنابراین برآیند نیروها نیز وابسته به سرعت است. برای سادگی پاسخ‌یابی معادلات حرکت، روابط شتاب برحسب سرعت به کار می‌رود:

$$a = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{dx} \frac{dx}{dt} = V \frac{dV}{dx}$$

در این حالت قانون دوم نیوتن به قرار زیر است:

$$\sum F = ma$$

$$F_b + CV^2 = mV \frac{dV}{dt} \Rightarrow dx = m \frac{VdV}{F_b + CV^2}$$

$$\int_0^{SD} dx = M \int_{v_0}^0 \frac{VdV}{F_b + CV^2} \quad (۹-۳)$$

با انتگرال‌گیری از رابطه بالا مسافت ایست به قرار زیر است:

$$SD = \frac{M}{2C} \ln \left(\frac{F_b + CV_0^2}{F_b} \right) \quad (۱۰-۳)$$

انرژی - توان

فرآیند ایست خودرو همراه با اتلاف انرژی و یا جذب توان توسط سیستم ترمز است. انرژی جذب شده همان انرژی جنبشی حرکت خودرو بوده، بنابراین وابسته به جرم آن است:

$$\text{Energy} = \frac{1}{2} M (V_0^2 - V_f^2) \quad (۱۱-۳)$$

جذب انرژی تابعی از سرعت بوده و برابر است با حاصل ضرب نیروی ترمزی در سرعت خودرو در هر آن. بنابراین در آغاز ایست، اتلاف توان بیشینه است، زیرا سرعت بالاترین مقدار را دارد. میانگین جذب توان در هنگام ایست کامل خودرو برابر است با نسبت انرژی به زمان ایست.

$$\text{Power} = \frac{1}{2} M \frac{V_0^2}{t_s} \quad (۱۲-۳)$$

محاسبه توان از دیدگاه بررسی کارکرد سیستم ترمز بسیار مفید است. یک سواری ۳۰۰۰ پوندی در حالت بهینه ترمزگیری با سرعت آغازین ۸۰ مایل در ساعت بایستی حدود ۴۵۰۰۰ فوت - پوند انرژی جذب کند. اگر زمان ترمزگیری ۸ ثانیه باشد، میانگین جذب توان توسط ترمزها ۱۴۵ اسب بخار است. یک کامیون ۸۰۰۰۰ پوندی که از سرعت ۶۰ مایل در ساعت تا ایست کامل ترمز می‌گیرد، دارای نرخ اتلاف انرژی در حدود چند هزار اسب بخار است.

نیروهای ترمزی

در هنگام ترمزگیری خودرو، نیروهایی که سبب کندش آن می‌باشند از منابع مختلفی بر می‌خیزند، که سرچشمه عمده آنها ترمزها می‌باشد. نیروهای دیگری که سبب کندش خودرو می‌شوند، به قرار زیر است:

- مقاومت غلشی تایر
- پسای آیرودینامیکی
- مقاومت خط رانش
- شیب جاده

مقاومت غلشی تایر

مقاومت غلشی تایر همواره در برابر حرکت خودرو است، بنابراین به ترمزدهی کمک می‌نماید. برآیند نیروهای مقاوم غلشی اعمالی به خودرو به قرار زیر است:

$$R_{xf} + R_{xr} = f_r (W_f + W_r) = f_r W \quad (۱۳-۳)$$

که در رابطه بالا:

$$\begin{aligned} f_r & \text{ ضریب اصطکاک غلشی تایر} \\ R_{xf} & \text{ نیروی مقاومت غلشی تایرهای جلو} \\ R_{xr} & \text{ نیروی مقاومت غلشی تایرهای پشت} \end{aligned}$$

برآیند نیروی مقاوم غلشی تایرها وابسته به پراکندگی بار در محور چرخهای جلو و پشت (در حالت استاتیکی و دینامیکی) نمی‌باشد. این نیرو کندشی در حدود ۰/۰۱ شتاب گرانش ایجاد می‌کند.

نیروی پسای آیرودینامیکی

نیروی پسای ناشی از مقاومت هوا وابسته به فشار دینامیکی است، بنابراین با توان دوم سرعت

متناسب است. این نیرو در سرعت‌های کم قابل چشم‌پوشی است. در سرعت‌های معمول در بزرگراه‌ها، نیروی مقاوم آیرودینامیکی، کندشی برابر با 0.3 شتاب گرانش ایجاد می‌کند، که در گفتار بعد بررسی خواهد شد.

مقاومت خط رانش

موتور، جعبه‌دنده و دیفرانسیل دارای تلفات اصطکاک و اثرات لختی هستند. همچنان که در گفتار پیش دیدیم، لختی این قطعات به جرم موثر خودرو افزوده شده و در چرخ‌های کشنده اثرات ترمزی دارد. اصطکاک بیرینگ‌ها و چرخ‌دنده‌ها در جعبه‌دنده، دیفرانسیل و موتور یاری دهنده ترمزند. اثر ترمزی موتور معادل است با گشتاور موتوری (که با دینامومتر اندازه‌گیری می‌شود) برخاسته از اصطکاک درونی و اتلافات پمپ کردن هوا.

بایستی توجه کرد که اتلافات پمپ کردن هوا هنگامی که موتور به سرعتی رسیده باشد که در نتیجه‌هایش شناور باشند، از بین می‌رود و بنابراین پدیده ترمزدهی موتوری از بین می‌رود. این مسأله در کامیون‌هایی با موتورهای سرعت پایین که حد شناوری در نتیجه‌های آن بیش از 4000 دور در دقیقه است جدی بوده و سبب پیش آمدهای ایست و خفگی موتور در شیب‌های طولانی است. در جعبه‌دنده‌های دستی که کلاچ در هنگام ترمز درگیر است، اثر ترمزدهی موتوری در نسبت دنده‌ها ضرب شده و چند برابر می‌شود. مبدل‌های گشتاور برای انتقال توان از موتور به خط رانش طراحی می‌شوند و تقریباً عکس آن خیلی ناچیز است، بنابراین پسای موتور سبب ترمزدهی نمی‌شود.

اینکه مقاومت خط رانش یاری‌گر ترمزدهی است یا خیر وابسته به نرخ کندش است. اگر خودرو سریعتر از اجزای خط رانش کند شود، آنگاه چرخ کشنده بایستی باری اضافه‌را برای کندسازی اجزای خط رانش در هنگام ترمزگیری اعمال نماید. در حالی که در کندش با نرخ پایین مقاومت خط رانش برای کاهش سرعت گردشی زیربخش‌های خط رانش کافی بود و به ترمزگیری کمک می‌نماید.

شیب جاده

شیب جاده به طور مستقیم به تلاش ترمز افزوده می‌شود چه در حالت مثبت سربالایی و چه حالت منفی سربایینی. شیب جاده را به صورت مقدار بالاروی به جلوروی یعنی فاصله عمودی به افقی تعریف می‌نمایند. نیروی برخاسته از شیب جاده به قرار زیر است:

$$R_g = W \sin(\theta) \quad (14-3)$$

در زوایای کم که در بسیاری از جاده‌ها وجود دارد، زاویه شیب به قرار زیر است:

$$\theta(\text{rad}) \cong \text{Grade} = \frac{\text{Rise}}{\text{Run}}$$

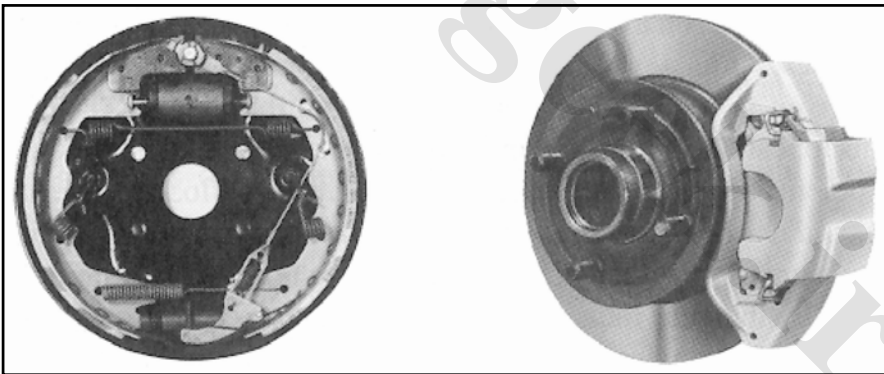
$$R_g = W \sin(\theta) \approx W\theta$$

بنابراین شیب ۴ درصد کندشی برابر با ± 0.04 شتاب گرانش ایجاد می‌کند.

ترمزها

سیستم‌های ترمز پرکاربرد امروزی به دو دسته کفشکی^۱ و دیسکی^۲ که در شکل ۳-۱ نمایانده شده‌اند، تقسیم می‌شوند.

از دیدگاه تاریخی، ترمزهای کفشکی در آمریکا به سبب فاکتور ترمزی بالا، نصب و قرارگیری ساده و نیز به سبب همراهی آنها با ترمز دستی در حالت پارک و ایست خودرو به گستردگی به کار می‌رفته است، هر چند ترمزهای کفشکی در برابر ترمزهای دیسکی از کارکرد «پایداری در گشتاور ترمزی» مطلوبی برخوردار نمی‌باشند. در ترمزهای دیسکی پایین بودن ضریب ترمز سبب افزایش نیروی راه‌انداز و پیرانگیزش می‌گردد. همچنین از این ترمزها نمی‌توان در هر چهار چرخ خودرو برای ایجاد یک سیستم ترمز دستی یکپارچه در حالت پارک استفاده کرد.



شکل (۳-۱) ترمزهای طبلیکی و دیسکی

فاکتور ترمزی

¹ - Drum Brake

² - Disk Brake

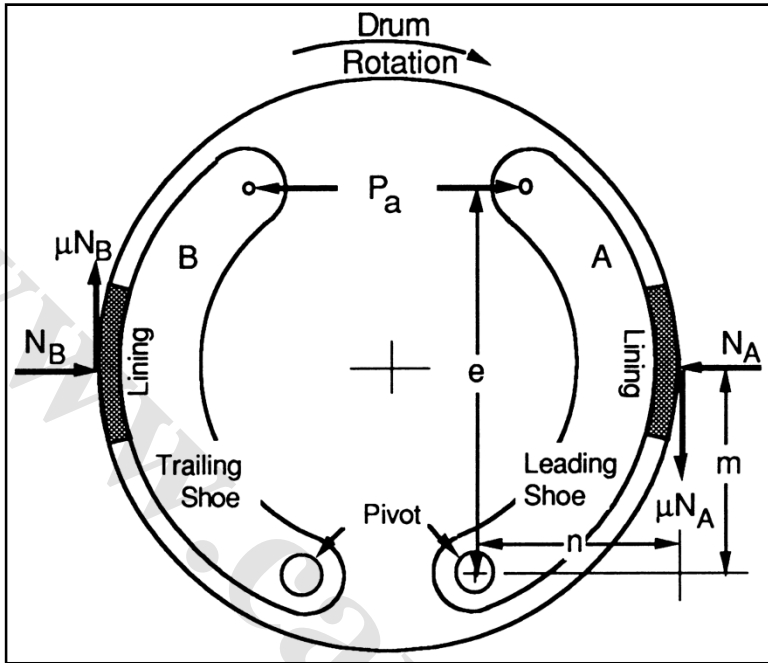
فاکتور ترمزی یک مزیت مکانیکی است که در ترمزهای کفشکی می‌توان از آن برای کاهش تلاش و نیروی ترمزی استفاده کرد. سازوکار ترمزهای کفشکی معمولی به صورت ساده و شماتیک در شکل ۳-۲ نشان داده شده است. ترمز شامل دو کفشک است که از پایین لولا شده‌اند. اعمال نیروی راه‌انداز (P_a)، سبب فشار دادن کفشک به کاسه و بنابراین ایجاد نیروی اصطکاکی برابر با حاصل ضرب نیروی عمودی در ضریب اصطکاک (μ) میان کاسه و کفشک است. با گشتاورگیری حول نقطه لولای کفشک‌ها داریم:

$$\sum M_p = eP_a + n\mu N_A - mN_A = 0 \quad (15-3)$$

که در رابطه بالا:

A	نقطه لولا کفشک‌ها
e	فاصله عمودی نقطه اثر نیرو تا لولا
N_A	نیروی عمودی میان کاسه ^۱ و کفشک
n	فاصله عمودی نقطه اثر نیروی اصطکاک در کاسه تا لولا
m	فاصله عمودی نیروی عمودی تا لولا

¹ - Lining



شکل (۲-۳) نیروی اعمالی به کفشک‌های ترمز طبلی ساده

نیروی اصطکاک ایجاد شده در هر کفشک ترمز به قرار زیر است:

$$F_A = \mu N_A$$

$$F_B = \mu N_B$$

حال با بازنویسی معادله ۳-۱۵ داریم:

$$\frac{F_A}{P_A} = \frac{\mu e}{m - \mu n}$$

(۳-۱۶)

$$\frac{F_B}{P_a} = \frac{\mu e}{m + \mu n}$$

کفشک راست کفشک پیشرو است. گشتاور اصطکاکی ایجاد شده در کفشک سب گردش آن در برابر طبلک و بنابراین افزایش نیروی اصطکاک تولیدی است. این برانگیزش منجر به نوعی مزیت مکانیکی است که با عنوان فاکتور ترمزی بیان می‌شود. فاکتور ترمزی نه تنها در صورت کسر با μ متناسب است، بلکه به سبب تاثیر آن در مخرج کسر نیز افزایش می‌یابد. عبارت مورد نظر هنگامی که پراکندگی بار در طبلک را نیز در نظر بگیریم بسیار پیچیده می‌شود، اما اثری یکسان را

نمایش می‌دهد. آشکار است که اگر μ خیلی زیاد شود، عبارت μ_{II} برابر با m می‌شود و بنابراین فاکتور ترمزی به سمت ∞ می‌رود و در این حالت ترمزها قفل می‌شوند. کفشک B کفشک پیرو است که در آن نیروهای اصطکاک برای کاهش نیروهای اعمالی به وجود می‌آید. در این حالت فاکتور ترمزی پایین است و اعمال نیروی زیادی لازم است تا به گشتاور ترمزی مورد نظر برسد. بهره‌گیری از دو کفشک پیرو، دو کفشک پیشرو، یا یکی از هر کدام سبب ایجاد فاکتورهای ترمزی مختلفی می‌باشد. در سیستم ترمز «دوسرو¹» با بهره‌گیری از دو کفشک پیشرو که با یکدیگر مرتبط‌اند، فاکتور ترمزی بسیار بالایی ایجاد می‌گردد. در سیستم‌های با فاکتور ترمزی بالا حساسیت زیادی نسبت به ضریب اصطکاک کاسه وجود دارد و بنابراین سر و صدای بیشتری ایجاد می‌شود. تغییر کوچکی در μ به سبب حرارت، سایش و ... سبب غیر قابل پیش‌بینی بودن رفتار ترمز است. از آنجا که سیستم‌های ترمز دیسکی فاقد این اثر خود برانگیز می‌باشند، بنابراین از ثبات گشتاوری بیشتری برخوردار می‌باشند. هرچند هزینه و تلاش آنها برای راه‌اندازی بیشتر است. تفاوت میان این دو گونه ترمز را می‌توان در ویژگی‌های گشتاوری آنها و هنگام ایست مشاهده کرد. کارکرد گشتاور ترمزی را می‌توان در آزمایشگاه با دینامومترهای لخت² که در واقع یک جرم گردان بزرگ می‌باشند که به طبلک متصل می‌باشند، اندازه گرفت. ترمزگیری با اعمال یک نیروی راه‌انداز ثابت برای ایست لختی گردان نامی که معادل جرمی است که آن چرخ در هنگام استفاده حمل می‌کند، انجام می‌پذیرد. شکل ۳-۳ نمونه‌ای از نمودار اندازه‌گیری گشتاور در هنگام ایست است.

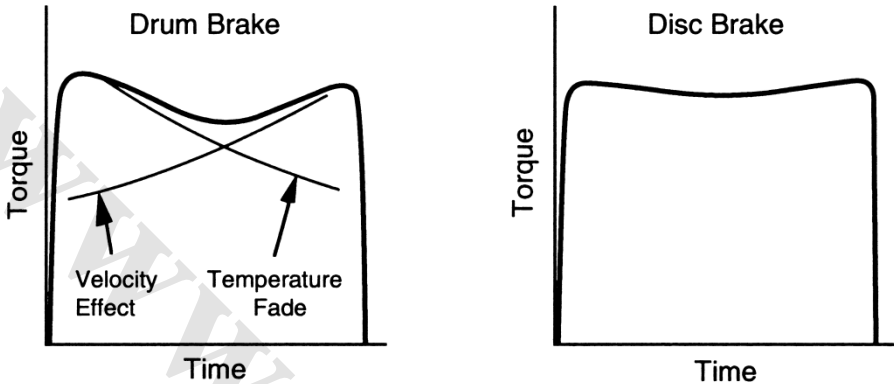
در سیستم‌های ترمز طبلکی، گشتاور دارای رفتار خم شدگی^۳ در بخش میانی ایست است. می‌توان فرض کرد که این اثر ترکیبی از کاهش حرارت و اثرات سرعت است (با کاهش سرعت گشتاور افزایش می‌یابد). در ترمزهای دیسکی تغییرات کمتری در گشتاور در هنگام ایست رخ می‌دهد. هر چقدر این تغییرات در هنگام اعمال ترمز بیشتر باشد، آنگاه هماهنگی و متعادل‌سازی میان اثرات ترمزی جلو و پشت برای نیل به بیشینه ایست، مشکلتر است. در پایان می‌توان نشان داد که ثبات کمتر در کارکرد کندش در مانورهای ترمزی منجر به فاصله ایست بیشتر است [۶].

¹ - Duo Servo

² - Inertial Dynamometer

³ - Sag

گشتاور ترمز را می توان مانند نمودارهای شکل ۳-۳ همانندسازی نمود، اما پیش بینی صحیح آن در همه گستره کاری مشکل است.



شکل (۳-۳) اندازه گیری گشتاور با بهره از دینامومتر لخت

عموماً گشتاور به صورت خطی با نیروی راه انداز (P_a) افزایش می یابد، اما تا حدی که تعیین گر آن سرعت و انرژی جذب شده (به سبب حرارت تولید شده) است، بنابراین:

$$T_b = f(P_a, \text{Velocity}, \text{Temperature}) \quad (17-3)$$

تلاش هایی که برای همانندسازی ترمز برای رسیدن به یک معادله عمومی انجام شده، عوامل مستقل و اثرات درونی را در بر می گیرد که منجر به معادله گشتاور با بیش از ۲۷ ضریب است. از آنجا که معادله وابسته به دمای ترمز گیری است، که در هنگام اعمال ترمز افزایش می یابد، ضروری است که در فرآیند محاسبه مدل اثرات حرارتی لحاظ شود [۱۱].

تلاش های انجام یافته در دانشگاه میشیگان برای همانندسازی کارکرد گشتاور بر این پایه تا حدودی موفق بوده است. در سطوح متوسط اعمال ترمز پیش بینی صحیح و جزئی به دست آمده است. هرچند، در کاربردهایی با سطح انرژی بالا (که در آن دما تا ۶۵۰ فارنهایت می رسد) ترمزها دچار تغییرات اساسی و همیشگی می گردند و بنابراین ۲۷ ضریب جدید بایستی در معادلات قرار داد.

گشتاور تولید شده توسط ترمز فراهم گر نیروی ترمزی در جاده و همچنین سبب کندش چرخ ها و زیربخش های خط رانش است. بنابراین:

$$F_b = \frac{T_b - I_w \alpha_w}{r} \quad (18-3)$$

که در رابطه بالا:

r	شعاع غلتش تایر
I_w	لختی ماند چرخ‌ها و زیربخش‌های گردان
α_w	کندش گردشی چرخ‌ها

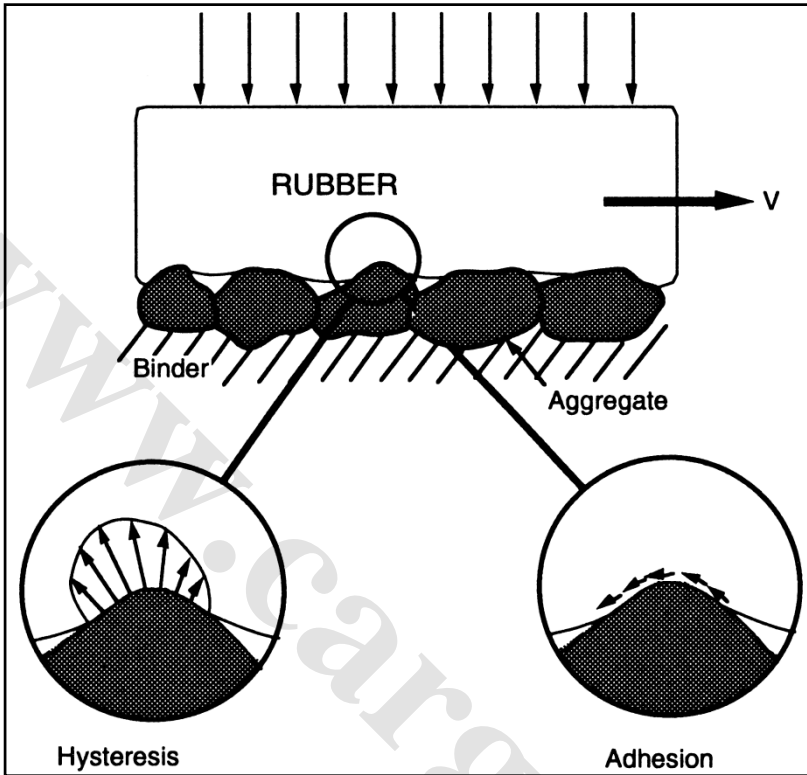
به جز در حالت قفل شدگی چرخ‌ها، α_w را می‌توان توسط شعاع تایر به کندش خودرو ارتباط داد $(\alpha_w = a_x / r)$ و I_w را می‌توان برای سادگی محاسبات به صورت توده‌ای در نظر گرفت. در این حالت داریم:

$$F_b = \frac{T_b}{r} \quad (19-3)$$

اصطکاک تایر و جاده

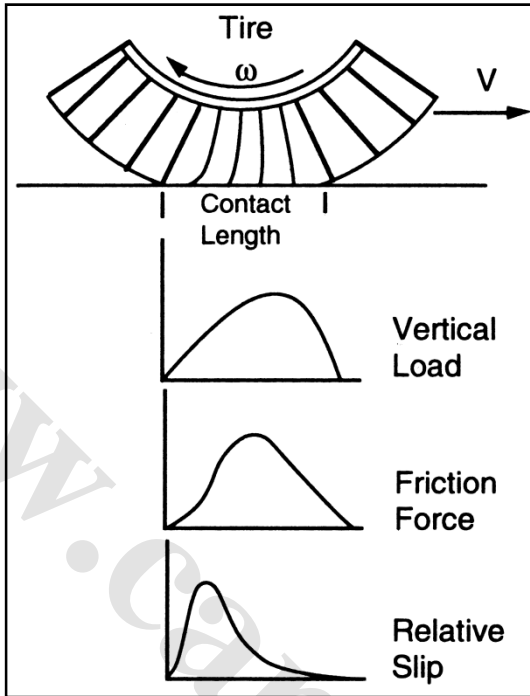
معادله ۱۹-۳ تا هنگامی که چرخ‌ها می‌غلطند می‌تواند نیروی ترمزی را پیش‌بینی نماید. نیروی ترمزی آنقدر افزایش می‌یابد تا به حد اصطکاک میانی تایر و جاده برسد. در ایجاد نیروی اصطکاک دو سازوکار وجود دارد که در شکل ۳-۴ نمایانده نمایش داده شده است، چسبندگی سطوح که از پیوندهای بین مولکولی میان لاستیک^۱ و ناهمواری‌های سطح جاده بر می‌خیزد. مولفه چسبندگی در جاده‌های خشک مولفه غالب است. اما با خیس شدن سطح جاده کاهش می‌یابد و این امر دلیل کاهش اصطکاک در جاده‌های خیس است. سازوکار دوم تلفات پسماند است که بر اثر تغییر شکل تایر در هنگام حرکت به وجود می‌آید، این اصطکاک به مرطوب بودن سطح وابسته نیست، بنابراین کشندگی تایرهایی با پسماند بالا در جاده‌های مرطوب بهتر است.

¹ - Rubber



شکل (۳-۴) سازوکارهای اصطکاک تایر و جاده [۴]

هر دو سازوکار اصطکاکی چسبندگی و پسماند تا حد کمی به لغزش میان تایر و جاده وابسته می‌باشند، بنابراین تغییر شکل گام تایر برای ایجاد نیروی ترمزی لغزش بیشتری به وجود می‌آید. این سازوکار در شکل ۳-۵ نشان داده شده است. در لحظه ورود آج تایر به بازه تماس هنوز تغییر شکلی رخ نداده است، با پیش‌روی در بازه تماس، تایر باید تغییر شکل یابد تا نیروی اصطکاک ایجاد شود. این تغییر شکل در طول پیش‌روی افزایش می‌یابد و بنابراین نیروی اصطکاک در پایان بازه تماس بیشتر از آغاز آن است. بخش‌هایی که در پایان بازه تماس قرار دارند، در هنگام ترک سطح دچار لغزش می‌شوند و بنابراین نیروی اصطکاک کاهش می‌یابد.



شکل (۳-۵) تغییر شکل ترمزی تایر در ناحیه تماس با جاده

این سازوکارها سبب همراهی نیروی ترمزی با لغزش است. شکل ۳-۶ نمایانگر نیروی ترمزی (که با ضریب بار (F_x/F_z) بی‌بعد شده است) به عنوان تابعی از لغزش است. لغزش تایر برابر است با نسبت سرعت لغزشی بازه تماس (سرعت پیش‌روی به سرعت محیطی تایر) به سرعت پیش‌روی و به قرار زیر است:

$$\text{Slip} = \frac{V - \omega r}{v} \quad (۲۰-۳)$$

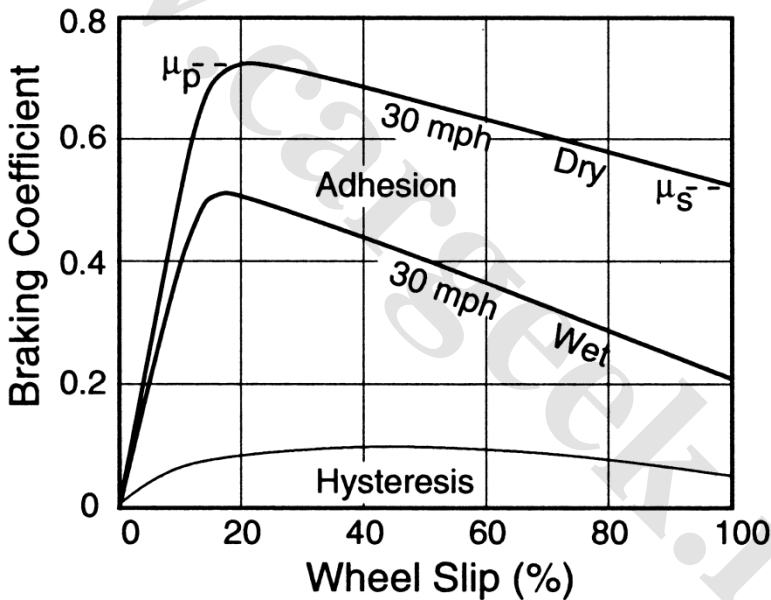
که در رابطه بالا:

v سرعت پیش‌روی خودرو

ω سرعت گردش تایر (رادیان بر ثانیه)

ضریب ترمز که از اصطکاک چسبندگی و پسماند ناشی می‌شود با لغزش بین ۱۰ تا ۲۰ درصد افزایش می‌یابد، که وابسته به شرایط کاری دارد. در جاده‌های خیس اصطکاک چسبندگی کاهش می‌یابد و بنابراین ضریب کلی کاهش می‌یابد. ضریب بیشینه یک ویژگی کلیدی است که با μ_p

نشان داده می‌شود. این ضریب نمایانگر بیشینه نیروی ترمزی برخاسته از اصطکاک تایر و جاده است. با افزایش لغزش، این ضریب کاهش یافته و در لغزش ۱۰۰ درصد به مقدار کمینه خود می‌رسد که نمایانگر قفل شدگی کامل چرخ است و با μ_s نمایش داده می‌شود. در شرایط ترمزگیری μ_p مرتبط با بیشینه نیروی ترمزی ایجاد شده است و تنها از دیدگاه تئوری قابل دسترس بوده و در این نقطه سیستم ناپایدار است. در یک گشتاور ترمزی مشخص، هنگامی که کندش به μ_p می‌رسد، آنگاه هر اغتشاشی سبب افزایش گشتاور ترمزی و بنابراین کندش بیشتر چرخ است. افزایش لغزش نیروی ترمزی را کاهش می‌دهد به طوری که کند شدن چرخ‌ها تا قفل شدگی کامل ادامه می‌یابد. تنها با آزاد کردن چرخ‌ها (مانند سیستم‌های پاد قفل شونده) می‌توان چرخ را به کارکرد در بازه μ_p برگرداند.



شکل (۳-۶) ضریب ترمزی بر حسب لغزش [۴]

سایر پارامترهای عمده در تعیین اصطکاک تایر و جاده به قرار زیر می‌باشند:

سرعت

در جاده‌های خشک، ضریب بیشینه و اصطکاک لغزش با سرعت کاهش می‌یابند. در شرایط مرطوب، حساسیت بیشتری نسبت به سرعت وجود دارد، به سبب سختی جابجایی آب در ناحیه

تماس در سرعت‌های زیاد. هنگامی که سرعت و پهنای لایه آب به حد کافی باشد حالت هیدروپلانینگ^۱ رخ می‌دهد که گام تایلر از سطح جاده بر می‌خیزد.

فشار باد

در جاده‌های خشک، ضریب بیشینه و اصطکاک لغزشی به طور ملایمی تحت تاثیر فشار باد می‌باشند. در جاده‌های مرطوب و خیس افزایش فشار باد هوا هر دو ضریب را افزایش می‌دهد.

بار عمودی تایر

نیروی رانشی بی‌بعد (F_x/F_z) با افزایش بار عمودی در هر دو حالت خشک و مرطوب کاهش می‌یابد. بنابراین هنگام افزایش بار، ضریب بیشینه و اصطکاک لغزشی به تناسب افزایش نمی‌یابند. به طور معمول در نرخ بارگذاری عادی تایر، هر دو ضریب به ازای ۱۰ درصد افزایش بار ۱ درصد کاهش می‌یابند.

مسائل نمونه

مسئله ۱

در نظر بگیرید که یک کامیون سبک با وزن ۳۶۳۵ پوند در سطح هموار با سرعت ۶۰ مایل بر ساعت در حرکت است. این کامیون با نیروی ترمز ثابت ۲۰۰۰ پوند ایست کامل می‌کند. انرژی مصرفی، توان تلف شده در آغاز ترمزگیری و میانگین توان را در طول ایست (بدون در نظر گرفتن نیروهای آیرودینامیک و نیروهای مقاوم غلتشی) حساب کنید.

پاسخ

شتاب کاهنده با بهره‌گیری از قانون دوم نیوتن به قرار زیر می‌باشد:

$$D_x = \frac{F_x}{M} = \frac{F_b}{M} = \frac{2000(\text{lb}) \times 32.2 \left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}^2} \right)}{3835(\text{lb})} = 17.72 \left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}^2} \right)$$

با بهره‌گیری از معادله زیر، شتاب کاهنده مستقیماً بر حسب نیروی گرانش (g) به دست می‌آید:

$$D_x(g) = \frac{F_x}{W} = \frac{F_b}{W} = \frac{2000(\text{lb})}{3635(\text{lb})} = 0.55(g) = 12.08 \left(\frac{\text{mph}}{\text{sec}} \right)$$

با بهره‌گیری از شتاب کاهنده به دست آمده، مسافت ایست به قرار زیر است:

¹ - Hydro Planing

$$SD = \frac{V_0^2}{2 \left(\frac{F_{xt}}{M} \right)} = \frac{V_0^2}{2D_x} = \frac{\left(88 \left(\frac{ft}{sec} \right) \right)^2}{2 \times 17.72 \left(\frac{ft}{sec^2} \right)} = 218.51 (ft) \quad (6-3)$$

زمان ایست از معادله ۳-۷ به دست می آید:

$$t_s = \frac{V_0}{\left(\frac{F_{xt}}{M} \right)} = \frac{88 \left(\frac{ft}{sec} \right)}{17.72 \left(\frac{ft}{sec^2} \right)} = 4.966 (sec)$$

انرژی تلف شده از معادله ۳-۱۱ استخراج خواهد شد:

$$Energy = \frac{M}{2} (V_0^2 - V_f^2) = \frac{3635 (lb)}{2 \times 32.2 \left(\frac{ft}{sec^2} \right)} \left(88 \left(\frac{ft}{sec} \right) \right)^2 = 437103 (ft - lb)$$

توان تلف شده در فرآیند ترمز گیری، از ضرب نیروی ترمز در سرعت پیش برنده به دست می آید:

$$Power (Initial) = 2000 (lb) \times 88 \left(\frac{ft}{sec} \right) = 176000 \left(\frac{ft - lb}{sec} \right)$$

$$HP (Initial) = 176000 \left(\frac{ft - lb}{sec} \right) \frac{1 (hp)}{550 \left(\frac{ft - lb}{sec} \right)} = 320 (hp)$$

متوسط توان بر حسب اسب بخار در طول ایست از معادله ۳-۱۲ به قرار زیر است:

$$Power = \frac{M V_0^2}{2 t_s} = \frac{3635 (lb)}{2 \times 32.2 \left(\frac{ft}{sec^2} \right)} = \frac{88 \left(\frac{ft}{sec} \right)^2}{4.966 (sec)}$$

$$Power = \frac{437.103 (ft - lb)}{4.966 (sec)} = 88019 \left(\frac{ft - lb}{Sec} \right) = 160 (hp)$$

مسئله ۲

برای مسئله بالا، مسافت ایست را با در نظر گرفتن نیروی مقاوم آیرودینامیکی محاسبه کنید.

پاسخ

$$F_a = CV^2 = 0.00935 \left(\frac{\text{lb} - \text{sec}^2}{\text{ft}^2} \right) V^2 \left(\frac{\text{ft}}{\text{Sec}} \right)^2$$

مسافت ایست با بهره‌گیری از معادله ۳-۱۰ به دست خواهد آمد:

$$SD = \frac{M}{2C} \text{Ln} \left(\frac{F_b + CV_o^2}{F_b} \right) = \tilde{A} \times \text{Ln}(\tilde{B}) = 214.69 (\text{lb}) \quad (10-3)$$

$$\tilde{A} = \frac{3635 (\text{lb})}{2 \times 0.00935 \left(\frac{\text{lb} - \text{sec}^2}{\text{ft}^2} \right) \times 32.2 \left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}^2} \right)}$$

$$\tilde{B} = \frac{2000 (\text{lb}) + 0.00935 \left(\frac{\text{lb} - \text{sec}^2}{\text{ft}^2} \right) \times \left(88 \left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}} \right) \right)^2}{2000 (\text{lb})} = 214.69 (\text{ft})$$

بنابراین تقریباً ۴ فوت از مسافت ایست «زمانی که نیروی مقاوم آیرودینامیک در محاسبه تاثیر داده می‌شود» کاهش می‌یابد. در آغاز ایست، این نیروی مقاوم ۷۴/۴ پوند است و با مجذور سرعت کاهش می‌یابد، پس پراکندگی این نیرو در هنگام ایست خیلی کمتر می‌شود.

قوانین و ملزومات ملی برای کارکرد ترمز

علاوه بر قوانین ایمنی عمومی خودرو در سال ۱۹۶۰ میلادی، انجمن ایمنی بزرگراهی استانداردهایی را برای افزایش ایمنی در بزرگراه‌ها منتشر ساخته است. استاندارد فدرال ایمنی خودروهای موتوری^۱ [FMVSS 105] [۵] لزوماتی را برای کارکرد ترمزگیری خودروهای با ترمز هیدرولیک و [FMVSS 106] [۶] برای خودروهایی با سیستم ترمز بادی منتشر نموده است. استاندارد شماره ۱۰۵ لزومات ترمز و ترمز دستی را در به گستردگی و در شرایط مختلف منتشر ساخته است. به طور نمونه به موارد زیر اشاره می‌شود:

- حالت بارگذاری سبک تا بارگذاری کامل در بازه نرخ بارگذاری کلی خودرو^۲
- شرایط نبودن و کارکردگی ترمز و وضعیت ساییدگی نسبت پیش و پس از ترمزگیری
- سرعت از ۳۰ تا ۱۰۰ مایل در ساعت
- آزمایش‌های ترمز در حالتی که بعضی از اجزای آن کار نمی‌کند

¹ - Federal Motor Vehicle Safety Standard (FMVSS)

² - Gross Vehicle Weight Rating (GVWR)

- سیستم نمایشگر اجزای خراب شده
- خیس کردن سیستم و چگونگی آن پس از آن
- دمای بالا و جوشش رزین لنت و کارایی سیستم
- حد نیروهای کنترل کننده ترمز

این استاندارد دارای جزئیات پیچیده‌ای است، اما ملزومات آن برای فاصله ایست خودرو به طور خلاصه به قرار زیر است:

- یک خودرو سواری کاملاً بار شده با ترمزهای نو بایستی قادر باشد که از سرعت ۳۰ و ۶۰ مایل در ساعت بایستد با کندش متوسط ۱۷ تا ۱۸ فوت بر مجذور ثانیه.
- یک خودرو با ترمز کار کرده کاملاً بار شده بایستی بتواند از سرعت‌های ۳۰، ۶۰ و ۸۰ مایل در ساعت با کندش متوسط ۱۷، ۱۹ و ۱۸ فوت بر مجذور ثانیه بایستد.
- یک خودرو سواری با بار سبک با ترمز کار کرده بایستی از سرعت ۶۰ مایل در ساعت با کندش متوسط ۲۰ فوت بر مجذور ثانیه بایستد.
- یک خودرو سواری کاملاً بار شده با ترمز کار کرده بایستی از سرعت ۳۰، ۶۰، ۸۰ و ۱۰۰ مایل در ساعت بایستی با کندش متوسط ۱۷، ۱۸، ۱۷ و ۱۶ فوت بر مجذور ثانیه بایستد.
- یک خودرو سواری با بار شیک و کاملاً بار شده که در سیستم ترمز آن خرابی ایجاد شده بایستی بتواند از سرعت ۶۰ مایل در ساعت با کندش متوسط ۸/۵ فوت بر مجذور ثانیه بایستد.

بایستی توجه کرد که استاندارد ترمزهای هیدرولیک [FMVSS 105] مسافت ایست را فقط برای جاده‌های خشک با عدد لغزش ۸۱ دارد. عدد لغزش^۱ نمایانگر ضریب اصطکاک تایر و جاده است که بر طبق رویه انجمن آمریکایی تست و مواد [E-274-25] اندازه‌گیری شده [۲]. همچنین عدد لغزش توسط استاندارد خاص تایر معرفی شده و عموماً با ضریب اصطکاک یکسان است. استاندارد ترمزهای بادی [FMVSS 121] مسافت ایست را هم برای جاده‌های خشک و هم مرطوب دارد. جاده‌های خیس با عدد لغزش ۳۵ و جاده‌های خشک با عدد لغزش ۸۱ البته یک طراح سیستم ترمز بایستی آن را در گستره عدد لغزش بین ۳۵ تا ۸۱ طراحی کند.

^۱ - Skid Number

هماهنگی ترمز

کندش ترمزی قابل دستیابی در یک خودرو برابر است با حاصل ضرب اندازه کاربرد و بهره ترمز (گشتاور - فشار) تا نقطه‌ای که قفل شدگی در یک محور ایجاد شود. قفل شدگی سبب کاهش نیروی ترمزی محور است و سبب کاهش توانایی کنترل خودرو است. طراحی بهینه وقتی است که هر دو محور همزمان به نقطه قفل شدگی برسند. البته این امر در همه گستره کارکرد خودرو امکان پذیر نیست. متعادل سازی ترمز محورهای جلو و پشت با هماهنگی کردن فشار به تناسب برای سیستم ترمز نصب شده در خودرو انجام می‌پذیرد. بنابراین هماهنگی سبب تنظیم گشتاور خروجی ترمز در چرخ‌های جلو و پشت است بسته به کشندگی بیشینه امکان پذیر در محور. نخستین ویژگی کشندگی بیشینه در محور بار آنی و ضریب بیشینه اصطکاک است. در هنگام ترمزگیری جابجایی بار از محور پشت به جلو اتفاق می‌افتد به طوری که بار هر محور دارای یک مولفه استاتیکی به علاوه مولفه دینامیکی بر اثر جابجایی بار است. برای کندش D_x داریم:

$$W_f = \frac{c}{L} W + \frac{h}{L} \frac{W}{g} D_x = W_{fs} + W_d \quad (21-3)$$

$$W_r = \frac{b}{L} W - \frac{h}{L} \frac{W}{g} D_x = W_{rs} - W_d \quad (22-3)$$

$$W_d = \frac{h}{L} \frac{w}{g} D_x$$

که در رابطه بالا:

بار استاتیکی محور جلو W_{fs}

بار استاتیکی محور پشت W_{rs}

جابجایی دینامیکی بار W_d

بنابراین بیشینه ترمزی هر محور به قرار زیر است:

$$F_{xmf} = \mu_p W_f = \mu_p \left(W_{fs} + \frac{h}{L} \frac{W}{g} D_x \right) \quad (23-3)$$

$$F_{xmr} = \mu_p W_r = \mu_p \left(W_{rs} - \frac{h}{L} \frac{W}{g} D_x \right) \quad (24-3)$$

که در رابطه بالا:

ضریب بیشینه اصطکاک μ_p

بیشینه نیروی ترمزی به کندش وابسته است و در هر محوری تغییر می کند. شکل ۳-۷ نمودار بیشینه نیروی ترمز را بر پایه معادلات بالا برای یک خودرو سواری در سطوح با ضریب بالا و پایین نشان می دهد. کندش بر حسب g نشان داده شده است (که معادل با D/g است). اگر نیروی یک محور بیشینه از مرز نشان داده شده باشد آن محور قفل می شود.

با اینکه معادلات بالا شامل متغیر کندش هستند، اما نیروهای ترمزی بیشینه هر محور را به صورت صریح ارائه نمی دهند. زیرا کندش تابعی از کل نیروی ترمزی اعمالی به خودرو است (برای سادگی از سایر نیروهای موجود چشم پوشی گردیده است). برای پاسخیابی F_{xmf} و F_{xmrf} می توان از رابطه زیر سود جست:

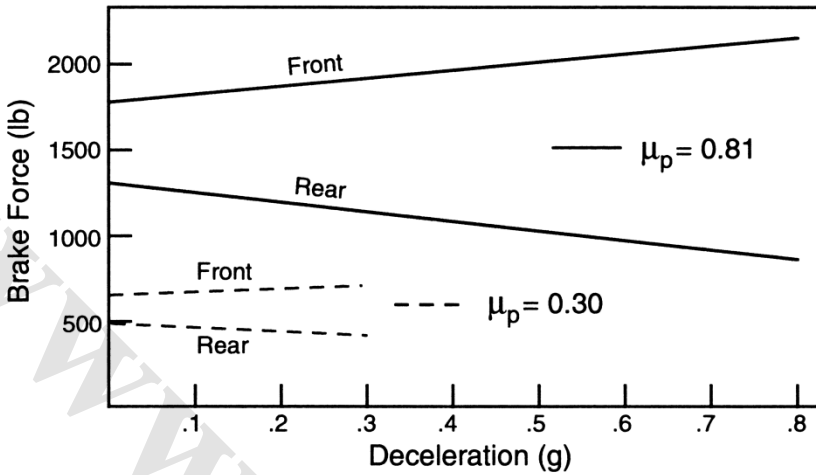
$$D_x = \frac{F_{xmf} + F_{xr}}{M} \quad (25-3)$$

$$D_x = \frac{F_{xmrf} + F_{xf}}{M} \quad (26-3)$$

با جایگذاری در معادلات ۳-۲۳ و ۳-۲۴ بیشینه نیروی ترمزی هر محور عبارت است از:

$$F_{xmf} = \frac{M_p \left(W_{fs} + \left(\frac{h}{L} \right) F_{xr} \right)}{1 - \mu_p \left(\frac{h}{L} \right)} \quad (27-3)$$

$$F_{xmrf} = \frac{M_p \left(W_{rs} - \left(\frac{h}{L} \right) F_{xf} \right)}{1 + \mu_p \left(\frac{h}{L} \right)} \quad (28-3)$$



شکل (۷-۲) بیشینه نیروی ترمزی بر حسب کندش

بنابراین بیشینه نیروی ترمزی محور جلو وابسته به آن چیزی است که در محور پشت به سبب کندش ایجاد شده و شامل جابجایی رو به جلو بار به سبب کنش ترمز پشت است. به همین ترتیب، اثری مشابه برای محور پشت وجود دارد. با ترسیم نمودار ترمزی پشت بر حسب جلو مطابق شکل ۸-۳ بهتر می توان آنها را درک نمود.

محور افقی بیانگر نیروی ترمزی پشت است که معمولاً متناسب با فشار ترمز پشت است (که مرتبط است با رابطه گشتاور به فشار برای آن نوع ترمز خاص). محور عمودی نیروی ترمزی جلو است، که باز هم متناسب با فشار ترمز جلو است در ارتباط با بهره ترمز. مبدا این خطوط از رابطه ۳-۲۷ و ۳-۲۸ با صفر کردن نیروی ترمزی محور دیگر به دست می آید.

خط بیشینه نیروی ترمزی محور جلو دارای شیب سر بالا و به سوی راست (مثبت) است، که مقدار آن به قرار زیر است:

$$\mu_p \left(\frac{\left(\frac{h}{L} \right)}{1 - \mu_p \left(\frac{h}{L} \right)} \right)$$

خط بیشینه نیروی ترمزی محور پشت دارای شیب سر پایین به سوی راست (منفی) است، که مقدار آن به قرار زیر است:

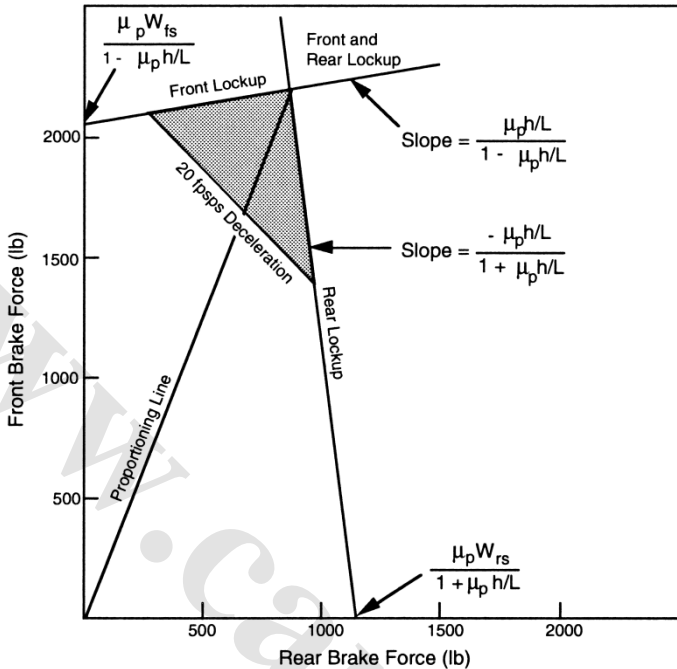
$$-\mu_p \left(\frac{\left(\frac{h}{L} \right)}{1 + \mu_p \left(\frac{h}{L} \right)} \right)$$

افزایش ضریب سطح یا بلندی گرانیگاه سبب افزایش شیب خط پیشینه نیروی ترمزی در نمودار است. تغییر در شرایط بارگذاری خودرو سبب جابجایی مبدا هر یک از این خطوط است. محل تقاطع مرز ترمز جلو و پشت را می‌توان با بهره از معادلات ۳-۲۷ و ۳-۲۸ به دست آورد. اگر این نقطه را با (F_{xfi}, F_{xri}) نشان دهیم، آنگاه این مقادیر به قرار زیر است:

$$F_{xfi} = \mu \left(W_{fs} + \mu W \frac{h}{L} \right) \quad (۲۹-۳)$$

$$F_{xri} = \mu \left(W_{rs} - \mu W \frac{h}{L} \right) \quad (۳۰-۳)$$

تلاش برای ترمزگیری به طوری که خودرو به سطحی بیش از مرز نیروی ترمزی جلو برسد، سبب قفل شدگی چرخ‌های جلو است و بنابراین کنترل فرمان از دست می‌رود. بر عکس، اگر نیروی ترمزی در سمت راست مرز ترمزی پشت قرار گیرد، سبب قفل شدگی چرخ‌های پشت است و بنابراین خودرو را در شرایط ناپایدار قرار می‌دهد. این ناپایداری مستلزم و مرتبط با ایمنی سرنشین بوده و بایستی در طراحی سیستم ترمز دقت کرد. این مسأله با جزئیات در بخش‌های بعدی مورد بحث قرار می‌گیرد.



تسحل (۸-۳) بیشینه نیروی ترمزی محورهای جلو و پشت

در نمودارهایی مانند شکل ۳-۸، کندش متناسب با برآیند نیروهای ترمزی جلو و پشت است. بنابراین نیروی ترمزی جلو ۲۰۰۰ پوند و نیروی ترمزی پشت صفر، نیروی ترمزی جلو ۱۰۰۰ پوند و نیروی ترمزی پشت ۱۰۰۰ پوند، و نیروی ترمزی جلو صفر و نیروی ترمزی پشت ۲۰۰۰ پوند همه متناظر با کندشی یکسان می‌باشند و خط کندش ثابت را می‌توان با اتصال این نقاط به دست آورد. اگر مقیاس یکسانی را برای نیروهای ترمزی جلو و پشت به کار رود، خط کندش ثابت نمودار دارای شیب ۴۵ درجه در راستای قطر است.

اگر توانایی کندشی ۲۰ فوت بر مجذور ثانیه مطلوب باشد در سطح با ضریب اصطکاک ۰/۸۱، آنگاه هر ترکیب نیروهای ترمزی جلو و پشت که در مثلث با مرزهای محصور به وسیله خط کندش و خط بیشینه نیروی ترمزی برای سطح با ضریب اصطکاک ۰/۸۱ قرار گیرد، پاسخ می‌باشد. هماهنگی ترمزی با رابطه‌ای میان نیروهای ترمزی جلو و پشت مشخص می‌گردد که آن به وسیله فشار اعمالی به هر ترمز و بهره آن تعیین می‌گردد. این مسأله با خطی در نمودار که از مبدا آغاز و به سوی بالا سمت راست امتداد می‌یابد مشخص می‌گردد. هماهنگی ثابت با یک خط راست

مشخص می گردد.

رقابت عمده در طراحی سیستم ترمز در چگونگی گزینش نسبت هماهنگی (شیب خط در نمودار) است، به طوری که همه اهداف طراحی را ارضا کرده و وابسته به تغییرات اصطکاک سطح، پراکندگی سنگینی جلو و پشت، بلندی گرانیگاه و شرایط ترمزی نباشد.

تعدادی از این اهداف توسط استاندارد ترمزی [FMVSS 105] در آزمایش‌های گوناگون معرفی گردیده است، همچنین کارکرد در سطوح با ضریب اصطکاک پایین بایستی در طراحی ترمز در نظر گرفته می‌شود. تاکنون، کارکرد با ضریب پایین فقط در [FMVSS 121] معرفی شده، که لزومات کارکرد ترمز را برای ترمزهای بادی کامیون‌ها معرفی می‌کند.

نخستین فاکتور تعیین‌گر هماهنگی ترمزی بهره ترمزهای چرخ‌های جلو و پشت است. نیروی ترمزی در یک چرخ جدا به قرار زیر است:

$$F_b = \frac{T_b}{r} = G \frac{P_a}{r} \quad (3-3)$$

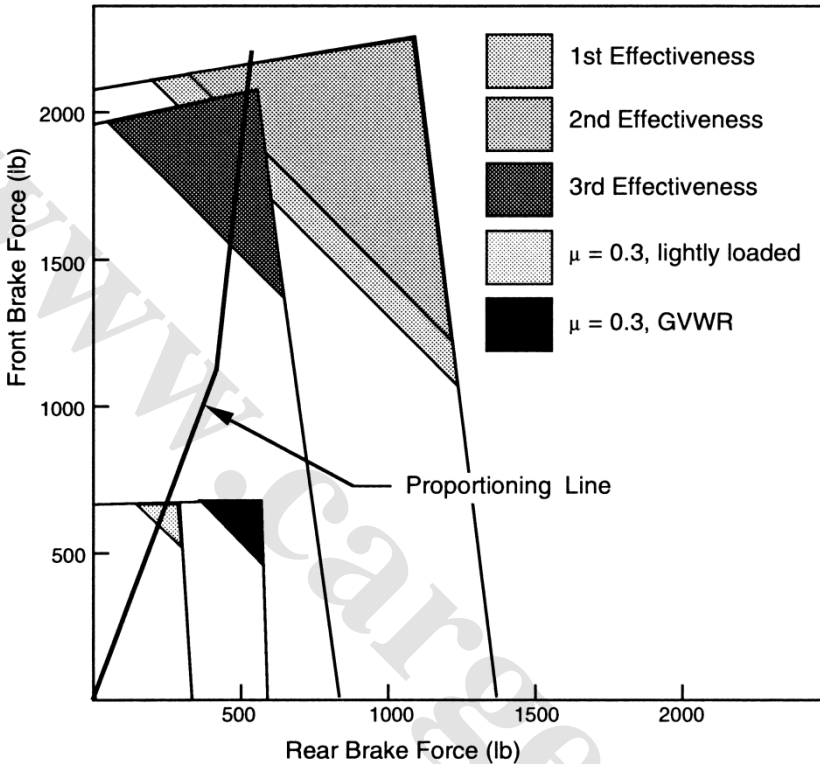
که در رابطه بالا:

نیروی ترمزی	F_b
گشتاور ترمزی	T_b
شعاع غلتش تایر	r
بهره ترمز (اینچ - پوند بر پوند بر اینچ مربع)	G
فشار اعمالی	P_a

نیل به کارکرد خوب در همه گستره کاری خودرو مشکل است. به عنوان نمونه‌ای از پیچیدگی که در تلاش برای یافتن هماهنگی ترمزی خوب وجود دارد، شکل ۳-۹ را در نظر بگیرید. این شکل نمایانگر گستره تغییراتی است که برخاسته از بارگذاری خودرو است (بارگذاری سبک و بیشینه بارگذاری^۱) و اصطکاک سطح (عدد لغزش بین ۳۵ تا ۸۱). در نمودار مرزهای نیروی ترمزی و لزومات کنده‌شی بر پایه آزمایش سطح خشک [FMVSS 105] رسم گردیده است. به علاوه، مرزهای مشابه برای شرایط جاده مرطوب با ضریب اصطکاک فرض عدد لغزش ۳۰ رسم گردیده است. در شرایط مرطوب، کارکرد کنده‌شی با هدف ۸ فوت بر مجذور ثانیه یا ۰/۲۵ شتاب گرانشی

¹ - Gross Vehicle Weight Rate (GVWR)

فرض گردیده است.



شکل (۹-۳) نیروی ترمزی جلو - پشت در شرایط مختلف

برای دستیابی به اهداف کارکردی، طراحی هماهنگی ترمزی بایستی چنان باشد که از همه مثلث‌های شکل بگذرد. این با یک خط راست که به منحنی رابطه‌ای ثابت بین نیروهای ترمزی جلو و پشت است ممکن نیست. پاسخی برای این مسأله بهره از شیر در سیستم هیدرولیک است که فشار را تغییر دهد، در هنگامی که ترمز پشت در بخش‌هایی از بازه فشار کارکردی می‌رسد. بیشتر شیرهای هماهنگ کننده تا سطح خاصی از فشار، فشار برابری را میان چرخ‌های جلو و پشت توزیع می‌کنند، و پس از آن نرخ افزایش فشار را برای یکی از ترمزها کاهش می‌دهند.

یک شیر هماهنگ کننده با عدد $500/0.3$ به این معنی است که فشار جلو و پشت برابر با ۵۰۰ پوند بر اینچ مربع می‌باشد. بالاتر از این سطح فشار هماهنگی برای ترمز پشت با ۳۰ درصد افزایش می‌یابد. نسبت به نرخ جلو بنابراین:

$$P_f = P_r = P_a = \text{Application Force} \quad P_a < 500 (\text{psi}) \quad (1-32-3)$$

$$P_f = P_a, P_r = 500 + 0.3(P_a - 500) \quad P_a > 500 (\text{psi}) \quad (2-32-3)$$

با این هماهنگی ترمزی می‌توان دید که تعادل ترمزهای جلو و پشت ارضا کننده همه شرایط سطوح خشک است. زیرا که خط هماهنگی از همه مثلث‌های کارکردی می‌گذرد. تنها استثنا در خودرو با بیشینه بارگذاری در سطحی با ضریب اصطکاک پایین است که هماهنگی ترمزی کاملاً به ۰/۲۵ شتاب گرانشی نمی‌رسد. در همه حالت‌ها نمودار نشان می‌دهد که نخست قفل شدگی جلو اتفاق می‌افتد.

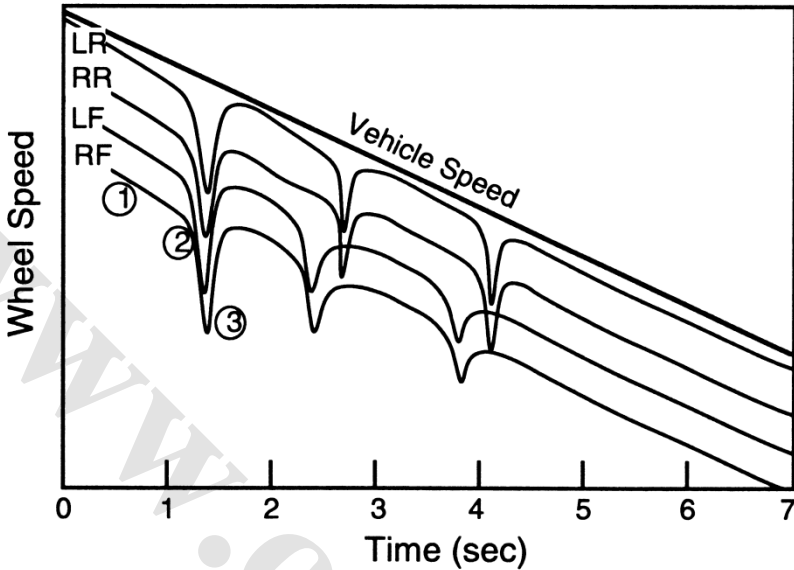
دستیابی به هماهنگی خوب به ویژه در کامیون‌ها به سبب تغییرات زیاد میان حالت بارگذاری و بدون بار مشکل است. تقریباً مثلث کارکرد در این حالت روی هم قرار نمی‌گیرد، بنابراین هیچ‌گزینه هماهنگی همه اهداف را ارضا نمی‌سازد. چند راه و پاسخ وجود دارد. در اروپا، شیرهای هماهنگ کننده حساس به بار^۱ برای کامیون‌ها چندین سال به کار رفته است. این شیرها بر روی محورها نصب می‌گردید و شرایط باری را حس کرده و هماهنگی ترمزها را به صورتی مناسب تنظیم می‌نمود. شیرهای اینرسی که نرخ کندش را اندازه می‌گیرند و بسته به سطح کندش هماهنگی را تنظیم می‌نمایند کمتر به کار می‌رود. آخرین پاسخ بهره‌گیری از سیستم‌های پاد قفل شونده است که روشی ارضا کننده بوده و به طور خودکار هماهنگی ترمزها را تنظیم می‌کند و در صنایع خودروسازی به خوبی پذیرش یافته است.

سیستم‌های ترمز پاد قفل شونده

در سیستم‌های پاد قفل شونده^۲ به جای تلاش برای هماهنگ سازی، با حس کردن زمان قفل شدن چرخ‌ها، به طور آنی در چرخ قفل شده ترمز آزاد می‌شود و با دور گرفتن دوباره چرخ ترمز اعمال می‌شود. سیستم‌های ترمز ضد قفل شونده نوین توانایی آزادسازی ترمز را پیش از قفل شدن چرخ‌ها دارند و اندازه فشار مجدد را چنان نگه می‌دارند تا چرخ‌ها در شرایط بیشینه اصطکاک عمل نمایند.

¹ - Load-Sensing Proportioning Valve

² - Anti Lock Braking System (ABS)



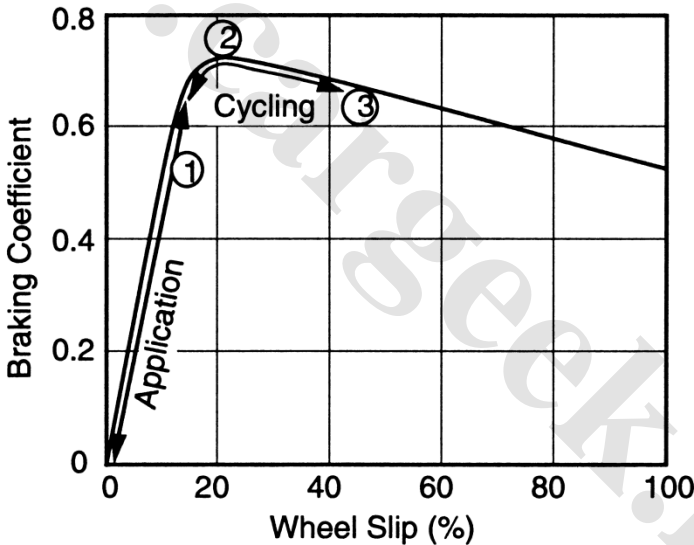
شکل (۲-۱) تغییرات سرعت چرخ در هنگام اعمال سیستم ترمز پاد قفل شونده

از نظر تاریخی مفهوم سیستم‌های ترمز پاد قفل شونده در ۱۹۳۰ مطرح گردید، اما تنها هنگامی عملی شد که خودروهای جدید با وسایل الکترونیکی تجهیز گردیدند. یک سیستم ترمز پاد قفل شونده شامل بخش کنترل الکترونیکی^۱، یک سلونوئید برای آزادسازی و اعمال مجدد فشار ترمزی و یک حسگر سرعت برای چرخ‌ها است. بخش کنترل الکترونیکی نخست سرعت خودرو را با توجه به حسگرهای سرعت چرخ‌ها اندازه می‌گیرد، پس از اعمال ترمز شروع به برآورد سرعت رو به کاهش خودرو می‌نماید. برای تعیین لغزش چرخ‌ها سرعت واقعی چرخ‌ها با سرعت پیش‌بینی شده مقایسه می‌شود و یا با توجه به نرخ کندهش چرخ‌ها قفل شدگی آنها را برآورد می‌سازد. طراحی مختلف سیستم‌های ترمز پاد قفل شونده از ترکیبات مختلفی از این پارامترها برای تعیین زمان قفل شدن حتمی استفاده می‌نمایند و بنابراین آزادسازی ترمز برآورد و پیش‌بینی می‌گردد. در این هنگام با فرستادن یک دستور الکترونیکی^۲ برای سلونوئید دستور آزاد ساختن فشار ترمز را می‌دهد و بنابراین اجازه گردش مجدد چرخ‌ها داده می‌شود. هنگامی که چرخ‌ها دوباره سرعت لازم را به دست آوردند، دوباره فشار اعمال می‌شود. بسته به چگونگی الگوی کنترلی، نرخ افزایش

¹ - Electronic Control Unit (ECU)

² - Signal

فشار و فشار نهایی چنان تنظیم می شود تا سیکل های ترمزدهی کمینه شود. شکل ۳-۱۰ یک نمودار نوعی از تغییرات سرعت چرخها در طی ایست یک خودرو مجهز به سیستم ترمز پاد قفل شونده می باشد. هنگامی که برای نخستین بار ترمزها اعمال می شوند، سرعت چرخها کم و بیش نسبت به سرعت خودرو کاهش می یابد (ناحیه ۱). اگر ترمزها به شدت اعمال شوند و یا جاده لغزان باشد، سرعت بعضی از چرخها به سرعت کاهش می یابد (نقطه ۲) و نشانگر این است که تایر از بیشینه خم ضریب «اصطکاک بر حسب لغزش» می گذرد و به سوی قفل شدن پیش می رود. در این نقطه سیستم ترمز پاد قفل شونده وارد عمل می شود و ترمز را آزاد می سازد پیش از قفل شدگی چرخ (نقطه ۳). با افزایش سرعت چرخ دوباره ترمز اعمال می شود. هدف سیستم های ترمز پاد قفل شونده نگه داشتن تایرها در بازه نزدیک خم لغزش بر حسب ضریب اصطکاک است که در شکل ۳-۱۱ نمایانده شده است.



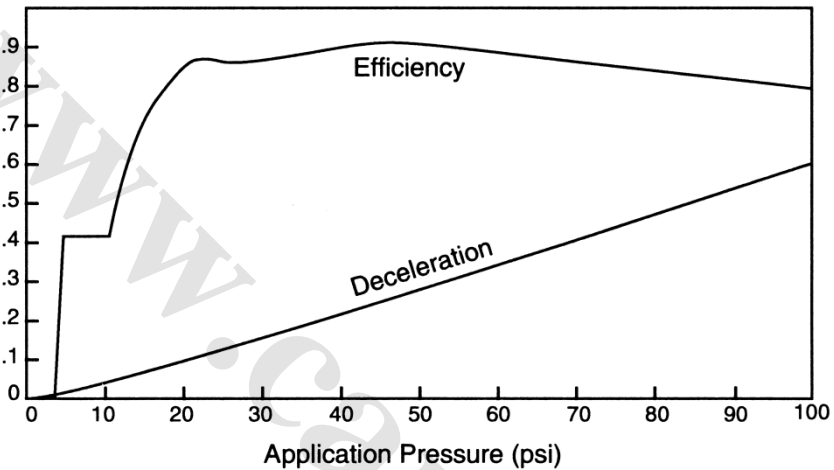
شکل (۳-۱۱) کاربرد سیستم های ترمز پاد قفل شونده برای قرارگیری در بازه بیشینه ضریب ترمزی

بازدهی ترمز

از آنجا که کارکرد ترمز هر خودرویی وابسته به اصطکاک سطح جاده ای است که در آن ترمز اعمال می شود، بنابراین مفهوم بازدهی ترمز به عنوان سنجش برای ارزیابی کارکرد ترمز معرفی می گردد. بازدهی ترمز η_b عبارت است از نسبت کندش واقعی ایجاد شده به کندش بیشینه قابل

ایجاد در آن جاده. می‌توان با بهره از معادلات پیشین نشان داد که بهترین کارکرد ترمز هر خودرویی کندش ترمزی معادل ضریب اصطکاک میان جاده و تایرها است، بنابراین:

$$\eta_b = \frac{D_{act}}{\mu_p} \quad (3-3)$$



شکل (۳-۱۲) نمودار کارایی تیراکتور - نیمه تریلر

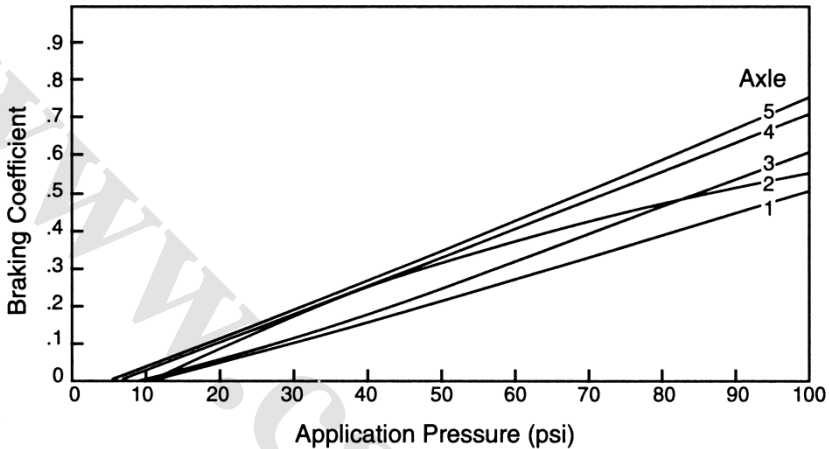
مفهوم بازدهی ترمز به عنوان یک ابزار طراحی برای طراحان به منظور به سازی سیستم ترمز مفید است [۷]. با این حال پیاده سازی استانداردهای ترمز بر پایه بازدهی ترمز (برای دوری از مسایل طراحی سطح اصطکاک بر پایه عدد لغزش انجمن آمریکایی آزمایش و مواد) ناموفق است [۸]. مشکل عمده معرفی اصطکاک موثر میان سطح تایر - جاده است، زیرا وابسته به سرعت چرخ، بار چرخ، نوع تایر و چند متغیر دیگر می‌باشد.

بازدهی ترمز یک رویه و الگوی مفید برای ارزیابی کارکرد سیستم ترمز است، به ویژه در کامیون‌های سنگین که دارای چند محور می‌باشند. شکل ۳-۱۲ نمایانگر بازدهی ترمز است که برای یک تریلر پنج محوره شده است.

ارزیابی بازدهی ترمز با محاسبه ضریب ترمزی هر محور بهتر انجام می‌پذیرد. یک نمونه از این نمودارها (که نمودار بهره اصطکاک نامیده می‌شود) در شکل ۳-۱۳ نشان داده شده است. پنج خم

¹ - American Society Of Testing & Materials (ASTM)

که بیانگر هر محور هستند نشان داده شده است. ضریب ترمزی برای یک محور عبارت است از نسبت نیروی ترمزی به بار. مطلوب آن است که همه محورها دارای ضریب ترمزی یکسانی باشند در فشار کارکرد ترمز، که نمایانگر این است که ترمزها متناسب با بار اعمالی می‌باشند.



شکل (۳-۱۳) ضریب ترمزی تراکتور - نیمه تریلر پنج محوره

شرایط گوناگون بار، جابجایی طولی بار در هنگام ترمزگیری و جابجایی بار یک محور به سبب واکنش به ترمز (جابجایی درون محوری) سبب از بین رفتن هماهنگی کامل در سیستم است. این مسایل سبب می‌شوند که بازدهی ترمز کاهش یابد نسبت به اندازه بیشینه تئوری آن که ۱ است. برای تریلر نشان داده شده، بازدهی ترمز در هنگام اعمال ترمز به سرعت به مقدار $0/9$ می‌رسد، اما در فشارهای بالاتر کاهش می‌یابد. به سبب انقطاع در ضرایب ترمزی محورها در کندش‌های شدیدتر.

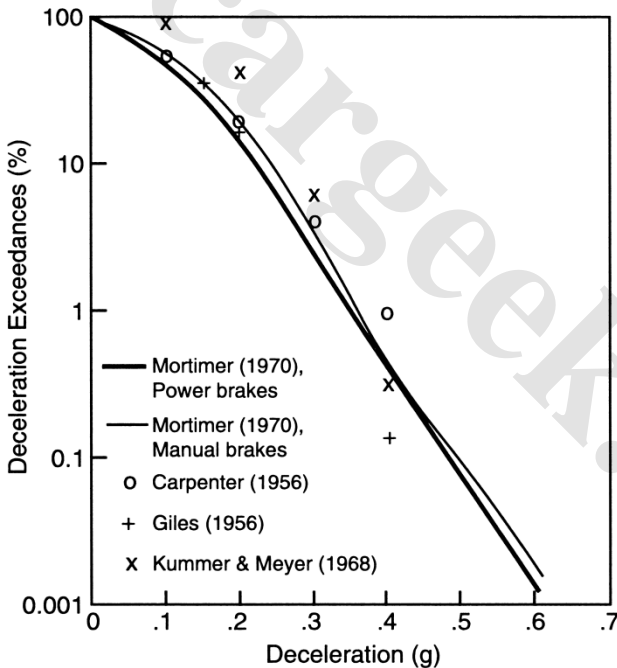
فقل شدگی چرخ پشت

در بحث‌های پیشین، فقل شدگی چرخ فقط به عنوان مرز کارکرد ترمز در نظر گرفته می‌شد. هرچند این مسأله تاثیرات عمده‌ای در رفتار فرمان‌پذیری خودرو دارد و بایستی طراحان ترمز آن را در نظر داشته باشند. هنگامی که یک چرخ فقل می‌گردد، توانایی ایجاد نیروهای کناری را برای مسیر دادن خودرو در جاده ندارد.

فقل شدگی چرخ‌های جلو سبب از دست دادن فرمان‌دهی خودرو است و با وجود ورودی فرمان، عموماً خودرو رو به جلو حرکت می‌کند و تنها در صورت شیب کناری و یا بادهای کناری

حرکت کناری خواهد داشت.

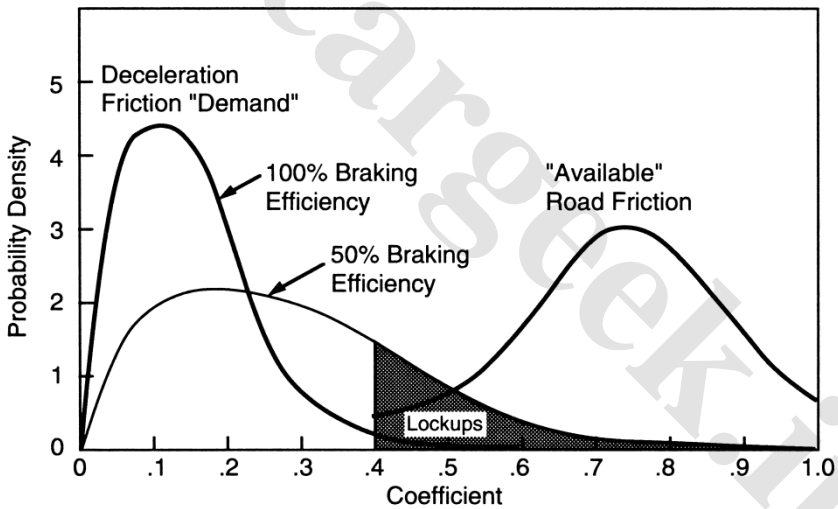
از مسایل کاملاً شناخته شده در خودروهای موتوری ناپایداری خودرو در هنگام قفل شدگی چرخ‌های پشت است. هنگام قفل شدگی چرخ، هر اغتشاش چرخشی (که همیشه وجود دارد) آغازگر چرخش خودرو است. چرخ‌های جلو که همراه خودرو می‌گردند، ایجادگر نیروهای کناری هستند که سبب دوران است و بنابراین زاویه گردش خودرو افزایش می‌یابد. فقط هنگامی که خودرو به طور کامل چرخیده^۱ باشد، آنگاه دوباره پایدار می‌گردد. در خودروهای دراز (بعضی از کامیون‌ها و اتوبوس‌ها) شتاب چرخشی معمولاً به اندازه کافی کم است، به طوری که راننده می‌تواند ورودی درست فرمان را اعمال نموده و از دوران کامل جلوگیری نماید. اما در خودروهای سواری کوچکتر، رانندگان متوسط توانایی کنترل خودرو را در چنین شرایطی ندارند. بنابراین فلسفه‌ای برای طراحی خودرو را در چنین شرایطی ندارند. بنابراین فلسفه‌ای برای طراحی خودرو وجود دارد به این صورت که طراحی برتر ترمز آن است که متمایل به سوی جلو باشد.



شکل (۳-۱۴) پراکندگی کندش ترمزی در خودروهای سواری

¹ - Switched End

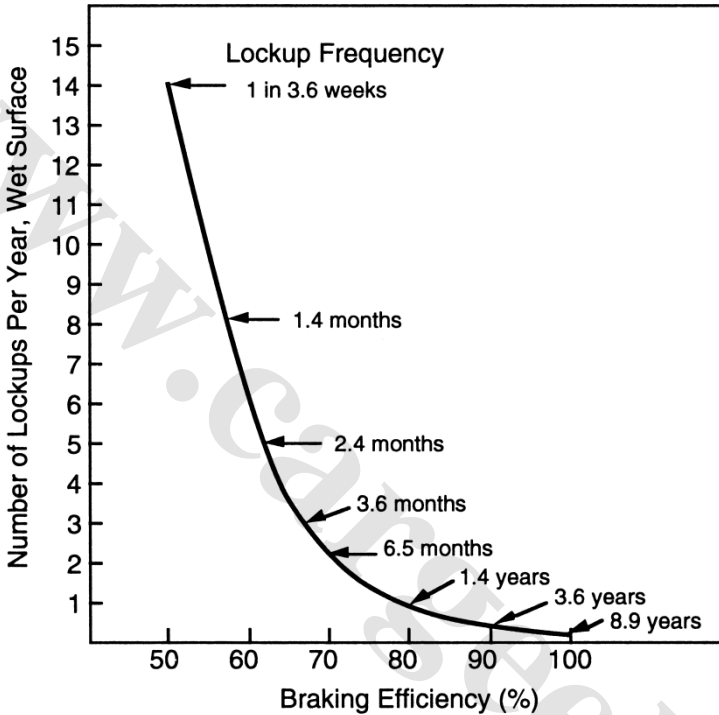
برتری و تقدم قفل شدگی چرخ جلو به سادگی در طراحی سیستم ترمز قابل دست یابی نیست در همه شرایط محیطی به سبب تغییرات بهره ترمز، بلندی گرانیگاه (به ویژه در کامیون های سبک)، اصطکاک جاده و لزومات ترمز در شرایط پارک کردن. پی آمد منطقی که در دست طراحان است، بهره از بازدهی ترمزی به عنوان سنجه ای از کارکرد ترمز است [۹]. پایه آن برخاسته از مطالعه بر روی رانندگان است که نشان می دهد اعمال ترمز به طور میانگین ۱/۵ بار در هر مایل است. همچنین بیشتر کاربردهای ترمز در سطوح متوسط است، کندش بالا در درصدی از کاربردهای ترمز مورد نیاز است. درخواست رانندگان نسبت به سطح ترمزی در شکل ۳-۱۴ نمایانده شده است که ترسیم درصد فراتر بودن کندش به ازای سطح کندش به دست آمده است. در بیست درصد از موارد اعمال ترمز، کندش از ۰/۲ شتاب گرانشی فراتر بوده است، تنها در ۱ درصد کندش از ۰/۳۵ شتاب گرانشی و در کمتر از ۰/۱ درصد کندش بیش از ۰/۵ شتاب گرانشی گردیده است.



شکل (۳-۱۵) مقایسه درخواست ترمزی و اندازه قابل دسترس

مقایسه کندش مورد نیاز در سواری های معمولی به سطح اصطکاک قابل دسترس جاده در شکل ۳-۱۵ نمایانده شده است. توزیع ضریب اصطکاک جاده از طرح های متعدد مقاومت سرخوردگی توسط انجمن های بزرگراهی برآورد گردیده است. بیشتر جاده ها دارای سطح اصطکاک کافی برای نیل به کندش مورد درخواست رانندگان است اگر از اصطکاک به خوبی استفاده گردد. این

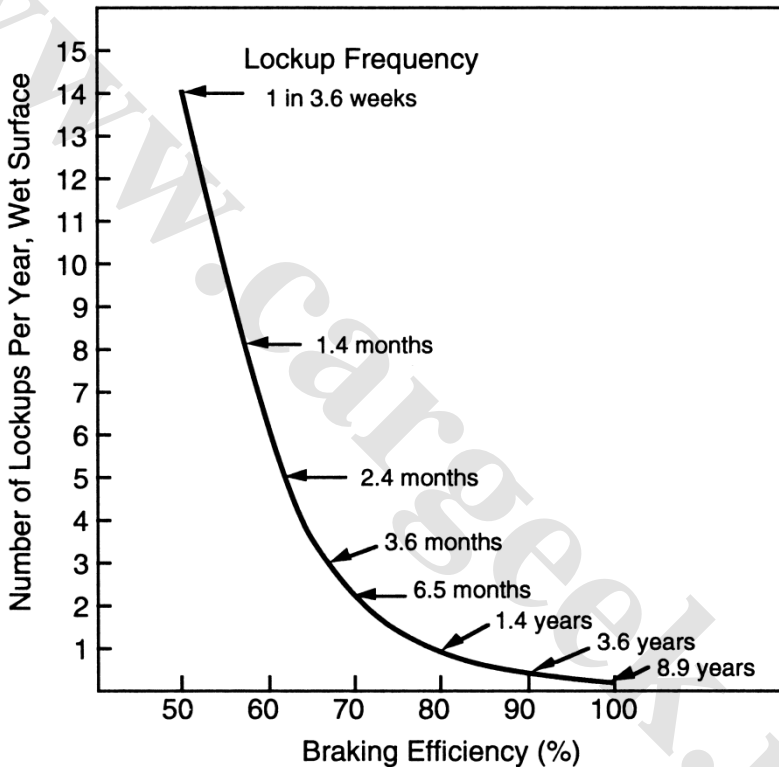
شکل به این معنی است که اگر سیستم‌های ترمز در همه خودروها و در هر شرایطی صد در صد کارا باشند، آنگاه روی هم افتادگی کمی بین درخواست ترمزی و اصطکاک قابل دسترس در خم مورد نظر رخ می‌دهد و نقاط کمی وجود دارد که قفل شدگی در چرخ‌ها اتفاق می‌افتد.



شکل (۳-۱۶) پیش‌بینی بسامد قفل شدگی

با این حال، هنگامی که بازدهی ترمزی کمتر از صد در صد باشد، اصطکاک بیشتری برای دستیابی به کندش مورد نظر لازم است. هنگام پایین تر بودن بازدهی خم درخواست ترمزی به سمت راست جابجا می‌گردد. بنابراین روی هم افتادگی و بسامدی که درخواست ترمزی افزون بر اصطکاک قابل دسترس می‌شود، افزایش می‌یابد. با بهره از شکل میانگین ۱/۵ ترمز در هر مایل و ۱۰۰۰۰ مایل در سال برای یک خودرو سواری معمولی، آنگاه بسامد قفل شدگی ترمز برای کارایی سیستم‌های ترمزی مختلف مطابق شکل ۳-۱۶ برآورد می‌شود. به طور واضح، آن شکل توصیف‌گر حساسیت بحرانی بسامد قفل شدگی بر حسب بازدهی ترمز است. اگر ناکارایی به سبب تمایل به پشت توزیع نیروی ترمزی باشد، آنگاه قفل شدگی در محور پشت رخ می‌دهد و بنابراین ناپایداری چرخشی

پیش می‌آید. بیشتر پیش‌آمدها در جاده‌هایی با سطوح اصطکاک پایین‌تر است، که عموماً جاده‌های مرطوب است. از آنجا که عمده پیش‌آمدها در جاده‌هایی با ضریب اصطکاک در گستره ۰/۴ تا ۰/۶ است، بایستی تاکید بیشتری در به دست آوری کارایی خوب سیستم ترمز در جاده‌هایی با چنین گستره اصطکاکی اعمال گردد.

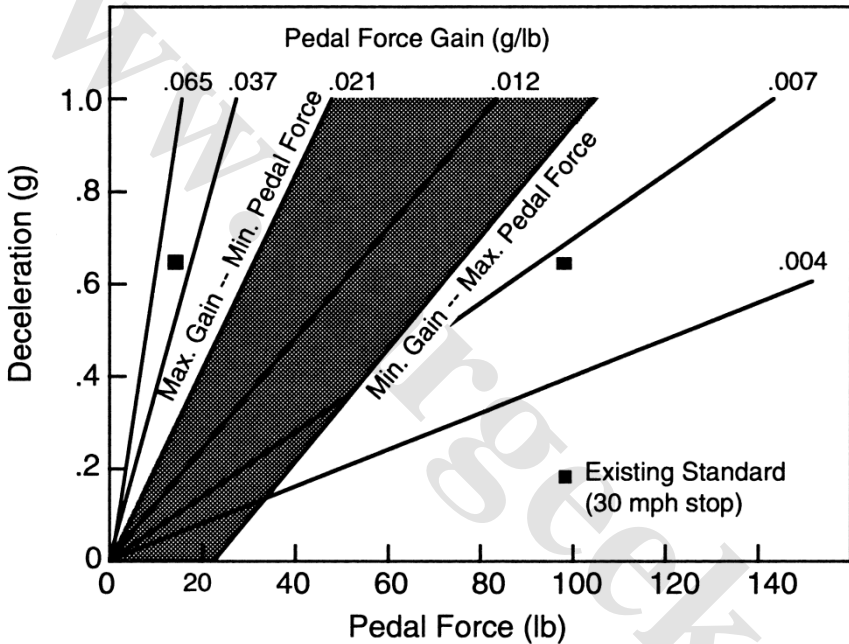


شکل (۱۶-۳) پیش‌بینی بسامد قفل شدگی

بهره نیروی پدال

ملاحظات و الزامات ارگونومیکی در طراحی سیستم ترمز نقش عمده داشته به طوری که همه افراد توانایی بهره‌گیری از ویژگی‌های قرار داده شده در سیستم ترمز خودرو را دارا باشند. قرارگیری پدال ترمز، ویژگی‌های تلاش و جابجایی پدال در هنگام ترمزگیری از پارامترهای موثر طراحی می‌باشند. در سال ۱۹۵۰ میلادی که سیستم‌های ترمز برای کاربرد همگانی رایج گردید، هماهنگی

کمی میان سازندگان از نظر مقدار تلاش و جابجایی پدال وجود داشت. در سال ۱۹۷۰ میلادی انجمن مدیریت ایمنی بزرگراه‌ها، تحقیقاتی را در زمینه تعیین ویژگی‌های ارگونومیک پدال ترمز برای کنترل موثر از سوی راننده انجام داد [۱۰]. بر پایه این بررسی‌ها گستره بهینه‌ای برای بهره‌گیری پدال (ارتباط بین نیروی اعمالی به پدال و کندش خودرو) به دست آمد. شکل ۳-۱۷ نشانگر نتایج مطالعات اداره ملی ایمنی بزرگراهی^۱ است که ناحیه سایه زده شده مقدار بهینه را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۱۷ ویژگی‌های بهره بهینه پدال

مسائل نمونه مسئله ۱

ضرایب و بازده ترمز را برای یک خودروی سواری با فشار کارکرد ۱۰۰ تا ۷۰۰ پوند بر اینچ مربع را با افزایش فشار کارکرد ۱۰۰ پوند بر اینچ مربع محاسبه کنید. اطلاعات داده شده به قرار زیر است:

¹ - National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA)

(L)	۱۰۸/۵ اینچ	فاصله محور چرخ‌ها
(H _{CG})	۲۰/۵ اینچ	بلندی گرانیگاه
(W _f)	۲۲۱۰ پوند	وزن روی تایرهای جلو
(W _r)	۱۸۶۴ پوند	وزن روی تایرهای پشت
(G _f)	۲۰ (in-lb/psi)	بهره ترمز جلو
(G _r)	۱۴ (in-lb/psi)	بهره ترمز پشت
	290/0.3	کارکرد طراحی شیر هماهنگ کننده
(r)	۱۲/۱۱ اینچ	شعاع تایر
(W)	۴۰۷۴ پوند	وزن کل

پاسخ

آسانترین روش برای پاسخ‌یابی مسأله، تشکیل یک جدول ستونی برای مسأله است. گام‌های محاسبه به قرار زیر است:

- ۱- فشار کارکرد ترمز جلو، مبنا قرار گرفته، بنابراین مقادیر از ۱۰۰ به بالا فهرست می‌گردد.
- ۲- فشار کارکرد ترمز پشت با بهره‌گیری از معادله ۳-۳۲ و قرار دادن فشار ترمز جلو در آن، محاسبه می‌گردد، برای نمونه:

$$P_f = P_r = P_a = \text{Application Force} \quad P_a < 290 \text{ (psi)} \quad (1-32-3)$$

$$P_f = P_a, \quad P_a > 290 \text{ (psi)} \quad (2-32-3)$$

$$P_r = 290 + 0.3(P_a - 290)$$

- ۳- نیروهای ترمزی محور چرخ‌های جلو و پشت برابر است با نسبت حاصل ضرب فشار کارکرد در بهره گشتاور ترمز محور مربوطه بر شعاع تایر:

$$F_{xf} = 2G_f \left(\frac{P_f}{r} \right)$$

$$F_{xr} = 2G_r \left(\frac{P_r}{r} \right)$$

- ۴- شتاب کاهنده یا کندش از مجموع نیروهای ترمز تقسیم بر وزن کل خودرو به دست می‌آید (واحد شتاب کاهنده بر حسب شتاب گرانش است):

$$D_x = \frac{F_{xf} + F_{xr}}{W}$$

۵- بار محورهای جلو و پشت از معادلات ۳-۲۱ و ۳-۲۲ محاسبه می‌شود:

$$W_f = W_{fs} + \left(\frac{h}{L} \frac{W}{g} \right) D_x \quad (21-3)$$

$$W_r = W_{rs} - \left(\frac{h}{L} \frac{W}{g} \right) D_x \quad (22-3)$$

که واحد D_x فوت بر مجذور ثانیه است.

۶- ضرایب ترمز μ_f و μ_r نسبت نیروی ترمز محور به بار محور می‌باشد.

$$\mu_f = \frac{F_{xf}}{W_f}$$

$$\mu_r = \frac{F_{xr}}{W_r}$$

۷- بازده ترمز (η_b) از تقسیم شتاب کاهنده بر بیشینه ضریب ترمز روی محورها به دست می‌آید.

P_f	P_r	F_f	F_r	D_x	W_f	W_r	μ_f	μ_r	η_b
psi	psi	lb	lb	g	lb	lb	-	-	%
۱۰۰	۱۰۰	۳۳۰	۲۳۱	۰/۱۳۸	۲۳۱۶	۱۷۵۸	۰/۱۴۲	۰/۱۳۱	۹
۲۰۰	۲۰۰	۶۶۱	۴۶۲	۰/۲۷۶	۲۴۲۲	۱۶۵۲	۰/۲۷۳	۰/۲۸۰	۹۹
۳۰۰	۲۹۳	۹۹۱	۶۷۷	۰/۴۰۹	۲۵۲۵	۱۵۴۹	۰/۳۹۳	۰/۴۳۷	۹۴
۴۰۰	۳۲۳	۱۳۲۱	۷۴۷	۰/۵۰۸	۲۶۰۱	۱۴۷۳	۰/۵۰۸	۰/۵۰۷	۱۰۰
۵۰۰	۳۵۳	۱۶۵۱	۸۱۶	۰/۶۰۶	۲۶۷۶	۱۳۹۸	۰/۶۱۷	۰/۵۸۳	۹۸
۶۰۰	۳۸۳	۱۹۸۲	۸۸۶	۰/۷۰۴	۲۷۵۲	۱۳۲۲	۰/۷۲۰	۰/۶۷۰	۹۸
۷۰۰	۴۱۳	۲۳۱۲	۹۵۵	۰/۸۰۲	۲۸۲۷	۱۲۴۷	۰/۸۱۸	۰/۷۶۶	۹۸

نکات

- با مقایسه بهره‌های ترمز و بارهای محور مشخص می‌شود که بازده ترمز در حدود ۹۷ تا ۹۹ درصد افزایش می‌یابد، اما بازده با شتاب کاهنده کاهش می‌یابد، زیرا بار روی محور پشت کاهش یافته است.

- هنگامی که فشار به ۲۹۰ پوند بر اینچ مربع می‌رسد، شیر تقسیم ترمز عمل می‌کند و سبب کاهش فشار محور پشت می‌شود. تعادل در بازده ۱۰۰ درصد و با فشار ترمز جلو برابر با ۴۰۰ پوند بر اینچ مربع صورت می‌گیرد.

مراجع

- 1- Newcomb, T.P., and Spurr, R.T., Braking of Road Vehicles, Chapman and Hall, Ltd., London, England, 1976, 292 p.
- 2- Limpert, R., "Analysis and Design of Motor Vehicle Brake Systems," The University of Michigan, May 1971, 466 p.
- 3- Engineering Design Handbook, Analysis and Design of Automotive Brake Systems, DARCOM-P 706-358, US Army Material Development and Readiness Command, Alexandria, VA, December 1976, 252 p.
- 4- Meyer, W.E., and Kummer, H.W., "Mechanism of Force Transmission between Tire and Road," Society of Automotive Engineers, Paper No. 620407 (490A), 1962, 18 p.
- 5- "Standard No. 105; Hydraulic Brake Systems," Code of Federal Regulations, Title 49, Part 571.105, October 1, 1990, pp. 199-215.
- 6- "Standard No. 121; Air Brake Systems," Code of Federal Regulations, Title 49, Part 571.121, October 1, 1990, pp. 366-382.
- 7- Gillespie, T.D., and Balderas, L., "An Analytical Comparison of a European Heavy Vehicle and a Generic U.S. Heavy Vehicle," The University of Michigan Transportation Research Institute, Report No. UMTRI-87-17, August 1987, 374 p.
- 8- "Test Method for Skid Resistance of Paved Surfaces Using a Full-Scale Tire," Method E274-85, 1986 Annual Book of ASTM Standards, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, PA.
- 9- Ervin, R.D., and Winkler, C.B., "Estimation of the Probability of Wheel Lockup," IAVD Congress on Vehicle Design and Components, Geneva, March 3-5, 1986, pp. D145-D165.
- 10- Mortimer, R.E., Segel, L., Dugoff, H., Campbell, J.O., Jorgeson, C.M., and Murphy, R.W., "Brake Force Requirement Study: Driver-Vehicle Braking Performance as a Function of Brake System Design Variables," The University of Michigan Highway Safety Research Institute, Report No. HuF-6, April 1979, 22 p.
- 11- Johnson, L., Fancher, P.S., and Gillespie, T.D., "An Empirical Model for the Prediction of the Torque Output of Commercial Vehicle Air Brakes," Highway Safety Research Institute, University of Michigan, Report No. UM-HSRI-78-53, December 1979, 83 p.

گفتار چهارم - بارهای جاده



ترکیب الگوسازی مجازی و داده‌های آزمایشگاهی (ابزاری توانمند برای طراحی خودرو)

آیرودینامیک

نمود آیرودینامیک در خودروهای سواری نوین و کامیون‌ها، همراهی آن با بار جاده است. کنش آیرودینامیک با خودرو سبب ایجاد نیروی پسا، برا (یا بار رو به پایین)، نیروهای کناری، گشتاورهای غلتشی، ناوشی و چرخشی و نویز است. این موارد مصرف سوخت، فرمان‌پذیری و ارتعاشات¹ را تحت تاثیر قرار می‌دهد.

نیروهای آیرودینامیکی اعمالی به خودرو برخاسته از دو سرچشمه نیروی پسا (یا فشار) و اصطکاک لزجی است. در این بخش، نخست مکانیک جریان هوا بررسی می‌گردد، تا بتوان طبیعت جریان حول بدنه خودرو را توصیف نمود. سپس ویژگی‌ها و شماهای طراحی خودرو برای

¹ - Noise, Vibration & Harshness (NVH)

توصیف کیفی اثرات آیرودینامیک بر کارکرد و کارایی آن بررسی می‌شود.

مکانیک جریان هوا حول خودرو

جریان کلی حول بدنه خودرو با بهره از رابطه میان سرعت و فشار که توسط معادله برنولی توصیف گردیده است، به دست می‌آید [۲،۱]. (معادله برنولی بر پایه گمان جریان تراکم ناپذیر استوار است، که برای آیرودینامیک خودرو پذیرفتنی است و رابطه معادل برای جریان تراکم پذیر معادله اولر می‌باشد). این معادله به قرار زیر است:

$$D_{\text{static}} + D_{\text{dynamic}} = D_{\text{total}} \quad (1-4)$$

$$P_s + \frac{1}{2}\rho V^2 = P_t$$

که در رابطه بالا:

ρ چگالی هوا

V سرعت هوا (نسبت به خودرو)

این رابطه با اعمال قانون دوم نیوتن به حجم کوچکی از جریان که در یک رژیم خوش رفتار جاری است، به دست می‌آید. با بیانی ساده و تنها برای توصیف می‌توان واژه خوش رفتار را جریان روانی با اصطکاک کم دانست که فراهم گر شرایطی پذیرفتنی برای جریان هوای رسنده به خودرو است. در به دست آوری معادله، برآیند نیروها در اثرات فشار اعمالی به حجم کوچک سیال نمود می‌یابد. این فشار با نرخ تغییرات زمانی اندازه حرکت که در سرعت نمود یافته است، برابر قرار داده می‌شود.

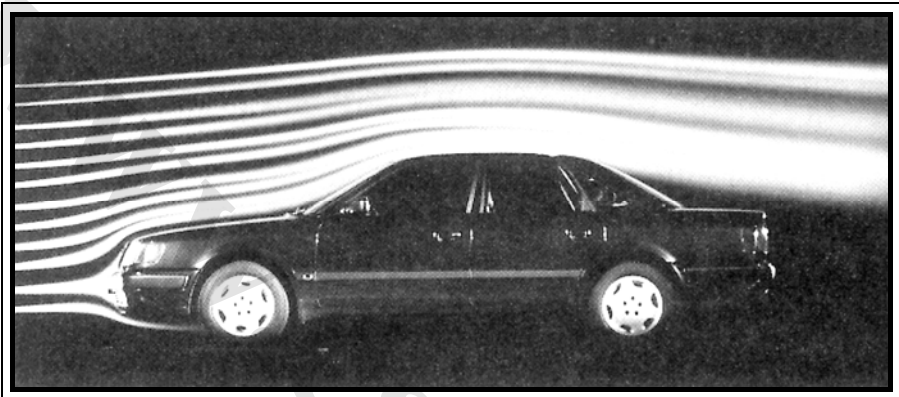
معادله برنولی بیانگر این است که مجموع فشار ایستا و پویای جریان هوای رسنده به خودرو، مقدار ثابتی (P_t) است. اگر خودرو را ساکن بپنداریم، آنگاه هوا در حرکت است (مانند تونل‌های باد)، که هوا در راستای خطوط موسوم به «خطوط جریان» در گذر خواهد بود. دسته‌ای از این خطوط جریان شکل دهنده لوله جریان می‌باشند. لوله‌های جریان را با بهره از دود در تونل‌های باد مطابق شکل ۱-۴ قابل رویت می‌سازند.

در فاصله‌ای از خودرو، فشار ایستا به سادگی همان فشار محیط، یا فشار بارومتریک (P_{atm}) است. فشار پویا برخاسته از سرعت نسبی بوده که برای هر لوله جریان رسنده به خودرو مقدار ثابتی است.

بنابراین، فشار برآیند (P_t) برای همه خطوط جریان مقدار یکسان $P_s + (1/2)\rho V^2$ را دارد.

با نزدیک شدن جریان به خودرو، لوله جریان گسسته شده و بعضی به بالا و بقیه به پایین خودرو

می‌روند. در نتیجه بدیهی است که یکی از خطوط جریان بایستی مستقیم به خودرو رسیده و ساکن گردد (خطی که در شکل ۴-۱ به سپر خودرو حمله کرده است). در این نقطه سرعت نسبی به صفر می‌رسد. به سبب صفر بودن سرعت، فشار ایستا در این نقطه از خودرو برابر با (P_1) است. بنابراین، اگر در این نقطه از خودرو فشارسنجی قرار گیرد، آنگاه فشار برآیند را نمایش می‌دهد.



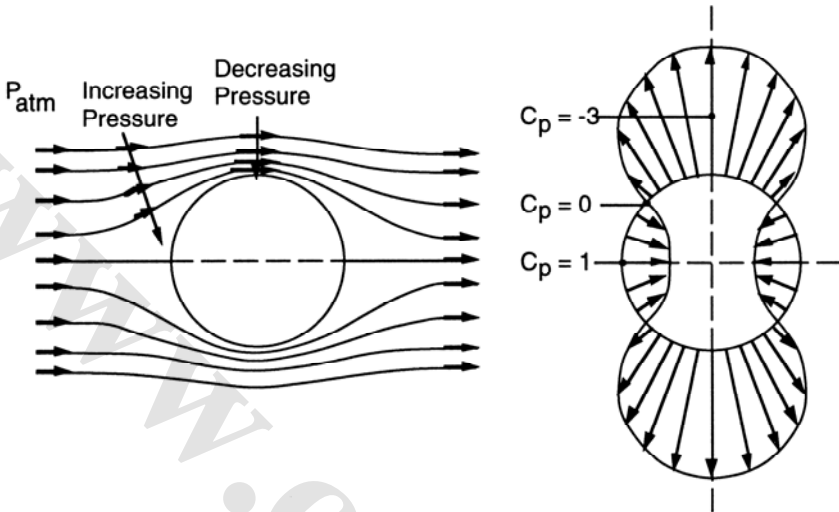
شکل (۴-۱) لوله‌های جریان گذرنده از یک جسم آیرودینامیکی

تصور کنید رویدادی را که برای خطوط جریان گذرنده از روی سپر می‌افتد. در آغاز بالاروی، انحناى بدنه کاو رو به بالا است. در فاصله بالایی از خودرو که خطوط جریان هنوز مستقیم می‌باشند، فشار ایستا بایستی با فشار محیط برابر باشد. برای خمیدن جریان هوا رو به بالا، بایستی فشار ایستا در آن ناحیه از فشار محیط بیشتر باشد تا نیروی لازم برای چرخاندن جریان هوا را فراهم گرداند. اگر فشار ایستا بیشتر گردد، آنگاه برای پیروی از قانون برنولی بایستی سرعت در این ناحیه کاهش یابد.

بر عکس فرایند بالا، با چرخش جریان برای پیروی از سپر (انحنای رو به پایین سبد سپر) فشار بایستی از فشار محیط کمتر گردد تا جریان خمیده شود و بنابراین سرعت افزایش می‌یابد. این نقاط در شکل ۴-۲ که نمایشگر جریان دور یک استوانه است، نمایانده شده است.

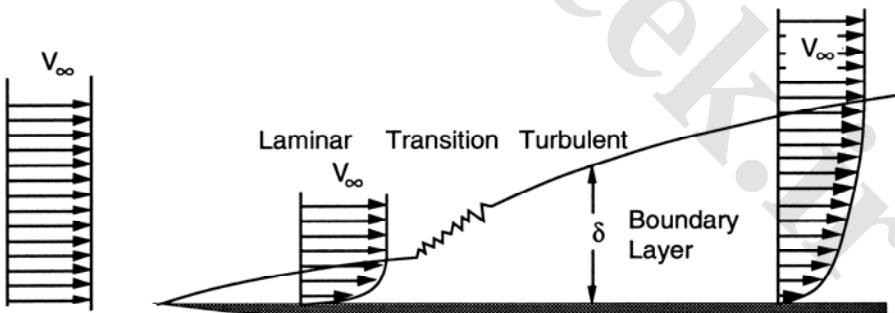
بنابراین معادله برنولی نمایانگر چگونگی تغییرات فشار و سرعت جریان کلی هوای حول بدنه خودرو است. در نبود اصطکاک، هوا به سادگی از بالای سقف گذشته و از پشت خودرو پایین می‌آید و فشار به سرعت تغییر شکل می‌دهد همچنانکه در جلوی خودرو انجام گردید. در این حالت، نیروهای ناشی از فشار پشت خودرو دقیقاً با جلوی خودرو تعادل برقرار کرده و هیچ نیروی

پسایی ایجاد نمی گردد.



شکل (۲-۴) گرادیان فشار و سرعت جریان دور یک استوانه

هرچند ما با بهره از آزمایش می دانیم که نیروی پسا تولید می گردد. بخشی از نیروی پسا برخاسته از اصطکاک میان هوا و سطح خودرو بوده و بخش دیگر آن به سبب تغییر جریان اصلی ترک کننده پشت خودرو بر اثر اصطکاک است توصیف آن برخاسته از فهم لایه مرزی جریان روی یک جسم است. جریان یکنواخت رسیده به یک جسم لبه تیز را مطابق شکل ۳-۴ در نظر بگیرید.

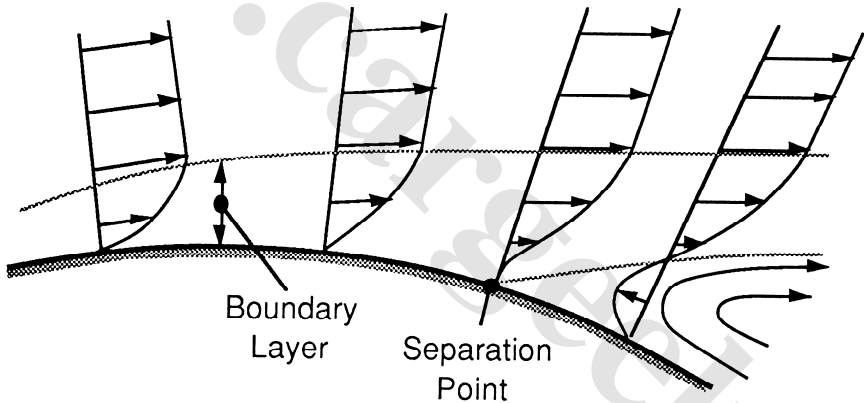


شکل (۳-۴) رشد لایه مرزی

در هنگام نزدیک شدن جریان به جسم دارای سرعت یکسانی است (با گمان جریان خوش رفتار لایه‌ای). با گذر از جسم، سرعت هوایی که در تماس با سطح جسم است به سبب اصطکاک سطح

به صفر می‌رسد. بنابراین در نزدیکی سطح یک پروفیل سرعت ایجاد می‌گردد و در فاصله کمی از سطح (δ)، سرعت جریان کمتر از جریان اصلی می‌گردد. این بازه کاهش سرعت، لایه مرزی^۱ نامیده می‌شود. لایه مرزی با پهنای صفر آغاز شده و با پیش‌روی در راستای جسم، رشد می‌کند. همچنین در آغاز جریان لایه‌ای است، اما در یک جا به جریان آشفته تغییر می‌یابد.

در بخش جلویی خودرو، لایه مرزی از نقطه‌ای که خطوط جریان ایستا با سطح برخورد می‌کند، آغاز می‌شود. در لایه مرزی به سبب اصطکاک سرعت کاهش می‌یابد. فشار در نقطه ایست با فشار برآیند (مجموع فشار ایستا و پویا) یکی بوده و با پیش‌روی در راستای سطح کاهش می‌یابد. گرادیان فشار در راستای سطح، جریان هوا را در راستای لایه مرزی فشار می‌دهد و بنابراین از رشد لایه مرزی جلوگیری می‌کند. کاهش فشار در راستای جریان به عنوان گرادیان فشار مطلوب شناخته شده زیرا از رشد لایه مرزی جلوگیری می‌کند.



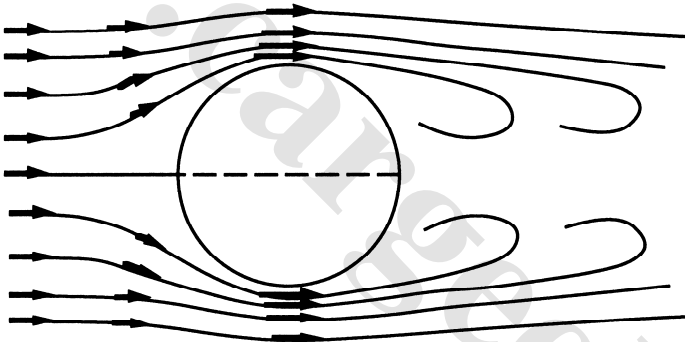
شکل (۴-۴) پدیده جدایی جریان در گرادیان فشار معکوس

متأسفانه، با چرخش دوباره جریان برای پیروی از بدنه، دوباره فشار افزایش می‌یابد. کنش افزایش فشار سبب کندش جریان در لایه مرزی و در نتیجه رشد ضخامت لایه مرزی است. بنابراین ایجادگر پدیده گرادیان فشار معکوس است. در یک نقطه جریان نزدیک به سطح ممکن است به سبب کنش فشار مطابق شکل ۴-۴ بر عکس شود. نقطه‌ای که در آن جریان می‌ایستد، نقطه جدایش^۲ نامیده می‌شود، زیرا سبب جدایی و پخش جریان به اطراف می‌شود. توجه شود که در

¹ - Boundary Layer

² - Separation Point

این نقطه، دیگر جریان اصلی به بدنه چسبیده نیست، بنابراین می‌تواند آزادانه جدا شده و کم و بیش در مسیر مستقیمی ادامه یابد. از آنجا که در این حالت جریان هوا در پشت جسم دنباله روی می‌کند، فشار در این ناحیه به زیر فشار محیط کاهش می‌یابد. در این حالت گردابه‌هایی شکل گرفته و جریان کاملاً آشفته و نامنظم است. در شرایط خاص گردابه‌های فن-کارمن^۱ که ریزش متناوب گردابه است، شکل می‌گیرد. طبیعت متناوب آنها را از روی ضربات آیرودینامیکی آنها می‌توان دید و شناخت. کنش گردابه‌ها در جریان روی استوانه در شکل ۴-۵ نمایانده شده است. پدیده جدایش سبب مخالفت حرکت ساده جریان پشت خودرو از پایین آمدن است. فشار ناحیه جدایش پایین‌تر از فشار در ناحیه جلوی خودرو است و تفاوت در برآیند نیروهای فشاری سبب ایجاد نیروی پسا است. نیروی پسای برخاسته از کنش اصطکاک لزج در ناحیه لایه مرزی در سطح خودرو را نیروی پسای اصطکاک می‌گویند.



شکل (۴-۵) گردابه‌های جریان حول یک جسم استوانی

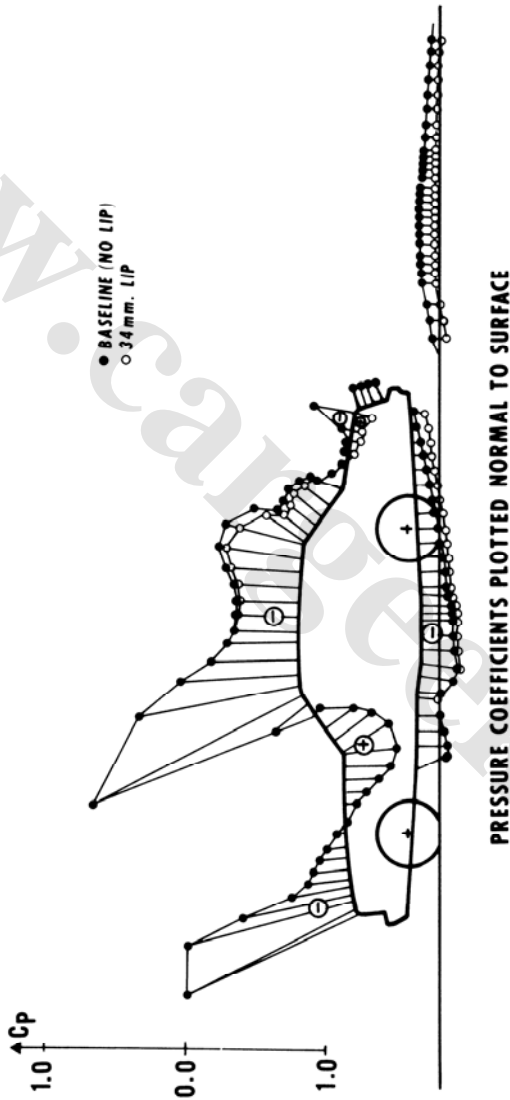
توزیع فشار روی خودرو

موارد نام برده شده، سازوکارهای اصلی توزیع فشار ایستا حول بدنه خودرو به حساب می‌آیند. شکل ۴-۶ نشانگر اندازه‌گیری آزمایشگاهی فشار است که عمود بر سطح ترسیم گردیده است [۳]. از آنجا که فشار نمایش داده شده نسبت به فشار محیط در فاصله‌ای نسبت به خودرو می‌باشد، دارای مقادیر مثبت و منفی است.

توجه شود که فشاری منفی در لبه جلویی کاپوت ایجاد شده است که برخاسته از این واقعیت است که جریان گذرنده از جلوی خودرو بایستی بچرخد و از راستای افقی کاپوت پیروی نماید.

¹ - Von-Karman Vortex Street

گرادیان معکوس فشار در این ناحیه پتانسیل جلوگیری از جریان لایه مرزی را دارا می‌باشد و بنابراین در این ناحیه نیروی پسا ایجاد می‌گردد. در سال‌های اخیر ریزه‌کاری‌های سبک و طراحی کاپوت جلو و خط جلوی از اولویت بالایی برخوردار می‌باشند، زیرا در جلوگیری از جدایش جریان روی سپر و نیروی پسای ناشی از آن موثر می‌باشند.



شکل (۴-۶) توزیع فشار در راستای خط مرکزی خودرو

در نزدیکی شیشه پنجره جلو^۱ و برف پاککن‌ها^۲، جریان بایستی به سوی بالا بچرخد و بنابراین فشار بالایی ایجاد می‌شود. ناحیه با فشار بالا جای مناسبی است برای هدایت هوا برای سیستم‌های کنترل وضعیت آب و هوا و تهویه و یا مکش موتور که در خودروهای قدیمی زیادی استفاده گردیده است. فشار بالا در این ناحیه همراه با سرعت پایین است، که کمکی است برای پشتیبانی از شیشه پاککن‌ها نسبت به اغتشاش نیروهای آیرودینامیکی.

در بالای خط سقف فشار دوباره به سوی منفی شدن می‌رود، زیرا جریان هوا بایستی از سطح سقف پیروی نماید. اثبات فشار کم در این ناحیه را می‌توان در موج زدن سقف فابریک خودروهای با سقف تاشو^۳ مشاهده نمود. فشار پایین در بالای دیواره شیشه پشتی خودرو^۴ و تاروی صندوق پشت به سبب ادامه انحنا، باقی می‌ماند. در این ناحیه احتمال جدایش جریان وجود دارد. طراحی زوایا و جزئیات سطح بدنه در این ناحیه به سبب ملاحظات آیرودینامیکی بسیار بحرانی و با اهمیت است. به سبب فشار پایین، جریان از دو سوی خودرو به این ناحیه تغذیه می‌شود و به پتانسیل جدایش افزوده می‌شود [۴]. الگوی کلی جریان هوا در بالا و دو سوی خودرو مطابق شکل ۴-۷ می‌باشد. جریان در راستای دو سوی خودرو در ناحیه فشار پایین پشت خودرو غرق می‌شود و با ترکیب با جریان بالای سقف تشکیل دهنده گردابه‌هایی است که در پشت خودرو به دنبال آن کشیده می‌شود.

برگزینی زاویه دیواره پشتی خودرو و طول صندوق پشت^۵ خودرو به صورت مستقیم بر نیروهای آیرودینامیکی به سبب کنترل نقطه جدایش تاثیر می‌گذارد. در هر صورت جدایش در یک نقطه ایجاد می‌شود اما هرچه در سطح کمتری باشد، نیروی پسای کمتری ایجاد می‌شود. از نگره آیرودینامیکی، شکل آرمانی و بهینه مانند قطرات اشک است، یعنی شکل مخروطی که دارای زاویه کم در حدود ۱۵ و کمتر است. در سال‌های حدود ۱۹۳۰ میلادی این مطلب کشف گردیده بود که سطح ناحیه‌ای که به سوی رأس مخروط می‌رود بسیار کوچک است و بنابراین می‌توان انتهای خودروهای آرمانی را بدون اینکه ناحیه جدایش زیادی ایجاد شود، برید [۵-۷]. شکل

¹ - Cowl

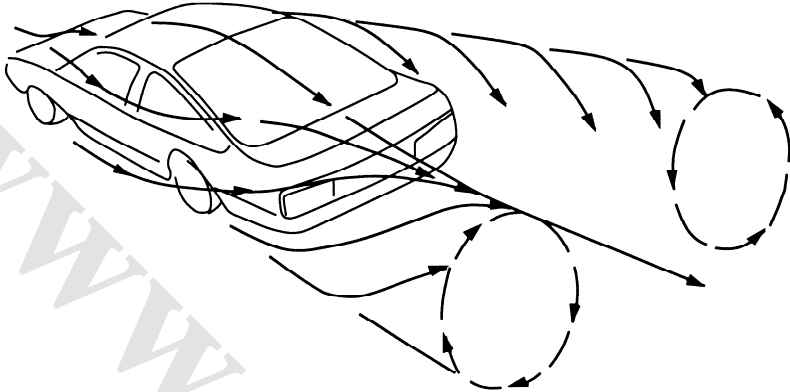
² - Wind Shield

³ - Convertible

⁴ - Back Lite

⁵ - Deck Lid

بی‌نوک انتهای پشت اجازه فضای زیادی را در ایجاد اتاق پشت و صندلی پشت می‌دهد بدون اینکه افزایش زیادی در نیروی پسا ایجاد شود. این شکل ویژه به نام «کام بک»^۱ معروف است.

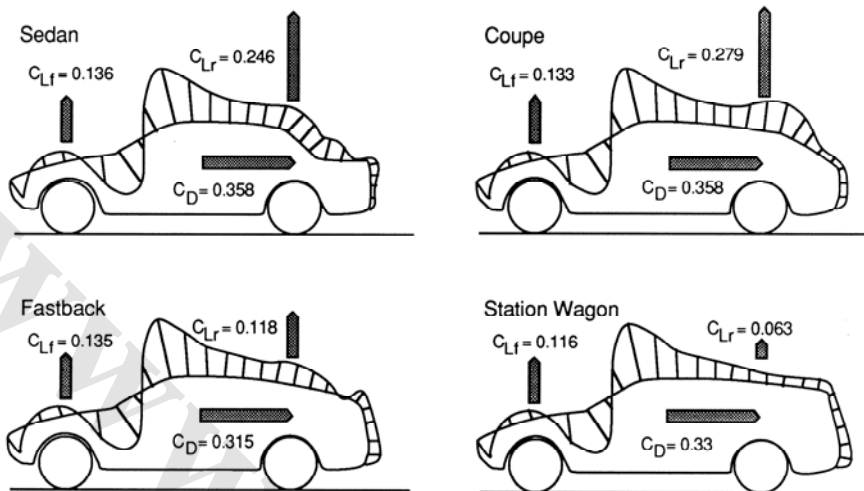


شکل (۴-۷) ورتکس در جریان دنباله خودرو

در حالی که اندازه سطح جدایی به طور مستقیم نیروی پسا را تحت تاثیر قرار می‌دهد، افزایش آن به طوری که جریان مجبور شود که در پشت خودرو بچرخد، سبب تاثیر بر نیروی برا یا بالابرنده آیرودینامیکی در پشت خودرو است. شکل ۴-۸ نمایشگر اثر نیروی برا و پسا برای چهار طرح خودرو است [۴]. معمولاً کنترل جریان برای کاهش سطح جدایش سبب افزایش نیروی آیرودینامیکی برا در پشت خودرو است، به سبب کاهش فشار جریان کشیده شده به سوی پایین. یکی دیگر از ملاحظات طراحی آیرودینامیکی پشت خودرو، پتانسیل رسوب کردن غبار در دیواره شیشه پشتی خودرو و چراغ‌های پشت است. آشفتگی زیاد در ناحیه جدایش سبب به دنبال کشیدن رطوبت و گرد و غباری است که از سوی تایرها پس زده می‌شود. اگر در ناحیه جدایش این موارد وجود داشته باشند، گرد و غبار رسوب کرده سبب خراب کردن دیده می‌شود، که شکل ۴-۹ نمایشگر این پدیده است.

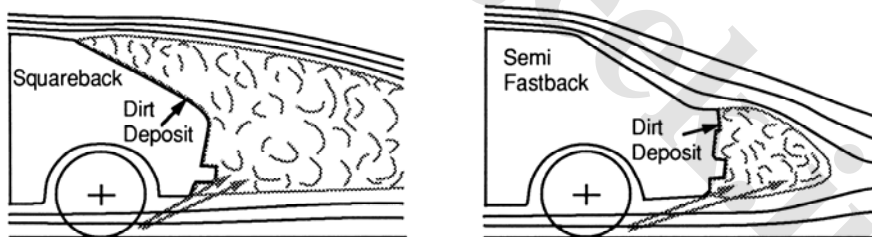
جدایش هوا در لبه پشت سقف کاملاً به شکل و زاویه شیشه و اتاق پشت وابسته است. خودرو سمت چپ شکل دارای لبه پنجره تیزی است که سبب جدایش در آن بخش است. در حالی که یک مرز خوب برای جدایش سبب کمینه‌سازی اثرات آیرودینامیکی است و با ملاحظات خوب که شامل دیواره پشتی خودرو می‌شود، ناحیه جدایش و رسوب گرد و غبار پایین می‌رود.

^۱ - Kamm-Back



شکل (۴-۸) نیروهای برا و پسای خودروهای مختلف

خودرو سمت راست شکل، دارای زاویه شیشه پشت قابل توجهی است، بازه و سطح صاف و روان گذار در پشت سقف و به علاوه ادامه صندوق پشت سبب پیروی جریان هوا از صندوق پشت است. ناحیه جدایش به خوبی با شکل تیز پشت صندوق پشت معرفی گردیده است، که کمکی است به پایدارسازی ناحیه جدایش و کمینه‌سازی ضربه و سیلی هوا^۱. در این نوع طراحی تنها ناحیه چراغ‌های پشت در معرض گرد و غبار جاده است.



شکل (۴-۹) اثر جدایش جریان بر رسوب گل و لای در پشت خودرو

نیروهای آیرودینامیکی

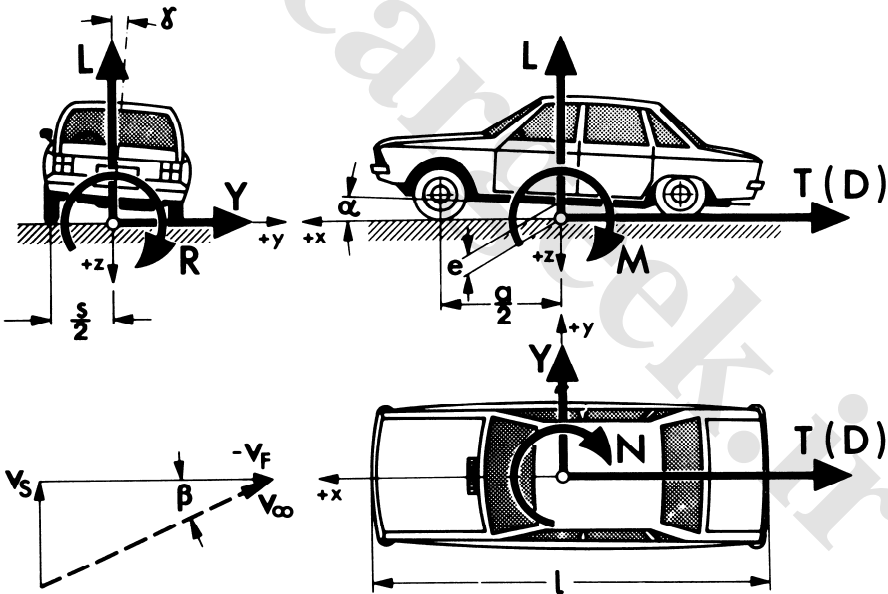
نتیجه کنش جریان هوا و خودرو، نیروها و گشتاورهای آیرودینامیکی اعمالی است. این نیروها به صورت سازمان یافته‌ای که شامل سه نیرو و سه گشتاور است در شکل ۴-۱۰ نمایش داده شده‌اند،

^۱ - Buffeting

که در راستای محورهای اصلی خودرو اعمال می‌شوند [۸]. این واکنش‌ها به قرار زیر می‌باشند:

گشتاور	نیرو	راستا
گشتاور غلتشی	نیروی پسا	طولی (محور X، مثبت رو به پشت)
گشتاور ناوشی	نیروی کناری	کناری (محور Y، مثبت به سوی راست)
گشتاور چرخشی	نیروی برا	عمودی (محور Z، مثبت به سوی بالا)

مبدأ این چهارچوب در استاندارد انجمن مهندسان خودرو [SAE 1594] معرفی گردیده است [۹]. واکنش‌های آیرودینامیکی خودرو به موقعیت گرانیگاه وابسته نیست (نیازی به دانستن گرانیگاه در آزمایش‌های تونل باد نیست)، مبدأ اندازه‌گیری نیروها روی صفحه جاده در موقعیت میانی فاصله محور چرخ‌ها و فاصله گام خودرو است.



شکل (۴-۱۰) نیروها و گشتاورهای آیرودینامیکی اعمالی به خودرو [۱۴]

مولفه نیروی پسا

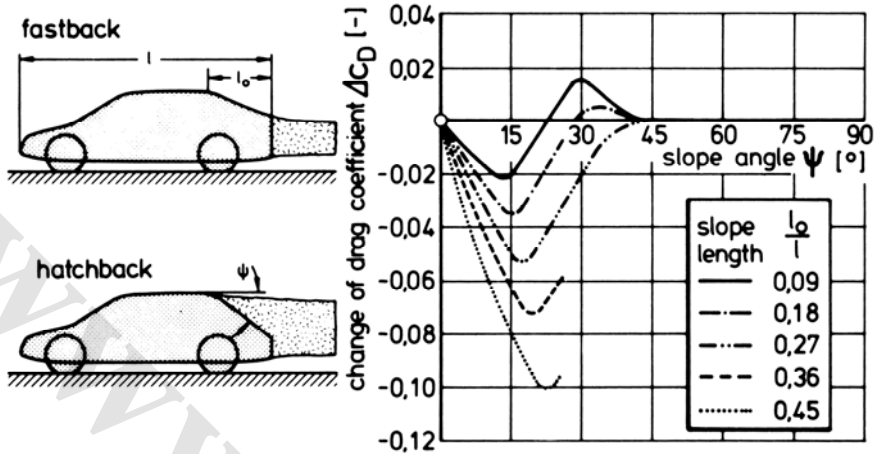
نیروی پسا بزرگترین و مهمترین نیروی آیرودینامیکی است که سواری‌ها در سرعت‌های مرسوم

بزرگراه‌ها با آن مواجه می‌شوند. نیروی پسا ی کلی یک خودرو از سرچشمه‌های مختلفی ناشی می‌شود. از یاریگرهای گوناگونی برای کاهش فاکتورهای ویژه موثر استفاده می‌شود. شکل ۴-۱۱ سرچشمه‌های عمده نیروی پسا را نشان می‌دهد و نیز پتانسیل کاهش نیروی پسا در این نواحی را که برای خودروهای دهه ۱۹۷۰ تخمین زده شده است.

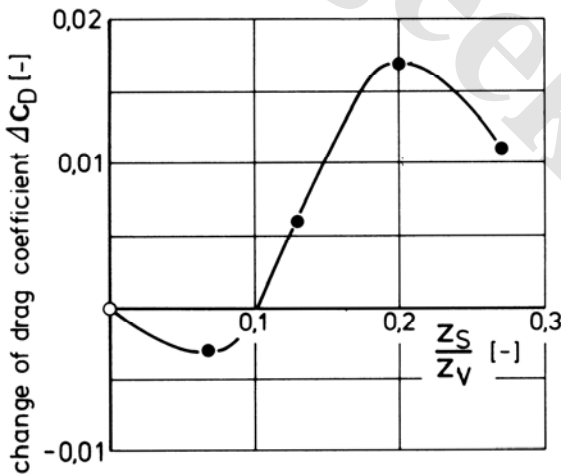
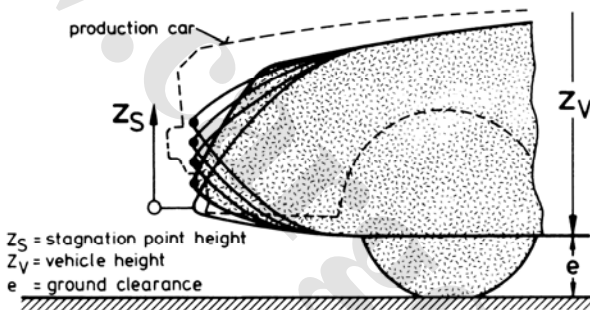
برای خودرو نشان داده شده در شکل، حدود ۶۵ درصد ($0.275/0.42$) از نیروی پسای اعمالی برخاسته از بدنه (جلوی بدنه، پشت بدنه، زیر بدنه و اصطکاک سطح) است. عامل مهمتر پشت بدنه است، زیرا نیروی پسای تولید شده در این ناحیه به سبب جدایش در پشت است. در این ناحیه بیشترین پتانسیل برای کاهش نیروی پسا امکان‌پذیر است. شکل ۴-۱۲ نمایانگر اثر خمیدگی انتهای پشت بر نیروی پسا به ازای طول‌های مختلف ناحیه گسترش یافته (پشت لبه پشتی خط سقف) است [۱۰]. زاویه شیب تا ۱۵ درجه به طور مشخص سبب کاهش نیروی پسا است. همچنان که زاویه افزایش می‌یابد، نیروی پسا به سبب جدایش جریان افزایش می‌یابد (در کارهای تجربی، رسیدن به زاویه افت بالاتر بدون جدایش امکان‌پذیر است).

Drag Coefficients Component	Typical Value
Fore Body	0.05
After Body	0.14
Under Body	0.06
Skin Friction	0.025
Total Body Drag	0.0275
Wheels & Wheel Wells	0.09
Drip Rails	0.01
Window Recesses	0.01
External Mirrors	0.01
Total Protuberance Drag	0.12
Cooling System	0.025
Total Internal Drag	0.025
Overall Total Drag	0.42
Vehicle Of The 1980	
Cars	0.30-0.35
Vans	0.33-0.35
Pickup Trucks	0.42-0.46

شکل (۴-۱۱) سرچشمه‌های عمده نیروی پسا در سواری‌ها

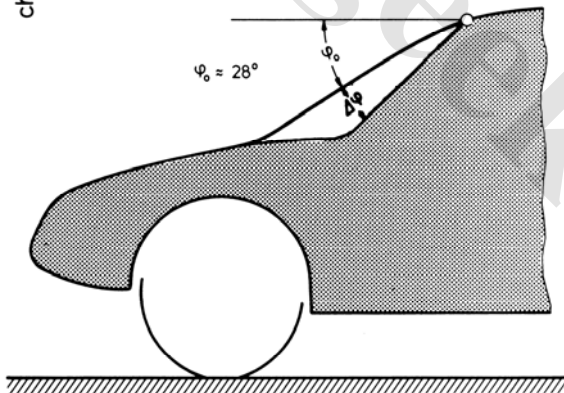
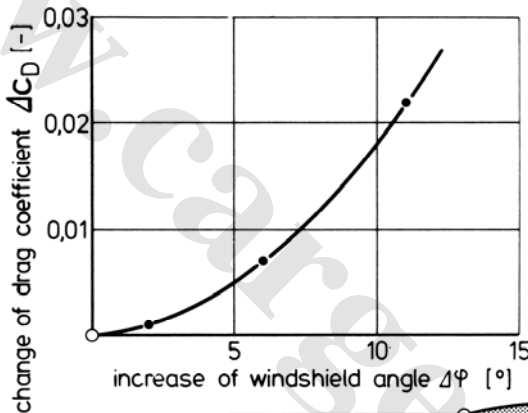


شکل (۴-۱۲) اثر کجی انتهای پشت خودرو بر نیروی پسا



شکل (۴-۱۳) اثر طراحی انتهای جلو بر نیروی پسا

نیروی پسای جلو بدنه وابسته به طراحی انتهای جلو و زاویه بادگیر پنجره است. عموماً گردی و مدور بودن^۱ انتهای جلو سبب ایجاد ناحیه‌ای است که بالای آن فشار دینامیکی می‌تواند سبب معرفی نیروی پسای شود. شکل ۴-۱۳ نمایانگر اثر بلندی لبه جلو خودرو است [۱۰]. مکان این نقطه تعیین‌گر مکان خط جریان گذرنده به نقطه ایستا است. این خط جریان با اهمیت است، زیرا جدایش جریان به بالا و پایین را معین می‌کند. کمینه نیروی پسای هنگامی است که نقطه ایستا در پایین پروفیل جلوی خودرو قرار گیرد. از دیدگاه آیرودینامیک خودرو، برای جلو پنجره خودروها اشکال با گردی مناسب بر خلاف خطوط موج‌دار^۲ تجاری به کار می‌رود. یک خط سپر که دارای گردی کمی است، می‌تواند سبب کاهش ۵ تا ۱۵ درصد از ضریب نیروی پسای کلی گردد [۱۱].

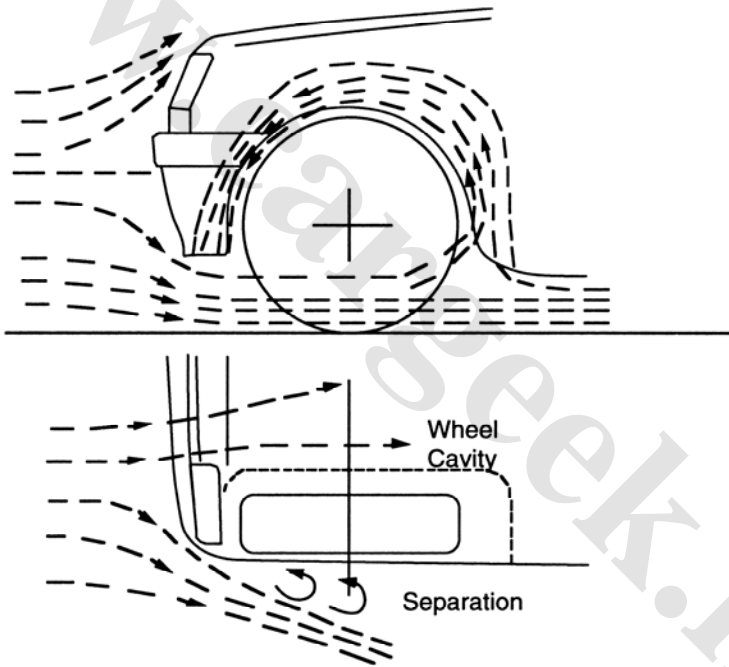


شکل (۴-۱۴) اثر زاویه پنجره بر نیروی پسای

¹ - Roundness

² - Crisp

پنجره جلو راستای جریان رسنده به سطح افقی سقف را تغییر می‌دهد. بنابراین زاویه آن به ویژه در کامیون‌ها، تاثیری مستقیم بر نیروی پسا دارد. زاویه کم سبب کاهش نیروی پسا است، اما موجب پیچیدگی طراحی خودرو است، به سبب بار گرمایی ناشی از تابش خورشید به درون خودرو و قرار دادن قیود بحرانی طراحی بر سازنده پنجره برای کاهش اغتشاشات در زوایای کم پنجره. شکل ۴-۱۴ نمایانگر تغییرات نیروی پسا بر حسب زاویه پنجره جلو می‌باشد، که اندازه نامی آن تا ۲۸ درجه تغییر یافته است [۱۰]. زاویه بیشتر، سرعت هوای رسنده به پنجره را کاهش می‌دهد. افزایش فشار در این ناحیه با زاویه کم سبب افزایش سرعت باد می‌شود و به بار آیرودینامیک روی برف پاککن‌ها افزوده می‌شود.



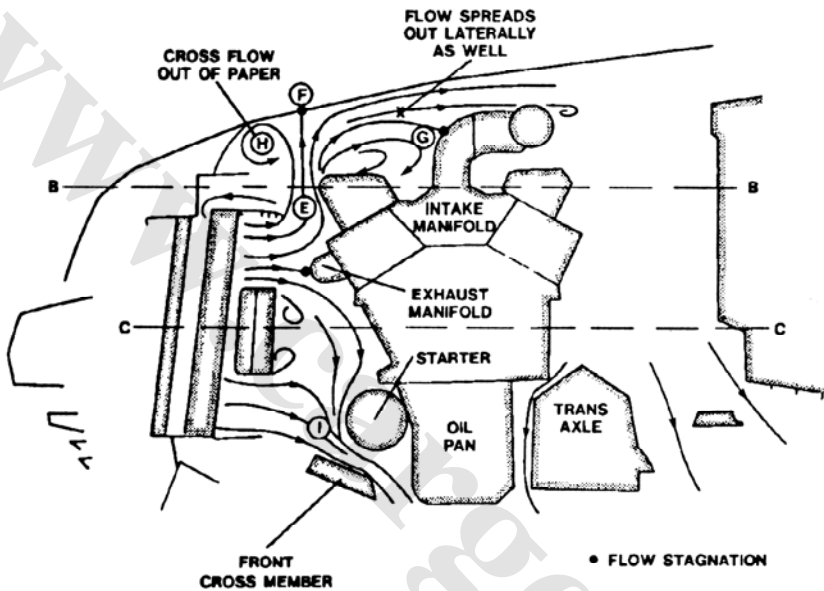
شکل (۴-۱۵) گردش جریان در دیواره چرخ‌ها

بخش زیرین خودرو یک ناحیه بحرانی است، که در این بازه سپر سبب ایجاد نیروی پسا می‌باشد. سیستم تعلیق، سیستم خروج گازها یا آگزوزها^۱ و دیگر سیستم‌ها و قطعات زیربندی^۲ سبب ایجاد

¹ - Exhaust

² - Plat Form

نیروی پسا در این ناحیه می‌باشد. جریان هوا در این ناحیه به صورت برش صفحه‌ای است که با سرعت هوای روی سطح جاده و جریان وادارنده و تخریب شده به سبب قطعات زیر خودرو کنترل می‌شود. یکی از روش‌های مرسوم برای کاهش نیروی پسای زیر بدنه استفاده از پانل‌های صاف در زیر بدنه است.

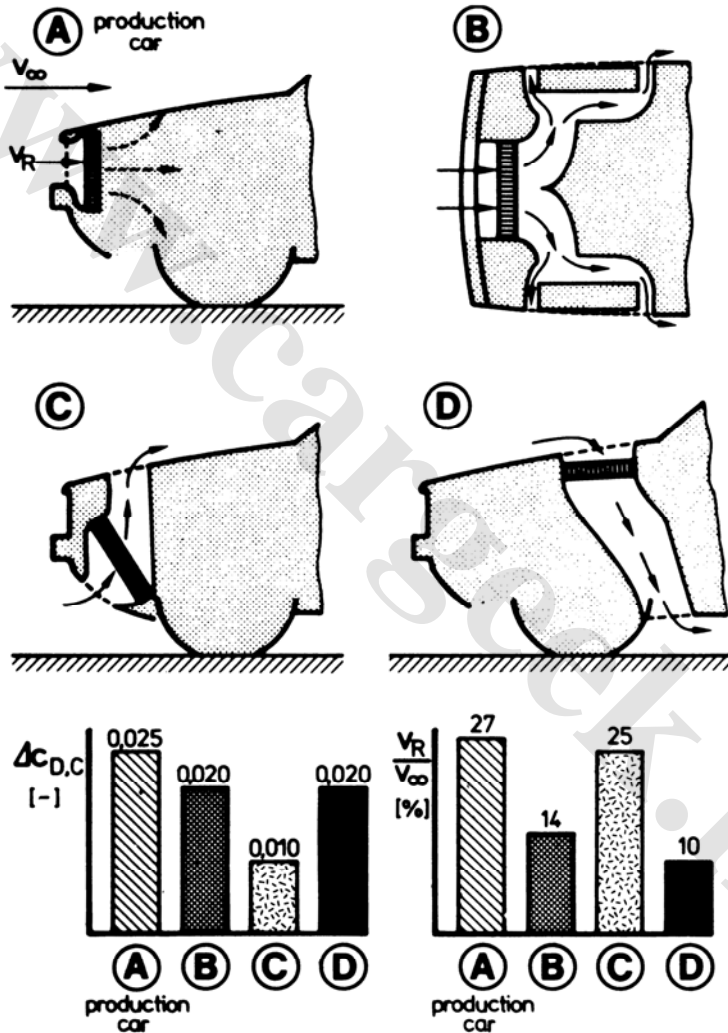


شکل (۴-۱۶) الگوی جریان درون موتور

برای کاهش نیروی پسای بدنه بایستی قلبگی‌ها و برآمدگی‌های بدنه را که ایجادگر یک سطح ثانویه می‌باشند، به صورت دقیق طراحی نمود. چرخ‌ها و فرورفتگی‌های آن^۱ از مهمترین بخش‌ها می‌باشند. بخش مهمی از نیروی پسا به سبب آشفتگی و جریان دوار در چرخ‌ها، در این ناحیه ایجاد می‌شود. شکل ۴-۱۵ نمایانگر الگوی پیچیده جریان دور چرخ‌ها می‌باشد [۱۳]. لبه‌های تیز چرخ‌ها سبب انحراف جریان برانگیخته شده در صفحه افقی است، در حالی که گردش چرخ سبب گردش جریان در صفحه عمودی است. بر پایه این اثرات، تاکید و دقت بیشتری در طراحی چرخ‌ها نسبت به نگرش‌های ساده آغازین که تنها سطح جلویی آن را در نظر می‌گیرد، اعمال می‌شود. یکی از بهبودها، استفاده از محافظ‌های آیرودینامیکی برای چرخ‌ها و فرورفتگی‌های آن

^۱ - Wheel Wells

است، که این محافظها برای چرخهای پشت ممکن است و به سبب فرماندهی چرخهای جلو استفاده از آنها در جلو بسیار پیچیده می شود. تحقیقات آزمایشگاهی نشان داده که کاهش فاصله میان دو طرف و زمین و کاهش کاوتی^۱ چرخ سبب کاهش نیروی پسا^۱ آیرودینامیکی برخاسته از چرخها می شود [۱۲].



شکل (۴-۱۷) اثر سیستم تهویه بر نیروی پسا

^۱ - Cavity

سیستم تبرید آخرین بخشی است که تولید کننده نیروی پسا است. جریان هوای گذرنده از میان رادیاتور یا موتور که دیواره آتش^۱ برخورد می کند، آنگاه فشار دینامیکی اعمالی به صورت نیروی پسا روی خودرو می باشد. الگوی جریان هوا درون این بخش از موتور بسیار پیچیده است، به سبب نبود رفتار واضح آیرودینامیکی و وجود سطوح پیچیده در این بخش. شکل ۴-۱۶ نمایانگر این دو بخش است [۱۲]. بدون توجه به نیاز برای ساماندهی جریان هوا، هوای وارد شونده از میان رادیاتور بخش عمده ای از ممتوم و اندازه حرکت رو به جلوی خود را در برابر خودرو اتلاف می نماید. به عبارتی پیش از آنکه از بخش زیرین خارج شود، ممتوم به صورت مستقیم به نیروی پسا تبدیل می شود.

با ساماندهی جریان در سیستم تبرید می توان ضریب نیروی پسا را تا حدود ۰/۰۲۵ تغییر داد [۱۰]. نیروی پسای ناشی از این مسأله معمولاً از نیروی پسای اندازه گیری شده با دریچه های باز و بسته متفاوت است. همچنان که در شکل ۴-۱۷ دیده می شود طراحی دقیقی برای راستای جریان (با اجازه دادن به این مطلب که سرعت جریان ثابت بماند، بنابراین فشار استاتیکی مقدار پایینی باشد) سبب کاهش نیروی پسای تولیدی است. همچنین این آرایش های مختلف ممکن است برای یک گونه خاص خودرو مشخص ممکن نباشد. به منظور کاهش نیروی پسای ناشی از این سازوکار در خودروهای جدید، اندازه ورودی تبرید تا حد ممکن کاهش یافته است.

پارایرهای آیرودینامیکی

بال سپر جلو

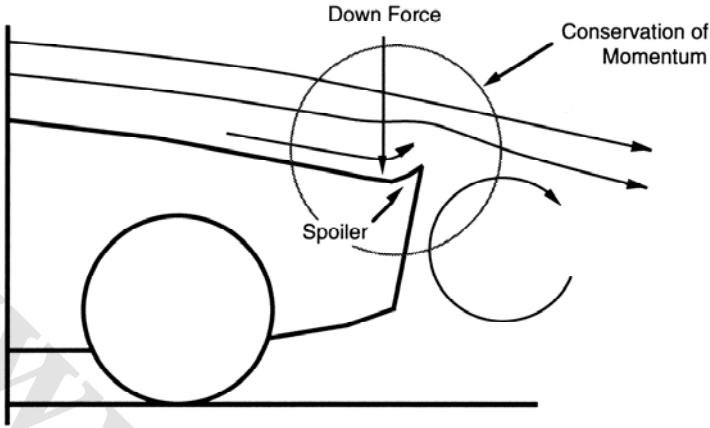
بال سپر جلو^۲ یک سطح آیرودینامیکی است که از سپر^۳ تا بلوک^۴ زیرین به سوی پایین امتداد یافته و جریان برشی هوا را که به مولفه زیر بدنه برخورد می کند را هدایت می کند. در حالی که بال سپر سبب همراهی و ایجاد نیروی پسای فشاری است، اما با عمق کم کاهشی که در نیروی پسای زیر بدنه ایجاد می کند، بسیار مهم است. با افزایش عمق بال سپر، سرانجام افزایش نیروی پسای فشاری نسبت به کاهش نیروی پسای زیر بدنه چیره شده و بنابراین نیروی پسای کلی افزایش می یابد. ایجاد فشار پایین همچنین سبب کاهش نیروی برا در انتهای جلوی خودرو است.

^۱ - Fire Wall

^۲ - Bumper Spoiler

^۳ - Bumper

^۴ - Block



شکل (۴-۱۸) اثر منحرف کننده جریان بر جریان پشت خودرو

بال‌های صندوق پشت

بال‌های صندوق پشت^۱ یک سطح بلوک کننده و منحرف کننده جریان هوا است که در پیرامون بازتابنده نصب می‌شود، برای بهبود جریان از میان رادیاتور در سرعت‌های پایین خودرو. این بهبود ناشی از کاهش فشار پشت رادیاتور است و می‌تواند با کاهش نیروی پسای روی دیواره آتش، سبب کاهش نیروی پسا شود.

بادگیرها

بادگیرها سطوح محدود کننده جریان هوا می‌باشند که در اطراف رادیاتور نصب می‌شوند و برای چند منظور استفاده می‌شود. با خمیدن هوا به سوی بالا، چنان که در شکل ۴-۱۸ نمایانده شده است، فشار در صندوق پشت افزایش می‌یابد و سمت این نیرو رو به پایین است، در نقطه‌ای در خودرو که برای کاهش نیروی برا برای پشت خودرو بسیار مهم است. منحرف کننده‌های جریان ممکن است سبب پایداری گردابه‌ها در نقطه جدایش جریان شوند و بنابراین سبب کاهش بافرهای^۲ آیرودینامیکی می‌باشند. در حالت کلی این مسأله سبب افزایش نیروی پسا است.

رفتار پنجره و ستون‌ها

ریل‌های آب‌گیر^۳ و لوله‌های میان پنجره و ستون‌های بدنه خودرو^۴ معمولاً چشمه‌های نیروی پسا

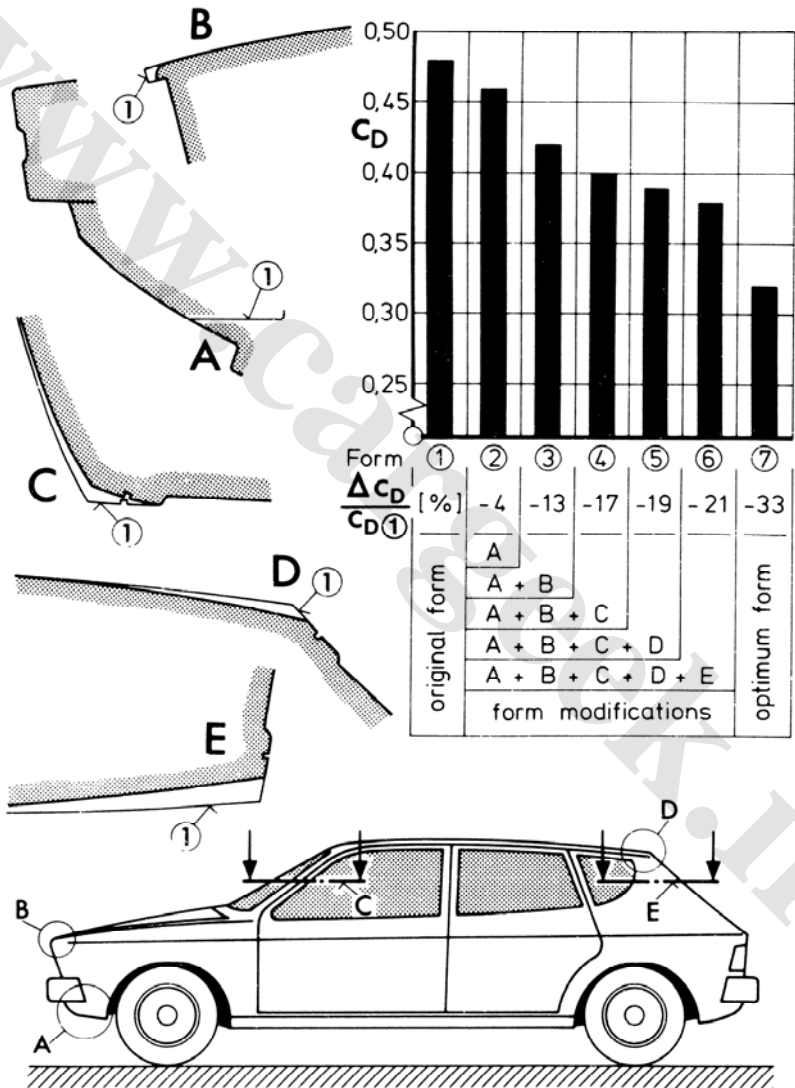
^۱ - Decklid Spoiler

^۲ - Buffer

^۳ - Drip Rail

^۴ - Pillar

هستند. مغشوش کردن جریان هوا در این ناحیه‌ها سبب نواحی کوچک جدایش است. اغتشاش در جریان هوا در سرعت‌های زیاد سبب اتلاف ممتوم است و بنابراین سبب ایجاد نیروی پسا است. طرح‌های صاف و صیقلی نه تنها برای کاهش نیروی پسا، بلکه برای کاهش نویزهای آبرودینامیکی بسیار مهم می‌باشند.



شکل (۴-۱۹) بهینه‌سازی جزئیات خودرو

بهینه‌سازی

توسعه و گسترش آیرودینامیک خودرو در سه مرحله زیر انجام شده است [۱۴]:

- اقتباس شکل خطوط جریان از صنایع دیگر (مانند کشتی‌سازی) در آغاز این قرن.
 - کاربرد دانش مکانیک سیالات از صنایع هوایی در حدود سال ۱۹۳۰.
 - تلاش‌های کنونی برای بهسازی جزئیات طرح برای نیل به ویژگی‌های خوب جریان هوا.
- بهسازی به صورتی انجام می‌شود که مفهوم طرح و شمای^۱ خودرو منتشر شده و بهبود آیرودینامیک بخش‌های مختلف به صورت تغییر جزئیات شمای خودرو باشد. یک نمونه از بهسازی در شکل ۴-۱۹ نشان داده شده است. شمای شکل نشانگر تغییرات کوچک در جزئیات مانند تغییر بال پشت (A)، خط کاپوت (B)، شکل ستون (C)A و شکل ستون (D,E)D است. نمودار نمایانگر اندازه کاهش نیروی پسا به سبب تغییرات اعمالی با تغییر ترکیب موارد بالا می‌باشد. توان کاهش نیروی پسا با توجه به جزئیات بالا در حدود ۲۱ درصد نیروی پسای کلی را کاهش می‌دهد.

نیروهای پسا

از آنجا که نیروی پسای روی خودرو یا هر جسم دیگری بسیار پیچیده است، ضروری است تا مدل‌های نیمه تجربی برای نمایاندن این اثرات تدوین شود. بنابراین برای همسان نمودن مدل‌ها، نیروی پسای آیرودینامیک با معادله زیر بیان می‌شود:

$$D_A = \frac{1}{2} \rho v^2 C_D A \quad (۲-۴)$$

که در رابطه بالا:

C_D	ضریب نیروی پسای آیرودینامیکی
A	مساحت روبرویی خودرو
ρ	چگالی هوا

توجه شود که در این کتاب نماد انجمن مهندسان خودرو برای نیروی پسا (D) با زیرنویس (A) همراه گردیده است، تا دلالت بر نیروی پسای آیرودینامیکی داشته باشد و با نمادهای دیگر مورد استفاده اشتباه نشود. از همین قرارداد برای دیگر نیروهای آیرودینامیکی استفاده شده است.

واژه $(1/2)\rho v^2$ در معادله بالا فشار پویای هوا است، که اغلب با q نشان داده می‌شود و نوعاً با

¹ - Style

واحد پوند بر فوت مربع بیان می‌شود. ضریب نیروی پسا (C_D) به صورت آزمایشگاهی برای خودرو تعیین می‌شود. مساحت روبرویی خودرو (A) فاکتور بزرگنمایی است که در بر گیرنده اندازه خودرو است (مدل نصف خودرو، که مساحت آن ربع خودرو است، دارای نیروی پسی یک چهارم است). از آنجا که اندازه خودرو اثر مستقیم بر نیروی پسا دارد، ویژگی‌های نیروی پسی خودرو با $C_D A$ نمایانده می‌شود.

چگالی هوا

چگالی هوا متغیری است که به دما، فشار و رطوبت وابسته است. در شرایط استاندارد (۵۹ درجه فارنهایت و ۲۹/۹۲ اینچ جیوه) چگالی آن ۰/۰۷۶ پوند بر فوت مکعب است. همچنان که در این معادله استفاده شده است، چگالی هوا، چگالی جرمی است که از تقسیم بر شتاب گرانش به دست آمده است. بنابراین برای شرایط اتمسفری استاندارد چگالی هوا به قرار زیر است:

$$\rho = \frac{0.076}{32.2} = 0.00236 \left(\frac{\text{lb} - \text{sec}^2}{\text{ft}^4} \right)$$

چگالی در شرایط دیگر به صورت تقریبی برای فشار P_r و دمای T_r به قرار زیر است:

$$\rho = 0.00236 \left(\frac{P_r}{29.92} \right) \left(\frac{519}{460 + T_r} \right) \quad (1-3-4)$$

که در رابطه بالا:

P_r فشار اتمسفر بر حسب اینچ جیوه

T_r درجه حرارت بر حسب فارنهایت

در سیستم متریک معادله بالا برای چگالی هوا بر حسب کیلوگرم بر متر مکعب به قرار زیر است:

$$\rho = 1.225 \left(\frac{P_r}{101.325} \right) \left(\frac{288.16}{273.16 + T_r} \right) \quad (2-3-4)$$

که در رابطه بالا:

P_r فشار اتمسفر بر حسب کیلو پاسکال

T_r درجه حرارت هوا بر حسب سلسیوس

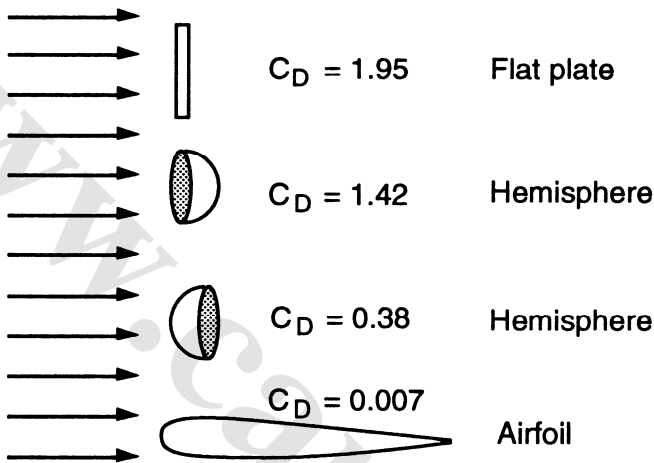
ضریب نیروی پسا

ضریب نیروی پسا^۱ به صورت آزمایشگاهی با بهره از آزمایش‌های تونل باد و یا آزمایش سقوط

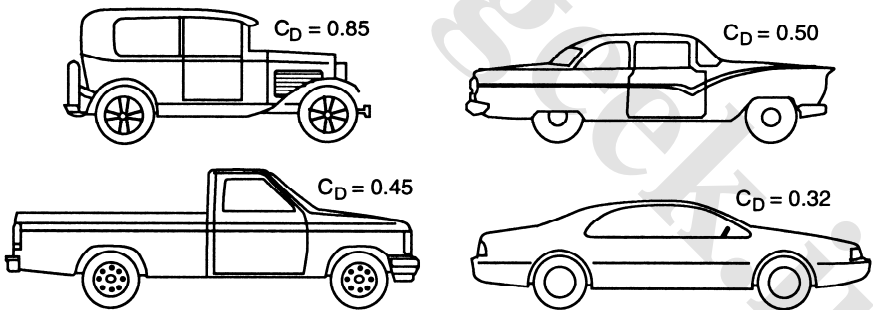
^۱ - Drag Coefficient

آزاد^۱ اندازه گرفته می‌شود. ضریب نیروی پسا (C_D) بر پایه معادله ۴-۲ برابر است با نسبت نیروی پسا به حاصل ضرب فشار دینامیکی در سطح و به قرار زیر است:

$$C_D = \frac{D_A}{\frac{1}{2}\rho v^2 A} \quad (۴-۴)$$



شکل (۴-۲۰-۱) ضریب نیروی پسای اشکال هندسی مختلف



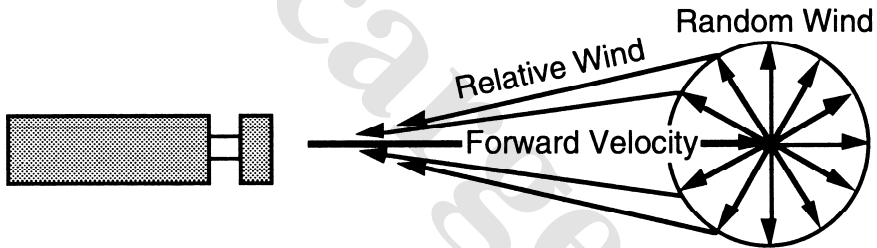
شکل (۴-۲۰-۲) ضریب نیروی پسای خودروهای مختلف

ضریب نیروی پسا بسته به شکل‌های مختلف در بازه گسترده‌ای تغییر می‌کند. شکل ۴-۲۰ نمایانگر این ضریب برای تعدادی شکل مختلف است. در هر حالت فرض شده است که هوای نزدیک شونده به جسم دارای مولفه کناری نیست (به عبارتی، به طور مستقیم در راستای محور طولی

^۱ - Coast down

خودرو می‌وزد). توجه شود که یک صفحه مسطح دارای ضریب نیروی پسا $1/95$ است. این به این معنا می‌باشد که نیروی پسا $1/95$ برابر بزرگتر از فشار دینامیکی اعمالی به سطح صفحه است. نیروی پسا زیاد ایجاد شده توسط صفحه از این واقعیت است که هوای حول یک صفحه ایجادگر جدایش‌هایی است که خیلی بیشتر از خود صفحه است.

عملاً هنگامی که خودرو در راستای مستقیم پیش می‌رود، نیروی باد دارای دو بخش مولفه باد محیطی به علاوه مولفه‌ای از باد که برخاسته از سرعت خودش است، می‌باشد. باد محیطی از نظر گنجایش و شدت در آمریکا متغیر است، با مقدار سرعت میانگین 10 تا 20 مایل در ساعت و بادهای بسیار تند به 50 تا 60 مایل در ساعت می‌رسند. باد محیطی از نظر راستای وزش نسبت به راستای حرکت خودرو کتره‌ای می‌باشد. بنابراین باد نسبی رسیده به خودرو به سبب سرعت شامل یک مولفه بزرگتر است، به علاوه یک مولفه کوچکتر به سبب باد محیط در هر راستای دلخواهی. شکل ۴-۲۱ نمایانگر چگونگی تغییرات گستره باد نسبی است.



شکل (۴-۲۱) جریان نسبی باد از دید ناظر درون خودرو

هنگامی که باد محیط به سوی خودرو می‌وزد یک باد مخالف به وجود می‌آید و برآیند سرعت آن که در معادله ۴-۲ استفاده شده است، به قرار زیر است:

$$V = V_r + V_w \quad (۵-۴)$$

که در رابطه بالا:

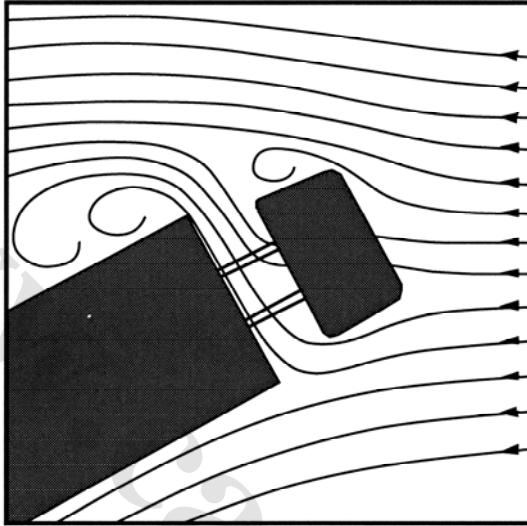
V_r سرعت خودرو

V_w سرعت باد

وزش در راستای حرکت را باد دنباله یا باد موافق^۱ گویند و سرعت‌ها کم می‌شود. از آنجا که مربع

^۱ - Tail Wind

سرعت در رابطه ۲-۴ ظاهر شده است، افزایش نیروی پسا نسبت به باد مخالف^۱ خیلی بیشتر از کاهش نیروی پسا ناشی از باد موافق با همان سرعت است.



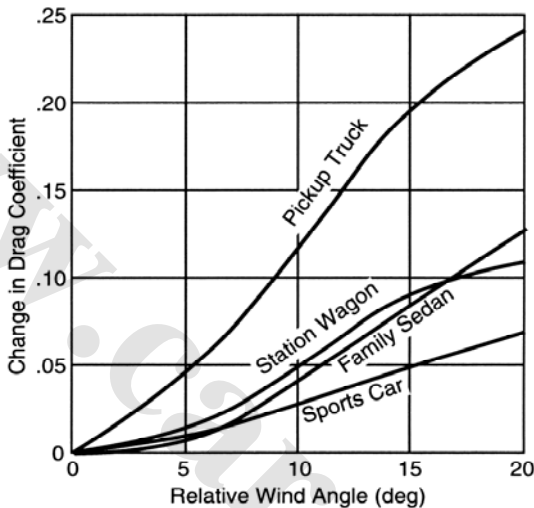
شکل (۴-۲۲) الگوی جریان حول یک تراکتور - تریلر با زاویه حمله ۳۰ درجه

با بیانی متوسط و نه چندان دقیق می‌توان باد نسبی را به صورت برداری بیان کرد، که از هر نقطه روی محیط یک دایره رسم شده است و بنابراین میانگین نیروی پسای جاده معادل سرعت متوسط خودرو نخواهد بود. به ویژه نکته مهم در این بررسی این است که چگونه ضریب نیروی پسا با مولفه کناری باد تغییر می‌کند. در تراکتور تریلرها باد کناری به ویژه بسیار مهم است، زیرا باعث اغتشاش در جریان آیرودینامیکی است. شکل ۴-۲۲ نمایانگر جریان باد حول یک تراکتور تریلر است، هنگامی که باد نسبی با زاویه ۳۰ درجه می‌تازد. توجه شود که جریان به خوبی در بخش راست خودرو به آن چسبیده است، اما جدایش زیادی در ناحیه پشت به باد اتفاق افتاده است. به علاوه نیروی پسای ایجاد شده توسط باد برخوردی به جلوی کامیون زیادی تغییر می‌یابد. از بادی که برخورد می‌کند به تریلر به علاوه مولفه نیروی پسای بزرگی. بنابراین در کامیون‌ها و سواری‌ها، تغییر ضریب نیروی پسا نسبت به زاویه چرخش باد بسیار مهم است.

در مقابل، با طراحی خوب آیرودینامیک سواری، ضریب نیروی پسا ناپستی خیلی به زاویه

^۱ - Head Wind

چرخش حساس باشد، زیرا جریان به سادگی جدا خواهد شد. به طور معمول ضریب نیروی پسا بین ۵ تا ۱۰ درصد نسبت به تغییر زاویه چرخش در گستره معمول رانندگی در جاده‌ها در خودروهای یکسان تغییر می‌کند. شکل ۴-۲۳ نمایانگر تاثیر زاویه چرخش بر ضریب نیروی پسا برای چندگونه خودرو است.



شکل (۴-۲۳) اثر زاویه چرخش بر ضریب نیروی پسا

نیروهای کناری

مولفه کناری وزش باد، سبب اعمال یک نیروی کناری به خودرو است که تلاش می‌کند تا راستای خودرو را تغییر دهد. تاثیر دقیق آن به ویژگی‌های خودرو و طبیعت باد اعمالی وابسته است. در هنگام وزش بادهای کناری شدید، نیروی کناری خیلی از نیروی پسا بزرگتر بوده، بنابراین زاویه برآیند باد نسبت به زاویه باد نسبی خیلی بزرگتر است [۱۵].

هنگامی که خودرو در آغاز با شرایط باد کناری در جاده روبرو می‌شود (بک باد کناری زودگذر)، نیروی کناری در آغاز بر جلوی خودرو اعمال می‌شود و ممکن است آن را به سمت بادهای پایینی متمایل کند. شکل آیرودینامیکی خودرو و حتی مشخصات سیستم فرمان در این کارکرد اثر می‌گذارند.

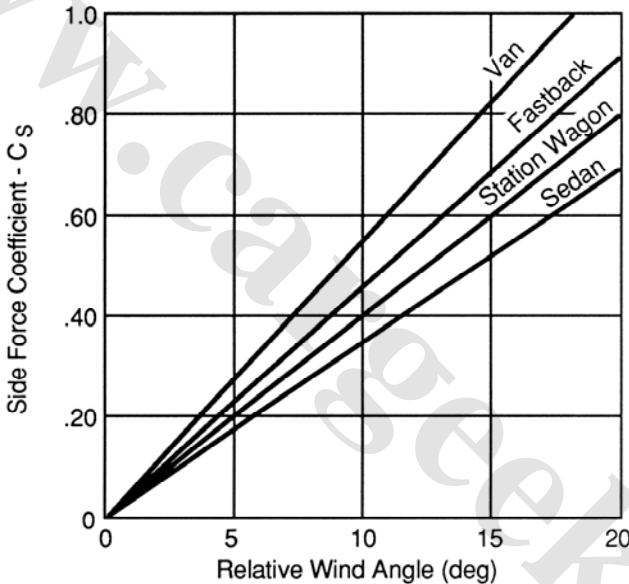
رفتار باد کناری در زمینه نیروهای آیرودینامیکی آنقدر مهم است که به طور جداگانه در فصل بعدی مطرح شده است. حالت‌های پایدار باد موثر بر نیروی کناری وارد بر خودرو در باد کناری

به قرار زیر است:

$$S_A = \frac{1}{2} \rho V^2 C_S A \quad (4-6)$$

که در رابطه بالا:

S_A	نیروی کناری
V	سرعت کلی
C_S	ضریب نیروی کناری (تابعی از زاویه باد نسبی)
A	سطح جلویی



شکل (۴-۲۴) ضریب نیروی کناری تابعی از زاویه چرخش برای چند خودروی نمونه

همانطور که گفته شد، در این معادله، سطح جلویی بسیار مهم تر از سطوح کناری است. نمودار موجود در شکل ۴-۲۴ تغییرات ضریب نیروی کناری (C_S) را به عنوان تابعی از زاویه باد نشان می‌دهد.

ضریب نیروی کناری در زاویه نسبی صفر، صفر است و تقریباً به صورت خطی از زاویه ۲۰ تا ۴۰ درجه افزایش می‌یابد. گرادان این شیب با نوع و شکل خودرو تغییر می‌کند اما معمولاً در محدوده ۰/۰۳۵ تا ۰/۰۶ درجه خواهد بود.

کارکرد نیروی کناری بر بدنه، در مرکز فشار^۱ خواهد بود که عموماً در بالای گرانیگاه قرار دارد، چرا که خودرو در باد تغییر جهت می‌دهد. در تونل باد، نیروی کناری در سطح زمین و در وسط فاصله محور جلو و پشت خودرو اندازه‌گیری می‌شود. به هنگام وجود نیروی کناری، تفاوت میان این موقعیت و مرکز فشار، موجب گشتاور چرخشی می‌شود.

نیروی برا

اختلاف فشار از بالا تا پایین خودرو سبب نیروی برا است. این نیرو در رابطه با به‌سازی آیرودینامیک خودرو به سبب تاثیر بر پایداری رانش خودرو با اهمیت است. نیروی k در خط مرکزی خودرو در مرکز میان فاصله محورها اندازه‌گیری می‌شود. این نیرو L_A برابر است با:

$$L_A = \frac{1}{2} \rho V^2 C_L A \quad (V-4)$$

که در رابطه بالا:

L_A نیروی برا

C_L ضریب نیروی برا (تابعی از زاویه باد نسبی)

A سطح موثر برا

همچنانکه در شکل ۴-۸ نشان داده شده است، نیروی برا وابسته به شکل کلی خودرو است. هنگام وزش باد با زاویه صفر، ضریب برا کاهش می‌یابد. برای خودروهای سواری امروزی این ضریب در بازه ۰/۳ تا ۰/۵ قرار دارد [۱۷]، اما در شرایط زاویه‌دار بودن باد این ضریب ممکن است افزایش یافته و به ۱ یا بیشتر برسد [۱۸].

در پژوهش‌های مرتبط با آیرودینامیک، اثرات مرکب نیروی برا و گشتاور ناووشی با در نظر گرفتن یک ضریب نیروی برا برای جلو و پشت خودرو، به طور همزمان در نظر گرفته می‌شود [۱۵]. در این حالت معادله‌ای مانند ۴-۷ برای توصیف اثرات برابر هر یک از محورها استفاده می‌شود.

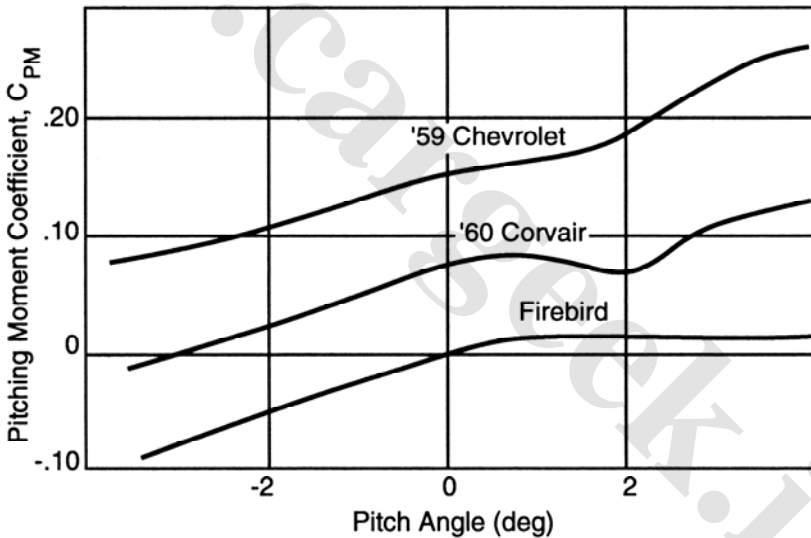
نیروی برا می‌تواند سبب اثرات کاهش پایداری و فرمان‌پذیری به سبب کاهش نیروهای کنترل‌گر تاثیر شود. نیروی برا برای جلو که سبب کاهش کنترل‌پذیری و فرمان‌دهی است، توسط بال‌های سپر و خمیدگی به سوی پایین سطح جلو کاهش می‌یابد. نیروی برا در پشت خودرو که سبب کاهش پایداری است، به مقدار زیادی وابسته به چگونگی طراحی خودرو است. در حالت کلی

¹ - Center Of Pressure (CP)

طراحی‌هایی که سبب جدایی جریان به زاویه رو به پایین پشت خودرو است، ایجاد نیروی برا را در پی دارد. می‌توان این نیروی برا را با بهره از منحرف کننده‌های جریان هوا و تغییر زاویه حمله بدنه کاهش داد (تغییر ۳ درجه در شیب بدنه خودرو، سبب کاهش نیروی برا در حدود ۴۰ درصد می‌باشد).

گشتاور ناوشی

زمانی که نیروی بالا برنده برای کاهش یا افزایش وزن بر روی محور چرخ‌ها عمل می‌کند، گشتاور ناوشی وظیفه انتقال وزن میان محور چرخ‌های جلو و پشت را بر عهده دارد. گشتاور ناوشی از این حقیقت ناشی می‌شود که نیروی پسا نمی‌تواند در سطح زمین عمل کند (بنابراین ارتفاع محل اعمال نیروی پسا محاسبه می‌شود) و نیروی بالا برنده دقیقاً در مرکز فاصله بین محور پشت و جلو عمل نمی‌کند.



شکل (۴-۲۵) تغییرات ضریب گشتاور ناوشی بدنه با زاویه ناوش بدنه

گشتاور ناوشی به وسیله معادله زیر توصیف می‌شود:

$$PM = \frac{1}{2} \rho V^2 C_{PM} AL \quad (۸-۴)$$

که در رابطه بالا:

گشتاور ناوشی PM

C_{PM} ضریب گشتاور ناوشی

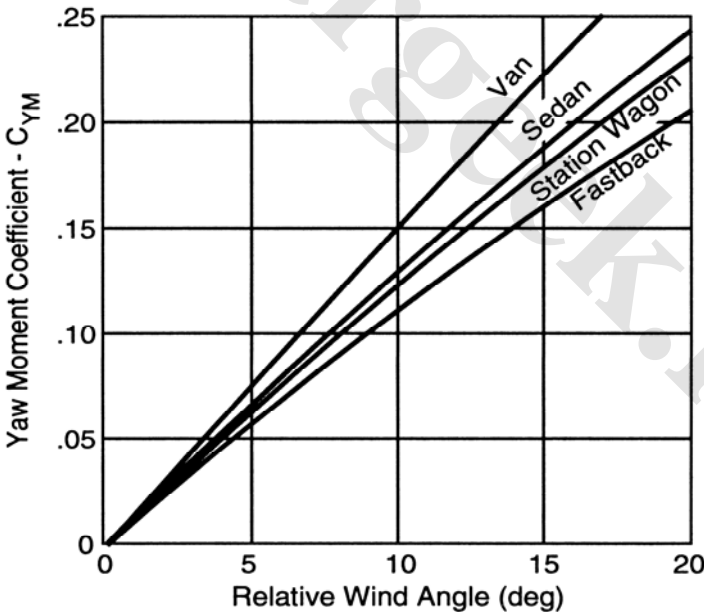
A سطح جلویی

L فاصله بین محور جلو و پشت

چون این یک معادله گشتاوری است، بنابراین به یک پارامتر طولی برای به دست آوردن حالت همگنی ابعادی در این معادله نیاز است. بنابراین طول استاندارد میان چرخ‌های جلو و پشت خودرو برای این منظور استفاده می‌شود. یک گشتاور می‌تواند بدون تغییر اثر انتقال پیدا کند و بنابراین به هیچ نقطه اثری احتیاج ندارد. بیشتر خودروهای نوین دارای گشتاور ناوشی در حدود ۰/۰۵ تا ۰/۲ هستند و این فوق العاده برای زاویه حمله یا ضربه باد به روی خودرو حساس است. شکل ۴-۲۵ چگونگی تغییر ضرایب گشتاور ناوشی نسبت به زاویه موجب بدنه را برای چندین خودرو نشان می‌دهد.

گشتاور چرخشی

نیروی کناری ناشی از باد کناری نمی‌تواند در وضعیت وسط فاصله بین دو محور جلو و پشت به طور هم زمان عمل نماید و به همین علت گشتاور چرخشی ایجاد می‌شود.



شکل (۴-۲۶) ضریب گشتاور چرخشی برای چند خودرو نمونه

گشتاور چرخشی به وسیله معادله زیر تعیین می شود:

$$Y_M = \frac{1}{2} \rho V^2 C_{Y_M} A L \quad (9-4)$$

که در رابطه بالا:

گشتاور چرخشی	Y_M
ضریب گشتاور چرخشی	C_{Y_M}
سطح جلویی	A
فاصله بین محور جلو و پشت	L

ضریب گشتاور چرخشی با جهت باد تغییر می کند که از نقطه صفر، زاویه باد نسبی شروع شده و تقریباً به صورت خطی به سمت بالا می رود تا به زاویه ۲۰ درجه برسد. در شکل ۴-۲۶ ضرایب برای بعضی از انواع خودروها نشان داده شده است. شیب (ضریب زاویه) در زوایای کوچک در حدود ۰/۰۰۷ درجه تا ۰/۰۱۷ درجه است.

گشتاور غلتشی

نیروی کناری ناشی از باد کناری در نقاط برآمده خودرو، عمل می کند و به همین علت، گشتاور غلتشی تولید می شود. این گشتاور، تاثیر کمی بر ثبات خودرو دارد، که این تاثیر برخاسته از ویژگی های غلت فرمان سیستم تعلیق است. گشتاور غلتشی به وسیله معادله زیر تعیین می شود:

$$R_M = \frac{1}{2} \rho V^2 C_{R_M} A L \quad (10-4)$$

که در رابطه بالا:

گشتاور غلتشی	R_M
ضریب گشتاور غلتشی	C_{R_M}
سطح جلویی	A
فاصله بین محور جلو و پشت	L

ضریب گشتاور غلتشی، مانند ضریب گشتاور چرخشی، نسبت به جهت باد حساس است که تماماً خطی و در جهت بالا و در محدوده ۲۰ درجه اول از زاویه باد نسبی است. شیب ضریب گشتاور چرخشی از ۰/۰۱۸ درجه تا ۰/۰۴ درجه است.

حساسیت باد کناری

پیچیدگی زیاد در طراحی آیرودینامیکی خودروهای موتوری، در ترکیب با افزایش حساسیت نسبت به بادهای کناری^۱ و اغلب همراه با کاهش نیروی مقاوم، انگیزه‌ای برای فهمیدن و کنترل عوامل موثر بر رفتار باد مخالف ایجاد کرده است [۱۹-۲۲]. واژه «حساسیت باد کناری» به واکنش کناری و انحرافی خودرو در برابر موانع باد کناری اشاره می‌کند. این موانع بر توانایی راننده در هدایت و کنترل خودرو در مسیر و جهت رانندگی موثر هستند.

حساسیت باد کناری نه تنها وابسته به ویژگی‌های آیرودینامیکی خودرو، بلکه مهمتر از آن به متغیرهای کلی خودرو نیز بستگی دارد. متغیرها و عوامل کلیدی به قرار زیر می‌باشند:

- ویژگی‌های آیرودینامیک
- ویژگی‌های دینامیکی خودرو (پراکندگی وزن، ویژگی‌های تایر و سیستم تعلیق)
- ویژگی‌های سیستم فرمان (میزان انعطاف‌پذیری، اصطکاک و گشتاور کمکی)
- رفتار فرمان‌دهی حلقه بسته راننده و نکات عمده و برتر آن

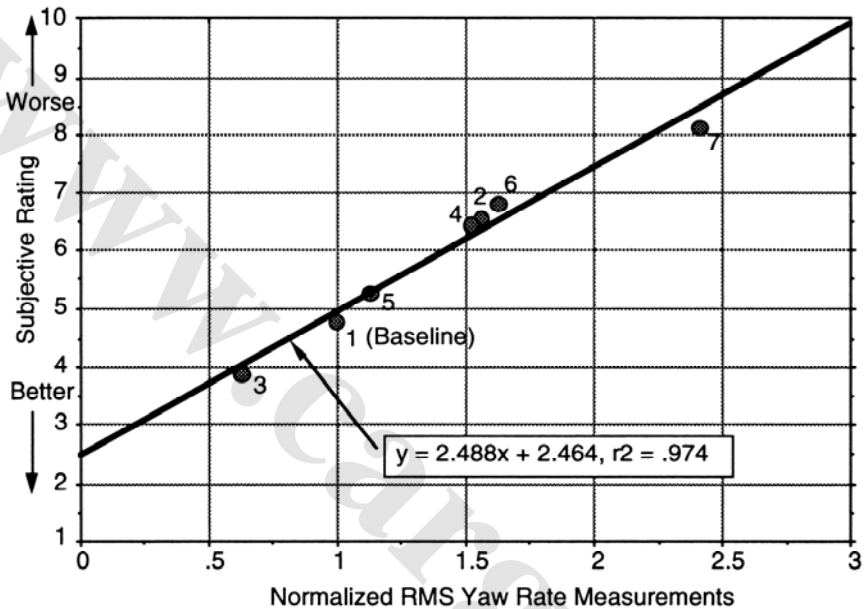
رفتار باد کناری با استفاده از خودروهای مجهز در شرایط تصادفی (محیطی) باد طبیعی مطالعه می‌شود. البته این شرایط در آزمایشگاه، توسط ژنراتور و فن‌هایی که باد مخالف را تولید می‌کنند و شرایط رانندگی همانندسازی شده، ایجاد می‌شوند. متغیرهای اولیه برای این منظور عبارتند از واکنش نسبت به چرخش، واکنش نسبت به شتاب کناری، تنظیم فرمان هنگام حفظ مسیری خاص و قضاوت فردی در آزمایش رانندگی. رفتار صحیح باد مخالف قویاً با اندازه و مقدار پاسخ تغییر مسیر رابطه دارد.

شکل ۴-۲۷ رابطه بین ارزیابی‌های فردی از باد مخالف مهاجم (فن‌هایی که به طور متناوب در جهت مخالف می‌وزند) و اندازه و مقدار پاسخ نسبت به نرخ چرخش را نشان می‌دهد [۱۹]. این آزمایشها نشان می‌دهد که میزان پاسخ دهی به انحراف در بادهای مخالف، در ارزیابی‌های فردی و در خودروهای مختلف متفاوت است. اندازه‌گیری‌های دیگر از واکنش‌ها، مرتبط با ارزیابی فردی و با توجه به اهمیت آنها عبارتند از: شتاب کناری وارد بر تکیه‌گاه سر راننده، جابجایی فرمان و شتاب کناری.

مهمترین ویژگی‌های آیرودینامیکی خودرو در حساسیت باد مخالف، موقعیت مرکز فشار و فاصله

¹ - Cross Wind

مربوط به آن پیش از نقطه تک‌فرمانی خودرو است. نقطه تک‌فرمانی^۱ نقطه‌ای در خودرو است که یک نیروی کناری، زوایای لغزشی کناری برابر در روی محور چرخ‌های جلو و پشت ایجاد می‌کند.



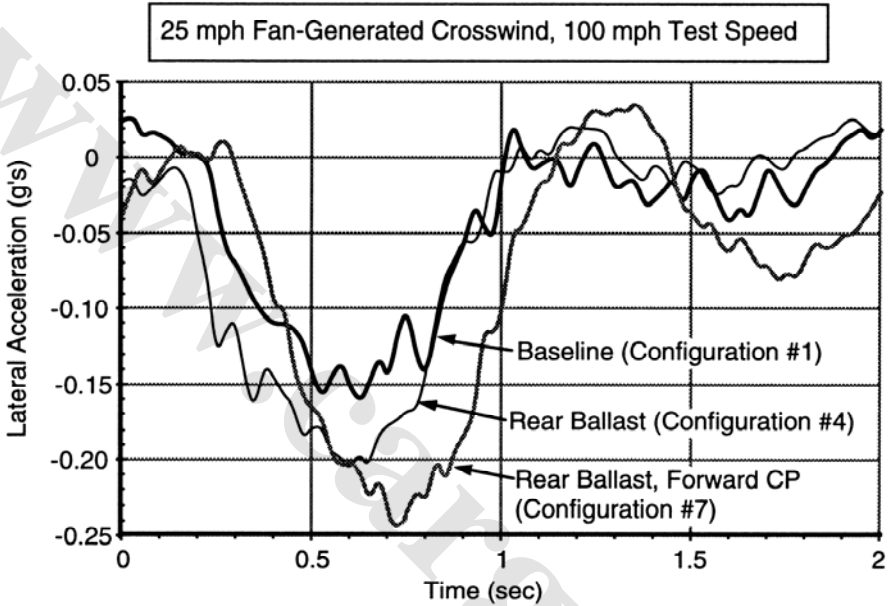
شکل (۴-۲۷) رابطه دوگانه ارزیابی‌های فردی و مربع میانگین ریشه پاسخ نرخ چرخش بی‌بعد شده

مرکز فشار، نقطه اثر برآیند نیروی کناری و واکنش‌های اندازه حرکت چرخشی روی خودرو است. هر چه مکان فشار مرکزی پشت به نقطه تک‌فرمانی نزدیکتر باشد، انحراف مسیر توسط باد مخالف به حداقل می‌رسد. در شکل ۴-۲۸ اثر مرکز فشار رو به جلو و رو به پشت، نسبت به واکنش‌های شتاب کناری در سه خودرو نشان داده شده است. مرکز فشار رو به جلو موجب واکنش شدید شتاب کناری می‌شود، زیرا نقطه اثر مرکز فشار، نزدیک به خودرو است و خودرو به شدت از مسیر باد دور می‌شود. توسط مرکز فشار رو به پشت، خودرو کمتر منحرف شده و در برابر جابجایی از سمت پهلو مقاومت نشان می‌دهد.

از دیگر ویژگی‌های دینامیکی خودرو، تعیین واکنش‌های خودرو نسبت به نیروی باد مخالف است، به عنوان نمونه توزیع وزن روی محور چرخ‌های جلو و پشت و تعیین موقعیت گرانیگاه

^۱ - Neutral Steer Point (NSP)

(نقطه تک‌فرمانی). ویژگی‌های تایلر (مانند سختی کناری) نیز بر موقعیت نقطه تک‌فرمانی تاثیر می‌گذارد و از این رو بر درجه مقاومت خودرو نسبت به گشتاور چرخشی از نیروی کناری آیرودینامیک اثر می‌گذارد.



شکل (۴-۲۸) پاسخ شتاب باد کناری نسبت به تغییرات محل مرکز فشار

نخستین ارزیابی و محاسبه حساسیت باد از حاصل جمع مقادیر نرخ چرخش استاتیکی به باد مخالف پایدار، بدون ورودی فرمان به دست می‌آید. در شرایط استاتیکی، پاسخ باد مخالف غیر فعال خودرو به قرار زیر است:

$$\frac{r}{\alpha_{CW}} = \frac{qC_y A}{MV} \left(\frac{d_{ns} + (b - L/2 + LC_{YM})}{d_{ns} + \xi_D} \right) \quad (11-4)$$

$$\xi_D = \frac{L^2}{MV^2} \frac{C_f C_r}{(C_r + C_f)}$$

که در رابطه بالا:

t مقدار انحراف

α_{CW} زاویه آیرودینامیکی باد

فشار دینامیک	q
ضریب نیروی کناری	C_y
ضریب گشتاور چرخشی	C_{YM}
سطح جلویی	A
جرم خودرو	M
سرعت رو به جلو	V
فاصله گرانیگاه تا نقطه تک‌فرمانی	d_{ns}
فاصله محور چرخ‌های جلو تا گرانیگاه	b
فاصله بین محور چرخ‌های جلو و پشت	L
بازوی گشتاور متناسب با گشتاور میرایی چرخشی تایر، در نقطه تک‌فرمان	ξ_D
ثابت دور زدن کامل موثر تایر در محور جلو	C_f
ثابت دور زدن کامل موثر تایر در محور پشت	C_r

همان‌طور که اشاره شد، نقطه تک‌فرمانی مشخص می‌کند که نقطه رو به جلو و رو به پشت در خودرو، در جایی که نیروی کناری و خارجی در خودرو عمل می‌کنند، موجب چرخش خودرو نخواهد شد. این نقطه از ویژگی‌های نیرویی چرخ‌ها، انعطاف‌پذیری سیستم فرمان، سینماتیک سیستم تعلیق و وزن تاثیر می‌پذیرد. در معادله ۴-۱۱ صورت دومین کسر سمت راست، فاصله نقطه تک‌فرمانی تا مرکز آیرودینامیکی فشار را نشان می‌دهد. این فاصله زیاد میان نقاط به حساسیت باد مخالف کمک می‌کند.

در مورد مشابه، مخرج کسر شامل بازوی گشتاور ناشی از گشتاور میدانی نیروی چرخش تایر است. با افزایش فاصله محور جلو و پشت یا افزایش ثابت دور زدن تایر، حساسیت باد مخالف کاهش می‌یابد.

ثابت دور زدن موثر تایر با مشخصات تایر که یکی از آنها ثابت دور زدن می‌باشد، رابطه مستقیم دارد و همچنین با حذف انعطاف‌پذیری و نرمی^۱ فرمان یا سیستم تعلیق که اجزای اصلی خودرو می‌باشند و در برابر باد کناری تاثیرپذیر هستند، رابطه مستقیم دارد. نیروی گشتاور، سرعت پیش‌برنده را کاهش می‌دهد، در نتیجه با بالا رفتن سرعت، حساسیت باد مخالف افزایش نشان می‌دهد.

^۱ - Compliance

بحث تحلیل استاتیکی بالا ممکن است فاقد سایر ویژگی‌های دینامیکی خودرو که بر حساسیت باد مخالف اثر می‌گذاردند، باشد.

انعطاف‌پذیری در غلتش حول محور طولی، موجب ایجاد اثرات فرمان حول محور طولی و سیستم تعلیق می‌شود و نقش مهمی را ایفا می‌کند که در این تحلیل ساده آورده نشده است.

بنابراین به منظور پیش‌بینی دقیق‌تر حساسیت باد مخالف خودرو، تجزیه و تحلیل پیچیده‌تری با استفاده از مدل‌های رایانه‌ای از حرکت کامل خودرو و ویژگی‌های آیرودینامیکی آن ضروری است.

مقاومت غلتشی تایر

یکی دیگر از نیروهای مقاوم عمده در جاده مسطح در برابر حرکت خودرو، مقاومت غلتشی تایرهاست. در سرعت‌های پایین در جاده‌های سخت، مقاومت غلتشی مهمترین عامل مقاوم در برابر حرکت است. در واقع مقاومت آیرودینامیک تنها در سرعت‌های ۵۰ تا ۶۰ مایل در ساعت با مقاومت غلتشی تایر برابر می‌شود. در جاده‌های بیابانی و جاده مسطح و افقی، مقاومت غلتشی تنها نیروی بازدارنده حرکت است.

در حالی که دیگر نیروهای مقاوم در شرایط حرکتی ویژه‌ای با اهمیت می‌گردند، مقاومت غلتشی از لحظه حرکت چرخ‌ها به صورت یکسان در همه شرایط وجود دارد. یکی از کاستی‌های عمده مقاومت غلتشی، تبدیل مقدار زیادی از توان به گرمای درون تایر بر اثر غلتش تایر است. افزایش دمای تایر سبب کاهش مقاومت در برابر ساییدگی و استحکام خستگی خمش ماده تایر است و یکی از عوامل محدود کننده کارکرد تایر است.

هفت عامل و سازوکار سبب مقاومت غلتشی می‌باشند:

- اتلافات انرژی به سبب تغییر شکلهای دیواره کناری تایر در نزدیکی سطح تماس
- اتلافات انرژی به سبب تغییر شکل‌های ناحیه گام تایر^۱
- لغزش کناری^۲ در ناحیه تماس تایر و جاده^۳
- لغزش^۴ تایر در راستای طولی و کناری

^۱ - Tread

^۲ - Scrub

^۳ - Contact Patch

^۴ - Slip

- تغییر شکل سطح جاده
- نیروی پسای هوا در سطح درونی و بیرونی تایر
- اتلافات انرژی در افت و خیزهای جاده

با در نظر گرفتن کل خودرو، برآیند مقاومت غلتشی برابر است با مجموع مقاومت همه چرخ‌ها

$$R_x = R_{xf} + R_{xr} = f_r W \quad (۱۲-۴)$$

که در رابطه بالا:

R_{xf} مقاومت غلتشی چرخ‌های جلو

R_{xr} مقاومت غلتشی چرخ‌های پشت

f_r ضریب مقاومت غلتشی

W وزن خودرو

برای محاسبات دقیق تئوری، وزن دینامیک خودرو شامل اثرات شتاب‌گیری، نیروهای تریلر و مولفه عمودی مقاومت هوا بایستی اعمال گردد. هر چند برای برآورد کارکرد خودرو، تغییرات اندازه وزن دینامیک سبب پیچیدگی محاسبات است بدون بهبود موثر در دقت محاسبات. به علاوه بر اثر تغییر و جابجایی دینامیک در میان محورها اثر کمی بر کل مقاومت غلتشی دارد (با چشم‌پوشی از اثرات آیرودینامیکی). به این دلایل، وزن استاتیک خودرو به اندازه کافی برای محاسبه مقاومت غلتشی در بیشتر حالت کافی است.

همه این ملاحظات، تنها برای حرکت مستقیم است. برای خودرویی که مثلاً در معرض بارهای کناری است (چرخش و یا بارهای آیرودینامیک) راستای مقاومت غلتشی از راستای واقعی حرکت انحراف می‌یابد و نیروی کشنده بایستی بر برآیند برداری نیروهای کناری و مقاومت غلتشی چیره آید.

عوامل موثر بر مقاومت غلتشی تایر

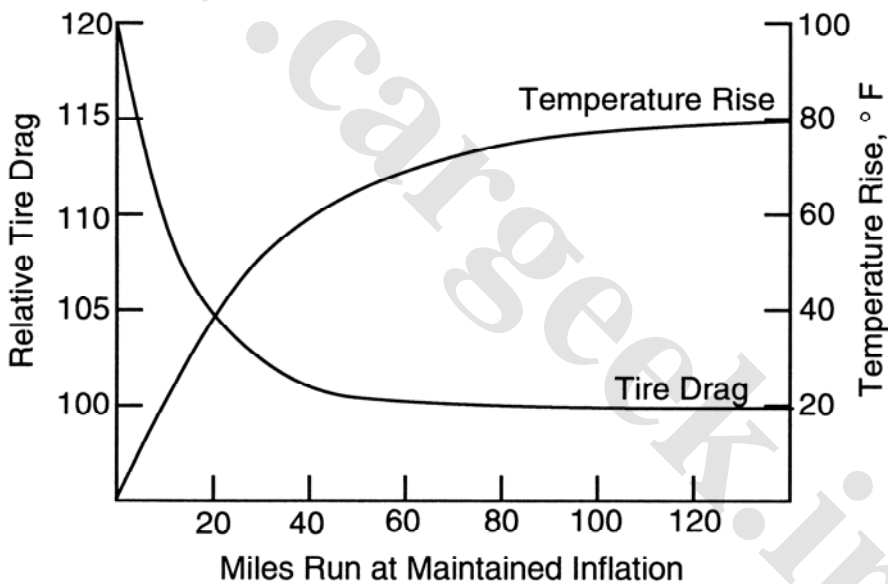
ضریب مقاومت غلتشی (f_r) یک ضریب بی‌بعد است که اثرات ویژگی‌های فیزیکی پیچیده و وابسته به هم را برای تایر و سطح جاده بیان می‌کند. برقراری شرایط استاندارد برای اندازه‌گیری اثر متغیرها از جمله ساختار مواد زمین (جاده)، ترکیب لاستیک، اجزا و زیربخش‌های طراحی تایر، درجه حرارت و غیره «اگر ناممکن نباشد» مشکل است.

بعضی از مهمترین عوامل موثر بر مقاومت غلتشی تایر به قرار زیر است:

دمای تایر

به دلیل اینکه بیشترین مقاومت غلتشی در سطوح سنگ فرش شده، از تغییر شکل و اتلاف انرژی در مواد تایر ناشی می‌شود، دمای تایر نقش مهمی در آزمایش مقاومت دارد. در این وضعیت تایر در شرایط سرد شروع به گردش می‌کند و به دنبال آن درجه حرارت آن افزایش پیدا خواهد کرد و مقاومت غلتشی آن در اوایل مسیر حرکت، کم خواهد شد. شکل ۴-۲۹ تغییرات نسبی در درجه حرارت و مقاومت غلتشی را نشان می‌دهد. در این شکل، تایر در مسافتی کمتر از ۲۰ مایل، قبل از رسیدن سیستم به حالت پایدار، می‌چرخد (در آزمایشها، تایرها قبل از اندازه‌گیری شرایط گرم شدن تایر، برای ۲۰ دقیقه یا بیشتر گرم می‌شوند).

در بیشتر سفرهای کوتاه، تایرها گرم نمی‌شوند تا کمترین سطح احتمال از مقاومت غلتشی حاصل شود.

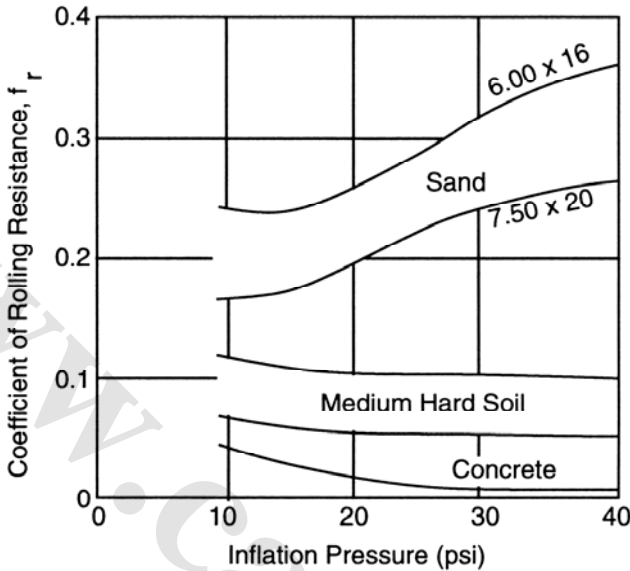


شکل (۴-۲۹) رابطه نسبی دمای تایر و مقاومت غلتشی به هنگام گرم شدن

بار یا فشار تایرها

به طور گسترده، فشار باد تایر، تعیین کننده ویژگی‌های ارتجاعی تایر در ترکیب با بار تعیین کننده تغییر شکل در دیواره‌های تایر و منطقه تماس تایر با جاده است. اثر کل مقاومت غلتشی به ویژگی‌های ارتجاعی جاده بستگی دارد. شکل ۴-۳۰ چگونگی تغییرات ضریب با فشار باد را در

انواع مختلفی از سطوح نشان می دهد.



شکل (۴-۳) ضریب مقاومت غلتشی نسبت به فشار باد

در سطوح نرم مانند سطوح شنی، فشار باد زیاد موجب افزایش فرورفتگی در زمین می شود و بنابراین ضرایب بالاتر می روند. بالعکس فشار باد کمتر در عین اینکه فرورفتگی در زمین را کمتر می کند، خمیدگی تایر را افزایش می دهد.

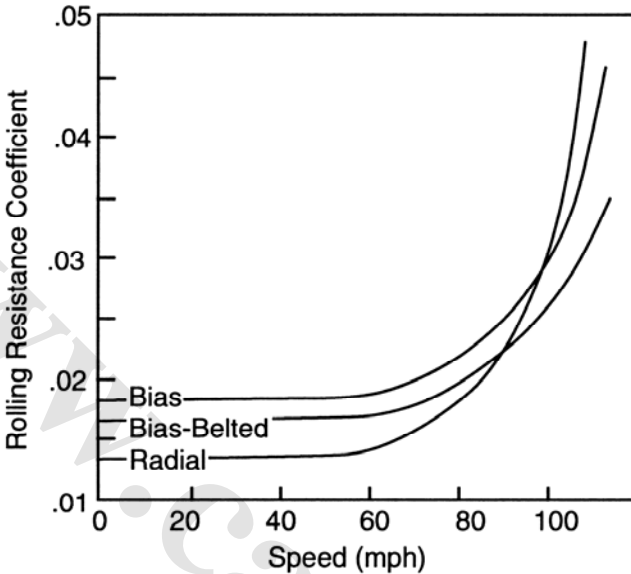
البته حد مطلوب فشار باد، به ویژگی های تغییر شکل سطح تایر بستگی دارد. به طور کلی، افزایش رانش چرخ حاصل شده از کم کردن فشار چرخ بر سطوح شنی، دقیقاً از کاهش مقاومت غلتشی به دست آمده است. در سطوح موم سان مانند جاده های خاکی، اثر فشار باد روی تایر و زمین تقریباً متعادل است و ضریب، تقریباً مستقل از فشار باقی می ماند.

روی سنگ فرش، با افزایش فشار باد، ضریب تا هنگامی که عمل خم شدن بدنه تایر به طور قابل ملاحظه ای کم شده باشد، کاهش پیدا می کند.

سرعت

ضریب مقاومت غلتشی تایر به علت افزایش انعطاف و نوسان بدنه تایر به طور مستقیم متناسب با سرعت است. اگرچه این اثر در سرعت های متوسط و پایین، کوچک و کم است و اغلب در محاسبات، این اثر ثابت فرض می شود، اثر سرعت زمانی که سرعت با فشار باد کمتر ترکیب

می‌شود، بیشتر مورد توجه و بررسی قرار می‌گیرد.

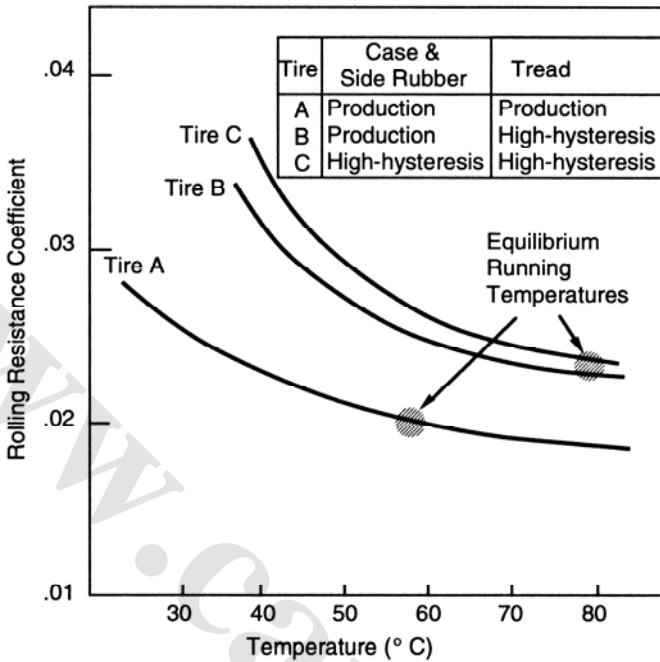


شکل (۴-۳۱) مقاومت غلتشی نسبت به ترمز

شکل ۴-۳۱ نسبت مقاومت غلتشی به سرعت برای تایرهای شعاعی، مورب و مورب سیمی را نشان می‌دهد. (در سرعت‌های بالا، چرخشی رو به بالا و سریع در نتیجه انرژی بالای موج حاصله از لاشه‌های تایر درست در پشت نقطه تماس تایر با سطح جاده حاصل می‌گردد) اگر این روند حتی برای یک دوره زمانی محدود ادامه یابد سبب خطای (شکست) ناگهانی خواهد شد. بنابراین شکل موجی ایستا، یکی اثرات اولیه و محدود کننده سرعت برای تایر است. برای سرعت‌های بالا، تایرهای جدید دارای یک متعادل کننده در فضای پهلویی هستند تا پیشرفت موج‌های ایستا را کنترل کند.

مواد و طراحی تایر

مواد و سختی دیواره کناری تایر (که معمولاً لایه تایر گفته می‌شود) و آج تایر تعیین کننده سختی و توان اتلافی تایر در حال غلتش می‌باشند. شکل ۴-۳۲ مقاومت غلتشی تایرهای مورد آزمایشی که دیواره و آج آنها از انواع مختلف لاستیک ساخته شده‌اند را نشان می‌دهد و همچنین انرژی‌های تلف شده ناشی از پس ماند مواد آج تایر را نیز نشان می‌دهد. پس ماند آج لاستیک، برای رانش مطلوب چرخ بسیار مهم است ولی کارکرد مقاومت غلتشی را کاهش می‌دهد.



شکل (۴-۳۲) مقاومت غلتشی نسبت به دما برای تایرهای با پلیمرهای مختلف

در لاستیک‌های صاف و ساییده شده، مقدار ضریب مقاومت غلتشی ۲۰ درصد کمتر از لاستیک‌های نو است. از طرف دیگر، لایه لایه سازی خوب، به اندازه ۲۵ درصد ضریب مقاومت غلتشی را افزایش می‌دهد. مواد نخ دیواره‌های تایر، اثر کمی در این ضریب دارند ولی زاویه نخ و ویژگی‌های تسمه تایر «که بر خلاف تایرهای شعاعی بسته می‌شود» اثر قابل توجهی دارند.

لغزش تایر

رانش انتقالی چرخ‌ها یا نیروهای ترمز، مقاومت غلتشی بیشتری را در نتیجه لغزش چرخ و اصطکاک فرسایش نشان می‌دهند. نیروهای دور زدن نیز همان اثر را ایجاد می‌کنند. شکل ۴-۳۳ اثر مقاومت غلتشی را به صورت تابعی از زاویه لغزش نمایش می‌دهد. در زوایای لغزشی، معادل شتاب متوسط به بالا، ضریب مقاومت غلتشی تقریباً دو برابر می‌شود اثر آن در رانندگی عادی زمانی که سرعت در هنگام چرخش به سرعت کاهش می‌یابد، قابل مشاهده است.

ضرایب نمونه

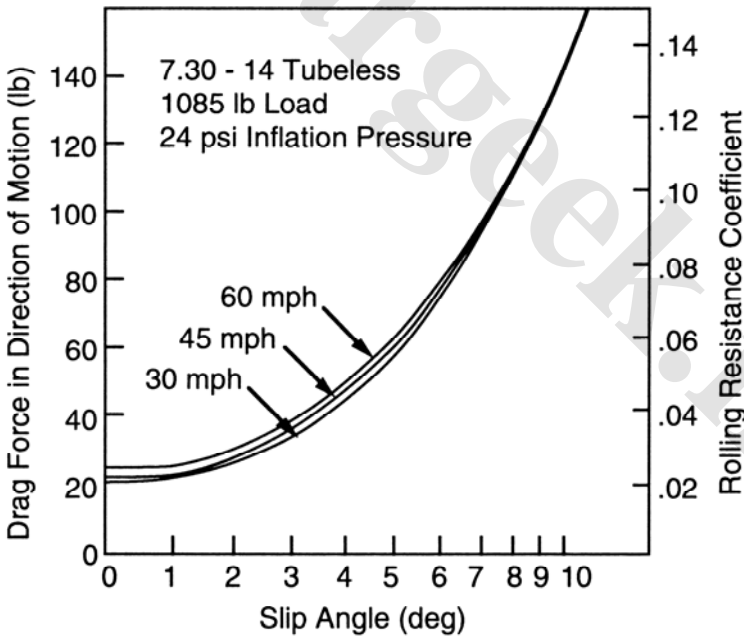
عوامل متعدد و مرتبط و تاثیرگذار بر مقاومت غلتشی، طرح فرمولی را که تمام متغیرها را در

برداشته باشد، غیر ممکن می سازند. قبل از اینکه مقدار ضریب مقاومت غلتشی برای کاربرد ویژه‌ای انتخاب شود، درجه دقت مورد نیاز برای محاسبات باید به طور کامل تعیین شود. معادلات متعددی برای برآورد و پیش‌بینی مقاومت غلتشی طی سال‌های اخیر به دست آمده است. مطالعه در مورد ویژگی‌های اتلاف انرژی در تایرهای صلب (جامد)، به معادله‌ای به شکل زیر منجر شده است:

$$f_r = \frac{R_x}{W} = C \frac{W}{D} \sqrt{\frac{h_t}{w}} \quad (۱۳-۴)$$

که در رابطه بالا:

نیروی مقاومت غلتشی	R_x
وزن چرخ	W
ثابت اتلاف بازگشت و مشخصات الاستیک مواد چرخ	C
قطر خارجی تایر	D
ارتفاع مقطع تایر	h_t
پهنای مقطع تایر	w



شکل (۳۳-۴) ضریب مقاومت غلتشی نسبت به زاویه لغزش

در این معادله مشاهده می‌شود که مقاومت غلتشی نسبت به بار حساس است و به طور خطی با افزایش بار افزایش می‌یابد. تایرهای بزرگتر، مقاومت غلتشی را به نسبت ارتفاع تایر به پهنای آن (h/w) کاهش می‌دهند. بعضی روشهای کلی این معادله، در مطالعه و بررسی مقاومت غلتشی تایرهای خودروهای سواری معمولی، در اندازه‌های مختلف، در همان شرایط بارگذاری ظاهر می‌شوند.

معادلات دیگر، برای ضرایب مقاومت غلتشی تایرهای در حال حرکت خودروی سواری، روی سطوح بتونی گسترش داده شده‌اند. متغیرها در این معادلات، معمولاً عبارتند از: فشار باد تایر، سرعت و بار. دقت محاسبات طبیعتاً با حذف عواملی که از اثر آنها می‌توان چشم‌پوشی کرد، محدود می‌شود.

در سطوح آغازین، ضریب مقاومت غلتشی به عنوان یک ثابت برآورد و پیش‌بینی می‌شود. در جدول زیر مقادیر نمونه برای سطوح آغازین آمده است:

جاده ثنی	جاده نسبتاً سخت	جاده بتونی	نوع خودرو
۰/۳۰	۰/۰۸	۰/۰۱۵	خودروی سواری
۰/۲۵	۰/۰۶	۰/۰۱۲	کامیون سنگین
۰/۲۰	۰/۰۴	۰/۰۲	تراکتور

در سرعت‌های پایین، ضریب، تقریباً به صورت خطی با سرعت افزایش می‌یابد. بنابراین معادلات خطی وابسته به سرعت به شکل زیر خواهند بود:

$$f_r = 0.01 \left(1 + \frac{V}{100} \right) \quad (14-4)$$

که در رابطه بالا:

V سرعت (مایل در ساعت)

در سرعت‌های محدود، افزایش ضریب رابطه نزدیکی با مجذور سرعت دراد. موسسه تکنولوژی در اشتوتگارت^۱، معادله زیر را برای غلتش بر روی سطح بتونی ارایه کرده است:

$$f_r = f_o + \left(3.24 \left(\frac{V}{100} \right)^{2.5} \right) f_s \quad (15-4)$$

¹ - Institute Of Technology In Stuttgart

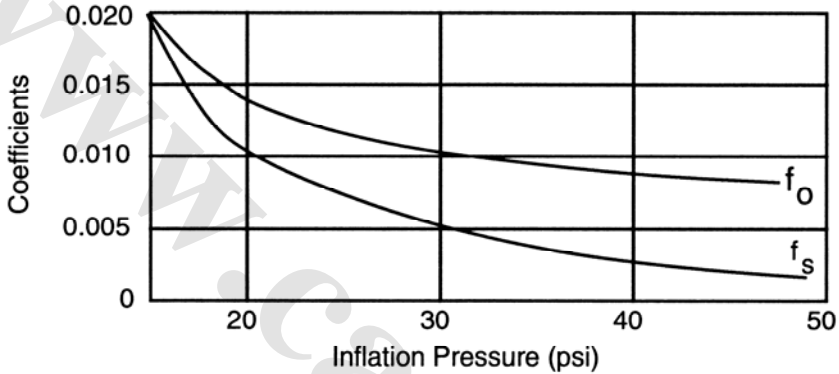
که در رابطه بالا:

V سرعت (مایل در ساعت)

f_o ضریب پایه

f_s ضریب سرعت موثر

دو ضریب f_o و f_s به فشار باد تاثیر بستگی دارند و از طریق نمودار شکل ۴-۳۴ تعیین می شوند.



شکل (۴-۳۴) ضرایب مناسب برای معادله ۴-۱۵

در موسسه تحقیقات حمل و نقل دانشگاه میشیگان، تحقیقات مشابهی برای برآورد مقاومت غلتشی لاستیک‌های کامیون‌های سنگین، برای دو گونه شعاعی و مورب انجام گرفته است [۲۴]. نتایج این تحقیقات به قرار زیر است:

$$f_r = (0.0041 + 0.000041V)C_h, \text{ Radial Tire} \quad (۴-۱۶-۱)$$

$$f_r = (0.0066 + 0.000046V)C_h, \text{ Bias Tire} \quad (۴-۱۶-۲)$$

در رابطه بالا:

V سرعت (مایل در ساعت)

C_h ضریب سطح جاده

سطوح بتونی صاف (۱/۰)

سطوح بتونی فرسوده، آجر، سنگ‌فرش و آسفالت سرد (۱/۲)

سطوح آسفالت گرم (۱/۵)

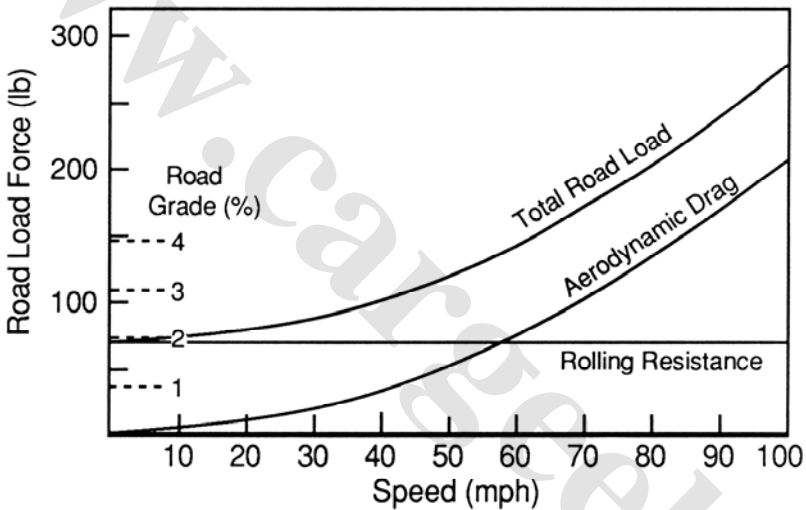
مقاومت غلتشی در سطوح خشک، سخت و صاف در حداقل مقدار خود است و در یک جاده

فرسوده، مقاومت غلتشی دو برابر می شود در سطوح مرطوب، به علت دمای پایین، انعطاف پذیری تایر کاهش یافته و مقاومت غلتشی بیشتر است.

برآیند بارهای جاده

مجموع مقاومت های غلتشی و نیروهای آیرودینامیکی (و نیروهای ترکیبی)، بار محرکه جاده را برای خودرو تشکیل می دهند و معمولاً به آن «بار جاده» گویند، بنابراین نیروی بار جاده برابر است با:

$$R_{RL} = f_r W + \frac{1}{2} \rho V^2 C_D A + W \sin(\theta) \quad (17-4)$$



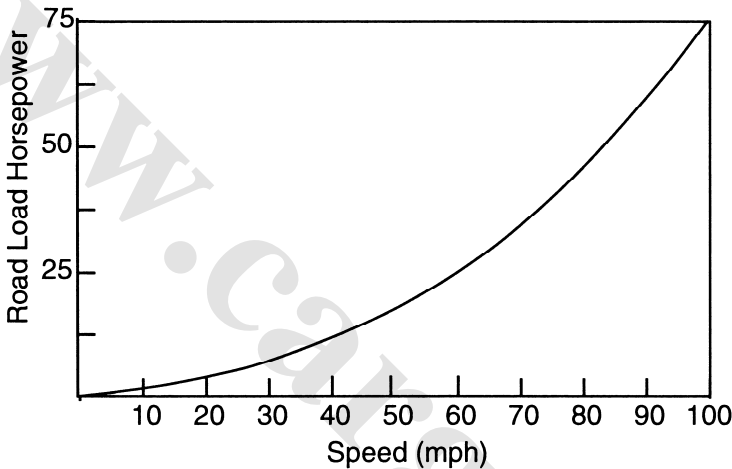
شکل (۴-۳۵) نمودار بار جاده برای خودروهای سواری معمولی

مجموع این نیروها برای خودروهای بزرگ، به طور نمونه در شکل ۴-۳۵ رسم شده است، با فرض اینکه مقاومت غلتشی ضریب ۰/۰۲ و خودرو با وزن ثابت ۳۶۵۰ پوند باشد و نیروی مقاوم آیرودینامیکی برای فضای جلویی ۲۳/۳ فوت مربع و ضریب نیروی مقاوم، ۰/۳۴ است. منحنی مجموع بار جاده، بسته به اجزای آیرودینامیکی با مجذور سرعت افزایش می یابد. مقاومت غلتشی و شیب، با توجه به مقدارشان، منحنی را به سمت بالا می برند.

برای محاسبه بار جاده بر حسب اسب بخار، از معادله ۴-۱۷ در سرعت خودرو، با استفاده از ضریب تبدیل مناسب برای آن خواهیم داشت:

$$HP_{RL} = R_{RL} \frac{V}{550} = \left(f_r W + \frac{1}{2} \rho V^2 C_D A + W \sin(\theta) \right) \frac{V}{550} \quad (18-4)$$

توان بار جاده مربوط به نیروهای بار جاده، در شکل ۴-۳۵ و در شکل ۴-۳۶ نسبت به شرایط سطح جاده نشان داده شده است. به معادله ۴-۱۸ توجه کنید، توان سریعاً با مکعب سرعت افزایش می‌یابد. بنابراین در سرعت‌های بالا، یک افزایش کوچک در سرعت، موجب افزایش توان خودرو می‌شود و همچنین با مصرف اقتصادی رابطه دارد.



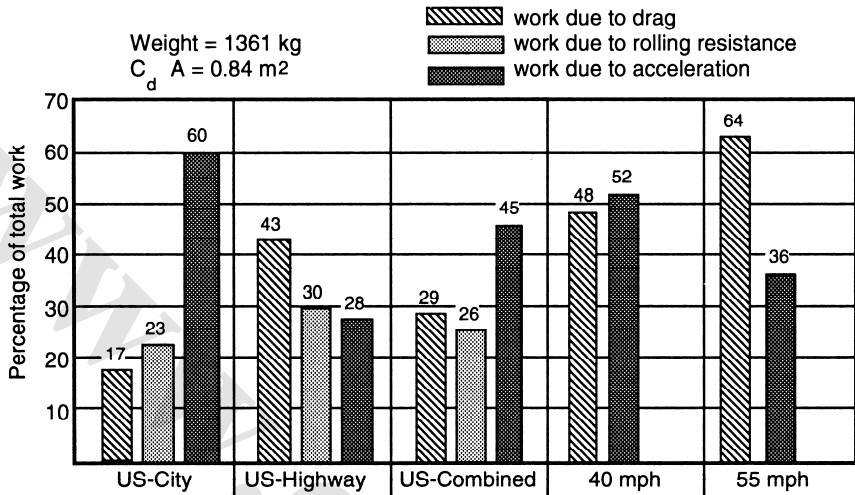
شکل (۴-۳۶) نمودار توان بار برای خودروهای سواری معمولی

آثار مصرف اقتصادی سوخت

امروزه نیروهای آیرودینامیکی و مقاومت غلتشی «به علت اثر آنها بر مصرف سوخت» مورد توجه قرار می‌گیرند. البته نیروی مقاوم آیرودینامیکی یکی از مهمترین ویژگی‌های آیرودینامیکی است. در دهه ۱۹۷۰، ضرایب نیروی مقاوم از ۰/۴ تا ۰/۵ در خودروهای نسبتاً بزرگ متداول بود. در دهه ۱۹۸۰، ضرایب نیروی مقاوم کمتر از ۰/۴ و برای بعضی خودروها کمتر از ۰/۳ بود. به علاوه، ناحیه‌هایی با مقطع کناری کوچکتر، در کاهش نیروی مقاوم کل نقش دارند. به علت عدم اطمینان نسبت به نحوه استفاده از خودروها و راندن آنها، پیش‌بینی دقیق در بهبود مصرف اقتصادی سوخت «که از بهبود بارهای جاده انتظار می‌رود» مشکل است. شکل ۴-۳۷ ارزیابی موقعیت مصرف انرژی از دیدگاه سازمان حفاظت از محیط زیست^۱ را در چرخه‌های

^۱ - EPA

حرکت و رانندگی در بزرگراه‌های صاف و هموار نشان داده است [۲۵].



شکل (۴-۳۷) ارزیابی کار یک خودرو در چرخه‌های کارکرد رانندگی

مسایل نمونه

مساله ۱

یک کامیون با وزن ۷۲۵۰۰ پوند با سرعت ۶۷ مایل در ساعت حرکت می‌کند. دمای هوا ۵۵ درجه فارنهایت و فشار جوی ۲۶/۰۱ جیوه است. کامیون دارای ۸ اینچ پهنا و ۱۳/۵ اینچ ارتفاع است و ضریب نیروی مقاوم آیرودینامیکی ۰/۶۵ است. تایرهای آن از نوع مورب است. نیروی مقاوم آیرودینامیکی، مقاومت غلتشی (بر پایه معادلات انجمن مهندسان خودرو) و توان را بر حسب اسب بخار، برای بار جاده با این شرایط حساب کنید.

پاسخ

نیروی مقاوم آیرودینامیکی با استفاده از معادله ۴-۲ محاسبه می‌شود. وضعیت دما و فشار جوی، استاندارد نیستند، پس در آغاز باید چگالی عمومی هوا را با استفاده از معادله ۴-۳-۱ حساب کرد.

$$\rho = 0.00236 \left(\frac{P_r}{29.92} \right) \left(\frac{519}{460 + T_r} \right)$$

$$\rho = 0.00236 \left(\frac{26.01}{29.92} \right) \left(\frac{519}{460 + 55} \right) = 0.00207 \left(\frac{\text{lb} \cdot \text{Sec}^2}{\text{ft}^4} \right) = 0.0667 \left(\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)$$

اکنون می‌توان نیروی مقاوم آیرودینامیکی را محاسبه کرد:

$$D_A = 0.5 \left(0.00207 \left(\frac{\text{lb} \cdot \text{Sec}^2}{\text{ft}^4} \right) \right) \left(\frac{67(\text{mph})}{0.682 \left(\frac{\text{mph}}{\text{ft}/\text{sec}} \right)} \right)^2 (0.65 \times 8(\text{ft}) \times 13.5(\text{in})) = 702(\text{lb})$$

مقاومت غلتشی، از ترکیب معادلات ۴-۱۲ و ۴-۱۶ به دست می‌آید. نخست از معادلات مبتنی بر انجمن مهندسان خودرو، ضرایب مقاومت غلتشی را با فرض ضریب سطح واحد به دست می‌آوریم.

$$f_r = (0.0041 + 0.000041 \times 67(\text{mph})) = 0.00685$$

پس مقاومت غلتشی خواهد بود:

$$R_x = 0.00685 \times 72500(\text{lb}) = 497(\text{lb})$$

در سرعت ۶۷ مایل در ساعت (۹۸/۳ فوت بر ثانیه) نیروی لازم برای غلبه بر نیروی آیرودینامیکی عبارت است از:

$$HP_A = 702(\text{lb}) \times 98.3 \left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}} \right) \frac{1}{550} \left(\frac{\text{hp}}{\text{ft} \cdot \text{lb}/\text{sec}} \right) = 88.8(\text{hp})$$

و نیروی لازم برای غلبه بر مقاومت غلتشی برابر است با:

$$HP_B = 497(\text{lb}) \times 98.3 \left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}} \right) \times \frac{1}{550} \left(\frac{\text{hp}}{\text{ft} \cdot \text{lb}/\text{sec}} \right) = 88.8(\text{hp})$$

نکات

- در مجموع، برای حفظ تعادل کامیون به هنگام غلتش تایرها در این سرعت به ۲۱۵ اسب بخار توان نیاز می‌باشد.
- کامیون‌های بزرگراهی، به طور نمونه با موتور دیزلی، دارای توانی از ۳۵۰ تا ۶۰۰ اسب بخار هستند. این موتورها برای رانندگی طولانی با تمام قدرت طراحی شده‌اند، بنابراین منطقی است که آنها با این مقدار توان، مایل‌ها رانندگی کنند.
- به عنوان نمونه در یک ترمز با مصرف سوخت ویژه ۰/۳۵ پوند بر اسب بخار ترمزی - ساعت، موتور، ۸۲/۶ پوند گازوئیل در ساعت می‌سوزاند (۱۳ گالن در ساعت)، که به حدود ۵/۲۵ مایل برای هر گالن می‌رسد. معمولاً در سطح بزرگراه‌ها، یک کامیون با ظرفیت باک ۳۰۰ گالن، می‌تواند در حدود ۲۴ ساعت یا ۱۵۰۰ مایل، بدون توقف برای

سوخت رانده شود.

مساله ۲

یک خودروی سواری را با سطح جلوی ۲۱ فوت مربع و ضریب نیروی پسا ۰/۴۲ در نظر بگیرید. این خودرو می‌تواند با سرعت ۵۵ مایل در ساعت حرکت کند. نیروی آیرودینامیکی و توان تلف شده را در حالت‌های با باد موافق ۲۵ مایل در ساعت و باد مخالف ۲۵ مایل در ساعت حساب کنید.

پاسخ

نیروی آیرودینامیکی می‌تواند از معادله ۴-۲ محاسبه شود، اگرچه سرعت نسبی باید با توجه به باد موافق و مخالف، طبق معادله ۴-۴ تعیین شود. فرض کنید که درجه حرارت هوا و شرایط فشاری نزدی به شرایط استاندارد هستند، به طوری که از مقدار استاندارد برای چگالی هوا استفاده می‌شود. موقعیت باد مخالف:

$$D_A = 0.5 \left(0.00236 \left(\frac{\text{lb} \cdot \text{sec}^2}{\text{ft}^4} \right) \right) \left(\frac{(55+25)(\text{mph})}{0.682 \left(\frac{\text{mph}}{\text{ft}/\text{sec}} \right)} \right)^2 0.42 \times 21(\text{ft})^2 = 143(\text{lb})$$

موقعیت باد موافق:

$$D_A = 0.5 \left(0.00236 \left(\frac{\text{lb} \cdot \text{sec}^2}{\text{ft}^4} \right) \right) \left(\frac{(55-25)(\text{mph})}{0.682 \left(\frac{\text{mph}}{\text{ft}/\text{sec}} \right)} \right)^2 0.42 \times 21(\text{ft})^2 = 20(\text{lb})$$

نکات

- نیروی مقاوم آیرودینامیکی عمودی در این خودرو، در نبود هر گونه باد مخالف یا موافق ۶۸ پوند خواهد بود.
- نیروی باد مخالف، بیش از ۲ برابر نیروی آیرودینامیکی است، برای اینکه نیروی آیرودینامیکی با مجذور سرعت نسبی باد مخالف افزایش می‌یابد، به طوری که از ۵۵ مایل در ساعت به ۸۰ مایل در ساعت می‌رسد.
- باد موافق به علت اثر مجذور سرعت، به طور قابل ملاحظه‌ای نیروی آیرودینامیکی را

کاهش می دهد.

مراجع

- 1- Li, W.H., and Lam, S.H., Principles of fluid Mechanics Addison- Wesley Publishing Company, Inc., Reading, Massachusetts, I 964, 374.p.
- 2- Shepherd, D.G., Elements of fluid Mechanics Harcourt, Brace and World, Inc., New York, 1965,498 p.
- 3- Schenkel, F.K. "The Origins of Drag and Lift Reductions on Automobiles with Front and Rear Spoilers, SAE Paper No 770389, 1977, 11 p.
- 4- Kramer, C., "Introduction to Aerodynamics, Lecture notes for Short Course 1984-01, von Karman Institute for fluid Dynamics, Jan. 1984, 60p.
- 5- Lay, W.E., "Is 50 Miles per Gallon Possible with Correct Streamlining SAE Journal, Vol. 32, 1933, pp 144-156, pp 177-186.
- 6- Hoerner, S fluid-Dynamic Drag Published by the author, Midland Park, NJ 1965.
- 7- Kamm, W "Einfluss der Reichsautobahn auf die Gestaltung von Kraftfahrzeugen, ATI Vol. 37 1943, pp 341-354.
- 8- "SAE Vehicle Dynamics Terminology, SAE J670e, Society of Auto motive Engineers, Warrendale, PA (see Appendix A).
- 9- "Vehicle Aerodynamics Terminology," SAEJ1594, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, June 1987, 5 p.
- 10- Buchheim, R., Deutenback, K.-R., and Luck off, H.-J., "Necessity and Premises for Reducing the Aerodynamic Drag of Future Passenger Cars, SAE Paper No. 810185 1981, P
- 11- Hucho, W.-H., and Janssen, L.J "Beitrage der Aerodynamik im Rahmen einer Scirocco," Afl Vol. 77 1975, pp 1-5.
- 12- Scibor-Ryiski, A.J Road Vehicle Aerodynamics Second Edition, Pentech Press, London, 1984, 244 p.
- 13- Sardou - M.S.W.T, M., and Sardou, S.A., "Why to Use High Speed Moving Belt Wind Tunnel for Moving Ground Surface Vehicles Development," Lecture notes for Short Course 1984-01 von Karman Institute for Fluid Dynamics, Jan 1984, 59 p.
- 14- Hucho, W.H., Janssen, L.J and Emmelmann, H.J "The Optimization of Body Details A Method for Reducing Aerodynamic Drag of Road Vehicles," SAE Paper No. 760185 1976, 18 p.
- 15- Gilhaus, A.M., and Renn, YE., "Drag and Driving-Stability-Related Aerodynamic Forces and Their Interdependence Results of Measurement on 3/8-Scale Basic Car Shapes," SAE Paper No. 860211, 1986, 15p.
- 16- Cole, D., "Elementary Vehicle Dynamics:" course notes in Mechanical Engineering, The University of Michigan, Ann Arbor, MI, 1972.
- 17- Aerodynamics of Road Vehicles Woif-Heinrich Hucho, ed., Butterworths, London, 1987, 566 p.
- 18- Hogue, J.R., "Aerodynamics of Six Passenger Vehicles Obtained from Full Scale Wind Tunnel Tests," SAE Paper No. 800142, 1980, 17 p.

- 19- Mac Adam, C.C., Sayers, M.W., Pointer, J.D., and Gleason, M., "Cross wind Sensitivity of Passenger Cars and the Influence of Chassis and Aerodynamic Properties on Driver Performance," Vehicle Systems Dynamics, Vol. 19, 1990, 36p.
- 20- Willumeit, H. P., et al, "Method to Correlate Vehicular Behavior and Driver's Judgment under Side Wind Disturbances," Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks Proceedings, Swets and Zeitlinger, B. V. - Lisse, 1988, pp. 509-524.
- 21- Uffelmann, F., "Influence of Aerodynamics and Suspension on the Cross-Wind Behavior of Passenger Cars - Theoretical Investigation under Consideration of the Driver's Response," Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks 0. Nordstrom, ed., Swets and Zeitlinger B. V. - Lisse, 1986, pp. 568-581.
- 22- Van den Hemel, H., et at, "The Cross-Wind Stability of Passenger Cars: Development of an Objective Measuring Method," Fourth IAVSD Congress, 1987.
- 23- Clark, S.K., et al, "Rolling Resistance of Pneumatic Tires," The University of Michigan, Interim Report No. UM-O 10654-3-I, July 1974, 65p.
- 24- Fancher, P.S., and Winkler, C.B., "Retarders for Heavy Vehicles: Phase III Experimentation and Analysis; Performance, Brake Savings, and Vehicle Stability," U. S. Department of Transportation, Report No. DOT HS806672, Jan. 1984, 144p.
- 25- Buchheim, R., "Contributions of Aerodynamics to Fuel Economy Improvements of Future Cars," Fuel Economy Research Conference, Section 2: Technical Presentations.

گفتار پنجم - سواری



ساختار درونی یک لرزه‌گیر

پیش‌گفتار

خودروهای موتوری در سرعت‌های بالایی حرکت می‌کنند و بنابراین در معرض پهنه گسترده‌ای از طیف لرزشی^۱ قرار می‌گیرند. این لرزش‌ها از راه حواس بساوایی^۲، بینایی^۳ و شنوایی^۴ به سرنشین منتقل می‌شود. واژه «سواری»^۵ بیشتر در رابطه با لرزش‌های بساوایی و بینایی به کار می‌رود، در حالیکه لرزش‌های شنوایی در دسته اغتشاشات صوتی^۶ قرار می‌گیرند. طیف لرزشی بر پایه بسامد^۱

¹ - Spectrum Of Vibration

² - Tactile

³ - Visual

⁴ - Aural

⁵ - Ride

⁶ - Noise

آن دسته‌بندی می‌شود، که پهنه بسامدی لرزش‌های خودرو به قرار زیر است:

• سواری (۰-۲۵ هرتز)

• اغتشاشات صوتی (۲۵-۲۰۰۰ هرتز)

بسامد ۲۵ هرتز کران پایین آستانه شنوایی و کران بالای ارتعاشات ساده خودروهای موتوری است. همواره انواع گوناگونی از لرزش‌ها با پهنه گسترده بسامدی چنان به هم وابسته می‌باشند، که به سختی می‌توان آنها را جدا کرد. به عنوان نمونه اغتشاشات صوتی همواره در هنگام برانگیختگی^۲ بسامدهای پایین وجود دارد.

محیط ارتعاشی و چگونگی آن در خودرو یکی از مهمترین نگرش‌هایی است که خریدار بر پایه آن نسبت به طراحی و ساختار درونی خودرو قضاوت و ارزیابی می‌نماید. این قضاوت یک مسأله فردی و سلیقه‌ای می‌باشد، که طبیعت آن «کیفی»^۳ است و بر پایه آن یکی از مشکلات بزرگ در گسترش یک روش «کمی»^۴ مهندسی برای برخورد با سواری به عنوان یکی از مودهای کارکردی و حرکتی خودرو ایجاد می‌شود.

لرزش‌های سواری با بسامد پایین، یک سنجه عمومی در بررسی رفتار دینامیکی همه خودروهای موتوری با تایرهای لاستیکی است. بنابراین مطالعه این مودها یک بخش با اهمیت از دینامیک خودرو است. برای تفهیم بهتر و کمک به خواننده در گسترش تصویری ساختار یافته و سیستماتیک از رفتار مود حرکتی سواری خودرو، توصیه می‌شود که خودرو همانند یک سیستم دینامیکی کلی مانند شکل ۵-۱ پنداشته شود. خودرو یک سیستم دینامیکی است که نسبت به برانگیزش‌های ورودی تنها واکنش لرزشی دارد. ویژگی‌های پاسخ یک خودرو، شناسه و سنجه اندازه و راستای لرزش‌های اعمالی به زیربخش‌های آن است و بنابراین شناسه برداشت^۵ سرنشین از خودرو می‌باشد. بنابراین درک سواری خودرو در بر گیرنده سه مفهوم اصلی زیر است:

• سرچشمه‌های برانگیزش سواری

• سازوکارهای پایه در واکنش و پاسخ لرزشی خودرو

¹ - Frequency

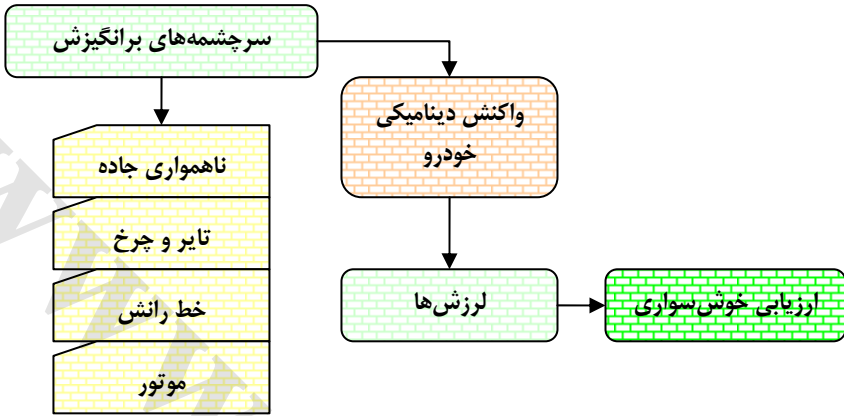
² - Excitation

³ - Subjective

⁴ - Objective

⁵ - Perception

- واکنش سر نشین و میزان تحمل انسان از ارتعاشات اعمالی^۱



شکل (۵-۱) سرچشمه‌های لرزش و دینامیک سواری خودرو

سرچشمه‌های لرزش

سرچشمه‌های لرزشی گوناگونی سبب برانگیختگی ارتعاشی مود سواری خودرو می‌گردد. این سرچشمه‌ها را می‌توان به دو گروه دسته‌بندی کرد:

- زبری و ناهمواری جاده
- چشمه‌ها و برانگیزش‌های درونی

چشمه‌های درونی برخاسته از زیربخش‌های گردان است و بنابراین شامل مجموعه چرخ و تایر، خط رانش و موتور است.

زبری و ناهمواری جاده

زبری و ناهمواری جاده^۲ هر گونه ناهمواری در سطح جاده را در بر می‌گیرد، از گودال‌ها^۳ و دست‌اندازهای برخاسته از شکست‌های محلی گرفته تا انحراف‌هایی که از عدم دقت در سطح جاده در هنگام ساخت آن پیش می‌آید. شناسه زبری جاده، ارتفاع پروفیل جاده در راستای مسیر حرکت چرخ است. پروفیل جاده در دسته «سیگنال‌های کتره‌ای با باند پایین^۴» قرار می‌گیرد و

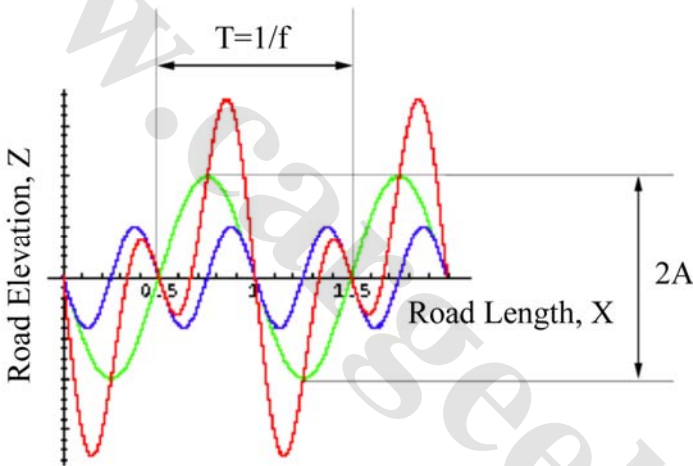
^۱ - Tolerance Of Vibrations

^۲ - Road Roughness

^۳ - Pothole

^۴ - Broad Band Random Signal

بنابراین هم آن را می توان با خود پروفیل توصیف کرد و هم با ویژگی های آماری آن. یکی از روش های بسیار مفید نمایش پروفیل جاده، بهره گیری از تابع چگالی طیفی توان^۱ است. مانند دیگر سیگنال های کتره ای^۲، ارتفاع پروفیل جاده (که در بازه مناسبی از طول جاده اندازه گیری شده است) را می توان با بهره گیری از فرآیند تبدیل فوریه به یک سری امواج همساز سینوسی تجزیه کرد که از نظر دامنه و فاز با هم اختلاف دارند [۱]. نمودار دامنه بر حسب بسامد فضایی^۳ را چگالی طیفی توان گویند. بسامد فضایی با عدد موج^۴ نمایش داده می شود و معکوس طول موج^۵ سینوسی مرتبط با آن است و با واحد Cycle/Foot و یا Cycle/Meter توصیف می شود.



شکل (۱-۲-۵) چگالی طیفی پروفیل ارتفاع چند جاده مختلف

بر پایه شکل ۱-۲-۵ طول موج، عدد موج و بسامد به قرار زیر است:

$$v = f_s = \frac{N}{L} \left(\frac{\text{Cycle}}{\text{Ft}} \right)$$

$$\lambda = \frac{1}{v} (\text{Ft})$$

¹ - Power Spectral Density (PSD)

² - Random

³ - Spatial Frequency

⁴ - Wave Number

⁵ - Wave Length

که در رابطه بالا:

عدد موج	v
بسامد فضایی	f_s
طول موج	λ

زبری پروفیل جاده را می‌توان هم در یک بازه بسته با بررسی سطح^۱ اندازه‌گیری کرد [۲] و هم با پروفیل‌سنج‌های سریع [۳]. هنگامی که چگالی طیفی توان مشخص گشت، نمودارهایی مانند شکل ۲-۵ به صورت نمونه به دست می‌آید [۴-۶]. هر چند چگالی طیفی توان هر بخش از جاده یکتا می‌باشد، اما همه جاده‌ها دارای ویژگی افت دامنه نسبت به عدد موج می‌باشند. بنابراین به سادگی این واقعیت نمایان است که انحراف در سطح جاده در مرتبه صدها گام از طول آن ممکن است دامنه‌ای در حد چند اینچ دارا باشد و بنابراین دامنه انحراف چند گام در طول جاده، کسری از اینچ می‌باشد. سطح کلی دامنه نمودار نمونه شکل ۲-۵-۲ بیانگر زبری جاده است و «افزایش دامنه نمایانگر جاده زبرتر است». پهنه و گستره عدد موج در نمودار نمونه شکل ۲-۵-۲ به قرار زیر است:

پایان (سمت راست)		آغاز (سمت چپ)		
0.6 (m)	2 (Ft)	61 (m)	200 (Ft)	طول موج
$1.6 \left(\frac{\text{Cycle}}{\text{m}} \right)$	$0.5 \left(\frac{\text{Cycle}}{\text{Ft}} \right)$	$0.016 \left(\frac{\text{Cycle}}{\text{m}} \right)$	$0.005 \left(\frac{\text{Cycle}}{\text{Ft}} \right)$	عدد موج

بالاترین خم چگالی طیفی توان در شکل ۲-۵-۲ متناظر با سطح جاده بتن سیمانی پورتلند^۲ (که اغلب جاده صلب^۳ یا صعب العبور نامیده می‌شود) است. توجه کنید که این نمودار به صورت متناوب در بازه اعداد موج ۰/۰۱ سیکل بر فوت (۰/۰۳ سیکل بر متر) تا ۰/۱ سیکل بر فوت (۰/۳ سیکل بر متر) دچار تغییراتی شده است، که مرتبط با طول ثابت قالبی^۴ است که در ساخت جاده به کار می‌رود. پایین‌ترین خم چگالی طیفی توان برای سطح یک جاده با آسفالت قیراندود^۵ است که که منجر به سطحی بسیار صاف و روان است (دامنه چگالی طیفی توان با مرتبه بزرگی آن کاهش

¹ - Close Interval Rod & Level Survey

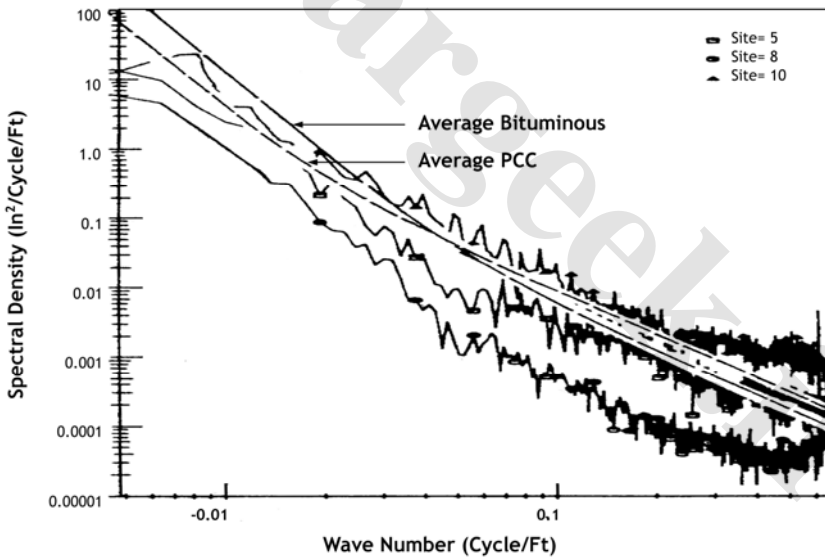
² - Portland Cement Concrete

³ - Rigid Pavement

⁴ - Slab

⁵ - Bituminous Asphalt

می‌یابد). این کاهش به ویژه در بازه اعداد موج بالا است. خم‌های چگالی طیفی توان میانی نشانگر آسفالت‌های مرسوم است (که جاده‌های انعطاف‌پذیر^۱ یا شوسه نامیده می‌شود). هر چند تعداد زیادی از مشکلات و مسایل سواری در ارتباط با یک جاده خاص و یا گونه ویژه‌ای از جاده‌ها ممکن است باشد، با این حال آگاهی و شناسایی ویژگی‌های میانگین جاده‌ها می‌تواند در شناسایی و تفهیم واکنش خودرو به ناهمواری‌های جاده مفید باشد. در شکل ۲-۲-۵ همسانی و تشابه طیف جاده‌های مختلف نمایان است (دامنه ارتفاع جاده به گونه خاصی با افزایش عدد موج کاهش می‌یابد) و در مورد بیشتر جاده‌ها صادق است [۷-۹]. بنابراین ورودی‌های اعمالی به خودرو از سوی جاده به طور معمول با دامنه‌های میرا نسبت به بسامد که متناسب با توان دوم و یا چهارم است مدل می‌شود و دو بازه خطی نمودار را تقریب می‌زند. ویژگی‌های میانگین نشان داده شده بر پایه مطالعات اخیر بر روی تعداد زیادی از جاده‌ها می‌باشد [۴]. هر چند طیف کلی جاده‌های آسفالت قیراندود و بتن سیمانی پورتلند کمی متفاوت می‌باشد. نیز جاده‌های نامعمول دیگر مانند جاده‌های بازسازی شده^۲ و جاده‌های شنی^۳ از نظر کیفی متفاوت می‌باشند [۶].



شکل ۲-۲-۵) چگالی طیفی پروفیل ارتفاع چند جاده مختلف

- 1 - Flexible Pavement
- 2 - Surface Treatment
- 3 - Gravel

ممکن است سطح برآمدگی نمودار نسبت به سطوح مختلف ناهمواری جاده دارای فراز و فرودهایی باشد، اما شیب مشخصه^۱ و نقاط عطف یکسان می‌باشند. تفاوت خم‌های میانگین مربوط به جاده آسفالت قیراندود و بتن سیمانی پورتلند در دامنه نسبی مرتبط با اعداد موج بالا و پایین نمودار است. برای اندازه مشخصی از ناهمواری کلی جاده، در جاده‌های بتن سیمانی پورتلند اندازه اعداد موج بالا (با طول موج کوتاه) با اهمیت است، زیرا سبب لرزش‌های با بسامد بالا در خودرو است و در جاده‌های آسفالت قیراندود بازه اعداد موج پایین با اهمیت است، زیرا سبب برانگیختگی در پهنه بسامدهای پایین است.

تابع چگالی طیفی توان برای ویژگی‌های میانگین جاده که در شکل ۵-۲-۲ نشان داده شده است را می‌توان با معادله زیر برازش کرد:

$$G_z(v) = G_0 \frac{1 + \left(\frac{v_0}{v}\right)^2}{2\pi v^2} \quad (1-5)$$

که در رابطه بالا:

$G_z(v)$ دامنه تابع چگالی طیف توان ($\text{Ft}^2 / \text{Cycle} / \text{Ft}$)

v عدد موج (Cycle / Ft)

G_0 متغیر شدت ناهمواری (سطح ناهمواری^۲)

1.25×10^5 جاده ناهموار

1.25×10^6 جاده هموار

v_0 عدد موج بریدگی^۳

0.05 (Cycle / Ft) برای جاده آسفالت قیراندود

0.02 (Cycle / Ft) برای جاده بتن سیمانی پورتلند

معادله بالا به همراه یک رشته اعداد کتره‌ای فراهم‌گر یک روش مفید برای ایجاد پروفیل جاده با ناهمواری‌های کتره‌ای است که کیفیت‌های جاده‌های متداول را برای مطالعه رفتار دینامیکی خودرو با نگرش سواری شبیه‌سازی می‌کند.

¹ - Characteristics Slope

² - Roughness Level

³ - Cut-Off Wave Number

همچنان که مطرح شده است، ناهمواری جاده عبارت است از انحراف و برآمدگی در پروفیل جاده از دید ناظر خودرو هنگامی که از روی جاده می‌گذرد. بنابراین ناهمواری جاده همانند یک ورودی که به شکل تغییر مکان عمودی چرخ‌ها می‌باشد، به خودرو اعمال شده و سبب برانگیختگی و لرزش آن می‌شود. هر چند سنج و شناسه معمول در بررسی مود سواری خودرو، شتاب ایجاد شده است. بنابراین برای درک دینامیک سواری خودرو، باید ناهمواری جاده را به عنوان ورودی شتاب اعمالی به چرخ‌ها در نظر گرفت. در این صورت تصویری متفاوت دیده خواهد شد. بنابراین بایستی دو گام زیر برداشته شود:

- نخست سرعت پیش‌روی خودرو مشخص می‌شود، چنان که پروفیل ارتفاع جاده، به تغییر مکانی تابع زمان نگاشته شود.
- سپس با یک بار مشتق‌گیری می‌توان سرعت ورودی به چرخ‌ها را و با دو بار مشتق‌گیری شتاب ورودی به چرخ‌ها را به دست آورد.

شکل ۳-۵ نمایانگر تغییرات پروفیل ارتفاع جاده به صورت سرعت و سپس شتاب اعمالی به خودرو می‌باشد، سرعت خودرو ۵۰ مایل در ساعت انگاشته شده است. برای نگاشت بسامد فضایی (سیکل بر فوت) به بسامد زمانی^۱ (سیکل بر ثانیه یا هرتز) از ضرب عدد موج در سرعت خودرو (فوت بر ثانیه) استفاده می‌شود.

باید در نظر داشت که دامنه طیف شتاب در بسامدهای پایین تا حدود زیادی ثابت است، اما به سرعت با افزایش بسامد افزایش می‌یابد، به طوری که در بسامد یک هرتز دارای دامنه بیش از ۱۰ هرتز است.

در دیدگاه ورودی شتاب، ناهمواری جاده سهم عمده را داشته و دارای بسامد بالایی است و بنابراین پتانسیل زیادی را در ایجاد و برانگیزش لرزش‌های سواری با بسامد بالا و بدون توجه به کاهش ویژگی‌های دینامیک خودرو دارا می‌باشد. بنابراین کاهش مقادیر ورودی‌های بسامد بالا یکی از نگرش‌های مهم در جداسازی خودرو است، که توسط سیستم تعلیق در خودروهای سواری و بزرگ‌راهی امروزی انجام می‌شود.

با در نظر گرفتن ناهمواری جاده به صورت شتاب ورودی، تاثیرات آغازین سرعت پیش‌روی بر واکنش خودرو آشکار می‌شود. در هر بسامد فضایی خاصی، دامنه شتاب ورودی متناسب با

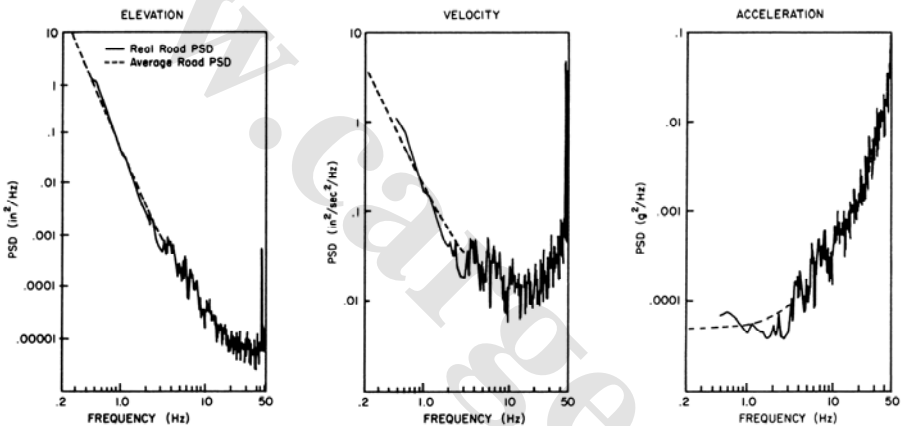
¹ - Temporal Frequency

مجذور سرعت افزایش می‌یابد. این مسأله با در نظر گرفتن ناهمواری جاده به صورت یک موج همساز ساده به قرار زیر قابل اثبات است:

$$Z_r = A \sin(2\pi v X) \quad (2-5)$$

که در رابطه بالا:

ارتفاع پروفیل جاده	Z_r
دامنه موج سینوسی	A
عدد موج (سیکل بر فوت)	v
فاصله در راستای طولی جاده	X



شکل (۳-۵) چگالی طیفی توان دامنه، سرعت و شتاب ناهمواری جاده اعمالی به یک خودرو با سرعت پیشروی ۵۰ مایل در ساعت در جاده واقعی و جاده میانگین

از آنجا که مسافت (X) برابر است با حاصل ضرب سرعت (V) در زمان حرکت، بنابراین:

$$Z_r = A \sin(2\pi v V t) \quad (3-5)$$

با دو بار مشتق‌گیری نسبت به زمان، شتاب به قرار زیر است:

$$\ddot{Z}_r = -(2\pi v V)^2 A \sin(2\pi v V t) \quad (4-5)$$

در معادله شتاب (معادله ۴-۵)، دامنه شامل مجذور سرعت است. بنابراین افزایش سرعت در شکل ۳-۵ سبب می‌شود که خم شتاب به شکل کاو بوده و افزایشده باشد، زیرا متناسب با مجذور سرعت است. نیز بایستی توجه کرد که این نمودار به سمت چپ تمایل دارد، به سبب تغییر متناظر با بسامد زمانی که بیانگر عدد موج ناهمواری جاده است. این تاثیر با دامنه شتاب جمع می‌شود، هر چند که

تاثیر آن به اندازه تاثیر مجذور سرعت نمی باشد.

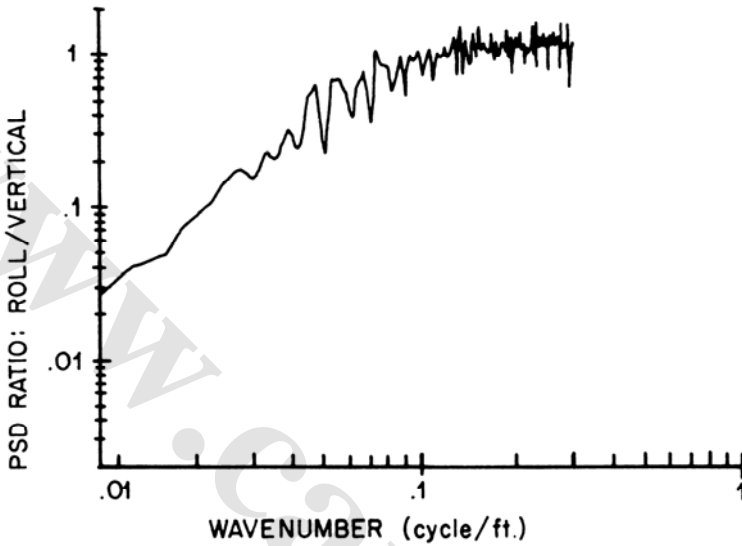
بنابراین ورودی ناهمواری جاده تنها به عنوان ورودی عمودی به خودرو در نظر گرفته می شود که سبب برانگیختگی حرکات جهش و ناوش است. بنابراین به این منظور نقاط پروفیل جاده که در سمت چپ و راست خودرو و چرخ های دو سوی خودرو است، با هم جمع شده و میانگین آن برای تعیین تابع چگالی طیفی جاده به کار می رود. البته داده های دو سوی خودرو بسیار به هم نزدیک می باشند. نایکسانی ارتفاع پروفیل جاده در دو سوی خودرو سبب برانگیختگی حرکت غلت خودرو می شود. تابع چگالی طیفی توان مربوط به ورودی غلتشی خودرو همانند پروفیل ارتفاع جاده است که در شکل ۵-۲-۲ نشان داده شده است. هر چند دامنه این تابع در اعداد موج کمتر از 0.03 تا 0.2 سیکل بر فوت کاهش می یابد. ویژگی های برانگیزش غلت ناهمواری جاده های مرسوم را با بهره گیری از دامنه غلت بی بعد شده (اختلاف میان چرخ های دو سوی خودرو) توسط دامنه عمودی (میانگین دو سوی خودرو) در هر عدد موج مربوط به تابع چگالی طیفی توان می توان دید. بنابراین برانگیزش غلت مرتبط است با برانگیزش عمودی مربوط به ناهمواری جاده.

ویژگی های تابع چگالی طیفی توان بدست آمده همانند شکل ۵-۴ است. در اعداد موج پایین (طول موج بلند) ورودی غلتشی جاده از نظر اندازه بسیار کوچکتر از ورودی عمودی اعمالی به خودرو است، زیرا اختلاف برآمدگی های جاده مقید است به اینکه باید جاده دارای مقداری شیب متقاطع کناری باشد.

همچنین دامنه بی بعد شده ورودی غلتشی به تناسب عدد موج افزایش می یابد، به سبب تمایل طبیعی برای برآمدگی در چرخ های چپ و راست که ممکن کم باشد و همچنین اطلاعات کمتر در اعداد موج بالا (طول موج کوتاه). در بیشتر خودروها، تشدید غلت در بسامد پایین تری (0.5 تا 1 هرتز) نسبت به تشدید جهش رخ می دهد. بنابراین از میان این دو حرکت، جهش دارای واکنش بیشتری است. در بسامدهای بالاتر که ورودی غلت و جهش تقریباً از نظر اندازه برابر می باشند، خودرو خیلی به غلت حساس نمی باشد.

برای توصیف و تفهیم این مسأله، یک خودرو با بسامد طبیعی یک هرتز را که با سرعت 60 مایل در ساعت (88 فوت بر ثانیه) در حال حرکت است را در نظر بگیرید. برانگیزش غلت جاده در عدد موج 88 فوت (0.11 سیکل بر فوت) به طور مستقیم سبب برانگیختگی حرکت غلت می شود. هر

چند دامنه غلتش در این عدد موج تنها ۱۰ درصد ورودی عمودی است، بنابراین سرنشینان خودرو خیلی بیشتر به ارتعاشات جهش حساس خواهند بود تا غلت.



شکل (۴-۵) چگالی طیفی ورودی غلتشی بی‌بعد یک جاده نمونه

در سرعت‌های پایین، به طور نمونه در ۶ مایل در ساعت، بسامد شدید ۱ هرتز به وسیله ورودی اعداد موجی در حدود ۰/۱ سیکل بر فوت برانگیخته می‌شود، هنگامی که ورودی‌های غلت و جهش از نظر اندازه برابر باشند، بنابراین حرکات غلت و جهش تقریباً برابر می‌باشند. حالت معمول این مسأله را می‌توان در خودروهای بیابانی ۴×۴ که دارای ارتعاشات سواری شدید که شامل هر دو حرکت غلت و جهش است، مشاهده کرد.

مجموعه چرخ و تایر

در حالت آرمانی مجموعه چرخ و تایر برای جذب ارتعاشات ناشی از دست‌اندازهای جاده و به عنوان بخشی از سیستم جداساز در مود سواری خودرو، به صورت نرم و انعطاف‌پذیر انگاشته می‌شود. همچنین این مجموعه به طور آرمانی نباید نقشی در تولید ارتعاش خودرو دارا باشد. در شرایط عملی، پیامدهای ناشی از ساختار تایر، چرخ، تویی چرخ^۱، ترمز و دیگر زیربخش‌های گردان، ممکن است سبب نایک‌نواختی این مجموعه به قرار زیر گردد:

^۱ - Wheel Hub

- بالانس نبودن جرم
- تغییرات ابعادی
- تغییرات سختی

برآیند همه این نایکنواختی‌ها در مجموعه چرخ و تایر سبب ایجاد نایکنواختی در نیروها و گشتاورهای اعمالی میان تایر و جاده «همزمان با گردش چرخ» می‌گردد [۱۰]. این نیروها و گشتاورها به محور چرخ‌های خودرو منتقل شده و به عنوان یک سرچشمه لرزشی سبب ایجاد و تولید ارتعاشات در خودرو می‌شود [۱۱]. تغییرات نیرو در راستاهای زیر می‌باشد [۱۲]:

- راستای عمودی (نیروهای شعاعی)
- راستای طولی (نیروهای رانشی)
- راستای کناری (نیروهای سمتی)

تغییرات گشتاور در راستای گشتاور بیش‌گردش^۱، گشتاور برگردان^۲ و گشتاور مقاوم غلتشی به طور معمول خیلی مهم نمی‌باشد و به عنوان سرچشمه برانگیزش مود سواری خودرو به شمار نمی‌آید، هر چند بر لرزش‌های سیستم فرمان تاثیر می‌گذارند.

نابالانسی از پراکندگی نایکنواخت جرم در هر یک از زیربخش‌های گردان سیستم، در طول^۳ و حول^۴ محور گردش بر می‌خیزد [۱۴]. نامتقارنی حول محور گردش به صورت نابالانسی استاتیکی مشاهده می‌شود. بنابراین یک نیروی گردان^۵ به سطح چرخ اعمال می‌شود که در اثر جرم نابالانس به وجود آمده است و دامنه آن متناسب با شعاع جرم نابالانس از مرکز گردش در مجذور سرعت گردشی چرخ است. به سبب گردش نیرو در صفحه چرخ، این نیرو سبب ایجاد ارتعاش در دو راستای شعاعی و طولی می‌شود. اندازه نیروی نابالانسی به قرار زیر است:

$$F_i = (mr)\omega^2 \quad (5-5)$$

که در رابطه بالا:

F_i نیروی نابالانس

¹ - Over Turning Moment

² - Aligning Torques

³ - Along

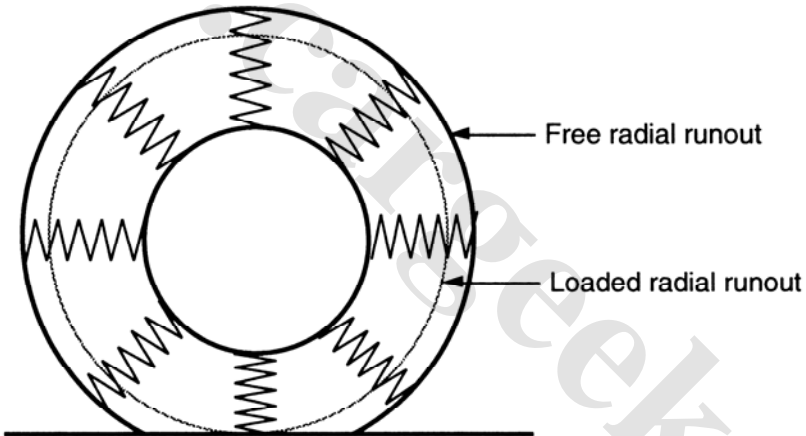
⁴ - About

⁵ - Rotating Force

mr دامنه جرم نابالانس (حاصل ضرب جرم در شعاع)

ω سرعت گردشی (رادیان بر ثانیه)

پراکندگی نایکنواخت و ناهمسان گرد جرم و نامتقارنی در راستای محور گردش سبب نابالانسی دینامیکی می‌شود [۱۴]. نابالانسی دینامیکی سبب اعمال یک گشتاور گردان^۱ به چرخ است، که به صورت تغییراتی در گشتاورهای بیش گردش و برگردان پدیدار می‌شود و متناسب با مجذور بسامد گردش چرخ است. نابالانسی دینامیکی بیشترین تاثیر را در غربیلک فرمان دارد، زیرا ممکن است سبب ارتعاشات سازوکار سیستم فرمان شود و بنابراین ارتعاشات از طریق بندواره فرمان به غربیلک فرمان انتقال می‌یابد. ممکن است که بدون ایجاد و حضور نابالانسی دینامیکی، نابالانسی استاتیکی وجود داشته باشد و برعکس. زیربخش‌هایی مانند تایر، چرخ، توپی چرخ^۲ و کاسه ترمز^۳ می‌توانند سبب ایجاد و همراهی در نابالانسی کل مجموعه باشند.



شکل (۵-۵) مدل فنربندی شعاعی تایر

تایر به عنوان یک جسم کشسان همانند یک سری فنرهای شعاعی می‌تواند دارای تغییرات سختی در پیرامون چرخ باشد. مدل چرخ به صورت نرهای شعاعی در شکل ۵-۵ نشان داده شده است. طول آزاد فنرها سبب نامتقارنی ابعادی (فاصله شعاعی آزاد^۴) می‌شوند و همچنین تغییرات در میزان

^۱ - Rotating Torque

^۲ - Hub

^۳ - Brake Drum

^۴ - Free Radial RunOut

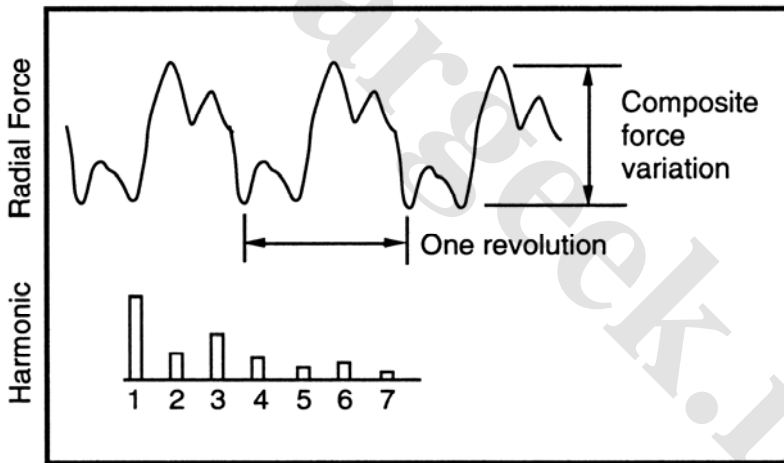
طول فشرده شده آنها در یک بارگذاری معمول بیانگر نامتقارنی غلشی است (فاصله شعاعی بارگذاری^۱).

تغییر ابعادی در چرخ یا تویی چرخ که تایر بر روی آن سوار می‌گردد، هرگز به طور مستقیم سبب ایجاد تغییرات در سختی نمی‌شود، اما می‌تواند در تغییر فاصله شعاعی در حالت آزاد و یا بارگذاری شده موثر باشد (همچنان که در شکل نشان داده شده است).

تأثیر مهم نامتقارنی در مجموعه چرخ و تایر در ایجاد برانگیزش و نیروهای لرزشی و جابجایی در محور چرخ‌های خودرو در هنگام گردش چرخ است. نیروی ایجاد کننده ارتعاش، هنگامی ظاهر می‌شود که چرخ با شعاع و سرعت ثابت می‌گردد و با هر دور گردش چرخ این نیرو تکرار می‌شود [۱۵].

نیروی شعاعی

تغییرات «نیروی شعاعی» با شعاع ثابت، معمولاً همانند نمودار شکل ۵-۶ است. اندازه میان نقاط فرود و فرود^۲ دامنه تغییرات نیرو را «تغییرات نیروی مرکب» می‌نامند^۳.



شکل (۵-۶) تغییرات نیروی شعاعی تایر

برای بیان جزئیات ویژگی‌های این نیرو، می‌توان آن را بر حسب دامنه امواج همساز^۴ شکل دهنده

¹ - Loaded Radial RunOut

² - Peak To Peak

³ - Composite Force Variation

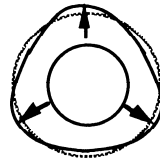
⁴ - Harmonic

آن تجزیه کرده و بر این پایه به بررسی جامع این نیرو پرداخت. با بهره‌گیری از تبدیل فوریه^۱ می‌توان ساختار یک سیگنال را بر پایه یک سری موج سینوسی با بسامدهای پایه و ضرایب این بسامدهای پایه مشخص نمود [۱]. همواره دامنه هر یک از امواج همساز از مهمترین پارامترهای آغازین مورد بررسی و مطالعه می‌باشد. اگر چه زاویه فاز هر یک از این امواج همساز برای بازسازی سیگنال اصلی باید معلوم باشد، اما اطلاعات مربوط به زاویه فاز ارتباط کمی با پدیده سواری خودرو دارد [۱۶].



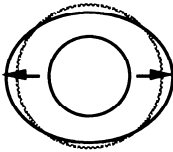
Eccentric

1st Harmonic



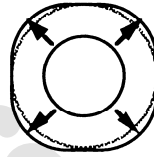
Triangular

3rd Harmonic



Oval or Elliptical

2nd Harmonic



Square

4th Harmonic

شکل (۵-۷) نامتقارنی شعاعی در تایر

نخستین موج همساز تغییرات نیروی شعاعی از مقدار آن برای حالت مرکب کمتر است و امواج همساز مرتبه‌های بالاتر حالت نزولی دامنه را نشان می‌دهند. برای تایرهای یک خودرو سواری، کاهشی در حدود ۳۰ درصد نسبت به مقدار واحد مشاهده می‌شود، که در سرعت‌های زیاد این تاثیرات کاهش می‌یابد [۱۵]. همچنین تغییر فاصله خروج از گردش چرخ و تویی آن می‌تواند بر تغییرات نیروی شعاعی موثر باشد. تغییر شعاع را می‌توان با بهره‌گیری از اندازه‌گیری نقطه به نقطه مقدار میانگین شعاع در دو نشیمنگاه بسته^۲ مجموعه چرخ در راستای پیرامونی آن تعیین نمود. تغییر نیروی موج همساز یکم که برخاسته از این سازوکار است، وابسته به تغییر شعاع می‌باشد. در آغاز تصور می‌شود که تغییرات نیرو برابر است با حاصل ضرب تغییر شعاع در سختی تایر سوار

¹ - Fourier Transform

² - Bead Seat

شده بر روی تکیه گاه چرخ. در هر حال تجربیات نشان می دهد که تغییر نیرو فقط حدود ۷۰ درصد اندازه این رابطه است و بیانگر این است که تایر به مقدار کمی سبب انحراف در تغییر شعاع است [۱۷]. تغییرات امواج همساز بالاتر در چرخ، ارتباط نزدیکی با تغییرات نیروی شعاعی برای کل مجموعه ندارد.

امواج همساز مختلف ناشی از نامتقارنی شعاعی در مجموعه چرخ و تایر، از نظر کارکرد با کاستی ها و نواقص شکل چرخ برابر است، همانطور که در شکل ۵-۷ دیده می شود.

- «نامتقارنی خارج از مرکز^۱»: تایرها، چرخ ها و توپی چرخ ها می توانند به تنهایی ایجادگر نامتقارنی خارج از مرکز شعاعی باشند، که منجر به نامتقارنی در نخستین موج همساز می شود و بنابراین موجب برانگیزش شعاعی و رانشی در محور چرخ ها می شود. از آنجا که یک نقطه برجستگی و یک نقطه فرورفتگی در مجموعه وجود دارد، برانگیختگی لرزشی در سرعت گردشی چرخ رخ می دهد (۱۰ تا ۱۵ هرتز برای سرعت های معمول در بزرگراه). مقدار کلی دامنه نامتقارنی مجموعه، بستگی به دامنه های بخش های جداگانه، موقعیت آنها در مجموعه کامل و سرهمبندی شده، وضعیت و ارتباط آنها دارد. بنابراین خروج از مرکز در یکی از بخش ها، می تواند به طور کمی جبران کننده خروج از مرکز دیگر بخش ها باشد، هنگامی که نقاط برجستگی و فرورفتگی از قطعات مختلف در مجموعه اصلی با یکدیگر هماهنگ شوند. تکنیک هماهنگی و جفت شدگی تکیه گاهی^۲ کاربرد زیادی در مجموعه چرخ و تایر برای خودروهای سواری، به منظور کمینه سازی اثرات نامتقارنی همسازهای نخست آن مجموعه دارد. ممکن است که در این موارد به طور عمد، یک خروج از مرکز که با انحراف شعاعی متوسط برابر است در هنگام ساخت تایر ایجاد شود. نقاط برجستگی و فرورفتگی تایر و چرخ را برای آسان کردن عمل هماهنگی و جفت شدگی، علامت می گذارند.
- «نامتقارنی شکل^۳»: چرخ ها و تایرها ممکن است تغییرات بیضی گون داشته باشند که با شعاع تایر جمع و یا از آن کسر می شوند و این عمل بستگی به موقعیت و چگونگی سوار

¹ - Eccentricity

² - Match Mounting

³ - Ovality

کردن و شرایط تکیه گاهی آن دارد [۱۱]. در این حالت فرآیند هماهنگی و جفت شدگی برای کاهش این ناهماهنگی عملی نیست، زیرا مجموعه دارای دو نقطه برجستگی و دو نقطه فرورفتگی بر روی محیط آن است. تولید نیروی شعاعی و رانشی با دو برابر بسامد گردش چرخ (۲۰ تا ۳۰ هرترز در سرعت‌های معمول بزرگراهی) اعمال می‌شود.

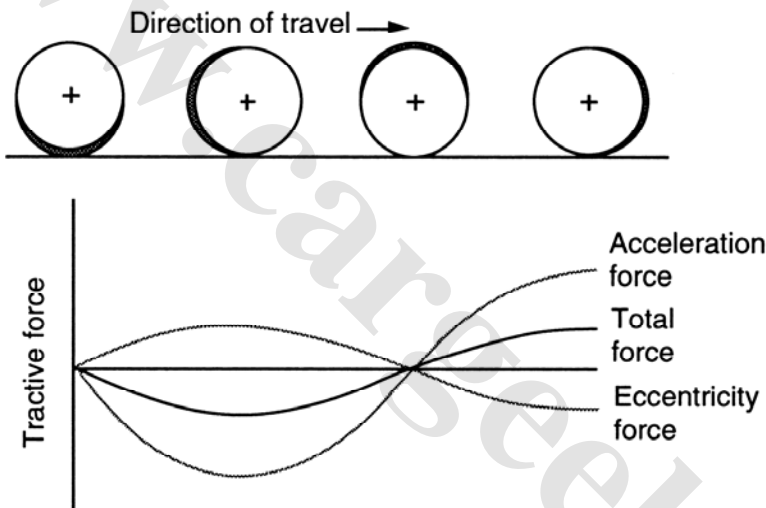
- «تغییرات شعاعی مرتبه بالاتر»^۱: تغییرات مرتبه سوم و بالاتر دارای اهمیت زیادی در تایر می‌باشد. چنین تغییراتی در چرخ توسط تایر جذب می‌شود [۱۳]. همساز سوم همانند یک تایر سه گوش است، همساز چهارم باعث بروز حالت چهارگوش و به همین ترتیب برای همسازهای مرتبه بالاتر. هر چند هرگز یک تایر این اشکال را به خود نمی‌گیرد، که اثرات آنها برخاسته از روش‌های تولید است. برای نمونه در یک تایر با چهار لایه الیاف، روی هم افتادن لبه‌های هر لایه ممکن است در حالت عادی روی کل محیط تایر پراکنده شود. ضریب سختی اضافی ناشی از وضعیت‌های روی هم افتادگی لبه‌ها، به تغییرات ضریب سختی همساز چهارم و بنابراین تغییرات نیروی همساز چهارم متناظر با این سختی منتهی می‌شود. تغییرات نیرو در راستای شعاعی و رانشی با ضریبی از سرعت چرخ اعمال می‌شود، که با عدد همساز آن برابر است.

به این علت که دامنه تغییرات نیروی شعاعی نسبتاً مستقل از سرعت است، اندازه‌گیری‌های تغییرات نیروی شعاعی در سرعت‌های کم، در یک شعاع ثابت (روشی که معمولاً توسط سازندگان تایر برای ارزیابی محصولات به کار می‌رود) بیانگر دامنه نیروی برانگیزش ارتعاشات سواری است. با تغییر سرعت، فقط بسامد تغییر می‌کند. نیروی نامتقارن می‌تواند همانند یک برانگیزش مستقیم به محور چرخ اعمال گردد. به عنوان یک نکته برای روشن شدن موضوع، باید اشاره کرد که نیروی برانگیزش با تغییر نیروی واقعی اعمال شده به محور چرخ برابر نیست، زیرا پاسخ دینامیکی خودرو می‌تواند سبب تشدید نیروها شود. هر چند اندازه‌گیری تغییرات نیروی شعاعی یک روش مناسب برای شناسایی سرچشمه‌ها و پتانسیل‌های تولید ارتعاشات شعاعی مرتبط با نامتقارنی‌های زیربخش‌های چرخ و تایر است. همچنین اندازه‌گیری فاصله بارگذاری انحراف شعاعی نیز مناسب می‌باشد و می‌توان به سادگی با ضرب آنها در نرخ سختی فنرهای شعاعی تایر، آنها را به تغییرات نیروی شعاعی نگاشت.

¹ - Higher – Order Radial Variations

نیروی رانش

تغییرات «نیروی رانشی» برخاسته از نامتقارنی ابعادی و سختی از دو عامل موثر ناشی می‌شود. فرآیند تاثیر این در سازوکار با نگاه به یک شکل ساده از چرخ در حالت خارج از مرکز که در شکل ۵-۸ نشان داده شده است، به سادگی درک می‌شود. با خروج از مرکز چرخ حتی در سرعت‌های کم، محور چرخ باید همراه با برجستگی و فرورفتگی بالا و پایین شود و این ناهمواری‌ها ناشی از تغییر شعاع مجموعه چرخ و تایر است. همچنین یک نیروی طولی اضافی در کارکرد تایر دخالت کرده و سبب تغییر نیروی رانشی می‌گردد، که دامنه آن به بار حمل شده و مقدار خروج از مرکز بستگی دارد و در مستقل از سرعت است [۱۷].



شکل (۵-۸) تغییرات نیروی رانش برخاسته از نامتقارنی چرخ

از سوی دیگر در سرعت‌های زیاد به علت تغییر شعاع، شتاب چرخ در هر گردش آن باید افزایش و کاهش یابد. همچنین یک نیروی رانشی به سبب وجود شتاب، میان جاده و سپس بر روی تویی چرخ ایجاد می‌شود. دامنه این نیرو به مقادیر سختی طولی تایر و لختی ماند^۱ چرخ وابسته است. همچنین دامنه نیروی رانشی برخاسته از این سازوکار وابسته به سرعت است، زیرا شتاب نیز با سرعت تغییر می‌کند. معمولاً این افزایش متناسب با یک ضریب عددی در حدود ۵ بخش بر بازه سرعتی در حدود ۵ تا ۶۰ مایل بر ساعت است. بنابراین تغییر نیروی رانشی در تایر یا مجموعه چرخ

^۱ - Rotational Inertia

و تایر، تنها در سرعت‌های زیاد می‌تواند به صورت دقیق اندازه‌گیری شود و مقادیر لختی ماند مجموعه چرخ باید بسیار نزدیک به مقدار واقعی در نظر گرفته شود.

نیروی کناری

تغییرات «نیروی کناری» ممکن است از نایکنواختی در تایر به وجود آید، اما دقیقاً وابسته به تاثیر انحراف کناری چرخ یا زیربخش‌های تویی چرخ نمی‌باشد. این تغییرات وابسته به سرعت نمی‌باشد، بنابراین اندازه‌گیری دامنه نیرو در سرعت‌های کم و همچنین سرعت‌های زیاد، انجام‌پذیر و صحیح است [۱۱]. تغییرات کناری مرتبه یکم تایر یا چرخ و یا چگونگی اتصالات چرخ و تایر سبب پدیده لنگ‌زنی و تلوخوری^۱ می‌شود. این موارد سبب بر هم زدن بالانس دینامیکی مجموعه است. لنگ‌زنی و تلوخوری چرخ ممکن است موجب تغییرات اندک نیروی کناری شود. همچنین ممکن است تغییرات نیروی شعاعی و رانشی همانند پدیده بیضی‌گون شدن رخ دهد، زیرا چرخ در صفحه عمودی بیضی شکل است [۱۱].

تغییرات کناری مرتبه بالاتر معمولاً فقط بر تایر تاثیر می‌گذارند. تغییرات چرخ به طور کلی توسط تایر جذب می‌شود [۱۳، ۱۱]. این سرچشمه به طور ذاتی سبب ایجاد ارتعاشات سیستم فرمان می‌شود، اما به عنوان عامل ایجاد کننده ارتعاشات مود سواری شناخته نمی‌شود.

در حالت کلی، نقص در تایرها و چرخ‌ها به شدت به یکدیگر وابسته بوده [۱۸، ۱۹]، به طوری که تغییرات شعاعی معمولاً با تغییرات نیروی رانشی و بالانس نبودن همراه است. بنابراین برای بهبود پدیده سواری وابسته به تایر، با اصلاح یک وضعیت همانند نامیزانی، بدون در نظر گرفتن دیگر ناهماهنگی‌های موجود مشکل و ناممکن است.

برای برآورد و تکمیل مبحث مجموعه چرخ و تایر به عنوان سرچشمه تولید ارتعاش سواری باید در نظر داشت که این مجموعه، به تنهایی یک سیستم دینامیکی موثر بر تولید ارتعاش وارد بر محور چرخ‌ها می‌باشد (به گفتار ۱۰ مراجعه شود). این اثر از ویژگی‌های مودال تشدید مجموعه ناشی می‌شود، که در بازه بسامدهای پایین تشدیدهای آج تایر عامل اساسی می‌باشد. گنجایش و ظرفیت تشدید کردن باعث می‌شود که مجموعه به عنوان لرزه‌گیر ارتعاشی در بسامدهای مشخصی عمل کند، که این مسأله برخاسته از ویژگی‌های قابلیت انتقال در بسامدهای پادتشدید^۲ است [۲۰].

^۱ - Wobble

^۲ - Anti Resonance Frequency

در نهایت تایر نقش مهمی در تولید اغتشاشات صوتی، ارتعاشات و خشکی و ناملایمی یک خودرو دارا می‌باشد. همچنین در فرآیند گسترش و بهبود مود سواری خودرو، باید چنان خودرو تنظیم شود تا از ایجاد سر و صدا و غرش ناشی از قرار گرفتن اجسام خارجی در زیر تایر و نیز حرکت آن در جاده‌های ناهموار و دست‌اندازها جلوگیری شود.

برانگیزش خط رانش

سومین سرچشمه عمده ایجاد ارتعاش در خودرو، سیستم زنجیره توان^۱ و خط رانش^۲ گاردان است. در حالی که معمولاً زنجیره توان در بر گیرنده همه زیربخش‌ها «از موتور گرفته تا چرخ‌های خودرو» می‌باشد، مجموعه موتور و جعبه دنده به صورت جداگانه مورد بحث قرار خواهد گرفت. برای نیل به اهداف این مبحث یاد آوری می‌گردد که سیستم خط رانش در بر گیرنده میل گاردان، جعبه دنده، دیفرانسیل و میل پلوس‌های متصل به چرخ‌ها می‌باشد. از بین این بخش‌های متفاوت، میل گاردان با اتصال هزار خاری^۳ و لولای چهار شاخ^۴ بیشترین خاصیت برانگیزش را در تولید ارتعاشات مود سواری دارد. چرخ دنده‌های محور چرخ‌های پشت و دیگر بخش‌های سیستم خط رانش نیز در ایجاد ارتعاشات موثر هستند، که این ارتعاشات به شکل اغتشاشات صوتی که برخاسته از واکنش درگیری چرخ دنده‌ها است و ارتعاشات غلتشی در طول زنجیره رانش^۵ است. هر چند این پدیده‌ها در بسامدی بالاتر از بسامد مود سواری رخ می‌دهند.

سرچشمه عمده برانگیزش در زنجیره توان، میل گاردان می‌باشد. میل گاردان به طول معمول همانند شکل ۵-۹ قرار می‌گیرد [۲۱]. در خودروهای سواری پشت رانش و کامیون‌های با فاصله کم میان محور چرخ‌های جلو و پشت، معمولاً از یک میل گاردان یک تکه^۶ استفاده می‌شود. در حالی که در خودروهای سواری با فاصله زیاد میان محور چرخ‌های جلو و پشت و یا اتوبوس‌ها، معمولاً یک میل گاردان چند تکه^۷ با اتصالات چهارشاخ مورد نیاز است. برانگیختگی ارتعاشات خودرو به طور مستقیم از دو سرچشمه زیر ناشی می‌گردد:

¹ - Power Train

² - Drive Line

³ - Spline

⁴ - Universal Joint

⁵ - Drive Train

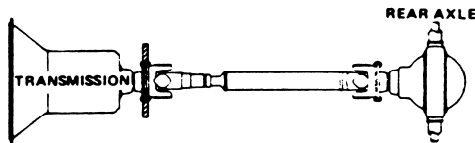
⁶ - Single Piece Shaft

⁷ - Multi Piece Shaft

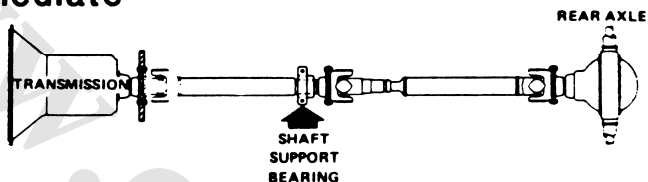
- نابالانس بودن جرم میل گاردان
- لنگرهای ثانویه ناشی از زاویه اتصالات متقاطع چهارشاخ در میل گاردان [۲۳،۲۲].

WHEELBASE

Short



Intermediate



شکل (۵-۹) آرایش زیربخش‌های زنجیره توان [۳۹]

نابالانسی جرم

بالانس نبودن میل گاردان ممکن است در نتیجه ترکیبی از هر یک از عوامل زیر رخ دهد:

- نامتقارنی در بخش‌های گردان
- وجود خروج از مرکز محور در محل لبه تکیه‌گاه یا گیره انتهایی^۱
- کجی و مستقیم نبودن محور
- رعایت نکردن لقی‌های گردشی که سبب ایجاد خروج از مرکز در محور می‌باشد
- محور یک عضو الاستیک است و ممکن است حین کار خم شود

نابالانسی اولیه محور در نتیجه نامتقارنی، انحراف و یا کاستی‌های ساختاری به وجود می‌آید. بالانس نبودن سبب به وجود آمدن یک بردار نیروی گردان و همچنین سبب ایجاد نیروهایی در تکیه‌گاه‌ها در دو جهت عمودی و کناری می‌شود. نیروها در تکیه‌گاه جلویی به جعبه دنده منتقل شده و در تکیه‌گاه پشت به دیفرانسیل اعمال می‌شود. در حالی که در کامیون‌ها که از یاتاقان‌های واسطه استفاده می‌شود، نیروها ممکن است به بدنه و قاب خودرو، در راستای اتصالات متقاطع مربوط به رام و در آن نقاط وارد شوند. نیرو با همان سرعت محور می‌گردد و این سرعت برابر

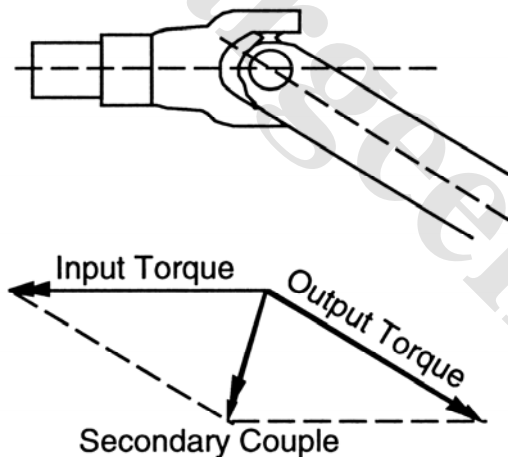
^۱ - Yoke

است با حاصل ضرب سرعت چرخ در نرخ عددی محرک نهایی یا دیفرانسیل، که معادل سرعت موتور در هنگام پیشروی خودرو است. بنابراین این پدیده مانند امواج همساز چرخ است که مقدار آن با نرخ عددی محور پشت برابر است.

به طور کلی اندازه دامنه نیروهای برانگیزش برابر است با حاصل ضرب جرم نابالانس در مجذور سرعت. هر چند به این دلیل که محور یک جسم الاستیک است، ممکن است بر اثر نیروهای نابالانسی خم شود، که این نیرو به نامتقارنی اضافی افزوده می‌گردد و سبب افزایش نابالانسی دینامیکی می‌شود. بنابراین دامنه ظاهری نابالانسی با سرعت تغییر می‌کند و از دیدگاه ثوری، تنها برای یک سرعت خاص می‌توان محور را به طور دینامیکی بالانس کرد.

لنگرهای ثانویه

کاربرد لولای چهار شاخ گاردان در زنجیره توان سبب ایجاد نیروهای برانگیزش ارتعاشات سواری می‌شود و این هنگامی رخ می‌دهد که این بخش‌ها دارای زاویه باشند تا لنگر ثانویه ایجاد شود. دامنه و راستای لنگر ثانویه با بهره از تحلیل ساده برآیند برداری گشتاورها اعمالی به چهار شاخ گاردان همانند شکل ۵-۱۰ به دست می‌آید.



شکل (۵-۱۰) واکنش‌های گشتاوری که سبب ایجاد لنگر ثانویه می‌شوند

دامنه لنگر ثانویه با گشتاور اعمالی به سیستم زنجیره توان و زاویه چهار شاخ گاردان متناسب است. هنگامی که گشتاور رانشی به سبب آشفتنگی‌های موتور و یا در نتیجه بخش‌های گردانی که با سرعت ثابت حرکت نمی‌کنند، تغییر می‌کند، آنگاه لنگر ثانویه نیز تغییر خواهد کرد. لنگر ثانویه به

صورت نیروهای تکیه گاهی نمایان می شود، که به زنجیره توان و خط رانش بر روی جعبه دنده، تکیه گاه های متقاطع^۱، یاتاقان های میانی^۲ و محور چرخ های پشت اعمال می گردد. این نیروها با گردش زیربخش های زنجیره توان تغییر کرده و سبب اعمال نیروهای لرزشی و تولید ارتعاش در خودرو می گردند.

هنگامی که از یک مفصل مانند لولاهای موجود در چهار شاخ گاردان با زاویه ای خاص استفاده شود، این مفصل می تواند سرچشمه ای برای نوسانات گشتاور در خط رانش باشد. هنگامی که مفصل دارای زاویه باشد، بین سرعت ورودی و خروجی رابطه ثابتی وجود ندارد و به عبارتی این دو سرعت برابر نمی باشند. رابطه حاکم برای این حالت به قرار زیر است:

$$\frac{\omega_o}{\omega_i} = \frac{\cos(\theta)}{1 - \sin^2(\beta)\sin^2(\theta)} \quad (6-5)$$

که در رابطه بالا:

ω_o سرعت خروجی

ω_i سرعت ورودی

θ زاویه لولای چهار شاخ یا قفل گاردان

β زاویه گردش قلاب محرک (محور ورودی)

به سبب وجود عبارت $\sin^2(\beta)$ در مخرج کسر، سرعت در هر بار گردش، دو بار به مقدار بیشینه خود می رسد (در زوایای ۹۰ و ۲۷۰ درجه). بنابراین همساز دوم تغییرات سرعت در نتیجه تقارن موجود در هر بازو برانگیخته می شود. بر پایه معادله بالا می تون رابطه «بیشینه سرعت بر حسب زاویه مفصل» را که به شکل زیر تغییر می کند، را بدست آورد.

$$\left| \frac{\omega_o}{\omega_i} \right|_{\max} = \frac{1}{\cos(\theta)} \quad (7-5)$$

به دلیل سختی زنجیره توان و شتاب هایی که در آن ایجاد می شود، آنگاه تغییرات گشتاور، تغییرات سرعت را در پی دارد. این امر ممکن است سبب ایجاد ارتعاشات غلشی در زنجیره توان شود و به همین دلیل می تواند منبعی برای تولید نیروهای لرزشی سواری در خودرو باشد. این برانگیزش ها در همساز دوم سرعت زنجیره توان رخ می دهد و با تغییر نوع گشتاور ورودی تغییر می کند.

¹ - Cross Members

² - Intermediate Bearing

برانگیزش‌های حاصل از لنگر ثانویه را می‌توان با طراحی مناسب زنجیره توان کاهش داد، که این موارد شامل موازی نگاه داشتن محور خروجی جعبه دنده و محور ورودی اکسل پشت، زاویه مناسب مفصل‌ها و نگهداشتن زوایای آنها در محدوده‌ای که توسط سازنده تعیین می‌شود.

تغییرات گشتاور می‌تواند مستقیماً هم بر جعبه دنده و هم بر محور چرخ‌های اثر بگذارد. تغییرات گشتاور در محور چرخ‌ها، نیروی رانشی جاده را دچار تغییر کرده و این امر سبب ایجاد ارتعاشات طولی در خودرو می‌شود. تغییرات گشتاور در جعبه دنده، سبب به وجود آمدن برانگیزش‌های غلتشی و ترکیبی موتور - جعبه دنده می‌شود. این تغییرات از محل اتصالات میان بدنه با قاب و یا نقاط تکیه‌گاهی به درون خودرو نفوذ کرده و سبب ارتعاش داخل اتاق می‌شود.

شکل ۵-۱۱ خصوصیات ارتعاشی حاصل از ناهمگونی و نایکنواختی سیستم خط رانش و مجموعه چرخ و تایر را به تصویر کشیده است. در این شکل، شتاب‌های درون اتاق یک خودرو کامیون در شرایطی خاص، به دقت کنترل شده و اندازه گرفته شده است. به طور نمونه خودرو بر روی جاده صاف و یکنواخت مورد آزمایش قرار گرفته تا ارتعاشات ناخواسته حاصل از این عوامل (که می‌تواند نتایج آزمایش را تحت تاثیر قرار دهد) پالایش^۱ شده و همچنین مجموعه چرخ و تایرها به غیر از یکی از آنها به خوبی و به دقت انتخاب و نصب شده تا یک مقدار و شکل ثابت برای جواب این آزمایش به دست آید.

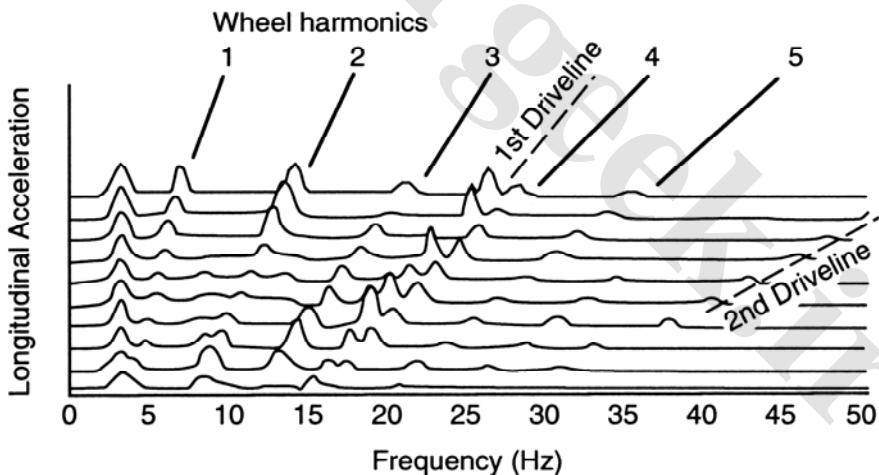
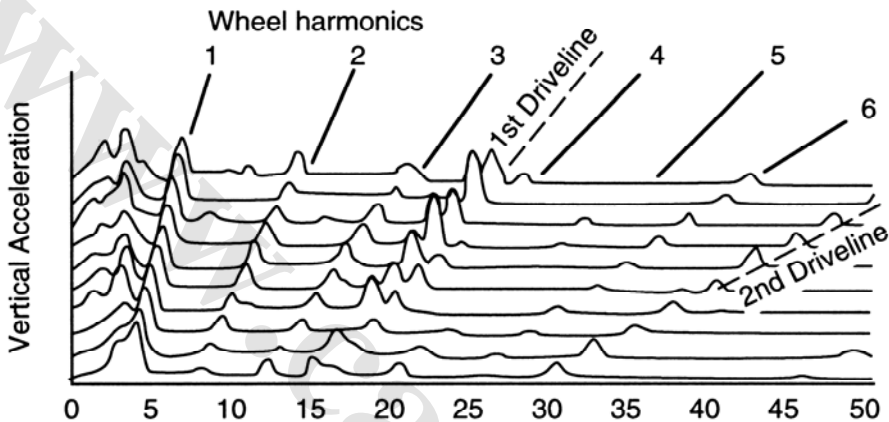
شکل ۵-۱۱ نشان دهنده طیف ارتعاشی است که برای سرعت‌های مختلف اندازه‌گیری شده است. برانگیزش‌های ناشی از چرخ و تایر که به شکل قله‌هایی ظاهر شده‌اند، با افزایش سرعت با بسامد بیشتری ظاهر می‌شوند. همسازهای اول، دوم و بالاتر مجموعه چرخ و تایر در طیف نشان داده شده به طور کامل مشخص است.

قله ظاهر شده پس از $\frac{3}{7}$ بار گردش چرخ در ثانیه، نشان‌دهنده همساز اول زنجیره توان است که به سبب نابالانسی میل‌گاردان و سایر تعلقات آن است و با همان سرعت ناوش می‌کنند. همساز دوم زنجیره توان در $\frac{7}{4}$ بار گردش چرخ در ثانیه، به خاطر تغییرات گشتاور در میل‌گاردان بوده که آن هم ناشی از تغییرات سرعت است و به سبب تنوع زاویه چهار شاخ‌گاردان، در چهار شاخ‌گاردان در زمان کارکرد رخ می‌دهد.

این ارتعاشات و یا ارتعاشات همانند آن، ناشی از چرخ‌ها و زنجیره توان بوده و همیشه در یک

^۱ - Filter

خودرو وجود دارند، اما در نمودارهایی که برانگیزش‌های اساسی ناشی از ناهمواری جاده نیز در آن آورده شده است، اغلب این ارتعاشات قابل تشخیص نیستند. هر چند این اثرات به عنوان یکی از عوامل قابل اعتنا در نمودار ارتعاش به چشم می‌خورند و زمینه‌هایی را به وجود می‌آورند که با یک طراحی دقیق بتوان شرایط پیرامونی سواری خودرو را بهبود بخشید.

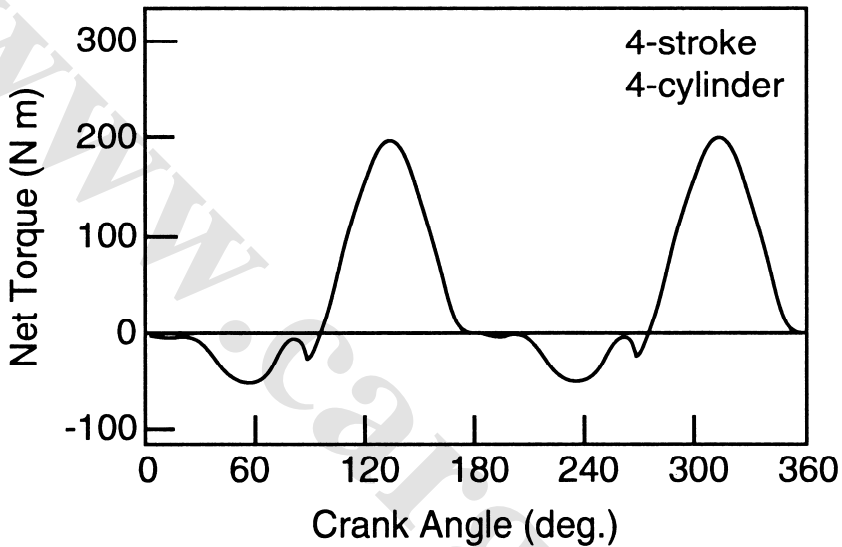


شکل (۵-۱۱) طیف ارتعاشات حاصل از نایکنواختی زنجیره توان و مجموعه چرخ و تایر

موتور - جعبه دنده

موتور منبع اصلی توان خودرو به شمار می‌آید. این واقعیت که موتور با چرخش و ناوش خود

گشتاور مورد نیاز را تامین می‌کند، این امکان را به وجود می‌آورد که موتور خود می‌تواند یک منبع تولید ارتعاش برای خودرو باشد. همچنین بخش اصلی جرم موتور به اضافه جعبه دنده بر روی شاسی قرار دارد، که اگر به درستی جاگذاری و استفاده شود، می‌تواند به عنوان یک جاذب ارتعاش عمل کند.



شکل (۵-۱۲) تغییرات گشتاور در خروجی یک موتور چهارسیلندر چهار زمانه

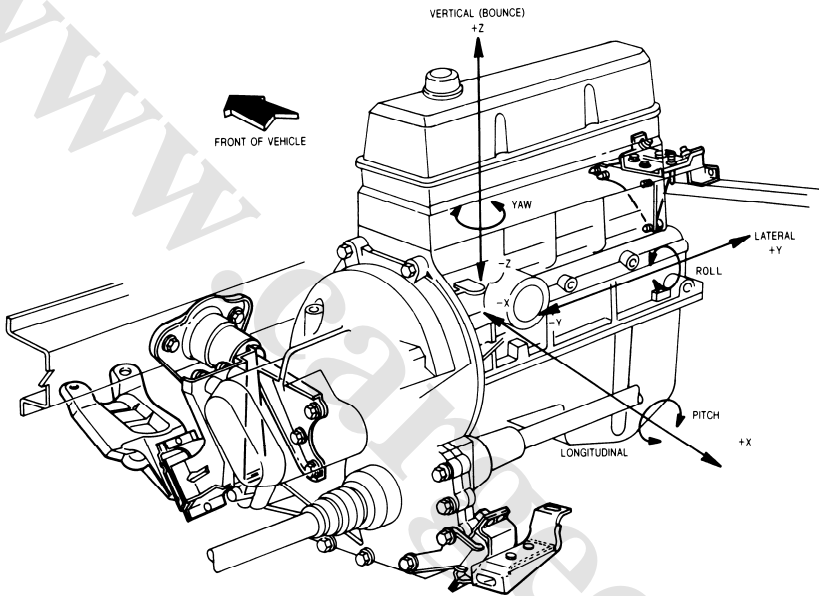
پیستون‌های موتور در یک فرآیند بسته، قدرت را انتقال می‌دهند. بنابراین گشتاور انتقال یافته از موتور اندازه ثابتی ندارد. گشتاوری که از یک سری پالس‌های ناشی از مرحله قدرت (احتراق داخل سیلندر) حاصل شده، به میل لنگ انتقال می‌یابد (شکل ۵-۱۲). چرخ گردان یا طیار^۱ نقش ضربه‌گیر اینرسی را بازی می‌کند، در حالی که لختی و نرمی در جعبه دنده وجود دارند. بنابراین، گشتاوری که به میل گاردان وارد می‌شود، شامل یک بخش ثابت و یک بخش متغیر غیر قابل اجتناب است. این تغییرات گشتاور در زنجیره توان، می‌تواند موجب ایجاد نیروی برانگیزش ارتعاشی شود، همانند شکل که در بخش قبل دیدیم، گشتاور موجود در چهار شاخ گاردان این اثر را می‌گذارد.

با وجود نرمی اتصالات در تکیه‌گاه‌های موتور (میان دسته موتور، جعبه دنده و ...)، سیستم در هر

^۱ - Fly Wheel

شش جهت قابل ارتعاش می‌باشد. سه تا از این جهات انتقالی بوده و سه تای دیگر چرخش حول محورهای انتقال مذکور هستند.

سیستم محورهای مختصات برای یک موتور که در جلوی خودرو قرار گرفته، در شکل ۵-۱۳ نشان داده شده است. این شکل، همچنین دسته موتورهایی را که برای نصب موتورهای عرضی روی شاسی استفاده می‌شوند، نشان داده است.



شکل (۵-۱۳) یک موتور کناری با قطعات سخت‌افزاری مورد نیاز برای نصب

از بین تمام این جهات حرکتی، جهتی که در ارتعاش موتور اهمیت بیشتری دارد، جهت غلتش موتور است (یا به عبارت دیگر حول محور کناری موتور یا حول محور طولی خودرو که می‌توان آن را در جهت شمال به جنوب متصور شد) و این به سبب لرزش‌های ناشی از گشتاور موتور است. لرزش داخل موتور با احتراق داخلی سیلندرها، هم بسامد است و از اختلاف گشتاور سیلندرها ناشی می‌شود.

کلید جداسازی بدنه خودرو از این برانگیزش‌ها، در طراحی یک سیستم تکیه‌گاهی مناسب است که محور غلتش خودرو بر محور غلتش لختی موتور منطبق شود. بدین ترتیب، تشدید حول این محورها از کمترین بسامد حاصل از احتراق موتور پایین‌تر می‌آید. بنابراین تغییرات گشتاوری که

بالای این بسامد اتفاق می‌افتد، کاهش می‌یابد. بنابراین گشتاور قبل از اینکه به بدنه خودرو منتقل شود، بر اثر اینرسی درونی موتور خودرو جذب می‌شود.

در موتورهای چهارسیلندر، به دلیل دخالت وزن جعبه دنده، معمولاً محور اینرسی موتور متمایل به پایین خواهد بود، بنابراین سیستم تکیه‌گاهی باید طوری باشد که محور اینرسی در قسمت جلو متمایل به بالا و در قسمت اتصال به جعبه دنده متمایل به پایین باشد. در موتورهای V شکل یا خورجینی (شش و هشت سیلندر) برای اینکه میل لنگ تا حد امکان با سیستم نصب هماهنگ باشد، در قسمت جلو، محور اینرسی به سمت پایین متمایل خواهد بود.

بدترین مشکل، جداسازی گشتاور حاصل از درگیر کردن موتور با جعبه دنده است، هنگامی که این بسامد به ۲۰ هرتز یا کمتر برسد. بنابراین یک جداسازی موفق، حالتی است که تشدید حول محور غلتشی موتور، از ۱۰ هرتز بیشتر نباشد. به دلیل اینکه سیستم، همانند یک سیستم جرم و فنر درجه دو رفتار می‌کند، تغییرات گشتاور با بسامد کمتر از بسامد تشدید، مستقیماً در پایه‌های اتصال جرم احساس می‌شوند. زمانی که بسامد، به بسامد تشدید نزدیک شود، دامنه برانگیزش ایجاد شده از خود تغییرات گشتاور بزرگتر خواهد شد.

موتور ممکن است نیروها یا گشتاورهایی را در جهات دیگر ایجاد کند که آنها می‌توانند ناشی از بالانس نبودن ذاتی جرم دوار و حالت و موقعیت پیستون (رفت و برگشت) باشند. این نیروها یا کوپلینگ بر روی بسامد ناوشی موتور یا بر روی هارمونیک دوم اثر می‌گذارند که به همان شکل که در مورد حالت غلتش موتور گفته شد، باید ایزوله شوند. در آرایشی که اغلب موتورها در آن قرار می‌گیرند، شرایط بالانسی که بیشتر از بقیه اهمیت دارند و استفاده می‌شوند، به قرار زیر می‌باشند:

- در چهار سیلندر ردیفی^۱ بسامد نیروی عمودی دو برابر بسامد دورانی موتور است که با میله‌های متوازن کننده قابل بالانس شدن هستند.
- در چهار سیلندر متقاطع، تحت نیروها و گشتاورهای متفاوت در بسامد دورانی تا دو برابر آن به نحوه قرار گرفتن و شکل میل لنگ بستگی دارد.
- شش سیلندر ردیفی، خود به خود در تمام جهات بالانس است.
- در شش سیلندر ردیفی دو سیکله، کوپل عمودی سبب گشتاورهای چرخشی و دورانی

¹ - In Line

در بسامد دورانی موتور می شود که قابل بالانس شدن است.

- شش سیلندر خورجینی با زاویه ۶۰ درجه، سبب پیدایش لنگر دورانی معکوس در بسامد دورانی موتور می شود که با میله های متوازن کننده قابل بالانس شدن است.
- شش سیلندر خورجینی با زاویه ۹۰ درجه (احتراق فرد)، سبب پیدایش چرخش با دو برابر بسامد دورانی موتور می شود که با میله های متوازن کننده قابل بالانس شدن است.
- شش سیلندر خورجینی با زاویه ۹۰ درجه (احتراق زوج)، چرخش و دوران را در سرعت میل لنگ پدید می آورد که قابل بالانس است. همچنین پیچیدگی در چرخش و گشتاور دورانی ایجاد می کند که دو برابر شدن سرعت زاویه ای سبب بروز مشکل در بالانس کردن می شود.
- هشت سیلندر ردیفی، خود به خود در تمام جهات بالانس است.
- هشت سیلندر خورجینی با زاویه ۹۰ درجه، سبب لنگری با سرعت دورانی اولیه شده که به طور معکوس بالانس می شود.

با طراحی سیستم اتصال جرم روی شاسی خودرو، جرم موتور و جعبه دنده به عنوان جاذب ارتعاشی عمل کرده و سایر ارتعاشاتی که در خودرو ایجاد می شود، کاهش می یابند. بیشتر اوقات ارتعاشات عمودی که از برانگیزش چرخ ها ناشی می شوند، بدین ترتیب کنترل می شوند. برای این منظور، سیستم اتصال چنان طراحی می شود که به بسامد تشدید نوسان چرخ های جلو (۱۲ تا ۱۵ هرتز) نزدیک باشد تا موتور بتواند در حکم یک میراینده برای این حالت از ارتعاش خودرو عمل کند.

ویژگی های پاسخ خودرو

رفتار سیستماتیک خودرو به عنوان یک سیستم دینامیکی، بهتر است با بررسی خواص پایه سیستم تعلیق خودرو آغاز شود، مانند حرکت بدنه و محور چرخ ها. بدنه خودرو که شکل دهنده جرم معلق است، در بسامدهای پایین به عنوان یک جرم کلی روی سیستم تعلیق خودرو نوسان می کند و دارای حرکتی همانند حرکت یک جسم صلب است. همچنین محور و متعلقات چرخ ها که به عنوان جرم نامعلق در نظر گرفته می شوند، همین حرکت صلب را انجام می دهند که در نتیجه نیروهای ارتعاشی را به جرم معلق اعمال می کنند.

با نگرشی فراگیر، باید نگاهی هم به شکل سازه و چگونگی ساختار خودرو و تشدید ناشی از

زیربخش‌های آن داشت. علاوه بر اینها، متغیرهای جداگانه بسیاری در طراحی و شرایط حاکم بر مسأله می‌توانند بر پاسخ خودرو به ارتعاشات تاثیر بگذارند.

رفتار دینامیکی خودرو با در نظر گرفتن روابط بین ورودی و خروجی به شکل خوبی قابل تجزیه و تحلیل است. هر یک از برانگیزش‌هایی که در بخش پیش مطرح شدند و یا ترکیبی از آنها، می‌توانند در حکم ورودی باشند. در دیدگاه سواری، خروجی با اهمیت و مورد توجه خودرو ارتعاشات بدنه آن است. نسبت دامنه خروجی به ورودی توان سیستم دینامیکی را نشان می‌دهد. از اصطلاح قابلیت انتقال اغلب برای نشان دادن توان سیستم استفاده می‌شود. قابلیت انتقال، یک نسبت بدون بعد از دامنه پاسخ به دامنه برانگیزش سیستم است که در حالت ارتعاش اجباری پایا، محاسبه می‌شود. این نسبت ممکن است نسبت نیرو، جابجایی، سرعت و یا شتاب باشد. بزرگی نسبت تابع انتقال دهنده نیز، به شکل مشابه می‌تواند بر قدرت انتقال‌دهندگی سیستم دلالت کند و البته این روش بیشتر برای سیستم‌های خطی استفاده می‌شود.

جداسازی سیستم تعلیق

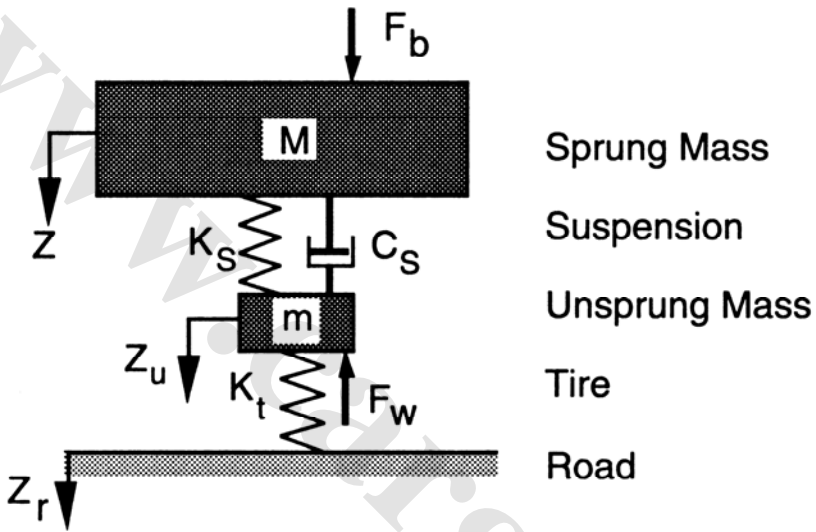
برای تمام خودروها در برآوردهای آغازین، جداسازی و جداسازی سواری را برای جرم معلق آن در نظر می‌گیرند، که برای ایزوله شدن از سختی و ناهمواری جاده است. روابط و حالت اساسی دینامیکی در این شرایط، با نشان دادن مدل یک چهارم خودرو در شکل ۵-۱۴ قابل نمایش است. این مدل شامل جرم معلق است که بر روی سیستم تعلیق اصلی قرار گرفته و به جرم نامعلق اکسل نیز متصل است. در سیستم تعلیق خاصی مانند سختی فتر تعلیق و میراکنندگی لرزه گیر مشخص شده‌اند. تایر مانند یک فتر ساده در نظر گرفته شده است و اگر چه تایر دارای مقدار کوچکی از خاصیت میرایی است (به علت خاصیت چسبندگی و ارتجاعی تایر). جزئیات بیشتر در مورد مدل مذکور در استاندارد سواری انجمن مهندسان خودرو و اطلاعات کلی ارتعاشات آورده شده است. جرم معلق روی سیستم تعلیق و فنرهای تایر قرار گرفته و قابلیت حرکت در جهت عمودی را دارا می‌باشد. به ثابت موثر سیستم تعلیق و فنرهای تایر که با هم سری هستند نرخ سواری^۱ گفته می‌شود و به قرار زیر است:

$$RR = \frac{K_s K_t}{K_s + K_t} \quad (۸-۵)$$

^۱ - Ride Rate

که در رابطه بالا:

نرخ سواری	RR
سختی سیستم تعلیق	K_s
سختی تایر	K_t



شکل (۵-۱۴) مدل یک چهارم خودرو

اگر از میرایی چشم‌پوشی شود، آنگاه بسامد طبیعی جهش^۱ برای هر گوشه از خودرو از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{RR}{M}} \text{ (radians/sec)} \quad (۱-۹-۵)$$

$$f_n = 0.159 \sqrt{\frac{RR}{W/g}} \text{ (Cycles/sec)} \quad (۲-۹-۵)$$

که در رابطه بالا:

جرم معلق	M
وزن جرم معلق	W
شتاب گرانش	g

^۱ - Bounce

زمانی که میرایی داشته باشیم، همانطور که در یک سیستم تعلیق واقعی وجود دارد، تشدید در بسامد طبیعی با میرا (ω_d) اتفاق می افتد که به قرار زیر است:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta_s^2} \quad (10-5)$$

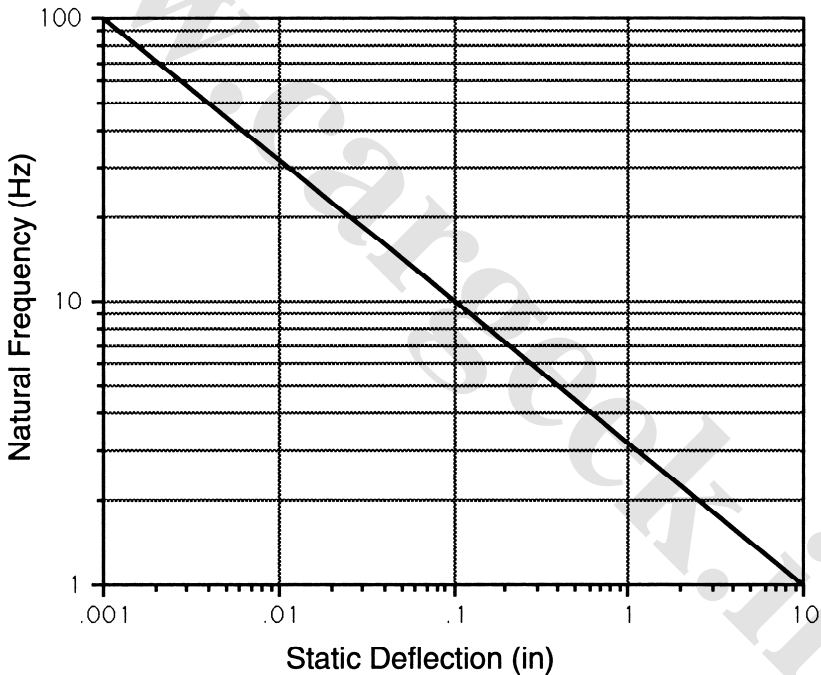
که در رابطه بالا:

ζ_s نسبت میرایی

$$\zeta_s = \frac{C_s}{\sqrt{4K_s M}} \quad (11-5)$$

که در رابطه بالا:

C_s ضریب میرایی تعلیق



شکل (۱۵-۵) نمودار بسامد طبیعی میرا نشده در مقابل نشست استاتیکی تعلیق خودرو

برای مود سواری خوب، نسبت میرایی تعلیق در خودروهای سواری مدرن معمولاً بین ۰/۲ تا ۰/۴ قرار می گیرد. از آنجایی که میرایی، روی بسامد تشدید بر پایه رابطه ۵-۸ تاثیر می گذارد (به علت ریشه دوم)، این مقدار نزدیک به بسامد طبیعی است.

در نسبت میرایی ۰/۲، بسامد طبیعی میرا شده ۹۸ درصد بسامد طبیعی بدون میرایی است و همچنین با نسبت میرایی ۰/۴، بسامد طبیعی میرا شده تقریباً ۹۲ درصد بسامد طبیعی بدون میرایی است، بنابراین به علت این اختلاف کم، بسامد طبیعی میرا نشده (ω_n) معمولاً برای حل مسایل مربوط به خودرو استفاده می‌شود.

نسبت (W/K_s) نمایانگر نشست استاتیکی سیستم تعلیق بر اثر وزن وسیله نقلیه است، برای اینکه نشست استاتیکی در تعیین بسامد طبیعی موثرتر است. در واقع، نشست استاتیکی پارامتر ساده و درستی است که در ایزوله کردن سیستم، حد پایین را نشان می‌دهد. شکل ۵-۱۵ نسبت بسامد طبیعی به نشست استاتیکی را به صورت نمودار نشان می‌دهد.

برای یک طراحی آرمانی، وسیله نقلیه جاده‌ای با نشست استاتیکی ۱۰ اینچ (۲۵۴ میلی‌متر) لازم است تا بسامد طبیعی بر حسب ۱ هرتز به دست آید. نشست ۵ اینچی (۱۲۷ میلی‌متر) معادل بسامد ۱/۴ هرتز است و ۱ اینچ (۲۵ میلی‌متر) معادل بسامد ۳/۱۳ هرتز است. در حالی که لازم نیست سیستم تعلیق، ۱۰ اینچ کامل (۲۵ میلی‌متر) را در هنگام حرکت برای ایجاد بسامد ۱ هرتز تولید نماید، به طور معمول پیش‌بینی برای نشست‌های بیشتر با بسامدهای کمتر لازم است. مثلاً برای اینکه میزان نرخ فتر به اندازه‌ای باشد که ۱ هرتز را تحمل کند، حداقل یک بازه ۵ اینچی بایستی وجود داشته باشد، برای اینکه فتر بتواند شتاب دست‌اندازها را تا میزان یک دوم شتاب گرانش تحمل کند، بدون آنکه به انتهای بازه حرکتی مجاز برسد. بیشتر خودروهای بزرگ دارای سیستم تعلیقی هستند که می‌تواند بازه ۷ تا ۸ اینچ را تحمل کند. در خودروهای کوچک این بازه حرکتی ممکن است تا حد ۵ یا ۶ اینچ کاهش پیدا کند.

رفتار دینامیکی برای کل مدل یک چهارم خودرو در حالت ارتعاشات مانا، با قانون دوم نیوتن برای جرم معلق و جرم نامعلق تعیین می‌شود. با توجه به پیکره آزاد هر کدام، معادلات دیفرانسیل زیر برای جرم معلق و نامعلق حاصل می‌شود:

$$M\ddot{Z} + C_s\dot{Z} + K_s Z = C_s\dot{Z}_u + K_s Z_u + F_b \quad (۱۲-۵)$$

$$m\ddot{Z}_u + C_s\dot{Z}_u + (K_s + K_t)Z_u = C_s\dot{Z} + K_s Z + K_t Z_r + F_w \quad (۱۳-۵)$$

که در رابطه بالا:

Z جابجایی جرم معلق

Z_u جابجایی نامعلق

جابجایی جاده	Z_r
نیروی وارد بر جرم معلق	F_b
نیروی وارد بر جرم نامعلق	F_w

پاسخیابی معادلات بالا به سادگی امکان پذیر نیست، بنابراین به کمک روش کلاسیک برای حالت حرکت یکنواخت و همساز معادلات حل می شوند. روش های پاسخیابی اولیه برای حرکت جرم معلق در پاسخ به ناهمواری های جاده، نیروهای وارد بر اکسل و نیروهایی که مستقیماً بر جرم معلق وارد می شوند، خواهند بود.

نسبت دامنه ها برای این موارد به شکل زیر است:

$$\frac{\ddot{Z}}{\ddot{Z}_r} = \frac{K_1 K_2 + j(K_1 C_\omega)}{(\chi \omega^4 - (K_1 + K_2 \chi + K_2) \omega^2 + K_1 K_2) + j(K_1 C_\omega - (1 + \chi) C \omega^3)} \quad (14-5)$$

$$\frac{\ddot{Z}}{\ddot{Z}_b} = \frac{K_2 \omega^2 + j(C \omega^3)}{(\chi \omega^4 - (K_1 + K_2 \chi + K_2) \omega^2 + K_1 K_2) + j(K_1 C_\omega - (1 + \chi) C \omega^3)} \quad (15-5)$$

$$\frac{\ddot{Z}}{F_w/M} = \frac{(\mu \omega^4 - (K_1 + K_2) \omega^2) + j(C \omega^3)}{(\chi \omega^4 - (K_1 + K_2 \chi + K_2) \omega^2 + K_1 K_2) + j(K_1 C_\omega - (1 + \chi) C \omega^3)} \quad (16-5)$$

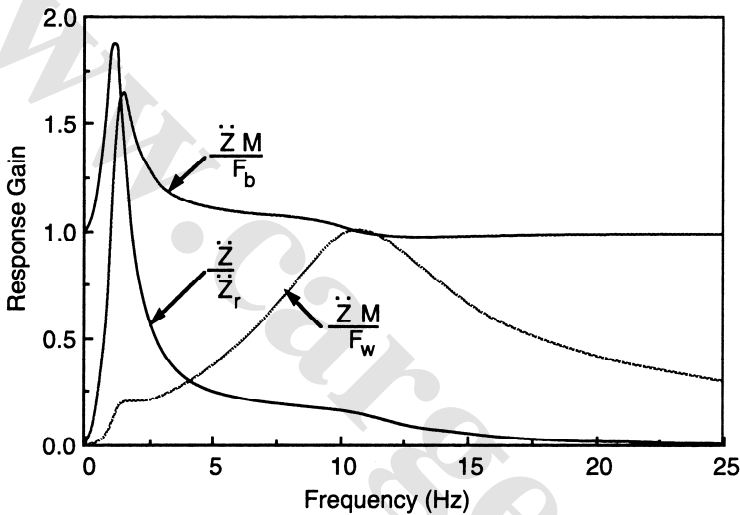
که در رابطه بالا:

نسبت جرم نامعلق به جرم معلق	m/M
	C_s/M C
	K_1/M K_1
	K_s/M K_2
عملگر عدد مختلط	j

معادلات بالا از نوع مختلط بوده و شامل بخش حقیقی و موهومی می باشند، که بخش موهومی با اپراتور (j) مشخص شده است. برای به دست آوردن نسبت دامنه ها، باید بخش موهومی و حقیقی در صورت و مخرج کسرهای فوق برای بسامد مورد نظر محاسبه شوند. دامنه صورت با گرفتن ریشه دوم از مجموع مجذورهای اعداد حقیقی و موهومی تعیین می شود. مقدار حاصل برای مخرج هم به همین ترتیب محاسبه شده و سپس نسبت صورت و مخرج به دست می آید. با تغییرات مناسب و دقیق در معادله، زاویه فاز معادلات به دست می آید.

برای مطالعه رفتار دینامیکی خودرو، مدل یک چهارم خودرو محدود به جهت عمودی در نظر

گرفته می‌شود. اما هنوز می‌توان از معادلاتی که در ابتدا استخراج شد، برای امتحان و مطالعه ارتعاشات جرم معلق استفاده کرد. این ارتعاشات ناشی از ناهمواری جاده، نیروهای شعاعی حاصل از نایکنواختی تایر و چرخ، یا نیروهای عمودی که مستقیماً از منابع داخلی بر جرم معلق اعمال می‌شوند، هستند. در شکل ۵-۱۶ ماهیت پاسخ‌ها با آزمایش نیروهای پاسخ، به عنوان تابعی از بسامد نشان داده شده است. این نیرو یا توان، به طور جداگانه برای هر نوع ورودی ایجاد کننده ارتعاش تعیین می‌شود.



شکل (۵-۱۶) پاسخ مدل یک چهارم خودرو به ورودیهای جاده، چرخ - تایر و بدنه

اگر ناهمواری جاده به عنوان ورودی در نظر گرفته شود، توان انتقال آن عبارت است از نسبت حرکت جرم معلق (شتاب، سرعت، جابجایی) به مقدار ورودی جاده. در بسامدهای خیلی پایین، توان واحد است (جرم معلق درست مانند ناهمواری جاده جابجا می‌شود). در روش‌های کلاسیک طراحی خودروهای موتوری، بسامد طبیعی جرم معلق باید مساوی یا کمی بیشتر از ۱ هرتز شود. بنابراین در بسامدهای نزدیک ۱ هرتز، بسامد فنر سیستم تعلیق تشدید شده و ورودیهای ناشی از جاده تقویت می‌شوند. نسبت دامنه در این نقطه بیشینه، برای میرایی سطح محسوس بوده و در خودروهای سواری معمولی بین ۱/۵ تا ۳ خواهد بود. برای خودروهای سنگین معمولی، این نسبت به شرایط جاده و کارکرد آن بستگی دارد. اما در شرایط نامساعد و در بدترین حالت به سطح ۵ یا ۶ می‌رسد. پس از تشدید، ارتعاشات ناشی از برانگیزش‌های جاده به طور فزاینده‌ای کاهش می‌یابد.

در بسامد بین ۱۰ تا ۱۲ هرتز، جرم نامعلق با مجموعه چرخ و تایر از تشدید عمودی عبور کرده و برآمدگی کوچکی در ناحیه مذکور به منحنی اضافه می‌شود.

پاسخ جرم معلق به برانگیزش‌های چرخ و تایر با انتخاب یک رابطه مناسب بی‌بعد برای توان سیستم نشان داده می‌شود. ورودی نیروی برانگیزش وارد بر اکسل به سبب مجموعه چرخ و تایر است. خروجی، که شتاب جرم معلق است، می‌تواند با ضرب شدن در جرم به شکل نیرو هم ظاهر شود. در این صورت خروجی، نیروی معادل اعمالی به جرم معلق است که برای ایجاد شتاب ضروری است.

در بسامد صفر، توان انتقال دهندگی سیستم هم صفر است، زیرا نیروی وارد بر اکسل توسط خاصیت فنری تایر جذب می‌شود و در نتیجه، شتابی در جرم معلق ایجاد نمی‌شود. در بسامد تشدید جرم معلق ۱ هرتز، این مقدار افزایش می‌یابد ولی تا زمانی که بسامد چرخ به حدود ۱۰ تا ۱۲ هرتز برسد، این افزایش ادامه دارد و تنها پس از آن است که شروع به کاهش می‌کند. این تصویر، بیشتر بیانگر حساسیت به تغییرات نیروهای شعاعی در تایر و اجزای چرخ است و باید انتظار داشت که وسایل نقلیه موتوری طبق قرارداد به کار روند. به عبارت دیگر می‌توان گفت که خودرو بیشتر به ارتعاشات حاصل از تایر و عدم یکنواختی چرخ، پاسخ می‌دهد. عدم یکنواختی چرخ، نزدیک به بسامد تشدید چرخ عمل می‌کند. در این بسامد، نیروی ناشی از این عدم یکنواختی مستقیماً به جرم معلق وارد می‌شود (بهره پاسخ واحد^۱).

توان پاسخ برای تولید نیروی مستقیم بر جرم معلق، احتمالاً بدون بعد و با استفاده مجدد از نیروی برابر با جرم معلق، به عنوان خروجی شرح داده می‌شود. پاسخ در این مورد مشابه است، اما سهم بیشتری در تشدید جرم معلق دارد. در بسامدهای زیاد، توان انتقال دهندگی به مقدار واحد می‌رسد، چرا که جابجایی بسیار کوچک شده و در نتیجه نیروهای تعلیق تغییر زیادی نکرده و می‌تواند به طور کلی به شکل شتاب جرم معلق در نظر گرفته شود. قابل ذکر است که تمام نیروهای خارجی دیگر که به بدنه خودرو وارد می‌شوند، سبب به وجود آمدن ارتعاشات سواری می‌شوند. خواص جداسازی اصلی که برای مدل یک چهارم خودرو الزامی هستند، با طیف ناهمواری جاده اولیه تصویر از خصوصیات کلی طیف شتاب سواری را ارائه می‌دهند که به خاطر اثرات شرایط جاده بر روی موتور خودرو انتظار می‌رود.

^۱ - Response Gain Of Unity

طیف شتاب جرم معلق، برای مدل یک خطی، با ضرب کردن طیف جاده در مجذور تابع انتقال محاسبه می شود:

$$G_{zs}(f) = |H_v(f)|^2 G_{zr} \quad (17-5)$$

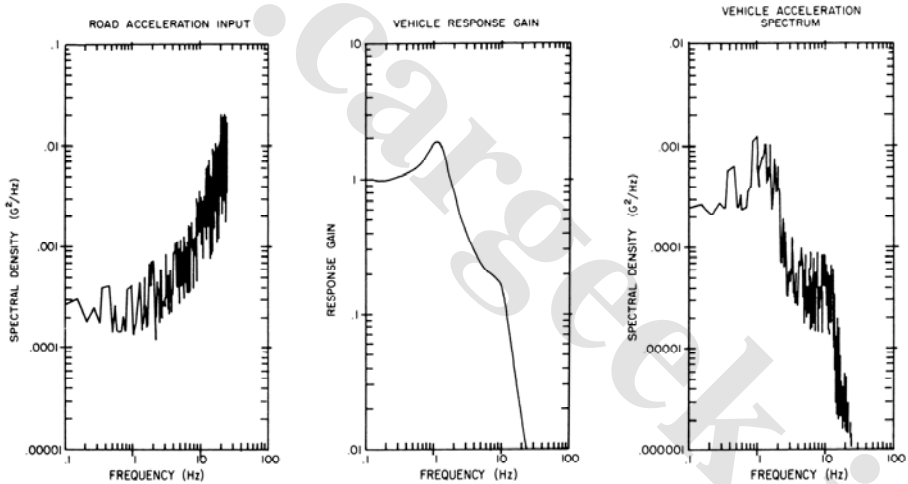
که در رابطه بالا:

$G_{zs}(f)$ شتاب تابع چگالی طیفی توان برای جرم معلق

$H_v(f)$ توان پاسخ برای ورودی جاده

G_{zr} شتاب تابع چگالی طیفی توان ورودی جاده

نتایج به دست آمده در شکل ۵-۱۷ نمایش داده شده است که در آن، شرایط جاده نشانگر ورودی دامنه شتاب است که با بسامد افزایش می یابد. خصوصیات جداسازی سیستم تعلیق با کم شدن توان خودرو کاهش می یابد.



شکل (۱۷-۵) جداسازی شتاب جاده با استفاده از مدل یک چهارم خودرو

بنابراین به عنوان نتیجه نهایی، طیف شتاب در خودرو با دامنه بالا در بسامد تشدید جرم معلق است که سبب کاهش دقت در بسامد تشدید چرخ شده و پس از آن هم این دقت به سرعت کاهش پیدا می کند. باید به این نکته توجه کرد که زمانی که دامنه ورودی جاده با بسامد افزایش می یابد، پاسخ شتاب خودرو از نظر کیفی با توان انتقال دهنده گی پاسخ خودرو یکسان است. بنابراین طیف شتاب که برای خودرو دیده شد، حاوی مطالبی در مورد توان انتقال دهنده گی پاسخ سیستم است، حتی

زمانی که خصوصیات ویژه جاده کاملاً مشخص نباشد.

مسائل نمونه

مساله ۱

مطلوب است محاسبه نرخ سواری در سیستم تعلیق جلو و پشت برای خودروی موستانگ 5.0L اگر:

سختی تایر ۱۱۹ پوند بر اینچ

سختی سیستم تعلیق جلو ۱۴۳ پوند بر اینچ

سختی سیستم تعلیق پشت ۱۰۰ پوند بر اینچ

همچنین بسامد طبیعی را برای هر دو سیستم تعلیق جلو و پشت، زمانی که تایرهای جلو هر کدام ۹۵۷ پوند و تایرهای پشت هر کدام ۷۳۰ پوند بار را تحمل می‌کند.

پاسخ

با استفاده از معادله ۵-۸ نرخ سواری قابل محاسبه است:

$$RR_f = \frac{K_s K_t}{K_s - K_t} = \frac{143 \times 1198}{143 - 1198} = 127 \left(\frac{\text{lb}}{\text{in}} \right)$$

$$RR_r = \frac{K_s K_t}{K_s - K_t} = \frac{100 \times 1198}{100 - 1198} = 92.3 \left(\frac{\text{lb}}{\text{in}} \right)$$

بسامد طبیعی برای تعلیق از رابطه ۵-۹-۲ قابل محاسبه است:

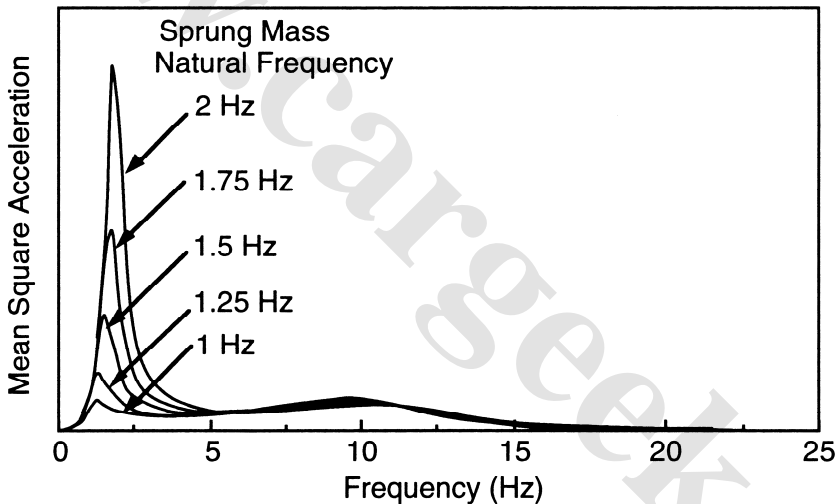
$$f_{nf} = 0.159 \sqrt{\frac{RR_f g}{W}} = 0.159 \sqrt{\frac{127 \left(\frac{\text{lb}}{\text{in}} \right) \times 386 \left(\frac{\text{lb}}{\text{sec}^2} \right)}{957(\text{lb})}} = 1.14(\text{Hz})$$

$$f_{nr} = 0.159 \sqrt{\frac{RR_r g}{W}} = 0.159 \sqrt{\frac{92.3 \left(\frac{\text{lb}}{\text{in}} \right) \times 386 \left(\frac{\text{lb}}{\text{sec}^2} \right)}{730(\text{lb})}} = 1.11(\text{Hz})$$

سختی سیستم تعلیق

فنر سیستم تعلیق با فنر تایر سری است، اما به سبب مقدار کم آن نسبت به تایر، سهم اصلی مربوط به فنر سیستم تعلیق است که در محاسبه نرخ سواری و همچنین در محاسبه بسامد طبیعی سیستم در حالت جهش و حرکات عمودی تنها از آن استفاده می‌شود. تا زمانی که دامنه ورودی‌های شتاب جاده در بسامدهای بالا افزایش می‌یابد، بهترین جداسازی به شکلی حاصل می‌شود که بسامد

طبیعی تا حد ممکن پایین باشد. برای خودرویی با وزن معلوم، باید در حالت واقعی از پایین ترین نرخ فنریت سیستم تعلیق برای کاهش بسامد طبیعی استفاده کرد. نتیجه این کار بر روی شتاب انتقال یافته به جرم معلق، به صورت تحلیلی با تقریب زدن ورودی شتاب جاده به عنوان تابعی که با مجذور بسامد افزایش می یابد، قابل بررسی است. بنابراین متوسط مجذور شتاب از معادله ۵-۱۷ به عنوان تابعی از بسامد قابل محاسبه خواهد بود. شکل ۵-۱۸ نشان گر طیف شتاب برای مدل یک چهارم خودرو است، هنگامی که نرخ فنریت سیستم تعلیق را به اندازه ای تغییر دهیم که بسامد طبیعی بین ۱ تا ۲ هرتز قرار گیرد. چون طیف شتاب در مقیاس خطی رسم شده است، لذا مساحت زیر منحنی ها، نشان دهنده میزان ارتباط متوسط مجذور به بسامد است.



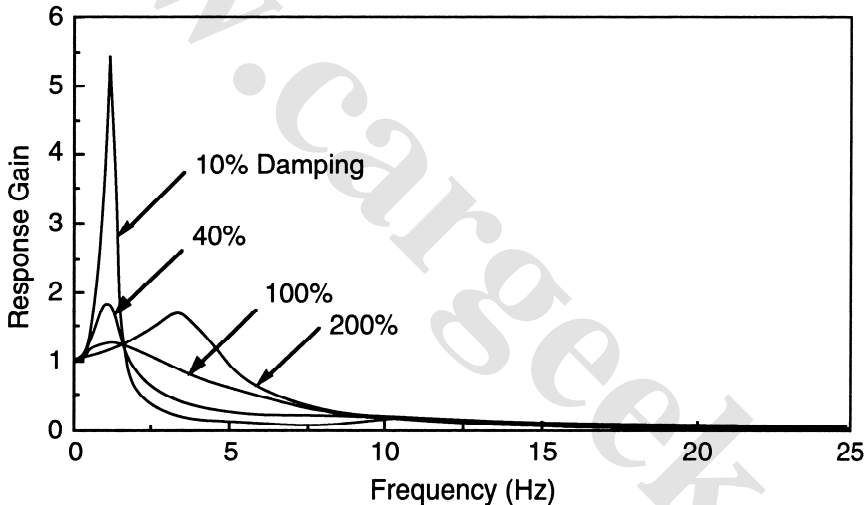
شکل ۵-۱۸) طیف شتاب سطح جاده برای بسامدهای مختلف طبیعی جرم معلق

کمترین شتاب در بسامد طبیعی ۱ هرتز اتفاق می افتد. در مقادیر بالاتر از بسامد طبیعی (فنریت های سخت تر سیستم تعلیق) نوک قله منحنی شتاب، بین بسامدهای ۱ تا ۵ هرتز افزایش یافته و انتقال بیشتر ورودی های شتاب جاده را منعکس می کند و همچنین متوسط مجذور شتاب را چندین درصد افزایش می دهد. به عبارت دیگر، بسامد طبیعی در حالت لرزش چرخ با افزایش سختی تعلیق به حدود ۱۰ هرتز می رسد و به انتقال بیشتر شتاب در بسامدهای بالاتر کمک می کند. در حالی که این تحلیل ها به روشنی نشان می دهد که برای جداسازی سواری همواره باید از تعلیق

نرم استفاده کرد، محدودیت‌هایی در عمل برای بازه حرکتی مطابق با اندازه خودرو وجود دارد. همینطور محدودیت سیستم تعلیق، بسامد طبیعی را برای بیشتر خودروها به حداقل خود یعنی ۱ تا ۱/۵ هرتز می‌رساند. اگر بخواهیم کارکرد خودروها مطابق با نرخ سواری برای کنترل بهتر در سیستم تعلیق باشد، این سیستم باید دارای بسامد طبیعی ۲ یا ۲/۵ هرتز باشد.

میرایی سیستم تعلیق

خاصیت میرایی سیستم تعلیق اساساً به خاطر کارکرد لرزه‌گیرهای هیدرولیکی است. اما بر عکس نام لاتین آنها، شوک‌های حاصل از ضربات جاده را جذب نمی‌کنند. ترجیحاً سیستم تعلیق، شوک‌ها را جذب می‌کند و کارکرد لرزه‌گیر، در جهت کاهش انرژی ورودی حاصل از ضربات جاده است.



شکل (۵-۱۹) اثر میرایی در رفتار جداسازی سیستم تعلیق

شکل ۵-۱۹ نشان دهنده اثر ظاهری میرایی در مدل یک چهارم خودرو به وسیله توان یا نیروهای اعمالی است. درصد میرایی از نسبت میرایی در معادله ۵-۱۱ به دست می‌آید. در میرایی خیلی کم در حدود ۱۰ درصد، پاسخ با دامنه زیاد در بسامد ۱ هرتز بیان می‌شود. این نوع پاسخ که به عنوان شناوری شناخته می‌شود، سبب می‌شود تا جرم معلق در مسیر خود دارای حرکت طولی موجی شکلی باشد. این در حالتی است که این بخش از کار مورد انتظار نبوده و مزایای آن در دست‌یابی به همه بسامدهای بالای نقطه تشدید، در نتیجه دقت زاید آن است.

منحنی نسبت میرایی ۴۰ درصد نشانگر اثر خودروهایی است که با تقویت بسامد تشدید حدود ۱/۵ تا ۲ شناخته می‌شوند و تقریباً در بیشتر خودروها رخ می‌دهد. در ۱۰۰ درصد میرایی (بحرانی)، حرکت‌های جهشی جرم معلق در بسامد ۱ هرتز به خوبی کنترل می‌شود، اما این عیب وجود دارد که جداسازی در بسامدهای بالاتر اتفاق می‌افتد. اگر میرایی به بالاتر از مرز بحرانی برسد، مثلاً ۲۰۰ درصد، لرزه‌گیرها به قدری سفت می‌شوند که تعلیق دیگر حرکت نکرده و خودرو بر روی تایرها دچار جهش می‌شود و در بسامد ۳ تا ۴ هرتز به مرز تشدید می‌رسد.

در حالی که این گونه روش تحلیلی سبب می‌شود تا اثر سواری در میرایی سیستم تعلیق به شکل ساده‌ای بیان شود، ولی تحلیل و ساخت لرزه‌گیرها برای دستیابی به کیفیت و کارایی بهینه در خودروهای مدرن، بسیار پیچیده است. لرزه‌گیرها باید به شکلی طراحی شوند که نه تنها ویژگی‌های دلخواه در سواری را برآورده سازند، بلکه بتوانند نقش اصلی خود را در حفظ تماس همیشگی لاستیک با جاده ایفا کنند تا هدایت، کنترل و ایمنی خودرو نیز فراهم شود.

در آغاز، میرایی سیستم تعلیق در جهت‌های افست (فشار) و برگشت (کشش) برابر نیستند. میرایی در جهت فشاری با نیرویی که به هنگام برخورد چرخ با دست‌انداز به جرم معلق منتقل شده، جمع می‌شود. بنابراین در این جهت، داشتن میرایی زیاد مطلوب نیست. از طرف دیگر، در جهت برگشت، میرایی زیاد مورد توجه است تا انرژی ذخیره شده در فنر را که بر اثر برخورد چرخ با دست‌انداز به وجوه آمده است را تلف کند. در نتیجه لرزه‌گیرهای متداول، دارای دو ضریب میرایی هستند که تقریباً به نسبت ۳ به ۱ بین میرایی کشش و فشار حاکم است. در کنار اینها، تنظیم برخی ویژگی‌ها برای کنترل میرایی در هر دو جهت فوق در زیر آمده است.

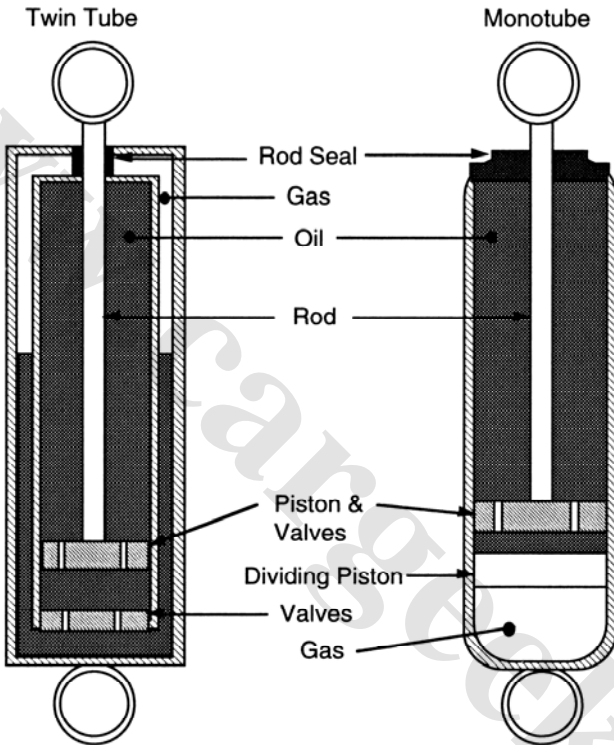
از اواسط ۱۹۵۰، لرزه‌گیرهای تلسکوپی منحصراً برای میرایی سیستم‌های تعلیق خودکار استفاده شده‌اند. لرزه‌گیرهای تلسکوپی به شکل پیستون داخل لوله بوده، که از یک طرف به جرم معلق و از طرف دیگر به اکسل یا چرخ متصل است. لرزه‌گیرهای تلسکوپی دارای دو گونه عمده می‌باشند، که در شکل ۵-۲۰ نشان داده شده‌اند:

- دو لوله یا لوله دوگانه^۱
- تک لوله با فشار گاز^۲

^۱ - Twin Tube

^۲ - Gas Pressurized Monotube

هر کدام از لرزه گیرهای فوق امتیازهای خودشان را دارند، اما از لحاظ کارکرد هر دو یکسان هستند. در هنگام فشار و کشش، پیستون عبور سیال را طوری تنظیم می کنند که نیروی میرایی مورد نظر از طریق پیستون حاصل شود. در مورد لرزه گیر دو لوله، دریاچه های^۱ اضافی که در قسمت اصلی تعبیه شده اند، برای تنظیم رفتار میرایی مورد استفاده قرار می گیرند.

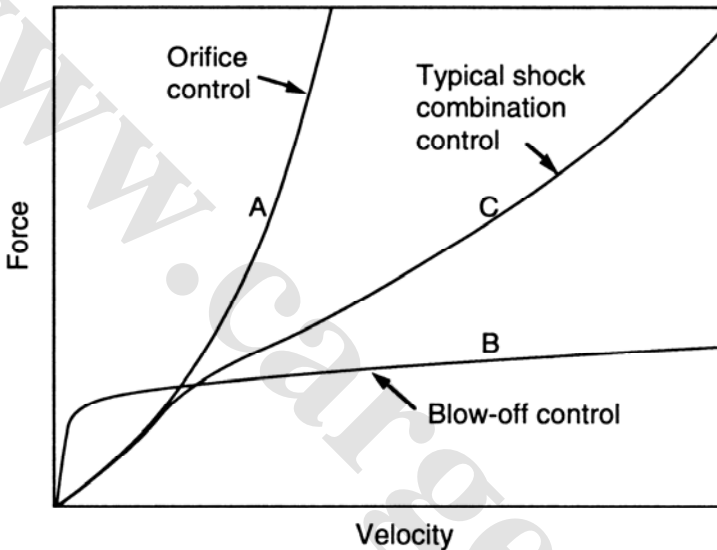


شکل (۵-۲۰) لرزه گیرهای دو لوله و یک لوله با فشار هوای تنظیم شده

این دو روش ممکن است با هم ترکیب شوند تا مشخصه های دلخواه حاصل شود. سوپاپ ساده اوریفیس، نیروی میرایی پدید می آورد که با مربع سرعت افزایش می یابد که با نمودار A در شکل ۵-۲۱ نمایش داده شده است. هنگامی در طراحی، دست یابی به میرایی مناسب و کافی در جهت کنترل حرکت های بدنه در سرعت های کم مورد نظر است، جریان کنترل اوریفیس ساده در سرعت های زیاد، که معمولاً از حرکت های لرزشی اکسل ناشی می شود، سبب پدید آمدن نیروی

^۱ - Valve

میرایی بزرگتری می‌شود. نوع دوم این سوپاپ‌ها، سوپاپ تخلیه نام دارد. در این مدل، ورودی جریان سیال توسط فشار فنر مسدود می‌شود تا فشار مورد نظر را تامین کند. در این نقطه، تخلیه جریان با نیروی میرایی صورت می‌گیرد که منحنی B این موضوع را نشان می‌دهد. با ترکیب کنترل‌های اوریفیس و تخلیه به شکل سری و موازی، میرایی لرزه‌گیرها مانند آنچه در منحنی C نشان داده شده، به دست می‌آید.



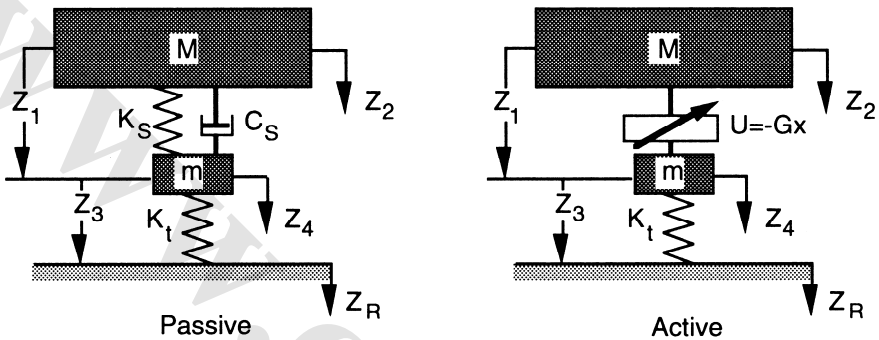
شکل (۵-۲۱) خواص سرعت و نیروی سوپاپ لرزه‌گیر

در تجزیه و تحلیل سواری، برای ارایه کارکردی جامع از میرایی لرزه‌گیر، باید ضربه را به عنوان یک کمیت ناخطی در نظر گرفت. ویژگی‌های سرعت - نیرو مانند شکل قبل، به وسیله قطعات مستقیم یا چندگانه - که به یک منحنی شباهت دارند - نشان داده می‌شود. در نهایت، بوش‌های لاستیکی در اتصالات انتهایی لرزه‌گیرها، یک مکمل قابل ملاحظه در سیستم است که این بوش‌ها، حرکت‌هایی را با بسامدهای بالا و پایین مخصوص اکسل فراهم می‌سازند و باید آنها را مورد توجه قرار داد.

کنترل پویا

در سال‌های اخیر، برای بهبود بخشیدن به کارکرد کلی سواری در وسایل نقلیه موتوری، سیستم‌های تعلیق بر پایه قطعات پویا ایجاد شده است. این قطعات پویا، غالباً سیلندرهای

هیدرولیکی هستند که نیروهای سیستم‌های تعلیق تحت کنترل را در کنترل کننده‌های الکترونیکی اعمال می‌کنند. این کنترل کننده‌های الکترونیکی، برای ایجاد خواص سواری مورد نظر تنظیم می‌شوند. کارکرد این سیستم‌ها نسبت به انواع دیگر سیستم تعلیق سبب بهبود سواری و افزایش ویژگی‌های فرمان‌پذیری و کنترل خودرو می‌باشد.



شکل (۵-۲۲) نمایش مدل یک چهارم خودرو در سیستم‌های تعلیق ایستا و پویا

مدل یک چهارم خودرو را می‌توان برای اندازه‌گیری کمیت کارکرد سواری نسبی در سیستم‌های ایستا^۱ و پویا^۲ به کار برد. هر دو سیستم در شکل ۵-۲۲ نشان داده شده‌اند. برای وسیله نقلیه‌ای که با سرعت ثابت رو به جلو بر روی سطح جاده‌ای به طور اتفاقی در حال حرکت است، ارتعاش جاده می‌تواند به خوبی با متغیرهای کارکرد، به وسیله طیف شیب ثابت برآورد شود (ورودی‌های جابجایی پروفیل جاده با انتگرال‌گیری از یک منبع با نویز سفید^۳ به دست می‌آید). سه متغیر کارکرد زیر مورد توجه هستند:

- جداسازی ارتعاش: از طریق شتاب جرم معلق اندازه‌گیری می‌شود (\ddot{Z}_2)
- حرکت تعلیق: از طریق انحراف سیستم تعلیق اندازه‌گیری می‌شود (Z_1)
- قرارپذیری تایر: از طریق خیز و نشست تایر اندازه‌گیری می‌شود (Z_3)

به دلیل اینکه خودرو به صورت یک سیستم خطی تحت تاثیر ورودی نویز سفید طراحی شده است، متوسط مجذور پاسخ هر تغییر حرکت مورد نظر، با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

¹ - Passive System
² - Active System
³ - White Noise

$$E(y^2) = S_0 \int_{-\infty}^{\infty} |H_y(\omega)|^2 d\omega \quad (18-5)$$

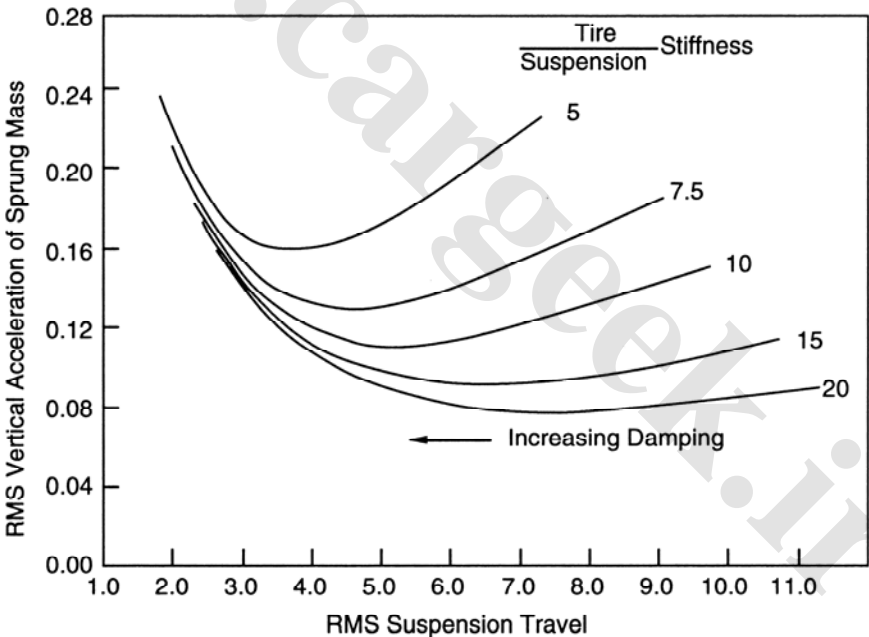
توابع انتقال از معادلات کنترل با جایگزین کردن در معادله ۵-۱۸ ناشی می‌شوند و برای به دست آوردن پاسخ‌های مربع میانگین ریشه‌ها^۱ از آنها انتگرال‌گیری شده است. این فرآیند برای تعیین پارامترهای ویژه و مهم مانند پارامترهای زیر مناسب است:

$$x = \frac{m}{M} \quad \text{نسبت جرم} \quad (1-19-5)$$

$$r_k = \frac{K_t}{K_s} \quad \text{نسبت ثابت تعلیق (سختی)} \quad (2-19-5)$$

$$\zeta_s = \frac{C_s}{2\sqrt{K_s M}} \quad \text{نسبت میرایی} \quad (3-19-5)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_t}{m}} \quad \text{بسامد طبیعی برای جرم نامعلق} \quad (4-19-5)$$

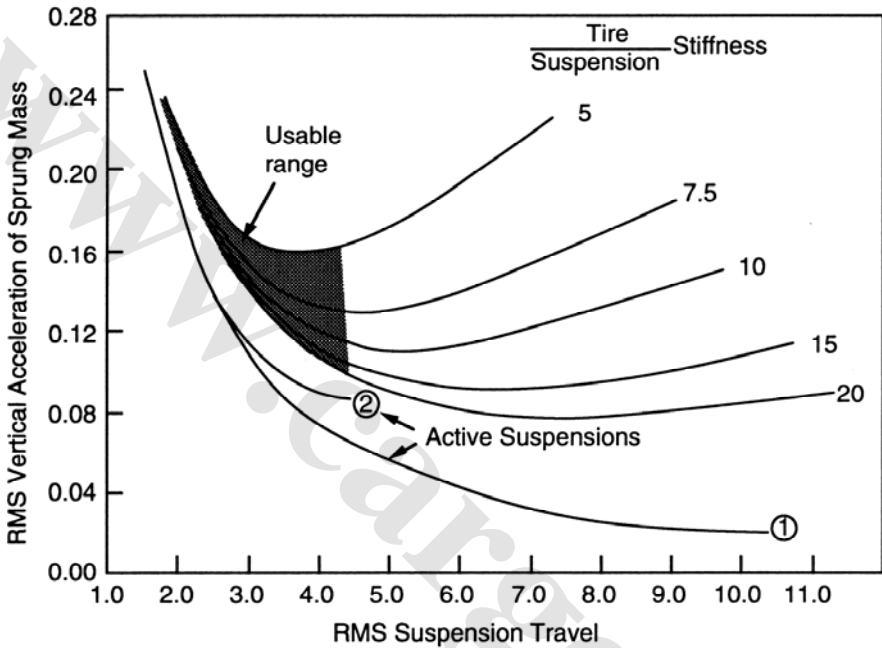


شکل (۵-۲۳) شتاب بر حسب حرکت تعلیق برای یک تعلیق ایستا ($\chi = 0.15$)

در میان این پارامترهای خودرو، طراح سیستم تعلیق تنها مجاز است مقادیر میرایی و ثابت تعلیق را

¹ - Root Mean Square (RMS)

انتخاب کند. اثر این پارامترها در شکل ۵-۲۳ نشان داده شده است. در شکل ۵-۲۳ روی محور عمودی نمودار شتاب عمودی، در مقابل حرکت تعلیق، با مقادیر مختلف میرایی و نسبت ثابت تعلیق رسم شده‌اند، که این مقادیر همه بر حسب مربع میانگین ریشه‌ها می‌باشد.

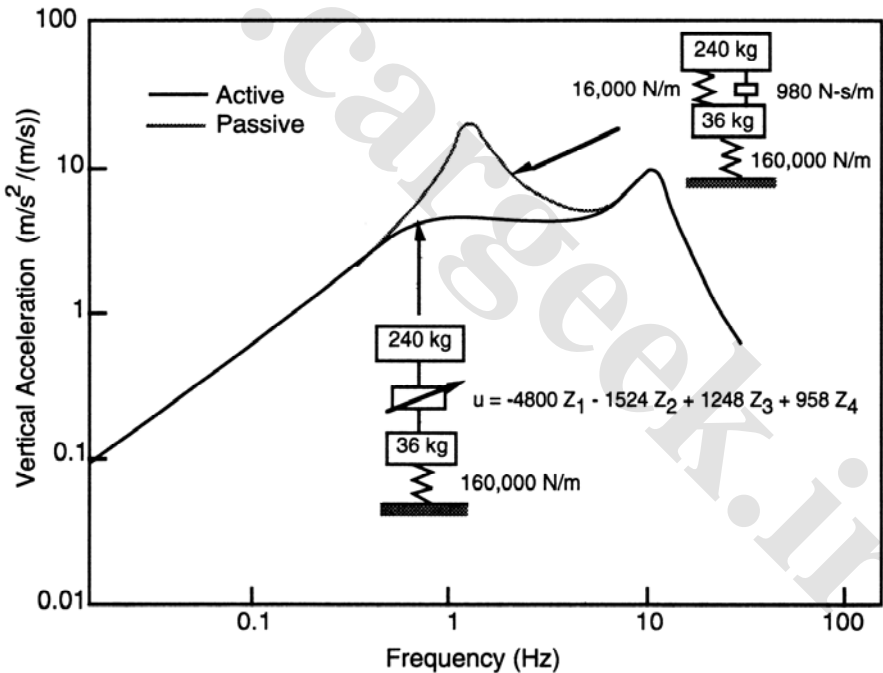


شکل (۵-۲۴) شتاب بر حسب حرکت برای یک سیستم تعلیق پویای نمونه

نسبت‌های ثابت تعلیق که در شکل نشان داده شده، نمونه‌ای از محدوده این ضرایب برای اغلب خودروهای تولیدی هستند. سخت‌ترین تعلیق ($I_k=5$) نمایانگر خودروهای کاربردی و اسپرت است. نرم‌ترین نوع آن ($I_k=20$) و سازگار با ماشین‌های لوکس دارای سیستم تعلیق هوا است. برای هر نسبت ثابت تعلیق داده شده، شتاب قائم با میزان میرایی تغییر می‌کند و به مناسبترین میزان می‌رسد (نقطه‌ای با کمترین مربع میانگین ریشه شتاب). سطوح بالای میرایی، مربع میانگین ریشه حرکت تعلیق را کاهش می‌دهند، اما با وجود شتاب افزایشی، نیروهای میرایی بیشتر، ورودی جاده بیشتری را در طول تعلیق به جرم معلق انتقال می‌دهند. سطوح پایین میرایی، حرکت تعلیق بیشتری را ایجاد می‌کند، اما مربع میانگین ریشه شتاب را به دلیل حرکات غیر قابل کنترل در بسامد تشدید جرم معلق، افزایش می‌دهد.

عملاً استفاده از همه حدود و دامنه کارکردی مشخص شده در شکل امکان پذیر نیست. به ویژه در سطوح پایین میرایی از ضربات تعلیق استفاده می شود که این ضربات فراتر از دامنه موجود در اغلب خودروهای سواری هستند و میرایی کم برای کنترل نوسانات جهش چرخ مناسب است و این نوسانات، دارای رفتار ادامه مسیر هستند. قسمت تیره شده در شکل ۵-۲۴ محدوده مناسب کارکرد را برای تعلیق های ایستا را نشان می دهد.

مدل یک چهارم خودرو برای تعلیق پویا در شکل ۵-۲۲ نشان داده شده و با وجود یک مولد نیرو در محل فنر و دمپر تعلیق متمایز می شود. مولد نیرو مطابق شکل، یک سیلندر هیدرولیکی است که توسط یک سیستم حسگر تحریک می شود و در برخورد با جرم معلق از خود واکنش نشان می دهند و لزوماً باید شتاب های جرم معلق را افزایش دهند. در نتیجه، بهینه سازی شتاب های سواری نقطه واکنش، برای نیروهای کنترل کننده حرکات جرم نامعلق، غیر ممکن است.



شکل (۵-۲۵) مقایسه واکنش شتاب عمودی در سیستم های ایستا و پویا [۴۲]

تشدیدهای پرش چرخ

پس از جرم معلق خودرو، اکسل ها و چرخ ها که جرم نامعلق را تشکیل می دهند، دومین اجرام

بزرگی هستند که قابلیت تشدیدهای جداگانه را به عنوان بدنه‌های برجسته دارند. همه چرخ‌های معلق به طور جداگانه یک پرش عمودی^۱ دارند، که بر اثر ورودی‌های جاده و نامیزانی چرخ ایجاد ارتعاش می‌کند و این ورودی‌ها به ارتعاشات موجود در خودرو اضافه می‌شوند. اثر تشدید عمودی چرخ بر روی ارتعاشات جرم معلق، به صورت واکنش ابتدایی در مدل یک چهارم خودرو «که پیش از این در شکل ۵-۱۶ نشان داده شده» آمده است. نیروهای پاسخ برای ورودی‌های جاده یا ورودی‌های چرخ، معمولاً سریع و به طور پیوسته در غیاب تشدید چرخ، کاهش می‌یابند. هرچند در هر دو مورد، میزان واکنش در بسامدهای بالای نقطه تشدید بدنه در نتیجه حرکت چرخ‌ها تشدید می‌شود، این بسامد اثر بزرگتری بر بسامد تشدید چرخ دارد.

بسامد تشدید به وسیله جرم چرخ - اکسل مشخص می‌شود و این جرم متصل به فنرهای سیستم تعلیق بوده و در امتداد تایرها عمل می‌کند. معمولاً جرم نامعلق، وزنی برابر با نرخ خالص وزن با علامت اختصار (GAWR) اکسل خواهد داشت و به ترتیب علامتی است برای میزان باری که معمولاً به وسیله اکسل حمل می‌شود. برای اکسل‌های نامحرک، وزن (W_a) معمولاً در حدود ۱۰ درصد نرخ خالص وزن اکسل است، در حالی که برای اکسل‌های محرک، این میزان در حدود ۱۵ درصد نرخ خالص وزن اکسل خواهد بود، زیرا تا زمانی که تایرها و فنرهای سیستم تعلیق به طور عادی نسبت به (GAWR) اندازه‌گیری می‌شوند و بسامد تشدید به نسبت جرم به نرخ کل فنر تایرها و فنرهای سیستم تعلیق بستگی دارد. بسامدهای تشدید اغلب چرخ‌ها، به طور نظری دارای دامنه‌ای محدود خواهند بود.

میزان بسامدهای پرش چرخ از میزان تشدید جرم معلق بسیار بالاتر است، بنابراین جرم معلق به هنگام پرش چرخ ثابت می‌ماند. بنابراین تیر و فنرهای تعلیق، هر دو برای مقاومت کردن در برابر حرکات پرش چرخ در یک راستا عمل می‌کنند و نرخ کل فنر که جرم اکسل را کنترل می‌کند، حاصل جمع این دو است. بنابراین، بسامد تشدید از این طریق محاسبه می‌شود:

$$f_a = 0.159 \sqrt{\frac{(K_t + K_s)g}{W_a}} \quad (20-5)$$

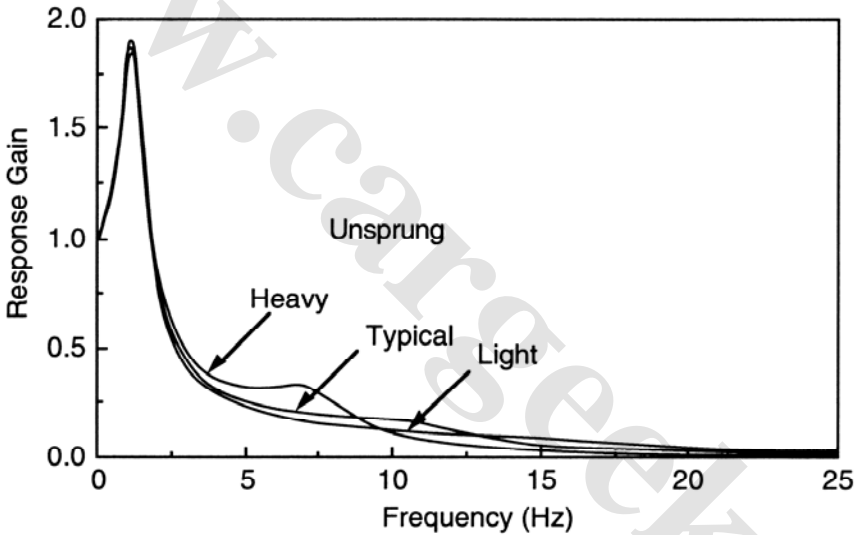
که در رابطه بالا:

f_a بسامد تشدید پرش چرخ بر حسب هرترتز

^۱ - Wheel Hop

نرخ سختی تایلر	K_t
نرخ سختی تعلیق	K_s
وزن اکسل	W_a

برای خودروهای سواری، وزن نامعلق معمولی در یک چرخ به میزان ۱۰۰ پوند و نرخ سختی تایلر برابر ۱۰۰۰ پوند بر اینچ و نرخ سختی تعلیق برابر ۱۰۰ پوند بر اینچ است. با این مقادیر اسمی، بسامد تشدید محاسبه شده در حدود ۱۰ هرتز خواهد بود. وجود اصطکاک در تعلیق، میزان دامنه موثر برای حرکات کوچک سواری را افزایش داده و این حرکات به تدریج باعث افزایش بسامد تشدید به میزان ۱۲ تا ۱۵ هرتز می شود.



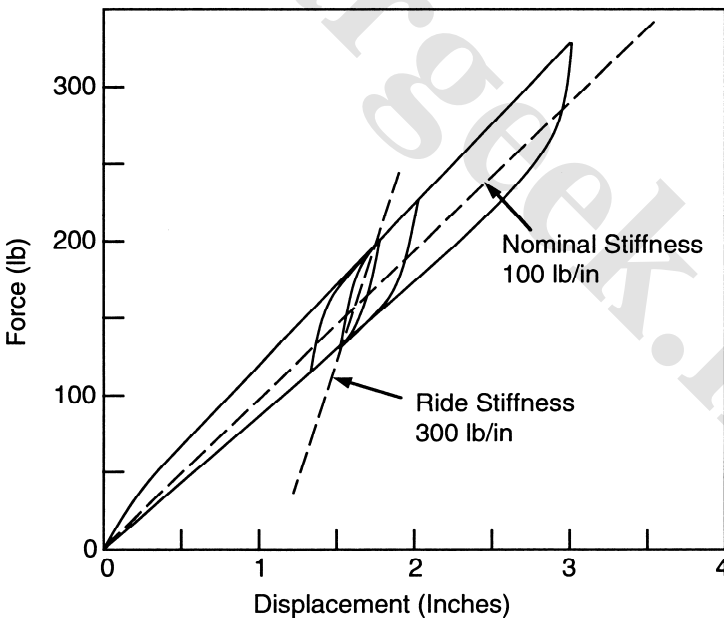
شکل (۵-۲۶) تاثیر جرم نامعلق بر کارکرد جداسازی سیستم تعلیق

دامنه جرم نامعلق ناشی از چرخ‌ها، سگ‌دست، ترمزها و قطعات سیستم تعلیق، انتقال ورودی‌های جاده را به جرم معلق تحت تاثیر قرار می‌دهند. از مدل یک چهارم خودرو برای بررسی انتقال ورودی جاده به بدنه با تغییرات در جرم نامعلق استفاده می‌شود. شکل ۵-۲۶ توان‌های پاسخ را به دامنه بسامد مقایسه می‌کند. مطابق شکل، جرم معلق از میزان معمول خود (یعنی به طور اسمی ۱۰ درصد جرم معلق) تغییر کرده است و با افزایش وزن جرم معلق (سنگین تر شدن)، دامنه دو برابر شده و با کاهش وزن (سبک تر شدن)، دامنه نصف می‌شود. رفتار تشدید بدنه، در حدود یک

هرتز، تحت تاثیر تغییرات جرم نامعلق قرار نمی‌گیرد، اما تغییرات بالاتر از آن بسامد، آشکار هستند. جرم سنگین‌تر بسامد تشدید پرش چرخ را تا میزان هفت هرتز پایین می‌کشد، که شدت انتقال ورودی‌های جاده را در این محدوده افزایش می‌دهد. این اثرات، ارتعاشات ناخواسته هستند، که جداسازی آنها با هر وسیله دیگر سخت‌تر است و باعث کاهش سواری می‌شوند. با استفاده از جرم نامعلق سبکتر، بسامد تشدید پرش چرخ بیشتر می‌شود و جداسازی بهتر را در محدوده بسامد میانی ارائه می‌دهد - هر چند بالاتر از محدوده تشدید این مقدار جبران می‌شود. از آنجایی که جداسازی لرزش‌های با بسامد زیاد روی شاسی آسانتر است، جرم نامعلق سبکتر معمولاً کارکرد سواری بهتری را ایجاد می‌کند.

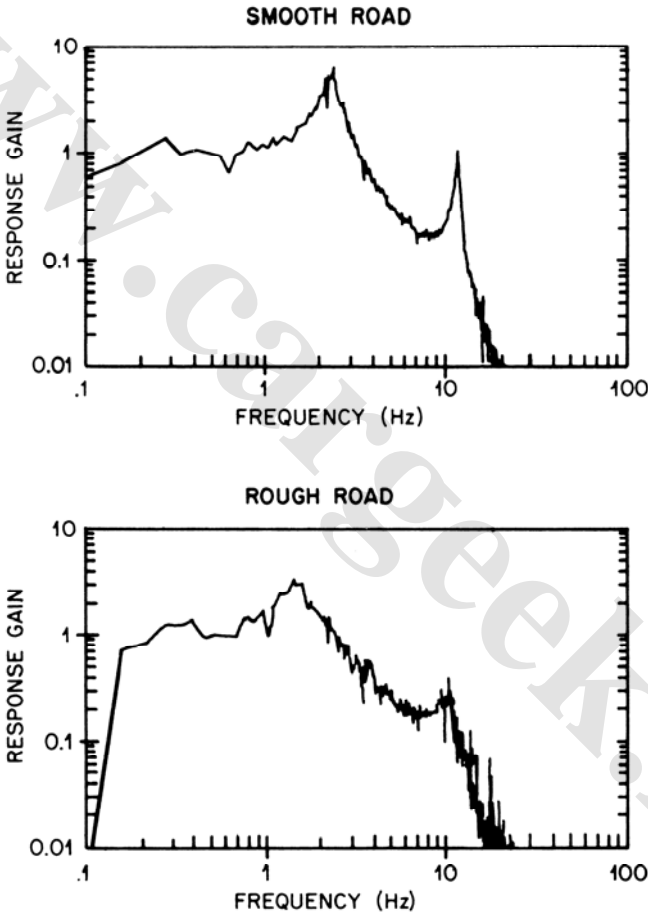
ویژگی‌های ناخطی سیستم تعلیق

سیستم‌های تعلیق بسیاری از خودروها بر خلاف آنچه در مطالب گذشته آمده است، به علت وجود اصطکاک (که در بعضی مواقع چسبندگی نامیده می‌شود) در ستون و بوش‌ها، یا وجود اصطکاک بین فنرهای تخت در سیستم تعلیق فنر تخت و عوامل دیگر عملاً خطی نیستند. به جای رابطه ساده بین نیرو و جابجایی، سیستم تعلیق دارای رفتار پسماند مشابه شکل ۵-۲۷ دارد.



شکل (۵-۲۷) مشخصه‌های انحراف بار در حالت پسماند برای سیستم تعلیق فنر تخت

حرکت‌های سواری، معمولاً دارای یک دامنه کاملاً کوچک هستند و فقط مستلزم بخش کمی در برابر یک اینچ حرکت تعلیق است. این شکل، حرکت‌های سواری مسیرهای حرکت حلقه‌های کوچک داخلی را در منحنی‌های فرکانس بیان می‌کند. ناحیه بسته شده به وسیله حلقه، برای هر مسیر داده شده، مشخص کننده اتلاف انرژی میرایی توسط تعلیق است. مهمترین تاثیر، افزایش ضریب سختی موثر در سیستم‌های تعلیق با انحرافات کوچک است.



شکل (۵-۲۸) پاسخ مدل یک چهارم خودرو با تعلیق پسماند

برای سیستم تعلیق فنر تخت نشان داده شده، سختی یا فنریت موثر برای حرکات سواری کوچک، تقریباً سه برابر سختی نامی فنر است. برای حالات بالاتر اصطکاک تعلیق، سختی سواری نزدیک

به قدر مطلق دامنه بزرگتری می‌باشد. به این دلیل بسیار مهم است که سطوح اصطکاک در ستون و بوش‌ها برای سواری بهتر به کمترین مقدار خود برسند.

با وجود پسماند^۱ در تعلیق، پاسخ خودرو با دامنه و گنجایش طیف تولید ارتعاش تغییر پیدا می‌کند. به علت غیر خطی بودن منحنی معلق، تشابه زمانی این جوابها به ورودیهای ناگهانی ناشی از ناهمواری جاده، برای ایجاد مشخصه‌های انتقال شکل می‌گیرد. با استفاده از مدل یک چهارم خودرو و حالت فتر، توان پاسخ (نسبت شتاب جرم معلق به شتاب جاده) در سرتاسر طیف بسامد قابل محاسبه است. شکل ۵-۲۸ محاسبه پاسخ این نوع تعلیق‌ها را برای سیستم تعلیق فتر تخت کامیون نشان می‌دهد. با استفاده از جاده‌های با دامنه بالا (ناهموار) و پایین (هموار)، روش موثر غیر خطی تعلیق، بر رفتار دینامیکی خودرو به تصویر کشیده می‌شود.

در جاده‌های هموار، انحرافات تعلیق کوچک است و در نتیجه سختی موثر زیاد و میرایی خیلی کم است. به این دلیل، تشدید جرم معلق تا بسامد $2/5$ هرتز بالا می‌رود و به خاطر میرایی کم، تشدید بالا می‌رود و برآمدگی باریک به توان اضافی می‌رسد. همچنین تشدید اکسل که در بسامد بالای ۱۰ هرتز اتفاق می‌افتد، شدت می‌یابد. در جاده‌های ناهموار، انحرافات تعلیق بیشتر، سختی کمتر و میرایی بیشتر را باعث می‌شوند. به دلیل این تشدید، هر دو بسامد و دامنه کاهش می‌یابند. اگر جاده ناهموارتر باشد، کاهش پاسخ خودرو برای ورودی بزرگتر جبران می‌شود. این نوع رفتار در کامیون‌های سنگین بسیار مشخص‌تر است، بنابراین اغلب رانندگان بعضی از کامیون‌های سنگین در جاده‌های ناهموار، بهتر از جاده‌های هموار است.

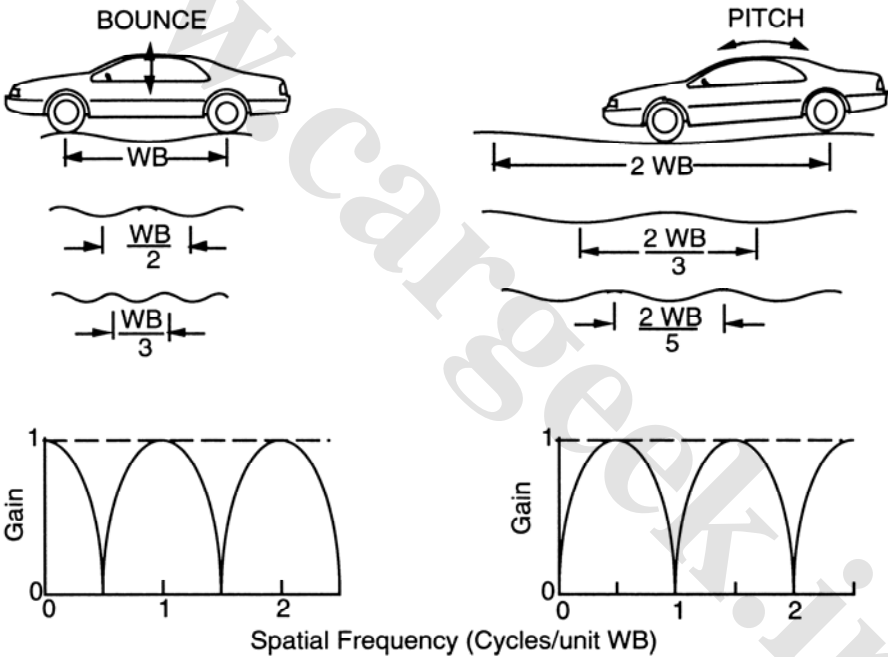
حرکات صلب جهش و ناوش

مکانیزم‌های ساده مدل یک چهارم خودرو، به طور کامل بیان کننده حرکات صلب بدنه نیست. این حرکات در موتور خودرو اتفاق می‌افتد. به سبب بزرگ بودن فاصله بین محور چرخ‌ها، یک سیستم دارای چند ورودی پاسخ دهنده به حرکات ناوشی و جهش وجود دارد [۱۲]. با توجه به جاده و اندازه سرعت خودرو، ممکن است یک یا بعضی از حرکات موجود نباشند و یا ممکن است در نقطه‌ای از خودرو که ارتعاشات اندازه‌گیری می‌شوند، دریافت نشوند. حرکات ناوشی بسیار مهم هستند، زیرا آنها عموماً ناخواسته هستند و منبع اولیه‌ای از ارتعاشات عمودی در محل‌های بالای گرانیگاه هستند. بنابراین، شناخت حرکات ناوشی بسیار مهم است، زیرا آنها عموماً

^۱ - Hysteresis

ناخواسته هستند و منبع اولیه‌ای از ارتعاشات عمودی در محل‌های بالای گرانیگاه امکان‌پذیر هستند. بنابراین، شناخت حرکت ناوش و جهش نیز ضروری است، زیرا ترکیب آنها بیانگر ارتعاشات طولی و عمودی در هر نقطه خودرو است.

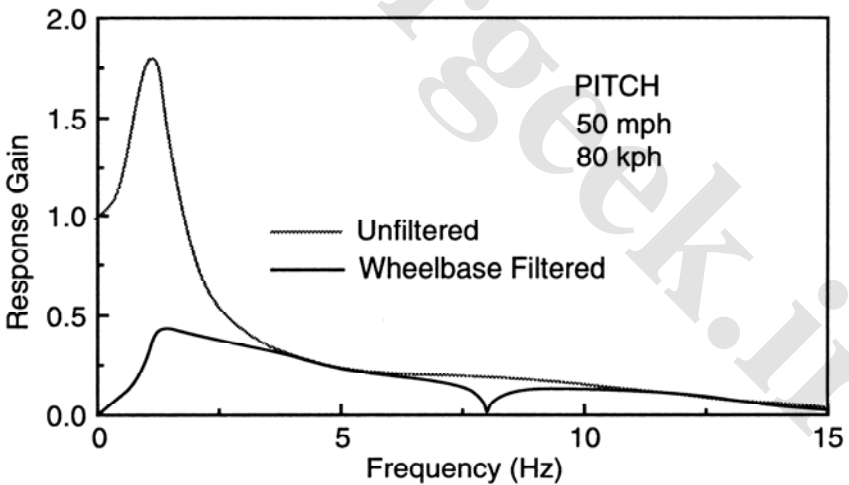
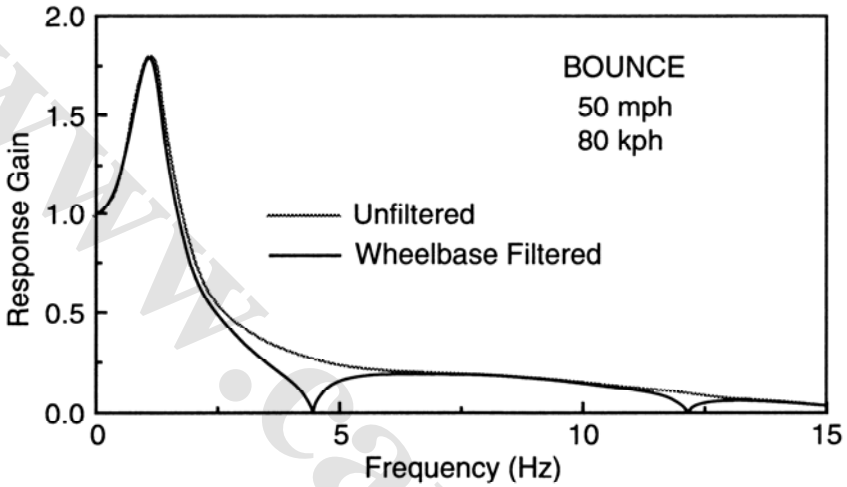
در حالی که خودرو از نقطه‌ای به نقطه دیگر می‌رود، ارتعاش ناشی از ناهمواری در اکسل‌های متفاوت، مستقل نیستند. چرخ‌های پشت تقریباً ورودی یکسانی همانند پروفیل چرخ‌های جلو دارند و فقط از نظر زمان تاخیر دارند. تاخیر زمانی برابر است با فاصله محور پشت و جلو که توسط سرعت حرکتی تقسیم می‌شوند. تاخیر زمانی به عنوان فیلتر برای دامنه برانگیزش جهش و ناوش عمل می‌کند و فیلتر فاصله دو محور نامیده می‌شود.



شکل (۵-۲۹) مکانیزم فیلتر کردن فاصله محور پشت و جلو

برای اینکه تاثیر فیلتر فاصله دو چرخ بهتر شناخته شود، بهتر است فرض شود که خودرو حالت‌های جهش و ناوش مستقل ندارد. همان طوری که در شکل ۵-۲۹ توضیح داده شده است، دو اکسل خودرو را در نظر بگیرید. همانطوری که خودرو در طول جاده حرکت می‌کند، ورودی ناهمواری به چرخ‌های جلو عیناً در چرخ‌های پشت عمل می‌کند و فقط تاخیر زمانی دارد. این تاخیر برابر

است با فاصله محور پشت و جلو تقسیم بر سرعت خودرو. جاده دارای ناهمواری در تمام طول جاده است که این ناهمواری‌ها دارای طول موج‌های متفاوت هستند و پاسخ خودرو به طول موج‌های مختلف به طور جداگانه آزمایش می‌شود.



شکل (۵-۳۰) تاثیر فیلتر کردن فاصله چرخ‌ها در پاسخ ناوش و جهش

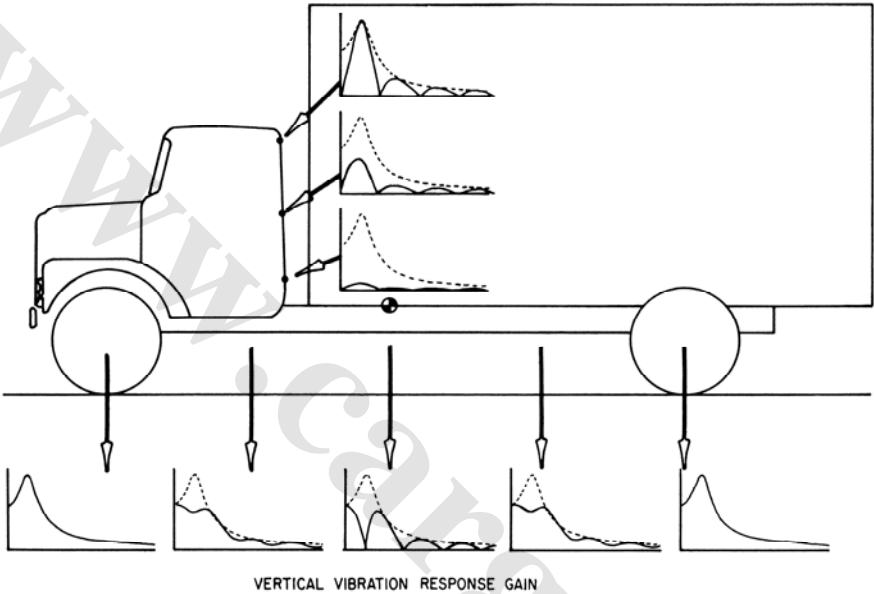
ورودی حرکت جهش در طول موجی برابر با فاصله بین دو محور خودرو اتفاق می‌افتد. این کیفیت، در مورد طول موج‌های خیلی بزرگتر از فاصله محور پشت و جلو و همچنین طول

موج‌های کوتاه، دارای ضرایب عدد صحیح برابر با فاصله محور پشت و جلو است. در یک مورد مشابه تنها، ورودی حرکت ناوشی در طول موجی دو برابر فاصله محور دو چرخ است. یا در هر موج کوتاه دیگر، دارای ضرایب عدد صحیح فرد معادل دو برابر طول موج فاصله محور دو چرخ است. در نتیجه، خودرو به هر جهش یا ناوش در طول موج‌های بخصوص در جاده پاسخ نمی‌گوید. کیفیت‌های فیلترکنندگی جاده در شکل ۵-۲۹ آمده است.

شاید تاثیر بهتری در توان پاسخ برای خودروی ساده‌ای با بسامد طبیعی $1/25$ هرتز در اکسل‌های جلو و پشت (ارتعاش جهش و ناوش که به یکدیگر کوپل نباشد) دیده شود. خط کم هنگامی که ورودی جاده با پاسخ اکسل پشت به کار گرفته می‌شود، پاسخ اکسل پشت رنگ در بالای نمودار ۵-۳۰ نشان دهنده توان پاسخ عمودی است که توسط هر یک از اکسل‌ها - که در مدل یک چهارم خودرو محاسبه شده - ایجاد شده است.

هنگامی که ورودی جاده با پاسخ محور چرخ‌های پشت به کار می‌رود، پاسخ محور پشت نسبت به اکسل جلو تاخیر دارد. پاسخ موقعیت‌های سرنشین بین چرخ‌ها با فیلتر کردن فاصله محور پشت و جلو اصلاح خواهد شد. با در نظر گرفتن فاصله دو محور ۹ فوت ($2/7$ متر) و برای این فاصله سرعتی معادل ۵۰ مایل بر ساعت (۸۰ کیلومتر بر ساعت)، پاسخ بدون جواب در حدود ۴،۱۲،۲۰ هرتز و ... اتفاق می‌افتد. نقاط بدون جواب برابرند با سرعت، تقسیم بر دو برابر فاصله محور پشت و جلو و ضرایب عدد فرد از آن. بنابراین در سرعت‌های بالای خودرو سواری، ارتعاشات جهش عمودی کمتر یا بیشتر از پیش‌بینی آن در مدل یک چهارم خودرو با نقطه‌های ساکن هستند. در سرعت‌های پایین، نقاط ساکن به یک نسبت به بسامدهای پایین‌تر تغییر مکان می‌دهند. پاسخ ناوشی خودرو، کیفیت مشابهی با نمودار شکل ۵-۳۰ دارد. بسامد تشدید ناوش، نوعاً نزدیک به بسامد جهش است، بنابراین بسامد تشدید، مشابه این شکل در نظر گرفته شده است. بسامدهای ساکن ناوش برای خودروهای مشابه این خودرو در ۸، ۱۶ و ۲۴ هرتز و ... هستند. در نتیجه، ناوش بسیار کمی در سرعت‌های زیاد و معمولی خواهد بود. تنها در سرعت‌های کم حالت ناوش توسط ورودی‌های جاده به وجود خواهد آمد. رفتار ارتعاش ناوش و جهش کامیون‌های سنگین، به دلیل بسامدهای تشدید بالاتر و فاصله بزرگتر محور پشت و جلو در این خودروها، تصاویر مختلفی ارائه می‌دهد. در صورتی که تعلیق سخت‌تر باشد، بسامدهای معمولی جهش و ناوش به بسامدهای $2/5$ تا ۳ هرتز نزدیک می‌شود. با وجود فاصله محور پشت و جلو در حدود ۱۲ تا ۱۵ فوت ($3/7$ تا $4/6$

متر)، رفتار عکس در سرعت‌های زیاد اتفاق می‌افتد. به طور اسمی، پاسخ جهش در بسامد تشدید ساکن خواهد بود و پاسخ ناوش، کل دامنه خواهد بود. در نتیجه، فیلتر کردن فاصله محور پشت و جلو بر پاسخ‌های ارتعاشی کامیون‌های سنگین مانند شکل ۵-۳۱ موثر است.



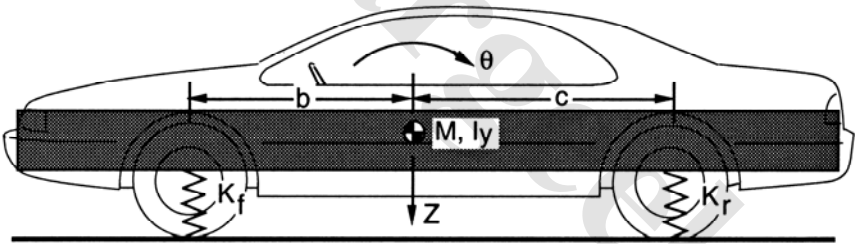
VERTICAL VIBRATION RESPONSE GAIN

شکل (۵-۳۱) تاثیر فیلتر کردن فاصله محور پشت و جلو بر روی نسبت پاسخ عمودی و طولی یک کامیون پاسخ ارتعاش عمودی ناشی از حرکت‌های صلب بدنه، با تغییر مکان طول خودرو تغییر می‌کند. این پاسخ‌ها با توجه به کارکرد نسبی حرکات جهش و ناوش مورد بررسی قرار می‌گیرد. در نزدیکی نقطه میانی خودرو، ارتعاش‌های عمودی تنها توسط جهش تحت تاثیر قرار می‌گیرند، در نتیجه مشخصه‌های پاسخ در نقطه میانی، مستقیماً پدیده فیلتر کردن فاصله محور دو چرخ را منعکس می‌کند. طیف شتاب عمودی در این نقطه، مشخصه‌های کاهش بسامدهای بدون پاسخ جهش را نشان می‌دهد. در نقاط انتهایی خودرو، ناوش و جهش در شتاب‌های عمودی دخیل هستند و اثر فیلتر کردن فاصله محور پشت و جلو کمتر رخ می‌دهد. بالای اکسل‌ها، بعضی از ترکیبات ناوش و جهش در هر بسامد مشاهده می‌شود. پس فیلتر کردن فاصله محور پشت و جلو کمتر به وقوع می‌پیوندد. پس فیلتر کردن فاصله محور پشت و جلو هیچ اثری بر پاسخ نخواهد داشت، اگرچه پاسخ عمودی برابر مدل یک چهارم خودروی پیشین خواهد بود.

حرکت ناوش سرچشمه عمده ارتعاشات طولی^۱ کامیون‌ها در بالای گرانیگاه است. بنابراین طیف ارتعاش طولی، با فیلترسازی فاصله محورهای جلو و پشت بر پاسخ ناوش تاثیر می‌گذارد و به همان نسبت، دامنه ارتعاشات به ارتفاع صندلی راننده از گرانیگاه بستگی دارد. هر چند این حقیقت که طیف ارتعاش طولی، کاهش تناوبی را در بسامدهای ساکن^۲ ناوش نشان می‌دهد، نباید با نشانه‌های یک سیستم چند تشدیدی اشتباه گرفته شود.

بسامدهای حرکات جهش و ناوش

تنظیم حالت‌های ارتعاشی ناوش و جهش خودرو تاثیر مستقیمی بر قابلیت سواری دارد. در بیشتر خودروها، جفت شدن حرکات در جهت عمودی و ناوشی وجود دارد و بنابراین به طور خالص این دو حرکت وجود ندارند. رفتار بسامدهای طبیعی و مراکز حرکتی برای خودرو یا حرکت‌های جفت شده در راستاهای ناوشی و عمودی را می‌توان به راحتی با تجزیه از معادلات دیفرانسیل حرکتی به دست آورد. یک خودرو را مانند آنچه در شکل ۵-۳۲ نشان داده شده است، در نظر بگیرید. برای سادگی تجزیه و تحلیل، لاستیک و سیستم تعلیق به عنوان یک سختی تنها (نرخ سواری) در نظر گرفته شده است. از میرایی و جرم نامعلق چشم‌پوشی شده است.



شکل (۵-۳۲) مدل صفحه‌ای ناوش برای یک خودروی موتوری

برای سادگی بررسی و تحلیل، از پارامترهای کمکی زیر استفاده می‌شود:

$$\alpha = \frac{K_f + K_r}{M} \quad (۲۱-۵)$$

$$\beta = \frac{K_r c - K_f b}{M} \quad (۲۲-۵)$$

$$\gamma = \frac{(K_f b^2 + K_r c^2)^2}{M k^2} \quad (۲۳-۵)$$

^۱ - Fore - Aft

^۲ - Null frequency

$$k = \sqrt{\frac{I_y}{M}}$$

که در رابطه بالا:

$$K_f \quad \text{نرخ سواری جلو}$$

$$K_r \quad \text{نرخ سواری پشت}$$

$$I_y \quad \text{لختی ماند}$$

$$k \quad \text{شعاع ژیراسیون}$$

پس معادلات دیفرانسیلی برای جهش (Z) و ناوش (θ) از حرکت های خودروی ساده به صورت زیر نوشته می شوند:

$$\ddot{Z} + \alpha Z + \beta \theta = 0 \quad (24-5)$$

$$\ddot{\theta} + \left(\frac{\beta}{K^2}\right)Z + \gamma \theta = 0 \quad (25-5)$$

برای ضرایب متعدد این معادله ها، تنها β در هر دو ظاهر شده و بدین علت به آن ضریب کوپلینگ گفته می شود. هنگامی که ($\beta = 0$) باشد، هیچ کوپلینگی اتفاق نمی افتد و مرکز فنر¹ در گرانیگاه قرار گرفته است. برای این حالت، نیروی عمودی در گرانیگاه تنها حرکت جهش را تولید می کند و گشتاور خالص به کار رفته برای شاسی، تنها حرکت موازی را به وجود می آورد. بدون میرایی، جوابهای معادلات دیفرانسیل به صورت حالت سینوسی خواهد بود:

• حرکت جهش:

$$Z = Z \sin(\omega t) \quad (26-5)$$

• حرکت ناوش:

$$\theta = \theta \sin(\omega t) \quad (27-5)$$

هنگامی که از این معادله دو بار مشتق بگیریم و به جای معادله ۲۲-۵ قرار دهیم، معادله زیر بدست می آید:

$$-Z\omega^2 \sin(\omega t) + \alpha Z \sin(\omega t) + \beta Z \sin(\omega t) = 0 \quad (28-5)$$

از این رو، عبارت ها باید همیشه بدون توجه به مقدار آنی تابع سینوس، مساوی صفر باشند، پس:

$$(\alpha - \omega^2)Z + \beta \theta = 0 \quad (29-5)$$

¹ - Spring Center

یا:

$$\frac{Z}{\theta} = -\beta(\alpha - \omega^2) \quad (۳۰-۵)$$

همان تجزیه و تحلیل در معادله ۲۵-۵ مورد استفاده قرار می‌گیرد:

$$\frac{Z}{\theta} = -k^2 \frac{\gamma - \omega^2}{\beta} \quad (۳۱-۵)$$

معادله‌های بالا، فوق شرایطی را تعریف می‌کنند که تحت آن حرکت‌ها رخ می‌دهند. قیود به گونه‌ای هستند که نسبت دامنه‌ها در جهش و ناوش باید در معادلات ۳۰-۵ و ۳۱-۵ برآورده شوند. تساوی طرف راست معادلات ۳۰-۵ و ۳۱-۵ به عبارات بسامد طبیعی برای دو حالت از ارتعاشات منتهی می‌شود:

$$(\alpha - \omega^2)(\gamma - \omega^2) = \beta \left(\frac{\beta}{k^2} \right) \quad (۳۲-۵)$$

سپس:

$$\omega^4 - (\alpha + \gamma)\omega^2 + \alpha\gamma - \frac{\beta^2}{k^2} = 0 \quad (۳۳-۵)$$

مقادیر ω مورد نیاز برای این معادله، بسامدهای حالت‌های ارتعاشات هستند. دو ریشه از ریشه‌ها موهومی هستند و می‌توان از آنها صرف نظر کرد. دیگر ریشه‌ها از معادلات زیر به دست می‌آیند:

$$(\omega_{1,2})^2 = \frac{\alpha + \gamma}{2} \pm \sqrt{\frac{(\alpha + \gamma)^2}{4} - \left(\alpha\gamma - \frac{\beta^2}{k^2} \right)} = \frac{\alpha + \gamma}{2} \pm \sqrt{\frac{(\alpha - \gamma)^2}{4} + \frac{\beta^2}{k^2}} \quad (۳۴-۵)$$

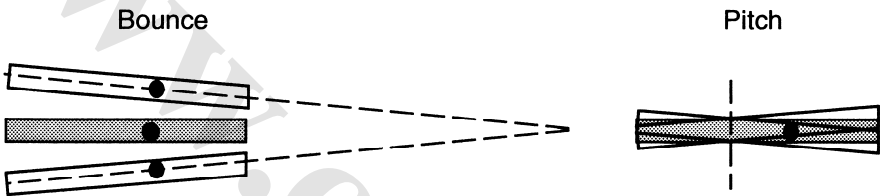
$$\omega_1 = \sqrt{\frac{\alpha + \gamma}{2} + \sqrt{\frac{(\alpha - \gamma)^2}{4} + \frac{\beta^2}{k^2}}} \quad (۳۵-۵)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{\alpha + \gamma}{2} - \sqrt{\frac{(\alpha - \gamma)^2}{4} + \frac{\beta^2}{k^2}}} \quad (۳۶-۵)$$

این بسامدها همیشه متفاوت از بسامدهای طبیعی جفت نشده هستند. مراکز نوسان با استفاده از نسبت‌های دامنه از معادلات ۳۰-۵ و ۳۱-۵ و با دو بسامد ω_1 و ω_2 در معادلات ۳۵-۵ و ۳۶-۵ معین می‌شوند. پس از جایگزینی $Z/\theta(\omega_1)$ و $Z/\theta(\omega_2)$ معلوم می‌شود که آنها علامت مخالف دارند.

هنگامی که Z/θ مثبت است، θ و Z هر دو باید مثبت یا هر دو باید منفی باشند. بنابراین به وسیله مسافت $X = Z/\theta$ مرکز نوسان جلوتر از گرانیگاه خواهد بود. به طور مشابه، به وسیله مسافت X

که برابر است با Z/θ برای ریشه با یک مقدار منفی Z/θ مرکز نوسان در پشت گرانیکه خواهد بود. همچنین، فاصله به اندازه کافی بزرگ خواهد بود تا مرکز نوسان در خارج از فاصله بین چرخ جلو و پشت خودرو قرار گیرد و دیگری به اندازه‌ای کوچک است که این مرکز درون فاصله بین دو محور چرخ قرار می‌گیرد. هنگامی که مرکز، بیرون از فاصله چرخ پشت و جلو باشد، حرکت به طور عمده جهش دار است و بسامد مرتبط با آن یک بسامد جهش خواهد بود. برای مرکز داخل فاصله محور پشت و جلوی خودرو، حرکت به طور عمده ناوشی خواهد بود و بسامد مرتبط با آن، یک بسامد ناوشی است. این حالتها در شکل ۵-۳۳ شرح داده شده‌اند.



شکل (۵-۳۳) دو نوع حالت ارتعاش خودرو در صفحه ناوش

موقعیت‌های مراکز حرکت، به مقادیر نسبی بسامدهای طبیعی در تعلیق‌های جلو و پشت وابسته هستند. این بسامدها به وسیله مربع ریشه نرخ سواری تقسیم بر جرم، تعریف شده‌اند.

$$f_f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_f g}{W_f}} \quad (۳۷-۵)$$

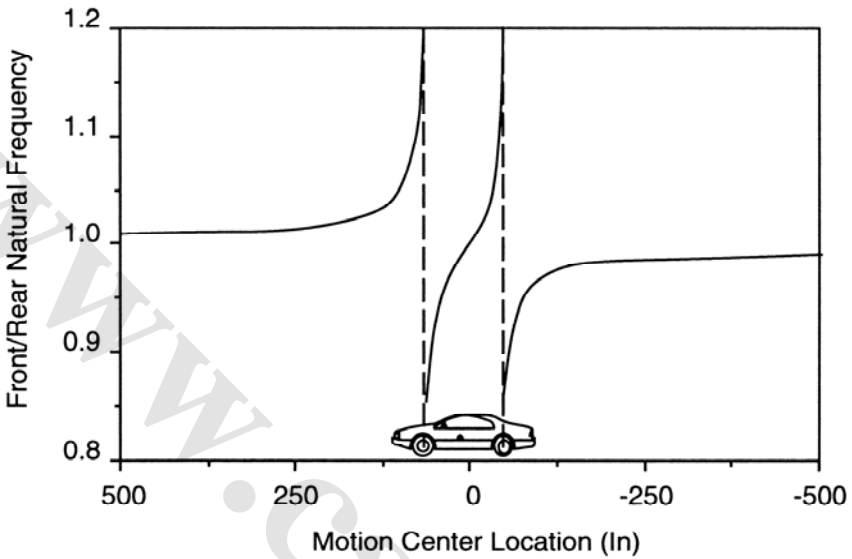
$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_r g}{W_r}} \quad (۳۸-۵)$$

در شکل ۵-۳۴ مکان هندسی مراکز حرکت، به عنوان تابعی از بسامد طبیعی جلو و پشت خودرو، به تصویر کشیده شده است. با بسامدهای یکسان، یک مرکز، در موقعیت گرانیکه و دیگری در بی نهایت می‌باشد.

بسامدهای یکسان، متناظر با حالت‌های عمودی ناوشی به صورت مجزا هستند و حرکت‌های جهش خالص و ناوشی خالص نتیجه می‌شوند. به وسیله یک فرانس بیشتر در جلو، حرکت با یک مرکز جهش جلوتر از اکسل جلو و مرکز ناوش در جهت اکسل پشت، جفت می‌شود.

بسامد کمتر در جلو، مرکز پرش را در پشت اکسل پشت و مرکز ناوش را در جهت نزدیک اکسل جلو قرار می‌دهد. این حالت، به وسیله موریس اولی در دهه ۱۹۳۰ به عنوان بهترین موفقیت برای

دست‌یابی به یک سواری خوب شناخته شده است.



شکل (۳۴-۵) تاثیر نسبت بسامد طبیعی روی موقعیت مراکز حرکت

موریس اولی «یکی از بنیانگذاران دینامیک خودرو پیشرفته» راهبردهایی را در سال ۱۹۳۰ میلادی برای طراحی خوب سواری خودرو پایه‌گذاری کرده است (هر چند برای بسامدهای پایین و لرزش‌های صلب‌بدنه). این نتایج بر پایه آزمایش‌ها و تغییرات انجام شده بر روی یک خودرو به منظور تغییر در «لختی مانند ناوشی» آن بوده است (میز آزمایش معروف او به نام K^2). اگر چه نتایج سواری کیفی است، اما راهبردهای او برای خودروهای پیشرفته هم معتبر و مطرح است.

معیارهای موریس اولی به قرار زیر است:

- نرخ سواری تعلیق جلو باید به اندازه ۳۰ درصد کمتر از پشت باشد، یا مرکز فنر باید در نهایت ۶/۵ درصد از فاصله چرخ جلو و پشت خودرو در پشت گرانینگاه قرار گیرد. اگر چه این روش بسامدهای طبیعی جلو و پشت را تعیین نمی‌سازد، اما از آنجا که توزیع وزن جلو و پشت در خودروهای سواری نزدیک به ۵۰-۵۰ است، بنابراین بسامد پشت بزرگتر از بسامد جلو است.
- بسامدهای ناوشی و پرش باید نزدیک به یکدیگر باشند: بسامد پرش باید کمتر از ۱/۲

بسامد ناوشی باشد. برای نسبت‌های بالاتر، «واسطه پس زدن»^۱ از مجموع دو حرکتی که شبیه هم هستند نتیجه می‌شود. به طور معمول، این وضعیت برای خودروهای پیشرفته صورت خواهد پذیرفت، برای اینکه شاخص دینامیکی^۲ برای خودروهایی با چرخ‌های نزدیک به هم در جهت جلو و در انتهای پشت شاسی نزدیک به یک است.

- هیچ کدام از بسامدها نباید بزرگتر از $1/3$ هرتز باشد. این به معنی انحراف موثر استاتیکی خودرو است که باید متجاوز از 6 اینچ باشد. میزان بسامد طبیعی نگهداری زیر $1/3$ هرتز است که در شکل ۵-۱۸ شرح داده شده است.
- بسامد غلتش باید تقریباً مساوی با بسامدهای ناوشی و پرش باشد. به منظور کاهش دادن ارتعاشات غلتش، بسامد طبیعی در غلتش باید در پایین مانند حالت‌های پرش و ناوش باشد.

این قانون که سیستم تعلیق پشت باید دارای یک نرخ معلق بیشتر باشد (بسامد طبیعی بیشتر) منطقی است و مشاهدان نشان می‌دهد که اذیت و آزاردهندگی به وسیله مشاهده پرش در خودرو و بخش پرش خودرو به عنوان حرکت سواری، نسبت به غلتش کمتر است. از آنجا که ورودی‌های ایجاد ارتعاش جاده به خودرو در ابتدا روی چرخ‌های جلو تاثیر می‌کند، نسبت بیشتر بسامدهای جلو به پشت، ایجاد کننده حرکت پرش است.

برای به تصویر کشیدن این مطلب، یک خودروی در حال حرکت را در جاده‌ای با دست‌انداز در نظر بگیرید. زمان تاخیر بین ورودی‌های جاده به چرخ پشت و جلو، روی جاده در سرعت در جهت جلو (V) و فاصله بین محورهای پشت و جلوی خودرو (L) برابر خواهد بود با:

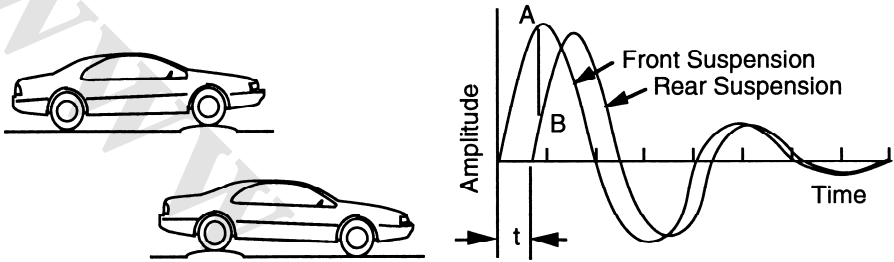
$$t = \frac{L}{v} \quad (5-39)$$

نوسانات جلو و پشت خودرو برای این نوع ورودی، در شکل ۵-۳۵ توضیح داده شده است. باید توجه داشت که بعد از اینکه چرخ‌های پشت از روی دست‌انداز جاده عبور کرد، خودرو در بدترین وضعیت ناوش که در شکل توسط نقاط A و B نشان داده شده است، قرار خواهد داشت. نقطه A مساوی است با انتهای جلویی خودرو، یعنی بیشینه وضعیت رو به بالا، جایی که انتهای پشت (نقطه B) حرکت خواهد کرد. بنابراین خودرو با سختی زیاد ناوش می‌کند.

¹ - Interference Kicks

² - Dynamic Index

با بسامد بالاتر در پشت، بعد از حدود یک یا یک و نیم نوسان در سیستم‌های تعلیق پشت، هر دو انتهای خودرو حرکت می‌کنند. از این رو، بدنه به طور خالص به سمت بالا و پایین پرش می‌کند تا حرکت به طور کامل مستهلک شود. در سرعت‌های متفاوت و برای مختصات مهندسی متفاوت جاده، پاسخ خودرو تغییر خواهد کرد. بنابراین، نسبت بسامد مطلوب برای انتهای پشت و جلوی خودرو، به طور تجربی مشخص می‌شود.



شکل (۵-۳۵) نوسانات خودرو هنگامی که خودرو از روی دست‌انداز جاده عبور می‌کند

حالت‌های ویژه

۱- بیشتر خودروهای نوین با حالت برآمدگی در پشت دارای شاخص دینامیکی واحد می‌باشند:

$$DI = \frac{K^2}{bc} = 1 \quad (۴-۵)$$

هنگامی که تساوی برقرار می‌شود، سیستم‌های تعلیق جلو و پشت در حالت مرکز توام ضربه قرار می‌گیرند (یک ورودی برای یک سیستم تعلیق باعث واکنش در دیگر ورودی‌ها نمی‌شود). در این حالت، مراکز نوسان روی اکسل‌های پشت و جلو قرار دارند. این یک وضعیت مطلوب برای یک سواری خوب است، اگر که معیارهای سواری اولی نیز، رعایت شوند. اثر متقابلی بین تعلیق‌های جلو و پشت وجود ندارد.

۲- مرکز فنر در گرانیگاه: این وضعیت با حالت جفت شده ناوش و حرکت‌های پرش ($\beta = 0$) برابر است. نوسانات ناوش و پرش، به طور کلی مستقل هستند. در این وضعیت، نتایج سواری نامطلوب «به علت حرکت چرخ‌ها» می‌تواند بسیار نامنظم باشد. همچنین حالت کوپلینگ، خارج از سواری اعمال می‌شود.

۳- شاخص دینامیکی بیش از واحد: این زمانی رخ می‌دهد که به طور اساسی یک استحکام در پشت یا جلوی خودرو وجود داشته باشد. مرکز پرش در جلوی گرانیگاه (فراتر از اکسل جلو)، و

مرکز ناوش بین گرانیگاه و اکسل پشت می‌باشد. در این وضعیت، بسامد طبیعی ناوش، کمتر از بسامد پرش است. اگر مرکز فنر به اندازه کافی دورتر و پشت گرانیگاه مستقر باشد (نرخ سواری جلو از نرخ سواری پشت کمتر است)، سواری مطلوب و صاف به دست می‌آید.

۴- حرکت جداگانه یا جفت نشده ($\beta = 0$) و شاخص دینامیکی برابر با یک: این وضعیت، از بسامدهای پرش و ناوش مساوی، حاصل می‌شود. این سواری نامطلوب است، زیرا الگوی مطمئنی برای حرکت تولید شده روی جاده وجود ندارد و حرکت تولید شده غیر قابل پیش بینی است.

مسائل نمونه

مساله ۱

مراکز ناوش و پرش و بسامدهای آنها را برای یک خودرو با ویژگی‌های زیر محاسبه کنید:

بار وارد بر تایر جلو	۹۵۷ پوند
بار وارد بر تایر پشت	۷۳۰
شاخص دینامیکی	۱/۱
نرخ سواری جلو	۱۲۷ پوند بر اینچ
نرخ سواری پشت	۹۲/۳ پوند بر اینچ
فاصله محور پشت و جلو	۱۰۰/۶ اینچ

پاسخ

ابتدا سه پارامتر مورد نظر را از معادلات ۵-۲۱، ۵-۲۲ و ۵-۲۳ پیدا می‌کنیم. اما در آغاز باید جرم و نقاط k ، c و b را تعیین کرد.

$$b = \frac{W}{g} = \frac{(957 + 957 + 730 + 730)(\text{lb})}{386 \left(\frac{\text{in}}{\text{sec}^2} \right)} = 8.74 \left(\frac{\text{lb} - \text{sec}^2}{\text{in}} \right)$$

مقدار b و c را از توزیع وزن پیدا می‌کنیم:

$$b = L \frac{W_f}{W} = 100.6(\text{in}) \frac{1460(\text{lb})}{3374(\text{lb})} = 43.53(\text{in})$$

$$c = 100.6 - 43.53 = 57.07(\text{in})$$

سپس:

$$k^2 = bc(DI) = 43.53(\text{in}) \times 57.07(\text{in}) \times 1.1 = 2732(\text{in}^2)$$

حالا می توان پارامترهای مورد نظر را پاسخ یابی کرد.

$$\alpha = \frac{K_f + K_r}{M} = \frac{(2 \times 127 + 2 \times 92.3)(\text{lb/in})}{8.74 \left(\frac{\text{lb-sec}^2}{\text{in}} \right)} = 50.18(\text{sec}^2)$$

$$\gamma = \frac{K_j b^2 + K_r c^2}{Mk^2} = \frac{(254 \times (43.53)^2 + 184.6 \times (57.07)^2)(\text{lb-in})}{8.74 \left(\frac{\text{lb-sec}^2}{\text{in}} \right) \times 2732(\text{in}^2)} = 45.34(\text{sec}^2)$$

سپس از معادله های ۵-۳۵ و ۵-۳۶ می توان دو بسامد ω_1 و ω_2 را به دست آورد.

$$\omega_1 = \sqrt{\left(\frac{50.18 + 45.34}{2(\text{sec}^2)} \right) + \sqrt{\left(\frac{(50.18 - 45.34)^2}{4(\text{sec}^4)} \right) + \left(\frac{59.67 \left(\frac{\text{in}}{\text{sec}^2} \right)^2}{2732(\text{in}^2)} \right)}}$$

$$\omega_1 = 7.10 \left(\frac{\text{rad}}{\text{sec}} \right) = 1.13(\text{Hz})$$

$$\omega_2 = \sqrt{\left(\frac{50.18 + 45.34}{2(\text{sec}^2)} \right) - \sqrt{\left(\frac{(50.18 - 45.34)^2}{4(\text{sec}^4)} \right) + \left(\frac{59.67 \left(\frac{\text{in}}{\text{sec}^2} \right)^2}{2732(\text{in}^2)} \right)}}$$

$$\omega_2 = 6.71 \left(\frac{\text{rad}}{\text{sec}} \right) = 1.07(\text{Hz})$$

اکنون از معادله ۵-۳۰ می توان (Z/θ) را برای هر بسامد به دست آورد:

$$\frac{Z}{\theta_1} = \frac{-\beta}{\alpha - \omega_1^2} = \frac{59.67 \left(\frac{\text{in}}{\text{sec}^2} \right)}{50.18(\text{sec}^{-2}) - 50.41(\text{sec}^{-2})} = -259 \left(\frac{\text{in}}{\text{rad}} \right)$$

$$\frac{Z}{\theta_2} = \frac{-\beta}{\alpha - \omega_2^2} = \frac{59.67 \left(\frac{\text{in}}{\text{sec}^2} \right)}{50.18(\text{sec}^{-2}) - 45.02(\text{sec}^{-2})} = 11.57 \left(\frac{\text{in}}{\text{rad}} \right)$$

بنابراین، خودرو دارای مرکز حرکت ۲۵۹ اینچ پشت گرانیکاه با یک بسامد ۷/۱ رادبان بر ثانیه

(۱/۱۳ هرتز) است. از آنجایی که فاصله آن تا گرانیگاه زیاد است، به طور قطع عمودی است و مرکز پرش خواهد بود. مرکز حرکت دوم با بسامد $6/71$ رادیان بر ثانیه (۱/۰۷ هرتز)، به اندازه $11/57$ اینچ در جلوی گرانیگاه است و بنابراین مرکز ناوش خواهد بود.

مساله ۲

مراکز پرش و ناوش و بسامدهایشان را برای یک خودرو با ویژگی‌های زیر پیدا کنید:

بار چرخ‌های جلو	۱۰۳۵ پوند
نرخ سواری جلو	۱۳۲ پوند بر اینچ
بار چرخ‌های پشت	۵۶۷ تا ۱۰۰۰ پوند
نرخ سواری پشت	۹۳ پوند بر اینچ
شاخص دینامیکی	۱/۰۵
فاصله محور چرخ‌ها	۱۱۲ اینچ

پاسخ

یک برگه جداگانه بر حسب مقادیر مختلف بار اکسل پشت در طول محدوده‌ای مشخص، تهیه کنید. در جدول زیر، پارامترهای مربوط، برای بار چرخ پشت از 567 پوند تا مقادیر بالاتر از آن نشان داده شده‌اند.

- برای یک خودروی مینا (بار وارده روی چرخ پشت 567 پوند)، مرکز ناوش یا پرش واضح نیست، زیرا هر دو مرکز، به طور نسبی نزدیک به چرخ‌ها هستند (۱) یک مرکز رو به جلوی $49/6$ اینچی از گرانیگاه دارد که درست در جلوی چرخ‌های جلو است و (۲) یک مرکز رو به جلوی $60/7$ اینچی پشت گرانیگاه دارد که درست در جلوی چرخ‌های پشت است).
- در 725 پوند، (۱) پرش خالص بیشتری دارد (مرکز، 957 اینچ جلوتر از گرانیگاه است) و (۲) ناوش خالص بیشتری دارد - همانطور که مرکز آن فقط $3/4$ اینچ پشت گرانیگاه است.
- همانطور که بار پشت افزایش پیدا می‌کند، مرکز پخش (۱) جابجا شده، پشت گرانیگاه قرار می‌گیرد و مرکز ناوش به سمت جلو حرکت می‌کند. در حداکثر بار، مراکز، تقریباً نزدیک به موقعیت‌های چرخ هستند و ارتباط بیشتر ناوش یا پرش با یکدیگر گرانیگاه

نیست.

ارزیابی سواری

آخرین ارزیابی از ارتعاشات سواری، به مبحث نحوه و چگونگی تشخیص دادن سواری اختصاص دارد. برای این مقصود، ابتدا باید سعی کرد سواری را معنی کرد. سواری به طور معمولی یک درک و دریافت فردی است که به میزان راحتی تجربه شده مربوط می شود و این درک و مشاهده به هنگام حرکت خودرو حاصل می شود. بنابراین برای فهم بیشتر مطلب، سواری دریافت شده، حاصل اجتماع چندین عامل می باشد. ارتعاشات ملموس از طریق نشیمنگاه به بدن سرنشین منتقل می شود و در مورد دستها و پاها این عوامل به طور معمولی مرتبط با سواری هستند. غالباً جدا کردن اثرات ارتعاشات آکوستیک (صدا) در درک و مشاهده سواری مشکل است، مخصوصاً به دلیل اینکه انواع سطوح مختلف صداها معمولاً با دیگر ارتعاشات خودرو همبستگی زیادی دارند. علاوه بر آن، سطح راحتی معمول صندلی، قرارگیری سرنشین در جایگاهش، دما، تهویه، فضای داخلی، دستگیره ها و چندین عامل دیگر نیز موثر هستند. این عوامل ممکن است بر اصلاح کیفیت سواری خودرو موثر باشند.

بعضی از عوامل بالا، از جمله ارتعاشات را می توان به طور قابل ملاحظه ای با دیگر عوامل، از جمله صندلی راحت و مناسب اندازه گیری کرد. البته صندلی و راحت نشستن به روشهای ارزیابی فردی بستگی دارد. برای موضوعات پیچیده تر، اثرات متقابل عوامل هنوز به خوبی ایجاد نشده اند. برای مثال، طبق تجربه مولف، میزان تحمل فرد ارتعاش در کامیون، اغلب می تواند به طور موثر کاهش یابد - در صورتی که شرایط و محدودیت های فضای سرنشین به چگونگی اتاق خودرو برای حرکت بدنه کمک نمی کند. این حرکت بدنه، بدون اتصال نقاط سخت روی مناطق داخلی خودرو صورت می گیرد.

تلرانس ارتعاشات صندلی

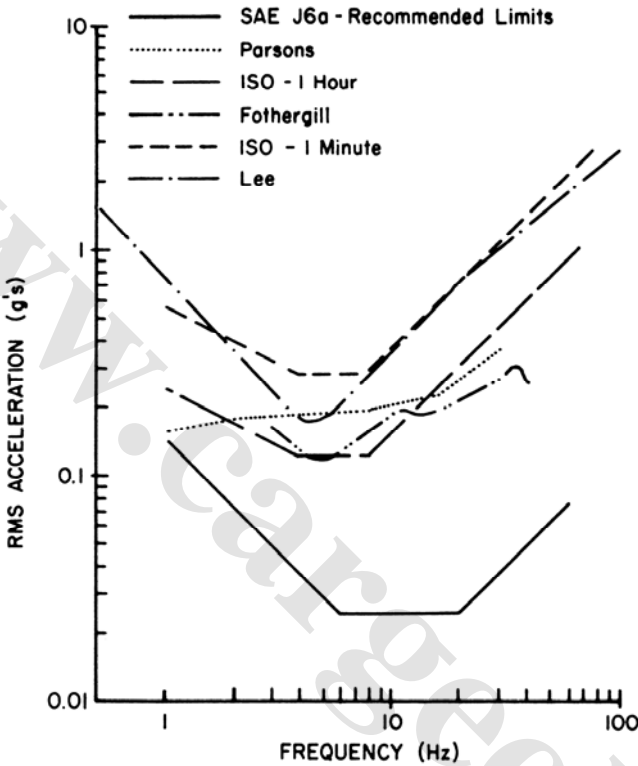
تشخیص ارتعاش سواری در یک خودرو، هنوز موضوع مورد بحث در انجمن خودرو می باشد. به عنوان نقطه شروع، توجه به یافته های تحقیقاتی انجمن علمی آموزنده است. این مشاهدات مربوط به تلرانسهای انسانی ارتعاش است. امروز مختصر محدودیت های ارتعاش برای راحتی و آسایش شخصی از جنبه هنری به دهه ۱۹۲۰ بر می گردد. این موضوع در سالنامه انجمن مهندسان خودرو و اطلاعات ارتعاش در سال ۱۹۶۵ منتشر شده است [۲۶]. کارهای بزرگی توسط «لی» و «پرادکو»

[۳۰]، سازمان بین المللی استاندارد [۳۱]، «اوبرن» [۳۲]، «میوا» [۳۳]، «پارسونز» [۳۴]، «فودرگیل» [۳۵]، «لیدرود» [۳۶] و دیگران صورت گرفته که سهم مهمی در پایگاه داده‌ها در اطلاعات مربوط به ترانس ارتعاش دارند. این مطالعات روی میزان تحمل فرد متمرکز هستند. این میزان تحمل فرد به حالت نامطلوب و عدم وجود راحتی و آسایش در وضعیت‌های مختلف نشستن اطلاق می‌شود و این تلاش، برای طبقه بندی بسامد حساسیت و یچه بدن به ارتعاشات صورت می‌گیرد. اغلب، ورودی‌های سینوسی خالص، برای ایجاد سطح کلی و میزان عده آسایش و راحتی صندلی یا سطوح با حساسیت مشابه، به عنوان تابعی از بسامد مورد استفاده قرار می‌گیرند. هنوز هیچ استاندارد جهانی برای تشخیص ارتعاشات سواری وجود ندارد. متغیرهای زیر مانعی برای وجود این استانداردها هستند:

- وضعیت سرنشین و صندلی
- اثر ورودی ارتعاشات دستی و پایی
- ورودی بسامد چندگانه در مقابل یک ورودی
- ورودی چندجهتی
- معیار آسایش و راحتی سرنشین
- مدت در معرض ارتعاش بودن
- ورودی صدا و ارتعاشات بصری

با توجه به این مباحث، نتایج معین و متداولی از تعداد زیادی از کارهای اخیر استخراج شده است. زمانی که میزان تحمل فرد برای ارتعاش عمودی و ارتعاش طولی، روی سرنشینان خودرو مورد بررسی قرار می‌گیرد، پژوهشگران معمولاً منحنی‌های حساسیت قابل مقایسه را مشاهده می‌کنند. در شکل ۵-۳۶ خطوط خوش سواری ثابت «که توسط تعدادی از محققان تعیین شده» آمده است. به علت وجود شرح‌های متفاوت از راحتی، در هر بررسی، سطح اسمی یک منحنی، قابل مقایسه با دیگر سطوح نیست و هیچ کدام دارای مفهوم نیستند. بر خلاف آن، باید توجه داشت که بیشتر منحنی‌ها، حداقل میزان تحمل فرد (بیشینه حساسیت) بدن انسان را به ارتعاشات عمودی نشان می‌دهند و این میزان تحمل فردها در محدوده بسامد بین ۴ تا ۸ هرتز هستند. این حساسیت، به خوبی در تشدیدهای عمودی در نقاط حفره‌ای و شکمی قابل تشخیص است. در بسامدهای بالا و پایین این محدوده، میزان تحمل فرد، متناسب با بسامد افزایش پیدا می‌کند. شکل واقعی مرزها،

اغلب انحراف کمی در محدوده ۱۰ تا ۲۰ هرتز را نشان می‌دهد، این انحراف به علت وجود تشدیدهای عضو به خصوص در حدود ۱۰ هرتز است.



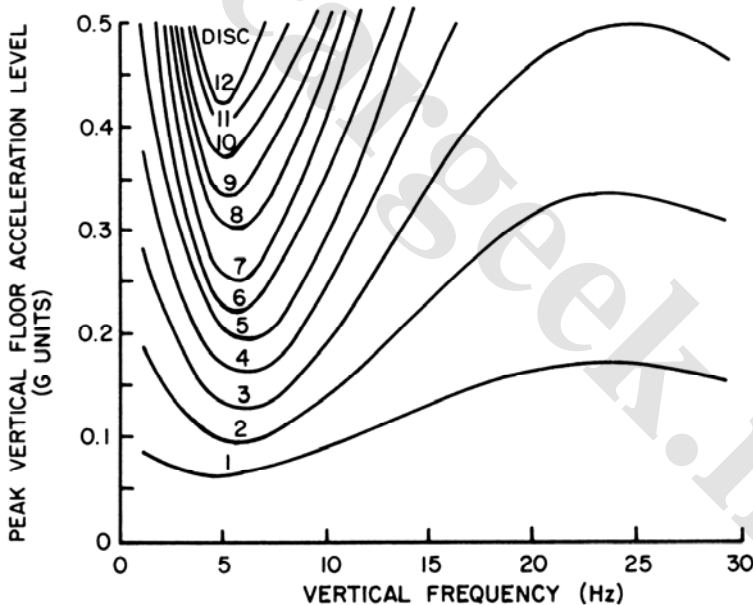
شکل (۵-۳۶) حدود میزان تحمل فرد انسانی برای ارتعاش عمودی

همانطور که در شکل آمده، منحنی‌های ایزو نشان می‌دهد که مدت زمان ظهور ارتعاش در طی نمایش ارتعاش نیز روی حداکثر سطح قابل تحمل تاثیر می‌گذارد. از این رو، دو مرز یکی برای یک دقیقه ظهور ارتعاش و دیگری برای یک ساعت ظهور، نشان داده شده‌اند. دستورات کلی برای تعیین مرزهای مناسب با سطوح نمایش اختیاری، از استاندارد ایزو و مطالعات و بررسی‌های «لی» و «پرادکو» قابل دسترسی است.

یافته‌های بسیار شگفت‌انگیزی به وسیله ناسا در تحقیق روی راحتی جرم خودروهای حمل و نقل به ویژه هواپیما به دست آمده‌اند. خطوط راحتی پایدار و ثابت برای ارتعاشات عمودی به دست آمده از این بررسی، در شکل ۵-۳۷ آمده است. قابل توجه اینکه حساسیت به عنوان تابعی از بسامد

به سطح شتاب وابسته است. در سطوح بالای ارتعاشات، منحنی‌های میزان تحمل فرد با مطالعات محققان دیگر مطابقت دارند.

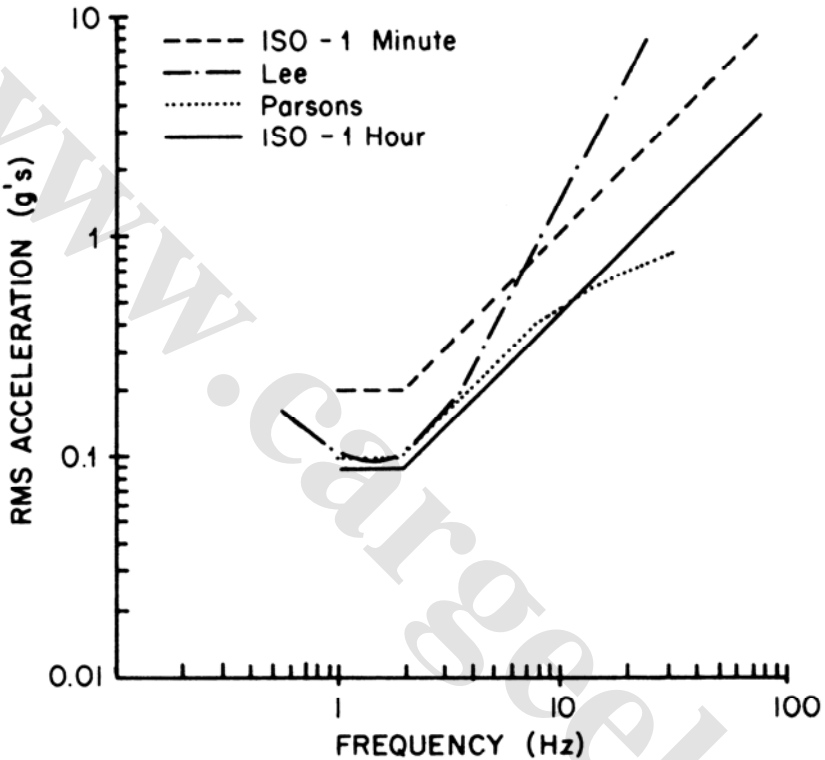
اما در دامنه‌های پایین، ماهیت افقی منحنی‌ها بیانگر این است که عدم وجود راحتی در صندلی و نشستن، مستقل از بسامد است. بنابراین سطوح پایین ارتعاشات، بدون توجه به بسامد آنها در بالای محدوده شمعخص شده، قابل بحث و بررسی اند. حساسیت فردی به ارتعاشات طولی، به عللی متفاوت از ارتعاش عمودی است. شکل ۵-۳۸ محدوده‌های میزان تحمل فرد برای ارتعاشات طولی را (از منبع به دست آمده) برای مقدار معینی از منابع محدود می‌کند. سطح اسمی هر منحنی به طور اخص معنی دار نیست اما حساسیت‌ها مشابه هستند. بیشترین اختلاف قابل توجه در منطقه حداکثر حساسیت در محدوده ۱ تا ۲ هرتز دیده می‌شود. این حساسیت به طور کلی از تشدید طولی در پیچ خوردگی بالاتر نتیجه می‌شود. توجه کنید که محدوده بسامد عمودی و قبلی و بعدی در تحقیقات جداگانه محققان مقایسه می‌شود که حداقل میزان تحمل فرد در جهت طولی مشهود است.



شکل (۵-۳۷) منحنی‌های ناراحتی سازمان ناسا که برای ارتعاشات خودروهای حمل و نقل به کار می‌رود

منحنی‌های میزان تحمل فرد در شکل‌ها، عموماً از ورودی‌های سینوسی خالص در مباحث مشتق می‌شوند، در حالی که محیط سواری در یک موتور خودرو همه بسامدهای بالای طیف گسترده را

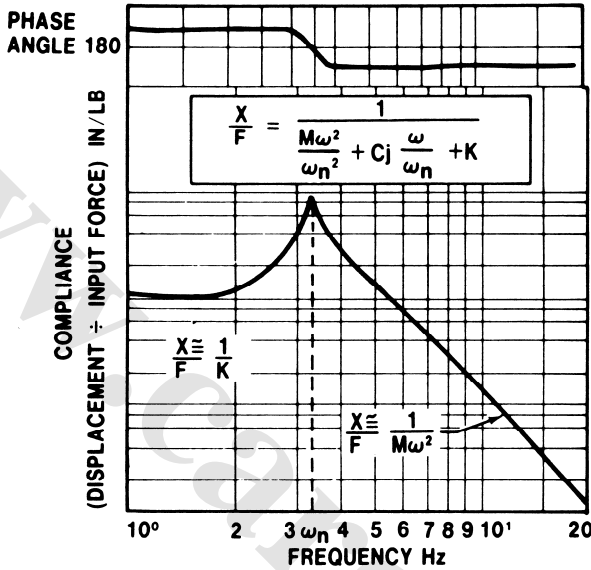
شامل می‌شود. بنابراین، برای به کارگیری این اطلاعات، به جهت اندازه‌گیری‌های مورد نظر از ارتعاشات سواری روی صندلی‌های یک خودرو یا کامیون، لازم است که این ناسازگاری‌ها برطرف شوند.



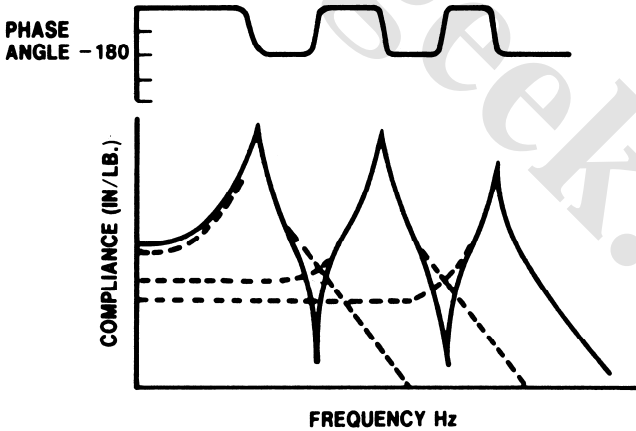
شکل (۵-۳۸) حدود میزان تحمل فرد انسانی برای ارتعاشات طولی (رو به جلو و پشت)

روش معمولی در برطرف کردن ناسازگاری‌ها، استفاده از فیلتر با هم سطح کردن عکس داده‌های شتاب، نسبت به دامنه منحنی میزان تحمل فردهای انتخابی است. در صورت برابر بودن اهمیت بسامدها، هم سطح سازی و مخالف به نتیجه طیف شتاب کمک می‌کند. با این روش، ارتعاشات عمودی و قبلی و بعدی به طور جداگانه ارزیابی شوند. برای حل این مسأله، مربع میانگین ریشه شتاب‌ها را در همه جهات با فرمول‌های مختلف تعیین مقدار مربع میانگین ریشه محل ترکیب می‌کنند. یک روش بنیادی‌تر برای ترکیب ارتعاشات عمودی و طولی. از تحقیقات «پرادکود» پدیدار می‌شود. سطح ناراحتی به سطح توان ارتعاشی مربوط می‌شود و این توان در بدنه (خواه از

ورودی‌های عمودی و طولی، خواه از ورودی‌های جانبی) پراکنده است. با این روش، منحنی‌های میزان تحمل فرد می‌توانند برای سنجش شتاب مورد استفاده قرار گیرند. بنابراین، شتاب در همه جهات به توان مشاهده شده می‌رسد و مقادیر توان به سادگی افزایش می‌یابند.



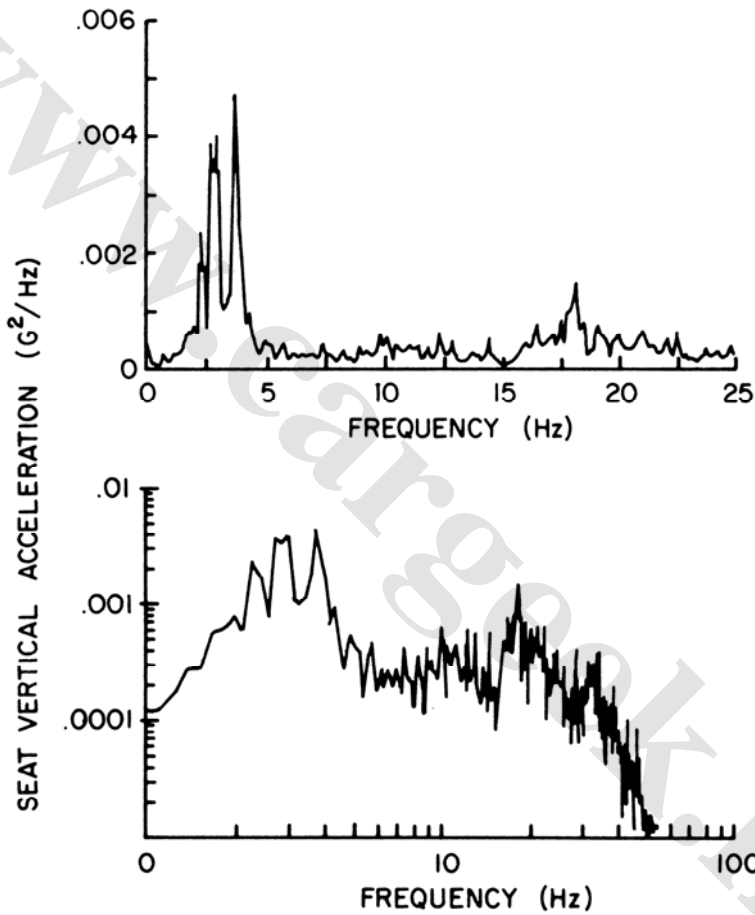
نمودار پاسخ بسامدی یک درجه آزادی



نمودار پاسخ بسامدی برای سه مود حرکتی

شکل (۵-۳۹) پاسخ ارایه شده سیستم دینامیکی با استفاده از نمودارهای لگاریتمی

منحنی‌های میزان تحمل فرد ایزو یکی از توابع سنجش متداول هستند که برای ارزیابی اهمیت طیف شتاب استفاده می‌شوند. از این رو، روش شایسته برای کاربرد منحنی‌های میزان تحمل فرد ایزو، ارزیابی نمایش یک سوم باندهای اکتاو، تجزیه و تحلیل انتقادی ارتعاش، مبتنی بر باند نادرست و غلط طیف است.



شکل (۴۰-۵) ارتعاشات صندلی در ساختار خطی و لگاریتمی نمایش داده شده است

همانطور که همه قبول دارند، منحنی‌های میزان تحمل فرد تعیین شده به وسیله محققان، برای مهندسين سواری آموزنده هستند، به طوری که این منحنی‌ها پیش زمینه‌ای برای ارزیابی ارتعاشات وارده بر سرنشین از صندلی خودرو می‌باشند. هم اکنون طبق دریافت‌های بسیاری از مهندسان،

اندازه‌گیری این ارتعاشات مطابق با منحنی‌های میزان تحمل فرد انتخابی، با نرخ های ذهنی همبستگی خیلی کمی دارند. این نرخ ها توسط هیئت ژوری در آزمایشهای جاده تعیین می‌شوند. برای مثال، می‌توان به سادگی نتیجه گرفت که اندازه‌گیری ساده مربع میانگین ریشه شتاب در خودروهای سواری، همیشه وابسته به محدوده‌های فرضی است که این محدوده‌ها مانند یک سری ترکیب از شتاب‌های موثر توسط مهندسی سواری ارائه می‌شود. تابع موثر بسامد، برای تعدیل وابستگی مهم بسامدهای ارتعاشات مشخص - چه مورد استفاده قرار بگیرند، چه نگیرند - نسبت‌های موجود در طیف شتاب را که دارای معنی و مفهوم بیشتری برای اهداف سواری هستند، ارائه می‌کند.

در علم دینامیک، این یک تمرین عمومی‌ برای دخالت دادن اطلاعات حوزه بسامدی در ساختار لگاریتمی‌مانند شکل ۵-۳۹ است. در این نسبت، پاسخ نمونه از یک سیستم مجانب، خطوط مستقیم را به هم نزدیک می‌کند و رفتار سیستم‌های کاملاً پیچیده در چندین حالت مانند شکل، به هم ارتباط داده می‌شوند.

بنابراین، این نسبت‌ها در تجزیه و تحلیل سیستم‌های دینامیکی جمع می‌شوند. برای اهداف سواری، این نسبت از اهمیت نسبی ارتعاشات در بسامدهای مختلف انحراف پیدا می‌کند. معرفی طیف شتاب سواری به ساختار خطی بودن، دارای معنی و مفهوم بیشتری است، زیرا سطح زیر منحنی بیانگر مربع میانگین یا مربع میانگین ریشه شتاب‌ها با توجه به واحدهای استفاده شده روی محور مختصات است. (واحدهای شتاب به توان دو تقسیم بر هرتز، برابر است با مقادیر مجذور میانگین (واریانس)، جایی که ریشه مربع آن برابر است با مقدار مربع میانگین ریشه).

شکل ۵-۴۰ دو روش نمایش داده‌ها را در مقابل هم نشان می‌دهد. اگرچه فرمت لگاریتمی، اطلاعات بیشتری برای فهم سیستم‌های دینامیکی فراهم می‌کند، فرمت خطی به مهندسان برای شناخت اهمیت نسبی ارتعاشات در محدوده بعضی بسامدها کمک می‌کند. فرمت لگاریتمی اثراتی بر ارتعاشات دارد و به طور کلی، اهمیتی برابر کل طیف دراد. تا به حال در فرمت خطی، قسمت زیادی از مربع میانگین ارتعاش از تمرکز در محدوده بسامدهای ۵ هرتز و پایین تر پدیدار شده است.

شکل‌های دیگر ارتعاشات

یک دلیل برای اینکه اندازه‌گیری ارتعاشات صندلی به عنوان اندازه های سواری موثر، کافی

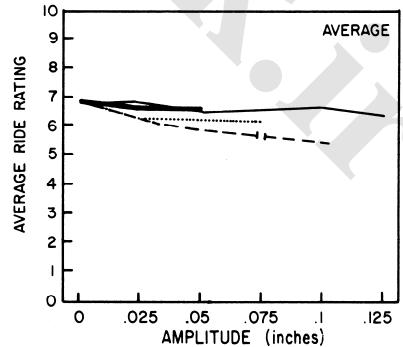
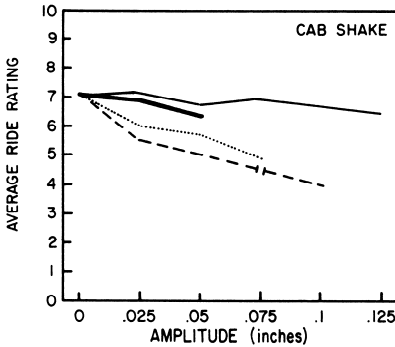
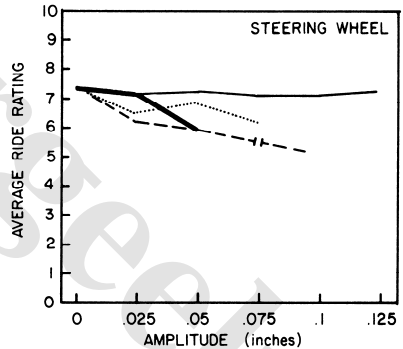
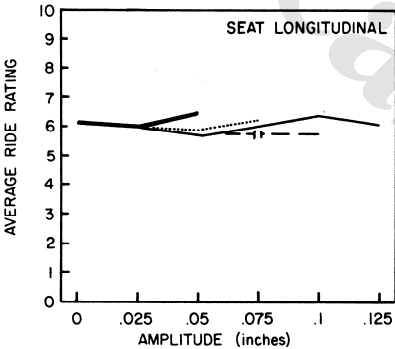
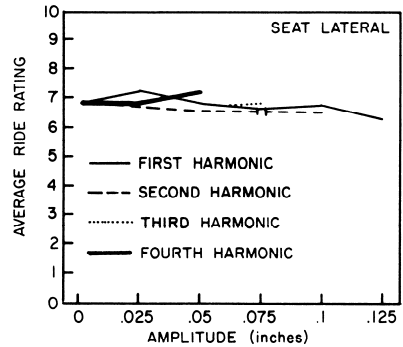
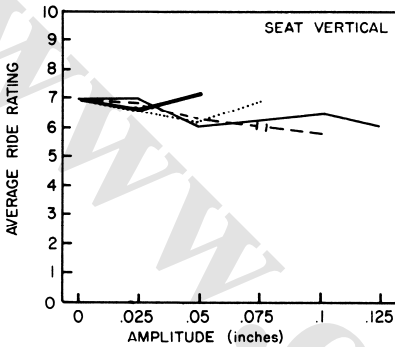
نیست، این است که قضاوت راننده در مورد ارتعاشات خودرو، بسیار دورتر از ارتعاش صندلی است. نکته نشان داده شده در مطالعه اثرات نامیزانی چرخ‌ها یا تایرها، روی تشخیص سواری یک تراکتور است، به طوری که هیئت ژوری از ده مهندس صنایع تشکیل شده و آنها قابلیت سواری تراکتور را تحت وضعیتهای مختلف ایجاد ارتعاش نامیزانی تایر، اندازه‌گیری می‌کنند. ده فاصله مقیاس درجه بندی شده، با مقیاسی برای درجه بندی ارتعاش عمودی، ارتعاش طولی نشیمنگاه، ارتعاش جانبی نشیمنگاه، ارتعاش چرخ فرمان و ارتعاش تکانه کابین راننده مورد استفاده قرار گرفته اند. نمونه به دست آمده از این آزمایش‌ها در ورودی‌های نایکنواخت جلو و چپ، در شکل ۵-۴۱ نشان داده شده است.

نکته مهم در نتایج کاهش سواری به علت ارتعاشات غریبک فرمان و ارتعاش تکان کابین راننده است. توجه کنید که درجه بندی ارتعاشات نشیمنگاه، حساسیت کمی به ورودی غیر یکنواخت نشان می‌دهد و تا به حال این درجه بندی روی تکان‌های کابین راننده و غریبک فرمان به طور عمیق «مخصوصاً برای بار دوم و سوم به طور هماهنگ» اثرگذار بوده است. درجه بندی غریبک فرمان، ورودی‌های ارتعاشات را برای دستهای راننده منعکس می‌کند، در حالی که کابین راننده ورودی‌های ارتعاشات را برای پاهای راننده منعکس می‌کند که همان مشابه تاثیرات بصری تکان ستون A، آینه‌های دید پشت، آفتابگیر خودرو و غیره را به خوبی انعکاس می‌دهد.

توجه کنید که در این آزمایشها، هیئت ژوری در مورد درجه بندی قابل قبول خودرو مورد سوال قرار می‌گیرند. در نتیجه این درجه بندی، رای مهندسان صنایع را با توجه به قبولی این خودرو به عنوان یک محصول، انعکاس می‌دهد. مهم است که طرح سوال برای آزمایش درجه بندی مورد استفاده قرار گیرد. برای مثال، مهندسان بزرگراه در مطالعات خود، جاده‌ها را بر اساس وضعیتهای ناهمواریشان درجه بندی می‌کنند و این مهندسان سوال «سواری چیست؟» را شناسایی و تشخیص می‌دهند. در برابر این مسأله، سوال «جاده چیست؟» دارای پاسخ متفاوتی از طرف هیئت ژوری است. این سوال باعث محاسبه اندازه‌هایی می‌شود که به نوع خودرویی که هیئت ژوری را به هنگام آزمایش درجه بندی جابجا می‌کند، بستگی دارد. درجه بالاتر، به هنگام انتقال هیئت ژوری به وسیله خودروهای لوکس حاصل می‌شود و درجه پایین تر، هنگام انتقال به وسیله خودروهای کم هزینه (اقتصادی) و ارزانتر به دست می‌آید.

سوال «جاده چطور است؟» هیئت ژوری را به مورد توجه قرار دادن خودرو و قضاوت در زمینه

جاده تشویق می‌کند. در نتیجه، فرآیند درجه بندی به انتخاب خودروی مورد استفاده در مطالعات درجه بندی وابسته نیست. مهندس توسعه سواری باید نسبت به این موضوع حساس باشد و فرمول بندی این سوال آموزنده را به طور دقیق قبل از اجرای آزمایش‌های درجه بندی سواری پیشنهاد کند.



شکل (۴۱-۵) اثر نرخ سواری نایک‌نواخت بر چرخ چپ جلوی یک کامیون در بزرگراه (تراکتور)

برآورد و ارزیابی

به عنوان آخرین نکته، توجه کنید و فرض کنید که هدف مهندسان سواری، حذف تمام ارتعاشات خودرو است. اگرچه این مطلب در یک خودروی موتوری ممکن نیست، اما به تلاش در جهت بهبود و اصلاح کمک می کند. در حال حاضر، دو پدیده مخالف هم وجود دارند که باید با آنها مواجه شد. ابتدا اینکه بر طرف کردن یک ارتعاش، همیشه باعث ایجاد و نمود مزاحمت های کم اهمیت تر دیگر می شود. این مسأله در مطالعات گذشته برای طراحی سواری خودرو توضیح داده شده است، مانند اینکه بعضی مواقع صدای ساعت نیز آزاردهنده می شود. دوم اینکه تا حدی رفع همه ارتعاشات مطلوب نیست و ارتعاشات، منبع دریافت ناهمواری های جاده هستند تا راننده وسایل نقلیه موتوری، به این دریافت ها پاسخ دهد، یعنی داشتن بازخورد احساسی نسبت به ناهمواری های جاده ضروری است.

مراجع

- 1- Bendat, J.S., and Piersol, A.G., Random Data: Analysis and Measurement Procedures, John Wiley & Sons, New York, 1971, 407 p.
- 2- Sayers, M., and Gillespie, T.D., "Guidelines for Conducting and Calibrating Road Roughness Measurements" World Bank Technical Paper, ISSN 0253-7494, No.46, 1986, 87 p.
- 3- Spangler, E.B., et al. "GMR Profilometer Method for Measuring Road Profile", General Motors Research Publication GMR-452, 1964m 44p.
- 4- Gillespie, T.D., Sayers, M., and Segel, L., "Calibration of Response Type Road Roughness Measuring System," Final Report, NCHRP Project 1-18, NCHRP Rept. No. 228, December 1980, 70 p.
- 5- LabBarre, R.P., et al. "The Measurement and Analysis off Road Surface Roughness," Report 1970/5, Motor Industry Research Association, December 1969,31 p.
- 6- Sayers, M., Gillespie, T.D., and Queiroz, C.A., "The International Road Roughness Experiment: Establishing Correlation and a Calibration Standard for Measurements," World Bank Technical Paper, ISSN 0253-7494, No.45, 1986, 453 p.
- 7- Van Dusen, B.D., "Truck Suspension Optimization," SAE Paper No. 710222, 1971, 12 p.
- 8- Kropac, D., and Sprinc, J., "Identification of the System Vehicle Road Parameters," Vehicle Systems Dynamics, Volume II, No. 4, September 1982, pp. 241-249.
- 9- Ribarits, J.L., et al. "Ride Comfort Aspects of Heavy Truck Design," SAE Paper No. 781067, 1978, 24 p.

- 10- Gillespie, T.D., "The Dynamic Behavior of Non uniform Tire/Wheel Assemblies," Special Rept., MVMA Project # 1163, Transportation Res. Inst., Univ. of Mich., Rept. No. UMTRI-83-8, November 1983, 53 p.
- 11- Gillespie, T.D., "Relationship of truck Tire/Wheel Non uniformities to Cyclic force Generation," Final Report, MVMA Project No. 1162, Transportation Res. Inst., Univ. of Mich., Rept. No. UMTRI 84-18, April 1984, 136 p.
- 12- "Vehicle Dynamics Terminology," SAEJ670e, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1978 (see Appendix A):
- 13- Luders, A., et al. "Contributions to the Problem of Irregular Running of Vehicle Wheels," ATZ," ATZ, Vol. 73, January 1971, pp. 1-8 (in German).
- 14- Thomson, W.T., Mechanical Vibrations, 2nd Edition, Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J., June 1959, 252 p.
- 15- Klamp, W.K., et al. "Higher Orders of Tire Force Variations and Their Significance," SAE Paper No. 720463, 1972, 8 p.
- 16- Gillespie, T.D. "Influence of Tire/Wheel Nonuniformities on Heavy Truck Ride quality," Final Rept., MVMA Project # 1163, Highway Safety Res. Inst., Univ. of Mich., Rept. No. UM-HSRI-82-30, September 1982, 109 p.
- 17- Gillespie, T.D., "Tire and Wheel Nonuniformities: Their Impact on Heavy Truck Ride" presentation at the Meeting of the American Chemical Society, Denver, CO, October 1984, 21 p.
- 18- Lipmann, S.A., "Forces and Torques Associated with Roughness in Tires," SAE Paper No. 610544 (322d), March 1961, 10 p.
- 19- Morrish, L.M., et al. "The Effect of Loaded Radial Runout on Tire Roughness and Shake," SAE Paper No. 610545 (322e), 1961, 13 p.
- 20- Potts, G.R., et al. "Tire Vibrations," Tire Science and Technology, Vol. 5, No. 4, November 1977, pp. 202-225.
- 21- Wagner, E.R., "Driveline and Driveshaft Arrangements and Constructions," Universal Joint and Driveshaft Design Manual, Chapter 1, SAE AE-7, 1979, pp. 3-10.
- 22- Joyner, R.G., "The Truck Driveline as a source of Vibration," SAE Paper No. 760843, November 1976, 13 p.
- 23- Mazziotti, P.J., "Dynamic Characteristics of Truck Driveline Systems," 11th L.Ray Buckendale Lecture, SAE SP-262, January 1965.
- 24- Patterson, D., "Engine Torque and Balance Characteristics," SAE Paper No. 821375, 1982.
- 25- Dahlberg, T., "Optimization Criteria for Vehicles Traveling on a Randomly Profiled Road: A Survey," Vehicle systems Dynamics, Vol. 8, No. 4, September 1979, pp. 239-252.
- 26- "Ride and Vibration Data Manual," SAE J6a, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, December 1965 (see Appendix B).
- 27- Gillespie, T.D., et al. "Truck Cab Vibrations and highway Safety," Final Report, FHWA Contract No. DTFH-61-81-C-00083, Highway Safety Research Institute, University of Michigan, Report No. UMHSRI-82-9-1/2, March 1982, 203 p.

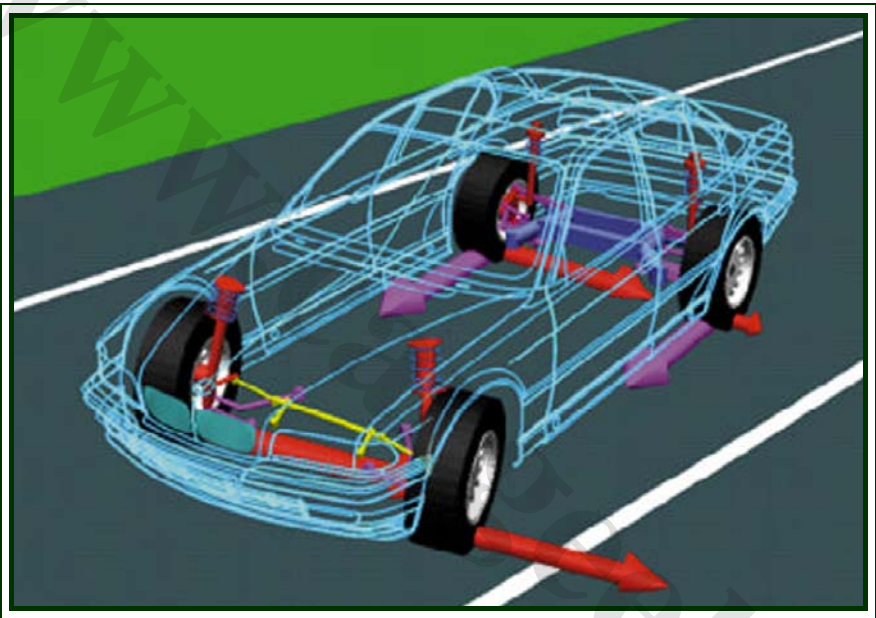
- 28- Sayers, M., and Gillespie, T.D., "The Effect of Suspension System Nonlinearities on Heavy Truck Vibration," *The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*, Proceedings, A.H. Wickens, Ed., Swets and Zeilander, Lisse, 1982, pp. 154-166.
- 29- Buthunas, A.A., "Power Spectral Density and Ride Evaluation," SAE Paper No. 660138, 1966, 8 p.
- 30- Lee, R.A., and Pradko, F., "Analytical Analysis of Human Vibration," SAE Paper No. 680091, January 1968, 15 p.
- 31- "Guide for the Evolution of Human Exposure to Whole-Body Vibration," Second Edition, International Standard ISO 2631-1978(E), International Organization for Standardization, 1978, 15 p.
- 32- Osborne, D.J., "Techniques Available for the Assessment of Passenger Comfort," *Applied Ergonomics*, Vol. 9, No. 1, March 1978, pp. 45-49.
- 33- Miwa, T., "Evaluation Methods for Vibration Effect. Part 8—the Vibration Greatness of Random Waves," *Industrial Health*, Vol. 87, 1969, pp. 89-115.
- 34- Parsons, K.C., Whitham, E.M., and Griffin, M.J., "Six Axis Vehicle Vibration and Its Effects on Comfort," *Ergonomics*, Vol.22, No.2, 1979, pp. 211-225.
- 35- Fothergill, L.C., et al., "The Use of an Intensity Matching Technique to Evaluate Human Response to Whole-Body Vibration," *Ergonomics*, Vol. 20, No. 3, May 1977, pp. 249-261.
- 36- Leatherwood, J.D., and Dempsey, T.K., "Psychophysical Relation ship Characterizing Human Response to Whole-Body Sinusoidal Vertical Vibrations," NASA TN D-8188, NASA Langley Research Center, June 1976, 34 p.
- 37- Leatherwood, J.D., Dempsey, T.K., and Clevenson, S.A., "A Design Tool for Estimating Passenger Ride Comfort within Complex Ride Environment," *Human Factors*, Vol, 22, No. 3, June 1980, pp. 291-312.
- 38- Healey, A.J., et al., "An Analytical and Experimental Study of Automobile Dynamics with Random Roadway Inputs," *Transactions of the ASME*, December 1977, pp. 284-292.
- 39- Wagner, E.R., "Driveline and Driveshaft Arrangements and Constructions," *Universal Joint and Driveshaft Design Manual*, Chapter 1, SAE AE-7, 1979, 440 p.
- 40- Wagner, E.R., and Cooney, C.E., "Cardan or Hooke Universal Joint," *Universal Joint and Driveshaft Design Manual*, Section 3.1.1, SAE AE-7, 1979, 440 p.
- 41- Chalasani, R.M., "Ride performance Potential of Active suspension Systems part I: Simplified Analysis Based on a Quarter-Car Model", *Proceedings, Symposium on Simulation and Control of Ground Vehicles and Transportation System. AMD-Vol. 80, DSC-Vol 2*, American Society of Mechanical Engineers, 1986, pp. 187-204.
- 42- Chalasani, R.M. "Ride performance Potential of Active Suspension Systems part II: Comprehensive Analysis Based on a full-car Model", *Proceedings, Symposium on Simulation and Control of Ground Vehicles and Transportation*

Systems. AMD-Vol. 80, DSC-Vol. 2, American Society of Mechanical engineers, pp. 205-226.

- 43- Cole, D., "Elementary Vehicle Dynamics," course notes in Mechanical Engineering, The University of Michigan, Ann Arbor, MI, 1972.
- 44- Gillespie, T.D., Heavy Truck Ride, SP-607, Society of Automotive Engineers, Inc., 1985, 68 p.

www.CarGeek.ir

گفتار ششم - چرخش مانا



نمایش نیروهای اعمالی به خودرو در هنگام چرخش با بهره از نرم‌افزار آدامز

پیش‌گفتار

رفتار چرخشی^۱ خودروهای موتوری از کارکردهای با اهمیت خودرو است که بیشتر با واژه فرمان‌پذیری^۲ بیان می‌شود. فرمان‌پذیری واژه‌ای گسترده به معنی حساسیت خودرو به ورودی راننده و سادگی کنترل آن است. فرمان‌پذیری سنجه‌ای کلی از هماهنگی و همسازي میان خودرو و راننده است. راننده و خودرو یک سیستم مدار بسته را شکل می‌دهند، که راننده با نگاه به راستا و

¹ - Cornering

² - Handling

موقعیت خودرو به تصحیح ورودی فرمان برای رسیدن به مسیر مطلوب می‌پردازد. برای شناسایی واکنش خودرو به تنهایی، از رفتار مدار باز سود می‌جویند. مدار باز به واکنش خودرو به ورودی فرمان اشاره داشته و به طور دقیق‌تر با عنوان واکنش هدایتی معرفی می‌شود [۱].

یکی از سنجه‌های همگانی و کاربردی در واکنش مدار باز خودرو شیب کم فرمانی است [۲]. شیب کم فرمانی شاخص کارایی در شرایط مانا است، هر چند آن را برای بررسی کارکرد در شرایط نیمه مانا نیز به کار می‌برند.

در این بخش رفتار چرخشی مدار باز یا «واکنش هدایتی»^۱ بررسی می‌گردد. در این گفتار نخست رفتار چرخشی خودرو در سرعت‌های کم بررسی می‌گردد و سپس تفاوت‌های برخاسته از شرایط سرعت زیاد در نظر گرفته خواهد شد. اهمیت ویژگی‌های تایر در چرخش‌های با سرعت بالا آشکار می‌شود و آغازی است برای مطالعه مدون تاثیرات ویژگی‌های سیستم تعلیق بر چرخش خودرو.

چرخش در سرعت پایین

نخستین گام برای فهم حرکات چرخشی خودرو بررسی رفتار چرخشی در سرعت‌های پایین است. در سرعت‌های کم (مانوردهی‌های پارک کردن) در تایرها نیروهای کناری ایجاد نمی‌شوند. بنابراین تایر بدون زاویه لغزش می‌غلتد و چرخش خودرو، مطابق شکل ۶-۱ می‌باشد. اگر چرخ‌های پشت زاویه لغزش نداشته باشند، آنگاه مرکز چرخش بایستی در راستای محور چرخ‌های پشت قرار گیرد. نیز خط عمود بر هر یک از چرخ‌های جلو بایستی از همان نقطه بگذرد. اگر این خطوط از یک نقطه نگذرند، تایرهای جلو در هنگام چرخش ناسازگار شده و سبب ساییدگی تایرها (لغزش کناری) در هنگام چرخش می‌شود. زاویه بهینه گردش چرخ‌های جلو در شکل ۶-۱ نمایانده شده است و معرف زاویه فرمان در هنگام چرخش است.

با هندسه مناسب چرخ‌ها در هنگام چرخش خودرو (با گمان زوایای کوچک) زوایای فرمان به قرار زیر است:

$$\delta_o \cong \frac{L}{R+t/2} \quad (1-6)$$

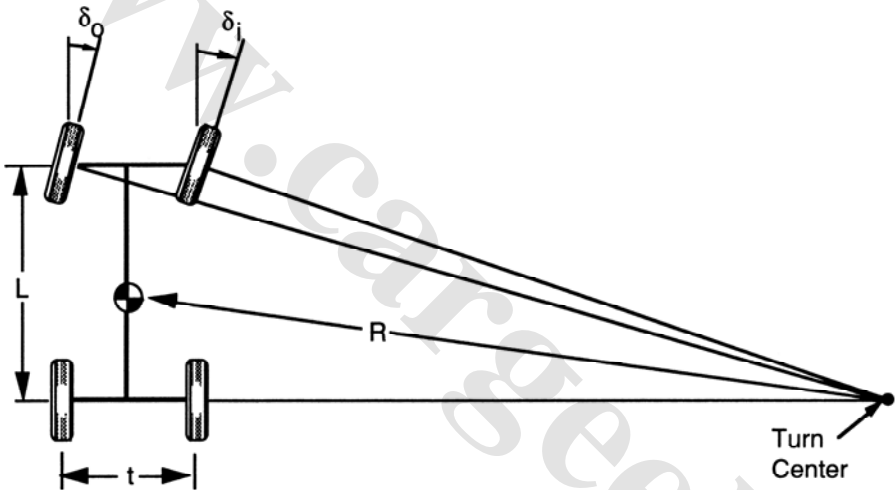
$$\delta_i \cong \frac{L}{R-t/2} \quad (2-6)$$

¹ - Directional Response

میانگین زاویه فرمان‌دهی چرخ‌های جلو (با گمان زوایای کوچک) را زاویه آکرمن می‌نامند [۲].

$$\delta = \frac{L}{R} \quad (۳-۶)$$

واژه «فرمان‌دهی آکرمن^۱» یا «هندسه آکرمن» اغلب برای بیان هندسه دقیق چرخ‌های جلو که در شکل ۱-۶ نشان داده شده، به کار می‌رود. زوایای صحیح به فاصله محورهای خودرو و زاویه چرخش بستگی دارد [۳]. خطا و انحراف از آکرمن در زوایای فرمان‌دهی چرخ‌های چپ و راست نقش موثری در سایش تایرهای جلو دارد. هر چند این خطا نقش عمده‌ای در واکنش سمتی خودرو ندارد [۴] و تاثیر آن به صورت اعمال گشتاور مرکزی به سیستم فرمان است [۵].



شکل (۱-۶) هندسه خودرو در چرخش

با هندسه صحیح آکرمن گشتاور فرمان به طور پیوسته با زاویه فرمان افزایش می‌یابد. بنابراین احساسی طبیعی در راننده به صورت پسخور از زاویه فرمان چرخ‌ها ایجاد می‌کند. در حالت همسویی و برابری زوایای فرمان‌دهی چرخ‌های چپ و راست، نخست با افزایش زاویه، گشتاور فرمان افزایش می‌یابد، اما ممکن است در یک نقطه معین کاهش یافته و حتی منفی شود (منجر به پیچیدن فرمان به سوی درون قوس شود و به عبارتی به جای اینکه غربیلک فرمان به حالت آغازین برگردد، از آن دور شود). چنین رفتاری در سیستم فرمان نامطلوب است.

¹ - Ackerman Steering (Geometry)

دیدگاه مهم دیگر در چرخش با سرعت‌های پایین، انحراف مسیر و نابرابری شعاع چرخش چرخ‌های پشت است. فاصله انحراف جای پا^۱ با نگاه به روابط هندسی چرخش به قرار زیر است:

$$\Delta = R \left(1 - \cos \left(\frac{L}{R} \right) \right)$$

که در رابطه بالا:

Δ فاصله انحراف جای پا

با بهره از بسط سری کسینوسی داریم:

$$\cos(Z) = \sum_{j=0}^{\infty} \left(\frac{Z^{2j}}{j!} \right) = 1 - \frac{Z^2}{2} + \frac{Z^4}{4} - \frac{Z^6}{6} + \dots$$

بنابراین:

$$\Delta \cong \frac{L^2}{2R} \quad (4-6)$$

به طور عمده انحراف جای پا مرتبط با خودروهای با فاصله محورهای زیاد مانند کامیون‌ها و اتوبوس‌ها است. برای خودروهای لولایی و کمرشکن معادلات هندسی آن بسیار پیچیده است و معادلات تراکتریکس^۲ نامیده شده است.

چرخش در سرعت‌های بالا

در سرعت‌های بالا، به سبب وجود شتاب کناری معادلات چرخشی تغییر می‌کنند. برای چیرگی بر شتاب کناری، بایستی در تایرها نیروهای کناری ایجاد شود و بنابراین در چرخ‌ها زاویه لغزش به وجود می‌آید.

نیروهای کناری تایر

در هنگام چرخش خودرو، که تایرها مجبور به فراهم کردن نیروهای کناری می‌باشند، در هنگام غلتیدن تایرها، زاویه لغزش کناری ایجاد می‌شود. زاویه بین صفحه تایر و راستای مسیر را زاویه لغزش (α) می‌گویند (شکل ۶-۲) [۲].

نیروی کناری در هنگام صفر بودن زاویه کمبر، نیروی چرخشی نامیده می‌شود. در یک بار مشخص تایر، نیروی چرخشی با زاویه لغزش هماهنگ است. در زوایای لغزش کم (کمتر از ۵

¹ - Off Tracking

² - Tractrix

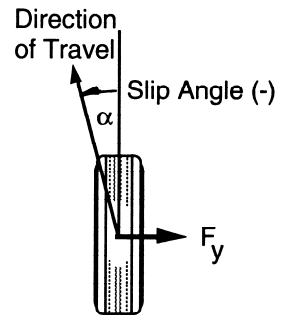
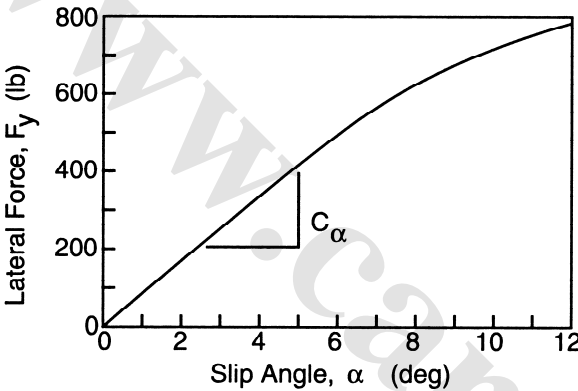
درجه) این رابطه خطی بوده و بنابراین نیروی چرخشی به قرار زیر است:

$$F_y = C_\alpha \alpha$$

(۵-۶)

که در رابطه بالا:

نیروی کناری	F_y
سختی کناری تایر	C_α
زاویه لغزش	α



شکل (۲-۶) ویژگی‌های نیروی کناری تایر

ثابت تناسب رابطه بالا که سختی کناری تایر می‌باشد، به عنوان شیب خم نیروی کناری تایر بر حسب زاویه لغزش در $\alpha = 0$ معرفی می‌گردد. زاویه لغزش مثبت سبب ایجاد نیروی منفی (به سوی چپ) در تایر است، یعنی C_α بایستی منفی باشد. با این حال انجمن مهندسان خودرو سختی کناری تایر را به عنوان منفی شیب معرفی می‌سازد تا C_α مقدار مثبت داشته باشد [۲].

سختی کناری به متغیرهای زیادی وابسته است [۶]. اندازه تایر و نوع آن (ساختار شعاعی^۱ یا مورب^۲)، تعداد لایه‌ها، زاویه الیاف، پهنای چرخ و گام تایر از پارامترهای عمده می‌باشند. در یک تایر مشخص مهمترین متغیرهای موثر بار و فشار می‌باشند. سرعت تاثیر زیادی بر نیروهای کناری تایر ندارد. نمودارهای شکل ۳-۶ نمایانگر تاثیر این پارامترها بر سختی کناری تایر است.

به سبب وابستگی زیاد نیروهای کناری به بار، ویژگی‌های کناری تایر با ضریب کناری توصیف

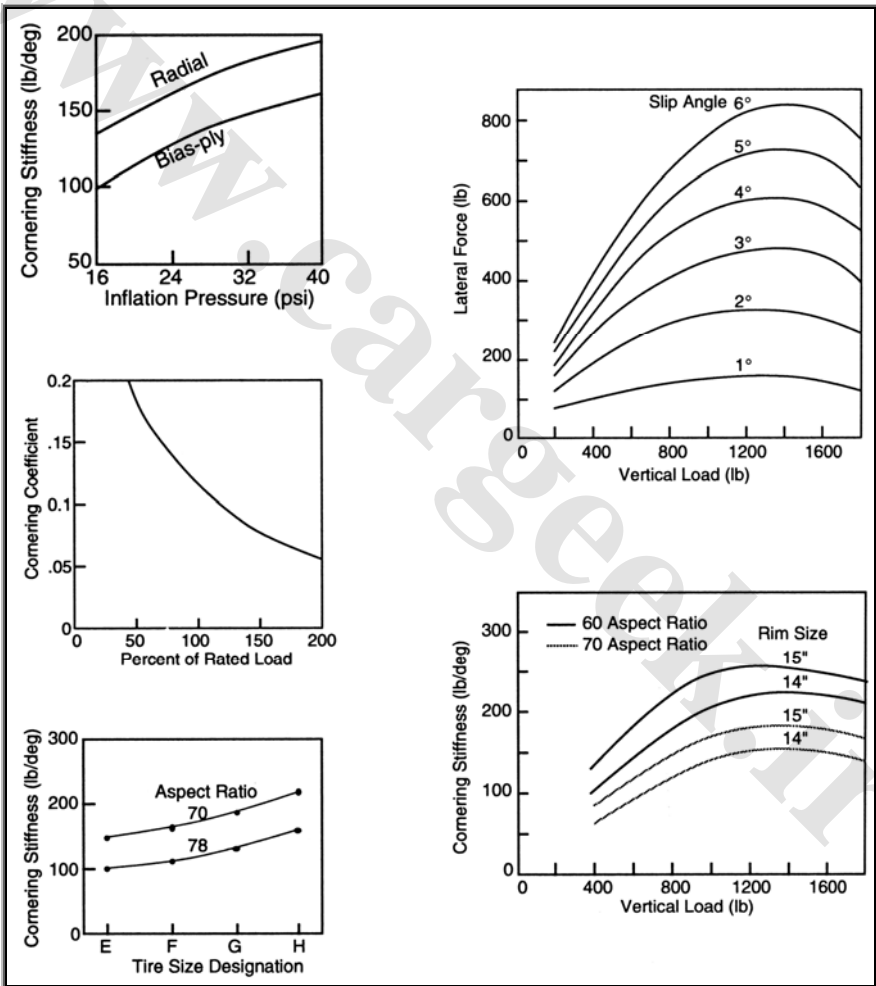
^۱ - Radial

^۲ - Bias

می‌شود، که نسبت سختی کناری به بار است. بنابراین ضریب کناری (CC_α) به قرار زیر است:

$$CC_\alpha = \frac{C_\alpha}{F_z} \left(\frac{\text{lb}_y/\text{deg}}{\text{lb}_z} \right) \quad (6-6)$$

ضریب کناری در بارهای سبک زیاد بوده و تا رسیدن بار به بار پایه و نامی تایر (بر پایه مجمع تایر و ریم^۱) کاهش می‌یابد [۷]. ضریب کناری در بارگذاری ۱۰۰ درصد، عموماً در گستره ۰/۲ (پوند نیروی کناری بر پوند بار بر درجه زاویه لغزش) است.

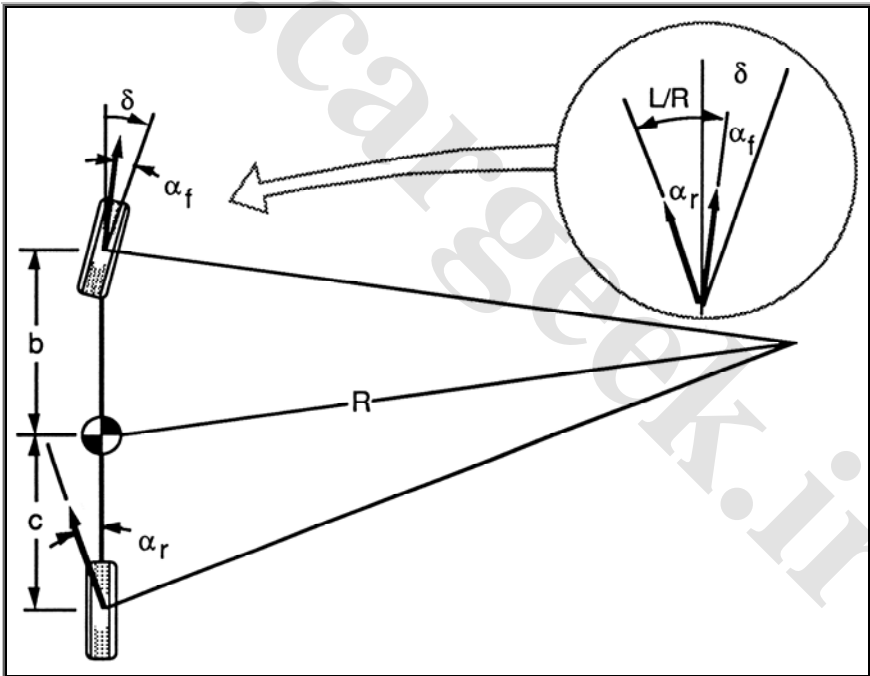


¹ - Tire & Rim Association

شکل (۳-۶) متغیرهای موثر بر سختی کناری تایر

معادلات چرخش

معادلات چرخش مانا بر پایه قانون دوم نیوتن به همراه معادلات نمایانگر هندسه چرخش (که با توجه به شرایط لغزش تایرها تصحیح شده است) به دست می آید. برای سادگی بررسی و پاسخ یابی معادلات، مدل دو چرخه که در شکل ۴-۶ نشان داده شده برای بیان خودرو به کار رفته است. در سرعت های بالا شعاع چرخش از فاصله محورهای خودرو بسیار بزرگتر است. بنابراین از گمان زوایای کوچک می توان بهره برد، همچنین از اختلاف میان زاویه فرمان چرخ های درونی و بیرونی جلو چشم پوشی می گردد. بنابراین برای سادگی دو چرخ جلو را با یک چرخ با زاویه فرمان دهی (δ) و با نیروی کناری معادل دو چرخ نمایش می دهیم. همین برآورد را برای چرخ های پشت نیز انجام می دهیم.



شکل (۴-۶) چرخش مدل دو چرخه

برای یک خودرو که با سرعت پیش روی (V) در حرکت است، برآیند نیروهای تایر در راستای

کناری بر پایه قانون دوم نیوتن برابر با حاصل ضرب جرم در شتاب گریز از مرکز خودرو است.

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = M \frac{V^2}{R} \quad (7-6)$$

که در رابطه بالا:

نیروی کناری در محور جلو	F_{yf}
نیروی کناری در محور پشت	F_{yr}
جرم خودرو	M
سرعت پیش روی	V
شعاع چرخش	R

همچنین برای تعادل گشتاوری خودرو حول گرانیگاه، بایستی مجموع گشتاورها ناشی از نیروهای کناری محورهای جلو و پشت صفر شود.

$$F_{yf} b - F_{yr} c = 0 \quad (8-6)$$

بنابراین:

$$F_{yf} = F_{yr} \frac{c}{b} \quad (9-6)$$

با جایگذاری در معادله ۷-۶ داریم:

$$M \frac{V^2}{R} = F_{yr} \left(\frac{c}{b} + 1 \right) = F_{yr} \left(\frac{b+c}{b} \right) = F_{yr} \left(\frac{L}{b} \right) \quad (10-6)$$

$$F_{yr} = M \frac{b}{L} \frac{V^2}{R} \quad (11-6)$$

در روابط بالا (Mb/L) یا (W_f/g) بخشی از جرم خودرو است که توسط محور پشت تحمل می‌گردد، بنابراین بر پایه معادله ۶-۱۱ نیروی کناری ایجاد شده در محور پشت برابر است با حاصل ضرب (W_f/g) در شتاب کناری آن نقطه. به همین ترتیب پاسخ یابی F_{yf} نشان می‌دهد که نیروی کناری در محور جلو حاصل ضرب (W_f/g) در شتاب کناری است.

با دانستن نیروهای کناری و پاسخ یابی معادله ۶-۵ زاویه لغزش چرخ‌های جلو و پشت به قرار زیر می‌باشند:

$$\alpha_f = \frac{W_f}{C_{\alpha f}} \frac{V^2}{gR} \quad (12-6)$$

$$\alpha_r = \frac{W_r V^2}{C_{ar} gR} \quad (۱۳-۶)$$

رابطه هندسی زیر با نگاه به هندسه چرخش خودرو در شکل ۶-۵ به دست می‌آید:

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \quad (۱۴-۶)$$

اکنون با جایگذاری α_f و α_r از معادلات ۶-۱۲ و ۶-۱۳ معادله عمومی چرخش خودرو به قرار زیر است:

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \frac{W_f V^2}{C_{af} gR} - \frac{W_r V^2}{C_{ar} gR}$$

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \left(\frac{W_f}{C_{af}} - \frac{W_r}{C_{ar}} \right) \frac{V^2}{gR} \quad (۱۵-۶)$$

که در رابطه بالا:

δ	زاویه فرمان چرخ‌های جلو (درجه)
L	فاصله محورها (فوت)
R	شعاع چرخش (فوت)
V	سرعت پیش‌روی (فوت بر ثانیه)
g	ثابت شتاب گرانش ۳۲/۲ (فوت بر مجذور ثانیه)
W_f	بار محور جلو (پوند)
W_r	بار محور پشت (پوند)
C_{af}	سختی کناری تایرهای جلو (پوند کناری بر درجه)
C_{ar}	سختی کناری تایرهای پشت (پوند کناری بر درجه)

شیب کم‌فرمانی

اغلب معادله عمومی به دست آمده، به شکل زیر بازنویسی می‌شود:

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + K\alpha_y \quad (۱۶-۶)$$

که در رابطه بالا:

K شیب کم‌فرمانی^۱ (درجه بر شتاب گرانشی)

^۱ - Under Steer Gradient

a_y شتاب کناری (شتاب گرانشی)

معادله ۶-۱۵ در بررسی چگونگی پاسخ چرخشی خودروهای موتور دار اهمیت زیادی است. این معادله نمایانگر چگونگی تغییرات زاویه فرمان خودرو نسبت به شعاع چرخش R یا شتاب کناری (V^2/gR) است. بخش $(W_f/C_{af}) - (W_r/C_{ar})$ نمایانگر اندازه و راستای زاویه فرمان ورودی است و شامل دو بخش است که هر یک نمایانگر نسبت بار محور (جلو یا پشت) به سختی کناری تایر آن محور است. این عبارت شیب کم فرمانی نامیده می شود و با نماد K نشان داده می شود و دارای بعد درجه بر شتاب گرانشی است. با توجه به علامت شیب کم فرمانی سه حالت زیر پیش می آید:

• تک فرمانی^۱

$$\frac{W_f}{C_{af}} = \frac{W_r}{C_{ar}} \rightarrow K = 0 \rightarrow \alpha_f = \alpha_r$$

در این حالت در چرخش با شعاع ثابت، نیازی به تغییر زاویه فرمان نسبت به تغییر سرعت نمی باشد. به ویژه که زاویه فرمان مورد نیاز برای چرخش برابر زاویه آکرمن $(57.3L/R)$ است. از نظر فیزیکی، حالت تک فرمانی مرتبط با نوعی تعادل در خودرو است، چنان که نیروی ناشی از شتاب کناری در گرانیگاه سبب افزایش برابر در زوایای لغزش چرخ های جلو و پشت است.

• کم فرمانی

$$\frac{W_f}{C_{af}} > \frac{W_r}{C_{ar}} \rightarrow K > 0 \rightarrow \alpha_f > \alpha_r$$

در این حالت چرخش با شعاع ثابت، نیازمند افزایش زاویه فرمان نسبت به افزایش سرعتی متناسب با حاصل ضرب K (درجه بر شتاب گرانشی) در شتاب کناری (شتاب گرانشی) است. بنابراین به صورت خطی نسبت به شتاب کناری یا مربع سرعت افزایش می یابد. در حالت کم فرمانی، شتاب کناری گرانیگاه سبب ایجاد زاویه لغزش بیشتری در چرخ های جلو نسبت به چرخ ها پشت است. بنابراین برای فراهم نمودن نیروی کناری در چرخ های جلو برای ثابت ماندن شعاع چرخش به افزایش زاویه فرمان چرخ های جلو نیاز می باشد.

• بیش فرمانی^۲

¹ - Neutral Steer

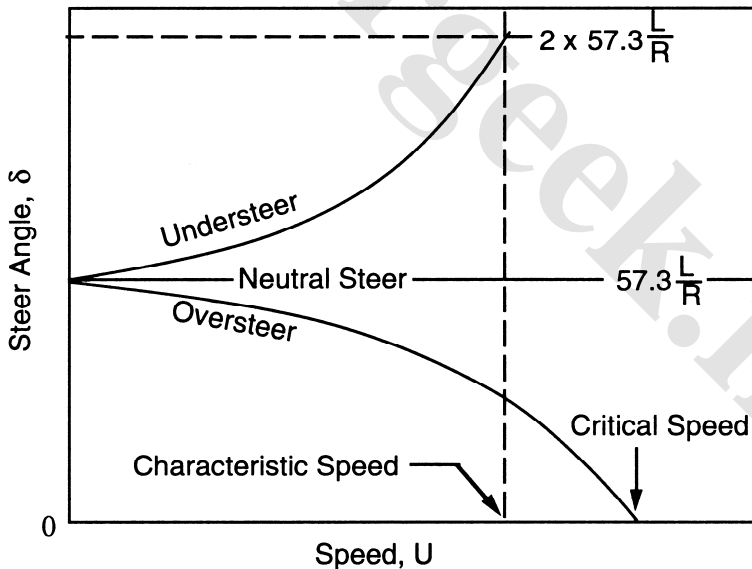
² - Over Steer

$$\frac{W_f}{C_{af}} < \frac{W_r}{C_{ar}} \rightarrow K < 0 \rightarrow \alpha_f < \alpha_r$$

در این حالت چرخش با شعاع ثابت، نیازمند کاهش زاویه فرمان نسبت به افزایش سرعت (و شتاب کناری) است. شتاب کناری گرانیگاه نیز سبب ایجاد زاویه لغزش بیشتری در چرخ‌های پشت نسبت به جلو می‌شود. راننده شدن پشت خودرو به سوی بیرون سبب می‌شود که چرخ‌های جلو به سوی درون قوس بگردند، بنابراین سبب کاهش شعاع چرخش است. به دنبال کاهش شعاع چرخش، شتاب کناری افزایش یافته و بنابراین سبب راندن بیشتر پشت خودرو می‌شود و این فرآیند تا هنگامی که زاویه فرمان برای ثابت ماندن شعاع چرخش افزایش یابد، ادامه می‌یابد.

تغییرات زاویه فرمان

چگونگی تغییرات زاویه فرمان بر پایه سرعت در شعاع چرخش ثابت برای سه حالت بالا در شکل ۵-۶ نمایانده شده است. در خودرو تک‌فرمان، زاویه فرمان برای پیمایش مسیر در هر سرعتی همان زاویه آکرمن است. در خودرو کم‌فرمان زاویه فرمان با مربع سرعت افزایش می‌یابد، تا به دو برابر زاویه آغازین در سرعت مشخصه برسد. در حالت بیش‌فرمانی، زاویه فرمان با مربع سرعت کاهش می‌یابد تا در سرعت بحرانی به صفر می‌رسد.



شکل (۵-۶) تغییرات زاویه فرمان بر حسب سرعت

سرعت مشخصه

در خودرو کم فرمان، اندازه کم فرمانی با کمیتی به نام سرعت مشخصه^۱ سنجیده می شود [۸]. سرعت مشخصه، سرعتی است که زاویه مورد نیاز برای پیمایش هر چرخشی دو برابر زاویه آکرمن است. با نگاه به معادله ۶-۱۶ هنگامی که:

$$Ka_y = 57.3 \frac{L}{R} \quad (۱۷-۶)$$

از آنجا که a_y تابعی از سرعت است، سرعت مشخصه به قرار زیر است:

$$V_{char} = \sqrt{57.3 \frac{Lg}{K}} \quad (۱۸-۶)$$

سرعت بحرانی

در حالت بیش فرمانی، یک سرعت بحرانی^۲ وجود دارد که پس از آن خودرو ناپایدار می گردد. سرعت بحرانی به قرار زیر است:

$$V_{crit} = \sqrt{-57.3 \frac{Lg}{K}} \quad (۱۹-۶)$$

که در این حالت K منفی است، و در نتیجه عبارت زیر رادیکال مثبت است و مقداری حقیقی دارد. سرعت بحرانی به فاصله محورهای خودرو وابسته است، برای اندازه مشخصی از بیش فرمانی، خودروهایی با فاصله محورهای بیشتر، دارای سرعت بحرانی بالاتری می باشند. یک خودرو بیش فرمان را می توان در سرعت های پایین تر از سرعت بحرانی راند، اما در سرعت های بیش از آن ناپایداری سمتی خواهد داشت. اهمیت سرعت بحرانی آشکارا در تاثیر آن بر بهره شتاب کناری و بهره نرخ چرخش است.

بهره شتاب کناری

یکی از اهداف فرمان دهی خودرو ایجاد شتاب کناری است و معادله چرخشی را می توان برای آزمودن و پیش بینی کارکرد خودرو از این نگرش به کار برد. معادله ۶-۱۶ را برای نسبت شتاب کناری (a_y) به زاویه فرمان (δ) پاسخ یابی می نمایم. این نسبت بهره شتاب کناری است و به قرار زیر است:

^۱ - Characteristic Speed

^۲ - Critical Speed

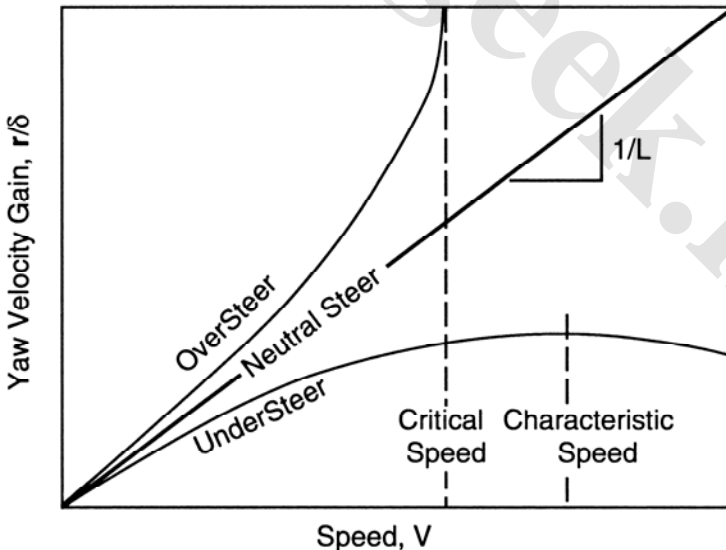
$$\frac{a_y}{\delta} = \frac{V^2}{1 + \frac{KV^2}{57.3Lg}} \left(\frac{\text{deg}}{\text{sec}} \right) \quad (20-6)$$

هنگامی که K صفر است (تک‌فرمانی)، بهره شتاب کناری به صورت کسر وابسته بوده و متناسب با مربع سرعت است. هنگامی که K مثبت است (کم‌فرمانی)، این بهره به سبب بخش دوم مخرج کسر کاهش می‌یابد و همواره کمتر از خودروهایی تک‌فرمان است. هنگامی که K منفی است (بیش‌فرمانی)، بخش دوم مخرج کسر کمتر از واحد بوده و بنابراین سبب افزایش بهره شتاب کناری است. اندازه این عبارت وابسته به توان دوم سرعت است و هنگامی که سرعت خودرو به سرعت بحرانی نزدیک می‌شود، به مقدار واحد می‌رسد، بنابراین سرعت بحرانی معادله ۶-۱۹ مرتبط با صفر شدن مخرج کسر معادله بالا و بهره بی‌نهایت است.

بهره سرعت چرخشی

دلیل دوم فرمان‌دهی خودرو تغییر زاویه رأس خودرو با ایجاد سرعت چرخشی (یا نرخ چرخش) است. سرعت چرخشی (r) عبارت است از نرخ چرخش زاویه رأس خودرو و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$r = 57.3 \frac{V}{R} \quad (21-6)$$



شکل (۶-۶) بهره سرعت چرخشی بر حسب سرعت

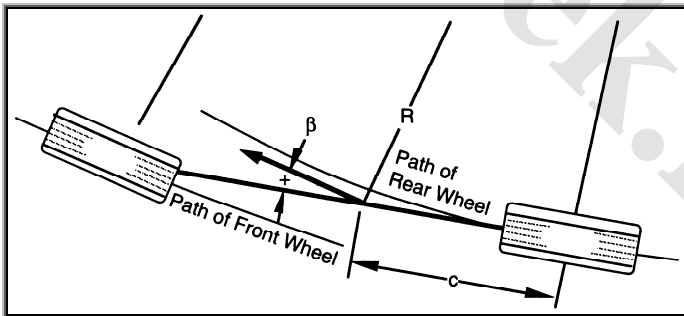
با جایگذاری در معادله ۶-۶ و پاسخ یابی نسبت سرعت چرخشی به زاویه فرمان، بهره سرعت چرخشی به قرار زیر است:

$$\frac{r}{\delta} = \frac{\frac{V}{L}}{1 + \frac{KV^2}{57.3Lg}} \quad (۶-۲۲)$$

نسبت بالا در خودروهای تک فرمان بیانگر بهره‌ای متناسب با سرعت است، که این مطلب در شکل ۶-۶ نمایانده شده است. آشکار است که در خودرو بیش فرمان بر پایه معادله ۶-۱۹ بهره سرعت چرخشی بی نهایت می شود، هنگامی که سرعت به سرعت بحرانی می رسد. در خودرو کم فرمان، سرعت چرخشی با سرعت افزایش می یابد تا به سرعت مشخصه برسد، پس از آن کاهش می یابد. بنابراین سرعت مشخصه از این نظر که خودرو بیشینه حساسیت چرخشی را دارد، با اهمیت است.

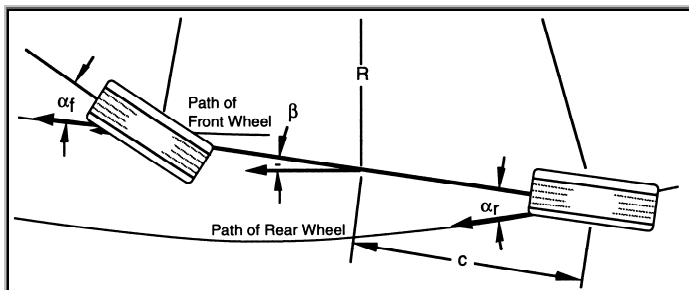
زاویه لغزش کناری

با نگاه به بحث رفتار چرخشی، می توان ثابت کرد که در هنگامی که شتاب کناری ناچیز است، مسیر چرخ های پشت درون مسیر چرخ های جلو است. اما با فزونی شتاب کناری، پشت خودرو به سوی بیرون کشیده شده، تا زاویه لغزش لازم را برای تایرهای پشت فراهم گردد. برای هر نقطه از خودرو زاویه میان محور طولی و راستای حرکت خودرو را زاویه لغزش کناری^۱ می نامند. در حالت کلی زاویه لغزش نقاط گوناگون خودرو در هنگام چرخش یکسان نیست.



شکل (۶-۷) زاویه لغزش کناری در سرعت های کم

^۱ - SideSlip Angle



شکل (۸-۶) زاویه لغزش کناری در سرعت‌های بالا

با در نظر گرفتن گرانیگاه خودرو به عنوان نقطه پایه، زاویه لغزش کناری مطابق شکل ۶-۷ تعریف می‌شود. زاویه لغزش نشان داده شده مثبت است، زیرا راستای حرکت (بردار محلی سرعت) نسبت به محور طولی سوگیری ساعتگرد دارد (زاویه ساعتگرد در نمای بالا بر پایه قرارداد انجمن مهندسان خودرو مثبت است).

در سرعت‌های بالا زاویه لغزش چرخ‌های پشت سبب منفی شدن زاویه لغزش گرانیگاه می‌باشند (شکل ۸-۶).

زاویه لغزش کناری (β) در گرانیگاه به قرار زیر است:

$$\beta = 57.3 \frac{c}{R} - \alpha_r = 57.3 \frac{c}{R} - W_r \frac{V^2}{C_{ar}gR} \quad (۲۳-۶)$$

سرعتی که در آن زاویه لغزش کناری صفر می‌شود به شعاع چرخش وابسته نبوده و به قرار زیر است:

$$V_{\beta=0} = \sqrt{57.3gc \frac{C_{ar}}{W_r}} \quad (۲۴-۶)$$

کران استاتیکی

واژه دیگری که در بحث فرمان‌پذیری اغلب به کار می‌رود، کران استاتیکی^۱ خودرو است، که همانند شیب کم‌فرمانی و سرعت مشخصه، سنجه‌ای از رفتار مانای خوش‌فرمانی خودرو است.

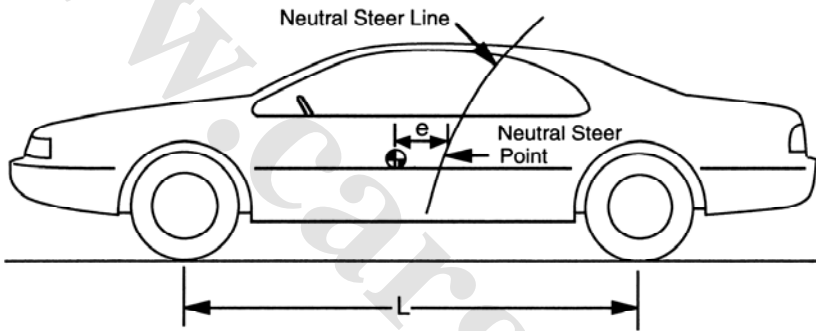
کران استاتیکی با نقطه‌ای از خودرو که اعمال نیروی کناری در آن سرعت چرخشی مانا ایجاد نمی‌کند (نقطه تک‌فرمان) مشخص می‌شود. با یک گام فراتر ناچیزی خط تک‌فرمانی را بر پایه شکل ۹-۶ تعریف نمود. خط تک‌فرمانی مکان هندسی نقاطی از صفحه x-z است که در راستای

^۱ - Static Margin

آن نیروهای کناری بیرونی، سرعت چرخشی مانا ایجاد نمی‌کنند.
کران استاتیکی خودرو عبارت است از فاصله نقطه تک‌فرمان تا گرانیگاه که توسط فاصله محور چرخ‌ها بی بعد گردیده است، بنابراین:

$$\text{Static Margin} = e/L \quad (۲۵-۶)$$

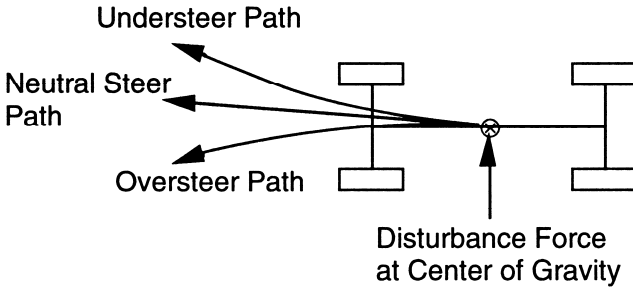
هنگامی که نقطه تک‌فرمان پیش از گرانیگاه است، کران استاتیکی مثبت و خودرو کم‌فرمان است. در گرانیگاه کران استاتیکی صفر بوده و خودرو تک‌فرمان است و هنگامی که نقطه پس از گرانیگاه است، کران استاتیکی منفی گردیده و خودرو بیش‌فرمان است. در خودروها عموماً کران استاتیکی در بازه $۰/۰۵$ تا $۰/۰۷$ است.



شکل (۶-۹) خط تک‌فرمانی خودرو

تأثیرات سیستم تعلیق بر فرمان‌پذیری

با توجه به بررسی‌های انجام یافته، رفتار سمتی وابسته به نسبت بار به ضریب چرخشی در محورهای جلو و پشت است $(W_f/C_{af}, W_r/C_{ar})$. این نسبت دارای واحد درجه بر شتاب گرانشی است و نرمی کناری نامیده می‌شود [۹]. این نامگذاری از این واقعیت برخاسته است که نمایشگر درجات زاویه لغزش بر شتاب گرانشی در یک محور به ازای نیروی کناری اعمالی در آن نقطه است. از آنجا که نیروی کناری در چرخش معادل یک نیروی دالامبر اعمالی به گرانیگاه است، متناسب با وزن در هر محور توزیع می‌گردد (مانند توزیع نیروی گرانشی).



شکل (۶-۱۰) تعاریف کم فرمانی و بیش فرمانی بر پایه تعاریف «موریس اولی»

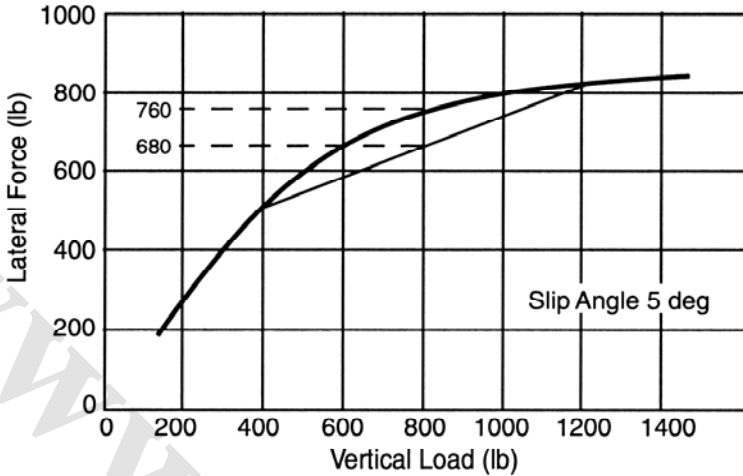
اگرچه شیب کم فرمانی برای خودرو در چرخش به دست آمده است، می توان نشان داد که این شیب واکنش خودرو را به اغتشاشات در حرکت مستقیم تعیین می کند. به ویژه بررسی های «روکار» ثابت کرده است که خودروهای بیش فرمان به سبب اغتشاشاتی که در مسیر مستقیم وجود دارد، دارای یک حد پایداری در سرعت بحرانی می باشند [۱۰].

هنگامی که محور جلو نرمتر از محور پشت است (خودرو کم فرمان) اغتشاش کناری زاویه لغزش بیشتری در محور جلو ایجاد می کند تا پشت، از این رو خودرو به سوی اغتشاش می گردد. این مطلب در تعاریف «اولی» برای کم فرمانی و بیش فرمانی توصیف شده است (شکل ۶-۱۰) [۱۱]. اگر محور پشت نرمی کناری بیشتری داشته باشد (بیش فرمانی)، پشت خودرو به سمت بیرون رانده می شود و خودرو به سوی اغتشاش می گردد. شتاب کناری گرانیگاه به نیروی مزاحم افزوده شده و سبب افزایش واکنش چرخشی و ناپایداری است.

هر چند سختی کناری تأیر به عنوان پارامتر اصلی برای به دست آوردن معادلات چرخشی استفاده شد، اما عوامل دیگری در خودرو هستند که در هنگام وجود شتاب کناری، بر نیروهای کناری تأیر می گذارند. هر عامل طراحی که بر نیروهای کناری ایجاد شده در چرخها تأیر گذارد، بر واکنش سمتی خودرو مستقیماً تأیر خواهد گذاشت. سیستم تعلیق و فرمان آغازگر چنین تأیراتی می باشند. در این بخش عوامل موثر بر فرمان پذیری بررسی می گردند.

توزیع گشتاور غلت

تقریباً در همه تایرهای بادی نیروهای کناری به طور ناخطی به بار وابسته می باشند. این مسأله به سبب جابجایی کناری بار در هنگام چرخش و بالا بودن گرانیگاه نسبت به صفحه زمین با اهمیت است. شکل ۶-۱۱ نمونه ای از تغییرات نیروی کناری نسبت به بار را نشان می دهد.



شکل (۶-۱۱) ویژگی‌های نیروی کناری - بار عمودی تایر

برای خودرویی با بار هر چرخ ۸۰۰ پوند، آنگاه ۷۶۰ پوند نیروی کناری در هر چرخ به ازای ۵ درجه زاویه لغزش ایجاد می‌شود. در چرخش‌های شدید، بار حدود ۴۰۰ پوند در چرخ‌های درونی و ۱۲۰۰ پوند در چرخ‌های بیرونی می‌رسد. بنابراین میانگین نیروی کناری دو تایر به حدود ۶۸۰ پوند کاهش می‌یابد. به این ترتیب می‌توان فرض نمود که بایستی تایرها زاویه لغزش بیشتری بیابند تا نیروی کناری لازم را برای چرخش فراهم آورند. اگر این پدیده در تایرهای جلو باشد، جلوی خودرو به سمت بیرون می‌رود و خودرو کم‌فرمان می‌گردد. اگر پشت باشد، پشت به سمت بیرون لغزیده و خودرو بیش‌فرمان می‌گردد.

عملاً این سازوکار در هر دو محور خودرو رخ می‌دهد. اینکه این توزیع سبب کم‌فرمانی یا بیش‌فرمانی است، وابسته به چگونگی پراکندگی گشتاور غلت در محور جلو و پشت است. هر چه گشتاور غلت در محور جلو بیشتر باشد، تمایل به کم‌فرمانی و هر چه گشتاور غلت در محور پشت بیشتر باشد، تمایل به بیش‌فرمانی ایجاد می‌شود. سخت‌گردان‌های غلشی^۱ (مانند میله‌های پایدارنده^۲ یا پاد غلت^۳) بر پایه چنین دیدگاهی سبب تغییر کارایی فرمان‌پذیری می‌باشند. قرار دادن و نصب میله‌های پایدارنده در محور جلو اثر کم‌فرمانی و در محور پشت اثر بیش‌فرمانی را به دنبال

¹ - Auxiliary Roll Stiffener

² - Stabilizer Bar

³ - Anti Roll Bar

دارد.

مکانیک به دست آوردن گشتاور غلت اعمالی به یک محور در مدل شکل ۶-۱۲ نمایانده شده است. مکانیزم تعلیق از نظر کاری با دو فنر جایگزین شده است. فاصله کناری آنها سبب ایجاد گشتاور مقاوم غلتشی متناسب با اختلاف در زاویه غلتش میان بدنه و محور است. سختی غلتشی معادل به قرار زیر است:

$$K_{\phi} = \frac{1}{2} K_s s^2 \quad (۶-۲۶)$$

که در رابطه بالا:

K_{ϕ} سختی غلتشی معادل سیستم تعلیق

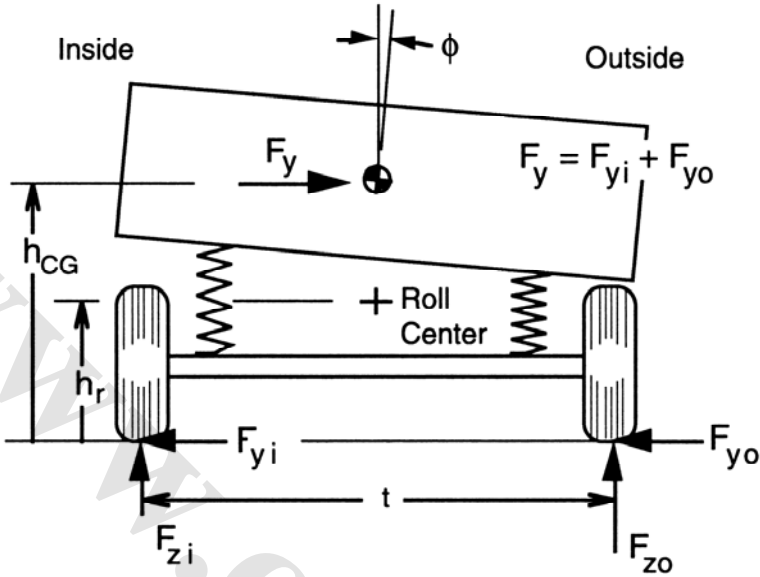
K_s نرخ عمودی فنرهای چپ و راست

s فاصله جدایی کناری میان فنرهای چپ و راست

در سیستم‌های تعلیق جداگانه، عبارت بالا با جایگذاری نرخ K_s هر چرخ و بهره‌گیری از فاصله جای پا به عنوان فاصله جدایی فنرها، محاسبه می‌شود. هنگامی که از میله پایدارنده استفاده می‌شود، سختی غلتشی میله را بایستی به سختی محاسبه شده افزود.

یکی از شاخص‌ها و سنجه‌های سیستم تعلیق «مرکز غلت»^۱ است، نقطه‌ای که در آن نیروی کناری از محور به جرم معلق انتقال می‌یابد. همچنین مرکز غلت را می‌توان چنین در نظر گرفت که نقطه‌ای از بدنه است که اعمال نیروی کناری زاویه غلت به وجود نمی‌آورد و در این نقطه محور حول آن می‌غلتد، هنگامی که در معرض گشتاور غلت خالص است.

^۱ - Roll Center



شکل (۱۲-۶) بررسی نیرویی خودرو در گردش

با نوشتن معادلات نیوتن برای گشتاورهای محور، می‌توان ارتباط بین بار چرخ‌ها، نیروی کناری و زاویه غلت را تعیین کرد. افزون بر نیروهای عمودی اعمالی به تایرها، برآیند نیروهای کناری چرخ‌های درونی و بیرونی (F_y) به سوی راست محور در مرکز غلت اعمال می‌شوند. غلتش بدنه سبب ایجاد یک گشتاور در محور متناسب با سختی غلتشی در زاویه غلتش می‌باشند. بر پایه این نگرش معادله اختلاف بار کناری یک محور به قرار زیر است:

$$F_{zo} - F_{zi} = 2 \frac{F_y h_r}{t} + 2k_\phi \frac{\phi}{t} = 2\Delta F_z \quad (۲۷-۶)$$

$$F_y = F_{yi} + F_{yo}$$

که در رابطه بالا:

بار چرخ بیرونی در هنگام چرخش	F_{zo}
بار چرخ درونی در هنگام چرخش	F_{zi}
برآیند نیروهای کناری چرخ‌های درونی و بیرونی	F_y
بلندی مرکز غلت	h_r
فاصله جای پا	t

k_{ϕ} سختی غلت تعلیق

ϕ زاویه غلت جرم معلق یا بدنه

توجه گردد که جابجایی کناری بار از دو سازوکار زیر بر می خیزد:

- $2F_y(h_r/t)$ - جابجایی کناری بار به سبب نیروهای کناری. این سازوکار از نیروهای کناری اعمالی به محور بر می خیزد، بنابراین یک تاثیر آنی می باشد. همچنین به زاویه غلتش و توزیع گشتاور غلتشی وابسته نیست.

- $2k_{\phi}(\phi/t)$ - جابجایی کناری بار به سبب غلتش خودرو. این تاثیر وابسته به دینامیک غلت است و بنابراین تاثیر آن همراه با تاخیر در تغییر شرایط چرخش است. نیز به طور مستقیم وابسته به توزیع گشتاور غلتشی محور چرخهای جلو و پشت است.

برای به دست آوردن عبارتی برای توزیع گشتاور غلت محور چرخهای جلو و پشت، بایستی بیکره آزاد کل خودرو را در نظر گرفت. در اینجا محور غلت^۱ را به عنوان خط گذرنده از مراکز غلت جلو و پشت معرفی می کنیم (شکل ۶-۱۳). اکنون با گشتاورگیری حول محور غلت داریم:

$$M_{\phi} = \left[Wh_1 \sin(\phi) + W \frac{V^2}{Rg} h_1 \cos(\phi) \right] \cos(\varepsilon) \quad (28-6)$$

با بهره گیری از گمان زوایای کوچک رابطه بالا به قرار زیر ساده می شود:

$$M_{\phi} = Wh_1 \left(\frac{V^2}{Rg} + \phi \right) \quad (29-6)$$

اما:

$$M_{\phi} = M_{\phi f} + M_{\phi r} = (K_{\phi f} + K_{\phi r})\phi \quad (30-6)$$

معادلات ۶-۲۸ و ۶-۲۹ را می توان برای زاویه غلت ϕ پاسخ یابی کرد:

$$\phi = \frac{Wh_1 \left(\frac{V^2}{Rg} \right)}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - Wh_1} \quad (31-6)$$

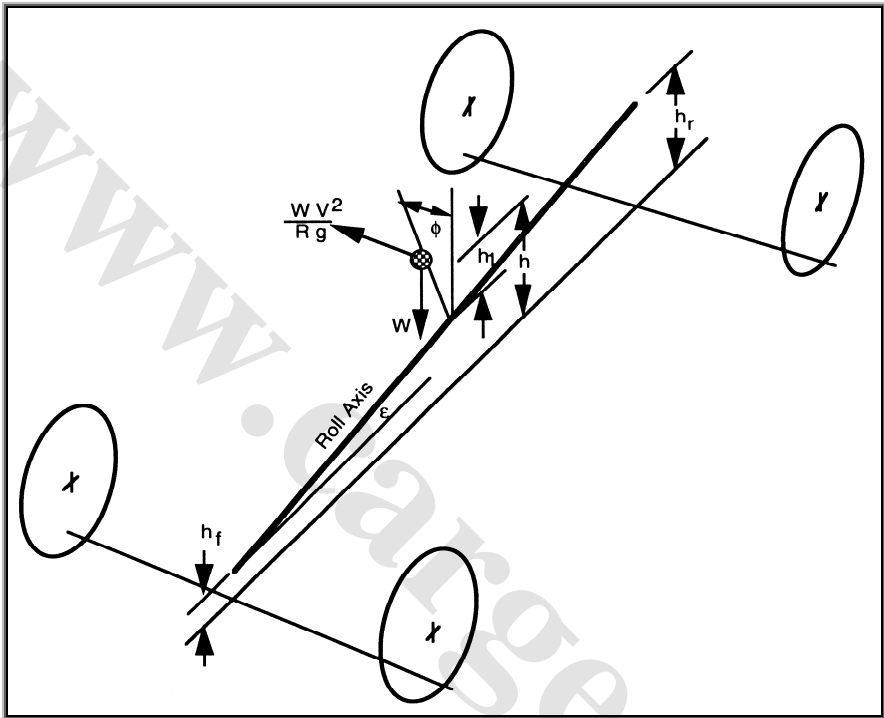
با مشتق گیری از این عبارت نسبت به شتاب کناری عبارتی برای نرخ غلتش^۲ خودرو به دست می آید:

¹ - Roll Axis

² - Roll Rate

$$R_{\phi} = \frac{d\phi}{da_y} = \frac{Wh_1}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - Wh_1} \quad (۳۲-۶)$$

در بیشتر خودروهای سواری نرخ غلتش در بازه ۳ تا ۷ درجه بر شتاب گرانشی است.



شکل (۱۳-۶) بررسی نیرویی خودرو در هنگام غلت

با آمیختن عبارت مربوط به زاویه غلتش (ϕ) از معادله ۳۱-۶ با معادله ۲۹-۶ پاسخ گشتاور غلت محور جلو و پشت پیدا می شود.

$$M'_{\phi f} = K_{\phi f} \frac{Wh_1 \frac{V^2}{Rg}}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - Wh_1} + W_f h_f \frac{V^2}{Rg} = \Delta F_{zf} t_f \quad (۳۳-۶)$$

$$M'_{\phi r} = K_{\phi r} \frac{Wh_1 \frac{V^2}{Rg}}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - Wh_1} + W_r h_r \frac{V^2}{Rg} = \Delta F_{zr} t_r \quad (۳۴-۶)$$

که در رابطه بالا:

$$\Delta F_{zf} = F_{zfo} - \frac{W_f}{2} = -F_{zfi} + \frac{W_f}{2}$$

$$\Delta F_{zr} = F_{zro} - \frac{W_r}{2} = -F_{zri} + \frac{W_r}{2}$$

در حالت کلی، پراکندگی گشتاور غلت خودرو دارای تمایل به سوی درون چرخ‌های جلو است، زیرا:

- مرتبط با بار، نرخ فنرهای جلو همواره پایین‌تر از پشت است (در حرکت بر روی جاده مسطح)، که سبب افزایش سختی غلت در محور پشت است. هر چند بهره‌یابی از سیستم‌های تعلیق جداگانه در محور جلو که در بیشتر خودروهای امروزی به کار می‌رود، سبب بهبود سختی غلت محور جلو به سبب افزایش فاصله جدایی فنرهای تعلیق جلو است.

- طراحی همواره سعی در ایجاد سختی غلت بیشتر در محور جلو برای اطمینان از کم‌فرمانی دارند.

- میله‌های پایدارنده اغلب در محور جلو برای افزایش سختی غلت به کار می‌رود.
- اگر برای کاهش انحراف بدنه به میله‌های پایدارنده نیاز باشد، آنها را بایستی در محور جلو یا در هر دو محور جلو و پشت نصب کرد. بایستی در هنگام نصب میله پایدارنده فقط در محور پشت به سبب پتانسیل بیش‌فرمانی ناخواسته احتیاط کرد.

اکنون پاسخی برای گشتاور جلو و پشت به دست آمده است و می‌توان اختلاف بار میان چرخ‌های راست و چپ را محاسبه کرد. برای همسازی اثر جابجایی کناری بار و شیب کم‌فرمانی، به داده‌هایی در مورد ارتباط زاویه لغزش، بار و نیروی کناری تایرها نیاز است. در یک شرایط مشخص، زاویه لغزش یک محور با لحاظ نمودن جابجایی بار تغییر می‌کند. اختلاف میا تغییر زاویه لغزش محور جلو و پشت (که با شتاب کناری بی‌بعد شده است) بیانگر تاثیرات کم‌فرمانی است. این تاثیرات را می‌توان با بیان حساسیت بار به صورت یک چند جمله‌ای همانندسازی کرد. در بررسی‌های نخستین، ویژگی‌های تایر با ثابت سختی کناری توصیف می‌شود.

نیروی کناری ایجاد شده در تایر یک محور به قرار زیر است:

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (۳۵-۶)$$

که در رابطه بالا:

F_y	نیروی کناری محور
C_α	سختی کناری دو تایر، هر کدام در نصف بار محور
α	زاویه لغزش

برای نمایاندن تاثیر حساسیت بار، دو تایر (درونی و بیرونی) را بایستی جداگانه لحاظ کرد. سختی کناری هر یک از تایرها را با یک چند جمله‌ای مرتبه دوم یا بالاتر نشان می‌دهند و نیروی کناری ایجاد شده در هر یک به قرار زیر است:

$$F'_y = C'_\alpha \alpha = (aF_z - bF_z^2) \alpha \quad (36-6)$$

که در رابطه بالا:

F'_y	نیروی کناری یک تایر
C'_α	سختی کناری یک تایر
a	ضریب نخست چند جمله‌ای سختی کناری ($lb_y/lb_z/deg$)
b	ضریب دوم چند جمله‌ای سختی کناری ($lb_y/lb_z^2/deg$)
F_z	بار یک تایر (با فرض اینکه روی هر دو تایر یکسان است).

برای خودرو در حال چرخش مطابق شکل ۶-۱۲، نیروی کناری دو تایر (F_y) به قرار زیر است:

$$F_y = (aF_{z0} - bF_{z0}^2 + aF_{zi} - bF_{zi}^2) \alpha \quad (37-6)$$

حال با توجه به تغییر بار یک چرخ (ΔF_z)، برآیند نیروی کناری به قرار زیر است:

$$F_{zi} = F_z - \Delta F_z \quad (38-6)$$

$$F_{zo} = F_z - \Delta F_z$$

$$F_y = (a(F_z + \Delta F_z) - b(F_z + \Delta F_z)^2 + a(F_z - \Delta F_z) - b(F_z - \Delta F_z)^2) \alpha \quad (39-6)$$

این معادله به قرار زیر ساده می‌شود:

$$F_y = (2aF_z - 2bF_z^2 - 2b\Delta F_z^2) \alpha \quad (40-6)$$

با تشخیص اینکه دو عبارت نخستین پراتنز با سختی کناری تایر در شرایط استاتیکی معادل است،

می‌توان معادله بالا را بر پایه بررسی‌های پیشین و به قرار زیر ساده کرد:

$$C_\alpha = 2aF_z - 2bF_z^2 \quad (41-6)$$

و بنابراین:

$$F_y = (C_\alpha - 2b\Delta F_z^2) \alpha \quad (42-6)$$

با یادآوری این که زاویه فرمان لازم برای پایدار ماندن چرخش خودرو به قرار زیر است:

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \quad (۴۳-۶)$$

برای دو تایر جلو داریم:

$$F_{yf} = (C_{af} - 2b\Delta F_{zf}^2)\alpha_f = W_f \frac{V^2}{Rg} \quad (۴۴-۶)$$

و برای پشت داریم:

$$F_{yr} = (C_{ar} - 2b\Delta F_{zr}^2)\alpha_r = W_r \frac{V^2}{Rg} \quad (۴۵-۶)$$

با جایگذاری برای حذف زاویه لغزش در معادله ۴۳-۶ داریم:

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \frac{W_f \frac{V^2}{Rg}}{C_{af} - 2b\Delta F_{zf}^2} - \frac{W_r \frac{V^2}{Rg}}{C_{ar} - 2b\Delta F_{zr}^2} \quad (۴۶-۶)$$

این معادله با بهره از این واقعیت که $C_\alpha \gg 2b\Delta F_z^2$ ساده می شود. بنابراین:

$$\frac{1}{C_\alpha - 2b\Delta F_z^2} = \frac{1}{C_\alpha \left(1 - \frac{2b\Delta F_z^2}{C_\alpha}\right)} = \frac{1}{C_\alpha} \left(1 + \frac{2b\Delta F_z^2}{C_\alpha}\right) \quad (۴۷-۶)$$

معادله ۴۵-۶ را به شکل زیر باز می نویسیم:

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \left(\underbrace{\left(\frac{W_f}{C_{af}} - \frac{W_r}{C_{ar}} \right)}_{-1} + \underbrace{\left(\frac{W_f}{C_{af}} - \frac{2b\Delta F_{zf}^2}{C_{ar}} - \frac{W_r}{C_{ar}} \frac{2b\Delta F_{zr}^2}{C_{ar}} \right)}_{-2} \right) \frac{V^2}{Rg} \quad (۴۸-۶)$$

بخش شماره ۱ درون پرانتز شیب کم فرمانی برخاسته از سختی کناری تایرها K_{tirs} می باشد، که قبلاً به دست آمده است. بخش دوم بیانگر شیب کم فرمانی برخاسته از جابجایی کناری بار^۱ در تایرها است. بنابراین:

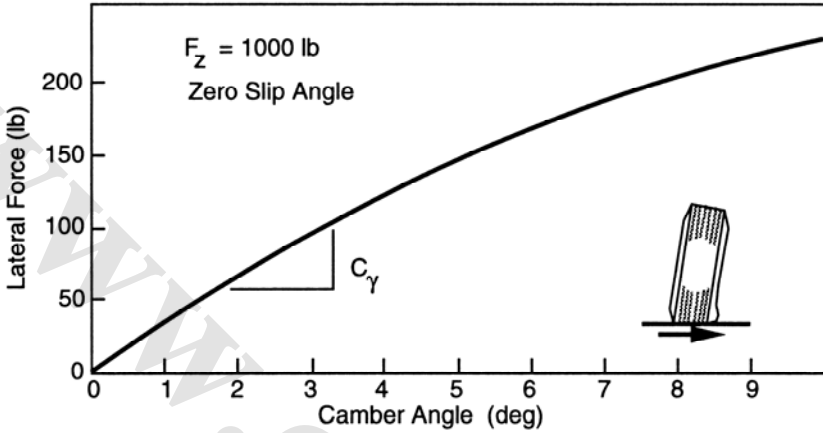
$$K_{lit} = \frac{W_f}{C_{af}} \frac{2b\Delta F_{zf}^2}{C_{af}} - \frac{W_r}{C_{ar}} \frac{2b\Delta F_{zr}^2}{C_{ar}} \quad (۴۹-۶)$$

اندازه ΔF_{zf} و ΔF_{zr} از معادلات ۳۳-۶ و ۳۴-۶ به صورت تابعی از شتاب کناری به دست می آید. از آنجا که همه متغیرهای بالا مثبت هستند، توزیع آن در محور جلو همواره اثر کم فرمانی دارد، در حالی که در محور پشت منفی است و به معنی تاثیر بیش فرمانی است.

تغییر کمبر

^۱ - Lateral Load Transfer

کجی چرخ نسبت به بدنه را زاویه کمبر^۱ می‌نامند [۲]. کمبر یک چرخ سبب ایجاد نیروی کناری می‌شود که در شکل ۶-۱۴ یک نمونه از آن نمایانده شده است.



شکل (۶-۱۴) نیروی کناری ایجاد شده به سبب کمبر

زاویه کمبر نیروی کناری کمتری را نسبت به زاویه لغزش ایجاد می‌کند. حدود ۴ تا ۶ درجه کمبر برای تولید نیروی کناری برابر ۱ درجه از زاویه لغزش در تایرهای مورب مورد نیاز است. سختی کمبر تایرهای شعاعی معمولاً کمتر از تایرهای مورب است. بنابراین حدود ۱۰ تا ۱۵ درجه در تایرهای شعاعی مورد نیاز است. همواره نیروی کمبر تایرهای مورب به نیروی کناری ناشی از زاویه لغزش افزوده می‌شود و بنابراین تاثیر کم‌فرمانی دارد. نیروی کمبر تایرهای مورب شدیداً به فشار باد وابسته است که در تایرهای شعاعی این طور نیست. نیز نیروی کمبر این دو گونه تایر نسبت به بار و سرعت حساس نمی‌باشد.

زاویه کمبر در محورهای یکپارچه کم بوده و حداکثر ۱۰ درصد یا کمتر نیروی کناری را تغییر می‌دهد. در تعلیق جداگانه این زاویه نقش مهمی در چرخش دارد. تغییرات کمبر به سبب حرکات ارتعاشی و غلتشی سیستم است. شکل ۶-۱۵ سازوکار تغییر زاویه کمبر را در هنگام غلت خودرو و چرخش می‌نماید.

زاویه کمبر کلی در هنگام چرخش خودرو به قرار زیر است:

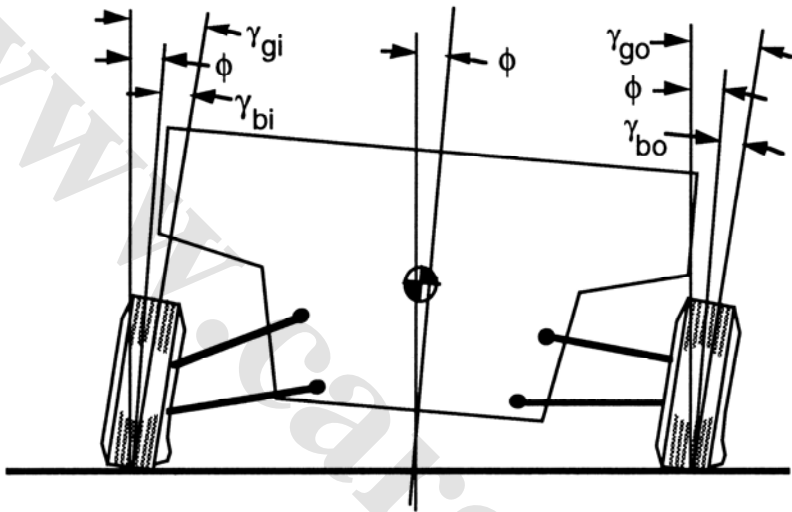
$$\gamma_g = \gamma_b + \varphi$$

(۵۰-۶)

^۱ - Camber

که در رابطه بالا:

- γ_g زاویه کمبر نسبت به زمین
 γ_b زاویه کمبر چرخ نسبت به بدنه
 ϕ زاویه غلت خودرو



شکل (۶-۱۵) تغییر کمبر در هنگام چرخش خودرو

زاویه کمبر برخاسته از مکانیزم تعلیق تابعی از زاویه غلت است، زیرا فرود چرخ درونی و جهش چرخ بیرونی به طور مستقیم به زاویه غلت وابسته است. بنابراین می توان مشتق زاویه کمبر نسبت به زاویه غلت را از بررسی سینماتیک تعلیق به دست آورد.

این ارتباط وابسته به هندسه تعلیق است، اما برای هر سیستم تعلیقی یک آنالیز سینماتیکی جداگانه بایستی انجام شود تا شیب کمبر بدست آید. حالت کلی این رابطه به قرار زیر است:

$$\frac{\partial \gamma}{\partial \phi} = f_{\gamma} \quad (\text{گام خودرو، هندسه تعلیق، زاویه غلت}) \quad (۵۱-۶)$$

هنگام چرخش، معادله ۶-۳۱ زاویه غلت را به شتاب کناری مرتبط می سازد. تاثیر آن بر چرخش از این واقعیت ناشی می شود که نیروی کناری برآیند نه تنها از زاویه لغزش تایر به وجود می آید، بلکه زاویه کمبر نیز تاثیر دارد، بنابراین:

$$F_y = C_{\alpha} \alpha + C_{\gamma} \gamma \quad (۵۲-۶)$$

آنگاه:

$$\alpha = \frac{F_y}{C_\alpha} - \frac{C_\gamma}{C_\alpha} \gamma \quad (53-6)$$

اکنون هم (F_y) و هم (γ) به شتاب کناری مرتبط می‌شوند، از معادله ۶-۱۱ و (γ) با معادله ۶-۵۲. بنابراین معادله α_f و α_r به قرار زیر است:

$$\alpha_f = \frac{W_f}{C_\alpha} a_y - \frac{C_\gamma}{C_\alpha} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial a_y} a_y \quad (54-6)$$

$$\alpha_r = \frac{W_r}{C_\alpha} a_y - \frac{C_\gamma}{C_\alpha} \frac{\partial \gamma_r}{\partial \varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial a_y} a_y$$

با جایگذاری در معادله چرخشی ۶-۱۴، این معادله به شکل زیر در می‌آید:

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \left(\left(\frac{W_f}{C_{af}} - \frac{W_r}{C_{ar}} \right) + \left(\frac{C_{\gamma f}}{C_{af}} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \varphi} - \frac{C_{\gamma r}}{C_{ar}} \frac{\partial \gamma_r}{\partial \varphi} \right) \frac{\partial \varphi}{\partial a_y} \right) \frac{V^2}{Rg} \quad (55-6)$$

بنابراین شیب کم فرمانی بر خاسته از زاویه کمبر در هر محور به قرار زیر است:

$$K_{\text{camber}} = \left(\frac{C_{\gamma f}}{C_{af}} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \varphi} - \frac{C_{\gamma r}}{C_{ar}} \frac{\partial \gamma_r}{\partial \varphi} \right) \frac{\partial \varphi}{\partial a_y} \quad (56-6)$$

غلت فرمان

هنگام غلتش خودرو در چرخش، ممکن است سینماتیک تعلیق سبب تغییر زاویه فرمان‌دهی چرخ‌ها شود. غلت فرمان^۱ به صورت زاویه فرمان‌دهی چرخ‌های جلو یا پشت نسبت به جرم معلق در هنگام حرکت غلت جرم معلق معرفی می‌شود. به این ترتیب غلت فرمان به سبب ایجاد تاخیر در ورودی فرمان، که وابسته به حرکت غلت جرم معلق است، بر فرمان‌پذیری تاثیر می‌گذارد.

زاویه فرمان به سبب تغییر زاویه چرخ‌ها نسبت به راستای حرکت به طور مستقیم بر فرمان‌پذیری تاثیر می‌گذارند. نماد (ε) به عنوان ضریب غلت فرمان محور (تغییر زاویه به ازای تغییر زاویه غلت) تعریف می‌شود. حال بر پایه برآوردهای پیشین شیب کم فرمانی وابسته به غلت فرمان به دست می‌آید:

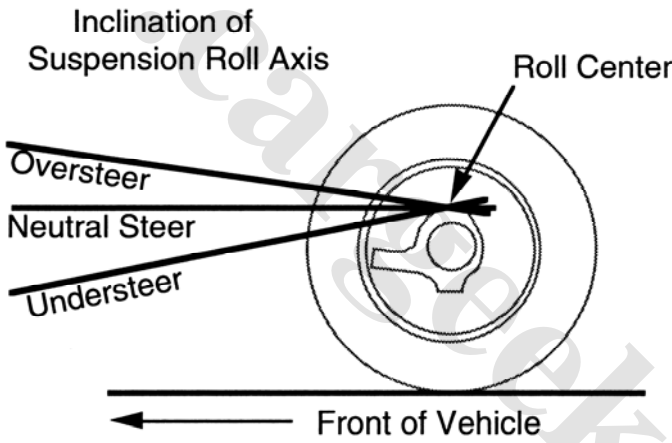
$$K_{\text{rollsteer}} = (\varepsilon_f - \varepsilon_r) \frac{\partial \varphi}{\partial a_y} \quad (57-6)$$

^۱ - Roll Steer



شکل (۶-۱۶) غلت فرمان در محور صلب

ضریب غلت فرمان مثبت در حرکت غلت راستگرد خودرو سبب فرمان‌یابی چرخ‌ها به سمت راست است. از آنجا که حرکت غلت ساعتگرد هنگامی که خودرو به سوی چپ می‌گردد، رخ می‌دهد، بنابراین غلت فرمان مثبت روی محور جلو تمایل به چرخش به سوی بیرون قوس ایجاد کرده و تمایل به کم‌فرمان دارد. بالعکس، غلت فرمان مثبت روی محور پشت تمایل به بیش‌فرمانی ایجاد می‌کند.



شکل (۶-۱۷) اثر زاویه بازوی پیرو بر کم‌فرمانی

در سیستم‌های تعلیق با محور یکپارچه، محور اجازه غلتش حول محوری مجازی را دارد، که نسبت به محور طولی خودرو انحراف دارد. سیستماتیک سیستم تعلیق، بی توجه به نوع طراحی آن، از نظر کارکرد معادل یک سیستم بازوی پیرو یا پیشرو می‌باشد که انحراف محور غلت معادل همان بازو است. با داشتن زاویه انحراف اولیه (β) در بازوها، هنگامی که بدنه می‌غلتد، بازوی چرخ درونی به سوی پایین می‌گردد و بازوی چرخ‌های بیرونی به سمت بالا می‌گردد که در شکل ۶-۱۶ توصیف شده است.

اگر راستای نخستین محور پشت بازوی پیرو به سوی پایین باشد، مطابق شکل آنگاه اثر تغییر زاویه بازوی پیرو این است که چرخ درونی را به سوی جلو می‌کشد در حالی که چرخ بیرونی را به سمت پشت هل می‌دهد. این سازوکار ایجاد غلت فرمان در محورهای یکپارچه تمایل به بیش‌فرمانی تولید می‌کند. ضریب غلت فرمان برابر است با زاویه انحراف بازو ($\varepsilon = \beta$) بر حسب رادیان) در بازوهای پیرو. در سیستم‌های بازوهای پیرو پشت، در صورتی غلت سبب کم‌فرمانی است که لولای عرضی بازوی پیرو پایین مرکز چرخ باشد. شکل ۶-۱۷ نمایانگر تاثیر زاویه بازوی پیرو بر کم‌فرمانی است.

در سیستم‌های تعلیق جداگانه، ضریب غلت فرمان با بهره از سینماتیک سیستم تعلیق محاسبه می‌شود. در چرخ‌های فرمان‌پذیر تراکنش سیستم فرمان را نیز بایستی لحاظ کرد.

نیروی کناری ناشی از نرمی فرمان

به سبب بوش‌بندی نرم بندگار تعلیق برای اهداف ارتعاشی و لرزشی، امکان فرمان‌دهی برخاسته از نرمی سیستم تعلیق وجود دارد. در یک محور یکپارچه ساده نرمی فرمان به صورت چرخش حول مرکز چرخش نمایانده می‌شود.

اگر در محور پشت، مرکز چرخش جلو باشد، نرمی سیستم به محور اجازه می‌دهد تا به سوی درون قوس بگردد. بنابراین بیش‌فرمان می‌گردد و عکس این مسأله سبب کم‌فرمانی است. روی محور جلو، دقیقاً عکس این مسأله برقرار است، پشت بودن مرکز چرخش سبب بیش‌فرمانی است و جلو بودن مرکز چرخش ایجادگر کم‌فرمانی است.

تاثیر نرمی کناری سیستم فرمان بر فرمان‌پذیری^۱ با معرفی ضریب مناسب زیر اندازه‌گیری می‌شود:

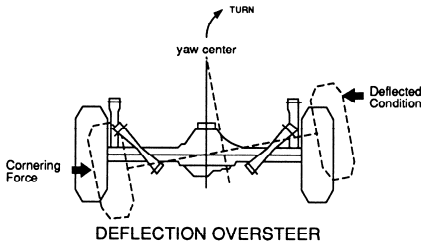
$$A = \frac{\delta_c}{F_y} \left(\frac{\text{degrees steer}}{\text{unit lateral force}} \right) \quad (6-58)$$

که در رابطه بالا:

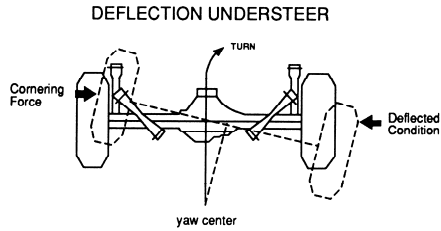
δ_c زاویه فرمان‌دهی

F_y نیروی کناری

^۱ - Lateral Force Compliance Steer



DEFLECTION OVERSTEER



DEFLECTION UNDERSTEER

شکل (۶-۱۸) زاویه فرمان ناشی از نرمی تعلیق

نیروی کناری اعمالی بر محور برابر است با حاصل ضرب بار محور در شتاب کناری آن. بنابراین در محور جلو داریم:

$$\delta_{cf} = A_f W_f a_y \quad (۵۹-۶)$$

از آنجا که اثر کم‌فرمانی به طور مستقیم به زاویه فرمان ایجاد شده در محور جلو و پشت وابسته است، بنابراین کم‌فرمانی برخاسته از نرمی کناری سیستم فرمان به قرار زیر است:

$$K_{lfcs} = A_f W_f - A_r W_r \quad (۶۰-۶)$$

البته برای تعیین این ضریب در چرخ‌های با تعلیق جداگانه، سینماتیک بندگار تعلیق بایستی بررسی و لحاظ شود.

گشتاور برگردان

گشتاور برگردان^۱ یا خود میزان که از سوی تایرها به خودرو اعمال می‌شود، همواره در برابر چرخش مقاومت می‌کند، بنابراین اثر کم‌فرمانی دارد. این گشتاور برخاسته از این اصل است که نیروی کناری تایرها در نقطه‌ای که از مرکز تاپر انحراف دارد اثر می‌کند. این فاصله را دنباله پنوماتیک^۲ (p) می‌گویند.

اثر مستقیم این گشتاور بر فرمان‌پذیری با به دست آوردن معادلات چرخشی و با این گمان که

^۱ - Aligning Moment

^۲ - Pneumatic Trail

نیروهای تایر در فاصله (p) نسبت به مرکز چرخ اعمال می‌شوند، به دست می‌آید. عبارت کم‌فرمانی به دست آمده به قرار زیر است:

$$K_{at} = W \frac{p}{L} \quad (6-6)$$

به سبب مثبت بودن C_{α} تاثیر گشتاور برگردان مثبت است (کم‌فرمانی) و هیچ‌گاه منفی نمی‌باشد (بیش‌فرمانی).

کم‌فرمانی ناشی از این سازوکار حدود ۵ درجه بر شتاب گرانشی و یا کمتر است. هر چند گشتاور برگردان به طور نامستقیم بر فرمان‌پذیری تاثیر می‌گذارد، که دارای اهمیت بیشتری است و آن تمایل به کم‌فرمانی به سبب تاثیر آن بر مکانیزم فرمان است. این سازوکار در گفتار سیستم‌های فرمان بررسی می‌شود.

تاثیر نیروهای رانشی بر چرخش

بررسی‌های انجام یافته این گفتار با چشم‌پوشی از نیروهای رانشی چرخ‌ها بوده است. اکنون برای یافتن معادله عمومی حالتی را که نیروهای رانشی در چرخ‌های جلو و پشت وجود دارد را در نظر می‌گیریم.

با وجود نیروهای رانشی، مدل دوچرخه برای چرخش خودرو مطابق شکل ۶-۱۹ است. با بهره‌گیری از قانون دوم نیوتن در راستای کناری خودرو، معادله چرخش همراه با نیروهای رانشی به قرار زیر است:

$$W_f \frac{V^2}{Rg} = F_{yf} \cos(\alpha_f + \delta) + F_{xf} \sin(\alpha_f + \delta) \quad (6-6)$$

$$W_r \frac{V^2}{Rg} = F_{yr} \cos(\alpha_r) + F_{xr} \sin(\alpha_r) \quad (6-6)$$

که در رابطه بالا:

W_f, W_r بار محور چرخ‌های جلو و پشت

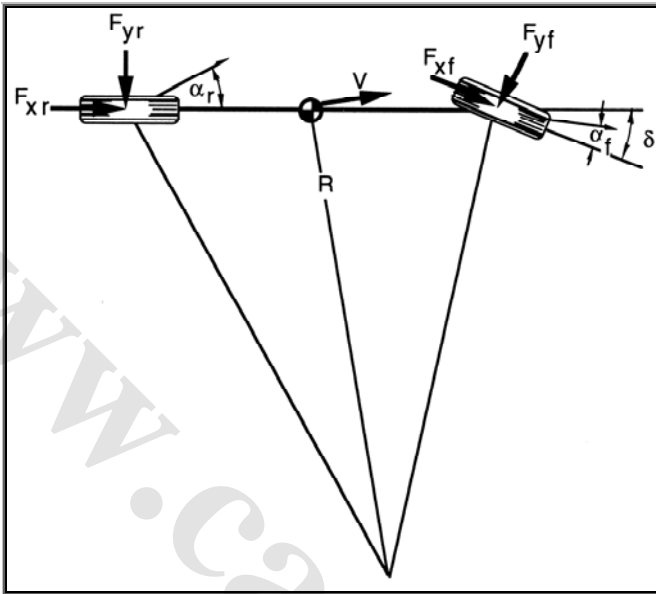
V سرعت پیش‌روی

R شعاع چرخش

F_{yf}, F_{yr} نیروی کناری محور چرخ‌های جلو و پشت

F_{xf}, F_{xr} نیروی رانشی محور چرخ‌های جلو و پشت

زاویه لغزش محور چرخ‌های جلو و پشت α_f, α_r



شکل (۶-۱۹) مدل چرخشی با در نظر گرفتن نیروهای رانشی

نیروهای کناری هر محور برابر با حاصل ضرب سختی کناری محور در برآیند زاویه لغزش آن می‌باشد. با جایگذاری در معادلات ۶-۶۲ و ۶-۶۳ سمت راست تنها شامل نیروهای رانشی و زاویه لغزش خواهد بود. با گمان زوایای کوچک می‌توان معادله را برای زوایای لغزش محور جلو و پشت (α_r و α_f) پاسخ‌یابی نمود و در معادله هندسی زیر جانشین کرد.

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \quad (۶-۶)$$

با جایگذاری δ در هر دو سمت معادله آشکار می‌شود که بایستی چنان چیده شود تا در یک سوی معادله قرار گیرد، بنابراین:

$$\delta = \frac{57.3 \frac{L}{R}}{1 + \frac{F_{xf}}{C_{af}}} + \frac{\frac{W_f V^2}{C_{af} Rg}}{1 + \frac{F_{xf}}{C_{af}}} + \frac{\frac{W_r V^2}{C_{ar} Rg}}{1 + \frac{F_{xr}}{C_{ar}}} \quad (۶-۵)$$

با شناسایی این که F_{xr}/C_{ar} و F_{xf}/C_{af} خیلی کمتر از ۱ هستند، معادله بالا را می‌توان به شکل زیر بازنویسی کرد (در مورد محور پشت نیز به همین ترتیب).

$$\frac{1}{1 + \frac{F_{xf}}{C_{af}}} \approx 1 - \frac{F_{xf}}{C_{af}} \quad (66-6)$$

بنابراین معادله ۶-۶۵ را می توان به شکل زیر بازنویسی کرد.

$$\delta = \frac{57.3 \frac{L}{R}}{1 + \frac{F_{xf}}{C_{af}}} + \left(\left(\frac{W_f}{C_{af}} - \frac{W_r}{C_{ar}} \right) - \left(\frac{W_f}{C_{af}} \frac{F_{xf}}{C_{af}} - \frac{W_r}{C_{ar}} \frac{F_{xr}}{C_{ar}} \right) \right) \frac{V^2}{Rg} \quad (67-6)$$

این آرایش نهایی معادله چرخش با در نظر گرفتن نیروهای رانشی است. توجه شود که با این که به ظاهر پیچیده تر از معادلات پیشین است، اما دارای همان الگوی پایه پیشین است. سه بخش سمت راست به قرار زیر می باشند:

بخش ۱) این بخش زاویه آکرمن است که با نیروی کشنده محور جلو تغییر یافته (نیروی کشنده چرخ پشت تاثیری ندارد).

- اگر F_{xf} مثبت باشد (نیروی رانشی اعمالی در خودرو جلو رانش) آنگاه زاویه فرمان لازم برای مانوردهی های سرعت پایین کاهش می یابد. از نظر حسی می توان گفت که جلو رانش بودن، خودرو را در مانوردهی های سرعت پایین به درون می کشد.
- اگر F_{xf} منفی باشد (مقاومت غلتشی در خودرو پشت رانش یا نیروی مقاوم موتور در خودرو جلو رانش) آنگاه منجر به افزایش زاویه فرمان لازم برای چرخش است.
- هنگامی که چرخ جلو روی یخ و برف به دور خود می چرخد، نیروی کشنده تولید می شود، اما C_{af} به سوی صفر میل می کند. در این حالت مخرج کسر به سوی ∞ میل می کند، یعنی چرخش با شعاع صفر و زاویه فرمان مجازی صفر. این راهکار فریبی است برای چرخش خودرو جلو رانش در سطح یخین با گرداندن تیز چرخ ها که سبب چرخش خودرو به دور خود است و در نمایش ها به کار می رود.

بخش ۲) این بخش شیب کم فرمانی است که تغییر شکل نیافته است.

بخش ۳) این عبارت تاثیر نیروی کشنده را بر رفتار کم فرمانی خودرو می نمایاند.

- اگر F_{xf} مثبت باشد، تاثیر بیش فرمانی دارد (جلو خودرو را به سوی درون می کشد) این سازوکار تاثیر بیش فرمانی دارد در خودرو جلو رانش در حالت گازدهی.
- اگر F_{xf} مثبت باشد تاثیر کم فرمانی دارد به همان دلیل یاد شده در خودرو پشت رانش.

- در خودروهای جلو رانش به سبب این سازوکار بایستی در محور پشت رانش بیشتری نسبت به محور جلو وجود داشته باشد تا از رفتار کم فرمانی خودرو اطمینان حاصل شود. کسی که با خودرو جلو رانش آشنا می‌باشد، آگاه است که سازوکار بیش فرمانی گازدهی توصیف شده در اینجا در بسیاری از خودروها قابل اثبات نیست. در بحث تاثیر جلو رانش بودن خودرو در گفتار سیستم فرمان می‌توان دید که تغییر ویژگی‌های کناری تایر به سبب نیروهای رانشی دارای تاثیر بیشتری بر فرمان پذیری است، نسبت به تاثیر مستقیم نیروها بر خودرو.

برآورد تاثیرات کم فرمانی

ضریب کم فرمانی K ، برای یک خودرو در نتیجه تاثیرات تایر، سیستم تعلیق و سیستم فرمان است. اندازه کلی آن با محاسبه مجموع اثراتی که در جدول زیر خلاصه شده به دست می‌آید.

چشمه	مولفه کم فرمانی
سختی سمتی تایر	$K_t \quad \frac{W_f}{C_{af}} - \frac{W_r}{C_{ar}}$
نیروی کمبر	$K_c \quad \left(\frac{C_{\gamma f}}{C_{af}} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi} - \frac{C_{\gamma r}}{C_{ar}} \frac{\partial \gamma_r}{\partial \phi} \right) \frac{\partial \phi}{\partial a_y}$
غلت فرمان	$K_{rs} \quad (\epsilon_f - \epsilon_r) \frac{\partial \phi}{\partial a_y}$
نرمی کناری سیستم فرمان	$K_{lfc} \quad A_f W_f - A_r W_r$
گشتاور برگردان	$K_{at} \quad W \frac{P}{L} \frac{C_{af} + C_{ar}}{C_{af} C_{ar}}$
جابجایی کناری بار	$K_{lt} \quad \frac{W_f}{C_{af}} \frac{2b}{C_{af}} \frac{\Delta F_{zf}^2}{C_{af}} - \frac{W_r}{C_{ar}} \frac{2b}{C_{ar}} \frac{\Delta F_{zr}^2}{C_{ar}}$
سیستم فرمان	$K_{strg} \quad W_f \frac{r \nu + p}{K_{ss}}$

اندازه گیری تجربی شیب کم فرمانی

شیب کم فرمانی بر پایه تعریف انجمن مهندسان خودرو [۲] عبارت است از: «تفاضل شیب زاویه فرمان آکرم از نسبت شیب زاویه فرمان دهی چرخ‌ها به نسبت زاویه فرمان کلی». روش‌های اندازه گیری تجربی شیب کم فرمانی [۱۲-۱۴] همگی بر پایه تعریف شیب معادله ۶-۱۶ می‌باشند.

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + Ka_y$$

معادله بالا با گمان شرایط کاری مانای خودرو است. بنابراین کم‌فرمانی عبارت است از یک ویژگی مانا. در اندازه‌گیری‌های تجربی، خودرو بایستی در چرخش مانا قرار گیرد و سپس کمیت‌های مورد نیاز معادله بالا اندازه‌گیری شود تا مقدار (K) را بتوان تعیین کرد. برای سنجش این ویژگی چهار آزمایش پیشنهاد می‌گردد، شعاع ثابت، سرعت ثابت، زاویه فرمان ثابت و گازدهی ثابت. تنها دو آزمایش نخست راندن در یک مسیر ثابت را در بر می‌گیرد، بنابراین بحث به این دو محدود می‌شود.

روش شعاع ثابت

در این حالت با راندن خودرو در راستای خمی با شعاع ثابت و مشاهده زاویه فرمان بر حسب شتاب کناری می‌توان کم‌فرمانی خودرو را سنجید. این روش بیانگر شرایط کاری خودرو در بسیاری از موقعیت‌های بزرگراهی است، مانند چرخش شعاع ثابت در محدوده مجاز بدون شیب بزرگراه‌ها. در اینجا بایستی حداقل دستگاه‌های مورد نیاز برای اندازه‌گیری زاویه فرمان‌دهی چرخ‌ها و شتاب کناری در دسترس باشد. با داشتن شعاع چرخش و اندازه‌گیری سرعت خودرو (از روی سرعت موتور، چرخ پنجم یا Lap Time). شتاب کناری با بهره از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$a_y = \frac{V^2}{Rg} \quad (6-6)$$

فرآیند پیشنهادی عبارت است از راندن خودرو حول یک مسیر دایره شکل در سرعت خیلی پایین که در آن شتاب کناری قابل چشم‌پوشی است و زاویه فرمان (زاویه آکرمن) لازم برای ماندن چرخش یادداشت شود. آزمایشگر بایستی روش مناسب را برای چیرگی بر مسایلی مانند شیب جاده، پستی و بلندی و ... که سبب تغییر زاویه فرمان است بیابد. سپس سرعت خودرو به صورت پله پله افزایش می‌یابد، تا سبب تولید شتاب کناری با افزایش قابل قبولی (حدود ۰/۱ شتاب گرانش) باشد و زاویه فرمان در هر سرعتی یادداشت می‌شود. سپس زاویه فرمان (تقسیم شده بر نسبت فرمان برای به دست آوردن زاویه فرمان‌دهی چرخ‌ها) به عنوان تابعی از شتاب کناری ترسیم می‌شود (شکل ۶-۲۰).

با مشتق‌گیری از معادله ۶-۱۶ مفهوم نمودار بالا مشخص می‌گردد.

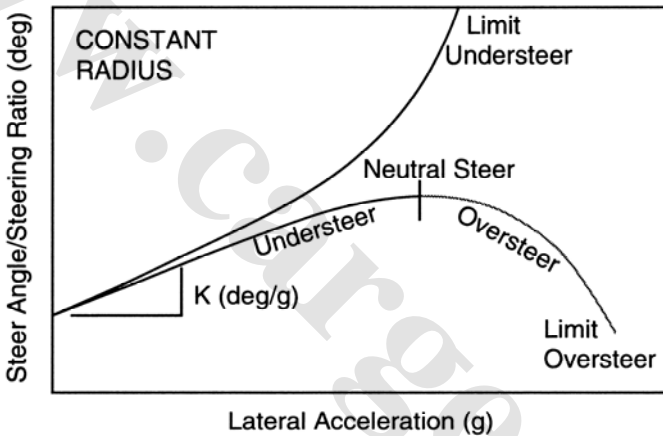
$$\frac{\partial \delta}{\partial a_y} = \frac{\partial}{\partial a_y} \left(57.3 \frac{L}{R} \right) + K \frac{\partial a_y}{\partial a_y} \quad (6-6)$$

با توجه به ثابت بودن شعاع چرخش، زاویه فرمان آکرمن ثابت بوده و مشتق آن صفر است،

بنابراین:

$$K = \frac{\partial \delta}{\partial a_y} \quad (۷۰-۶)$$

شیب خم زاویه فرمان، همان شیب کم فرمانی است. شیب مثبت (رو به بالا سمت راست) نمایانگر کم فرمانی است. شیب صفر تک فرمانی و شیب منفی بیش فرمان است. اندازه گیری های نوعی دارای شکلی مانند شکل ۶-۲۰ می باشد. تعدادی از خودروها در همه بازه کاری خود، کم فرمان می باشند. هر چند برخی از خودروها ممکن است در شتاب های کناری پایین کم فرمان باشند، اما در شتاب های کناری بالا رفتار بیش فرمانی داشته باشند.



شکل (۶-۲۰) اندازه گیری شیب کم فرمانی در روش شعاع ثابت

توجه گردد که زاویه اعمالی فرمان چرخ ها نسبت به جاده (که نسبت زاویه فرمان چرخ ها به نسبت فرمان است) برای شناسایی شیب کم فرمانی هنگامی که کم فرمانی با زاویه فرمان چرخ ها اندازه گیری می شود، استفاده می شود (با اندازه گیری زاویه فرمان لازم برای چرخ ها نسبت به جاده بر حسب درجه بر شتاب گرانشی). همچنانکه خواهیم دید در بحث سیستم فرمان، نسبت فرمان به سبب نرمی سیستم ثابت نیست. این پدیده روش اندازه گیری را تغییر نمی دهد، اما می توان تشخیص داد که این خواص سیستم فرمان منبعی از کم فرمانی در خودرو است. در حالتی که مستقیماً زاویه فرمان دهی چرخ ها اندازه گیری می شود، آنگاه به سبب در بر نگرفتن اثرات سیستم فرمان شیب کم فرمانی متفاوتی به دست می آید، که این روش صحیحی نمی باشد و نمی تواند بازتاب همه

ویژگی‌های کم‌فرمانی خودرو باشد. به سبب کنترل خودرو از سوی راننده در تعیین کامل ویژگی‌های کم‌فرمانی بایستی تاثیرات سیستم فرمان شامل گردد. روش شعاع ثابت دارای این برتری است که به کمترین تجهیزات اندازه‌گیری نیازمند است، اما اجرای آن مشکل است. شناسایی دقیق زاویه فرمان چرخ‌ها به سبب تغییرات آن در نگهداری خودرو در شعاع مورد نظر مشکل است. این جنبه آزمایش به مهارت آزمایشگر وابسته است. مقدار کمینه شعاع چرخش برای این آزمایش حدود ۳۰ متر است. در خودروهای دو محوره شیب کم‌فرمانی مستقل از شعاع دایره است. در کامیون‌های چند محوره شیب کم‌فرمانی وابسته به شعاع چرخش می‌باشد.

روش سرعت ثابت

کم‌فرمانی را می‌توان در سرعت ثابت با تغییر زاویه فرمان اندازه‌گیری نمود. اندازه‌گیری این روش با دقتی مضاعف شرایط واقعی را شبیه‌سازی می‌کند، زیرا عموماً رانندگان در سرعت ثابت می‌گردند. در این روش شعاع چرخش به صورتی پیوسته تغییر می‌نماید که در نتیجه نیازمند داده‌های بیشتری برای شناسایی شیب است. علاوه بر اندازه‌گیری سرعت و زاویه فرمان، شعاع چرخش را نیز بایستی تعیین کرد. راه عملی‌تر این روش اندازه‌گیری شتاب کناری یا نرخ چرخش است به جای شعاع چرخش. با بهره از شکل زیر می‌توان شعاع چرخش را به دست آورد:

$$R = \frac{V^2}{a_y} = \frac{V}{r} \quad (۷۱-۶)$$

که در رابطه بالا:

سرعت پیش‌روی v

شتاب کناری a_y

نرخ گردش r

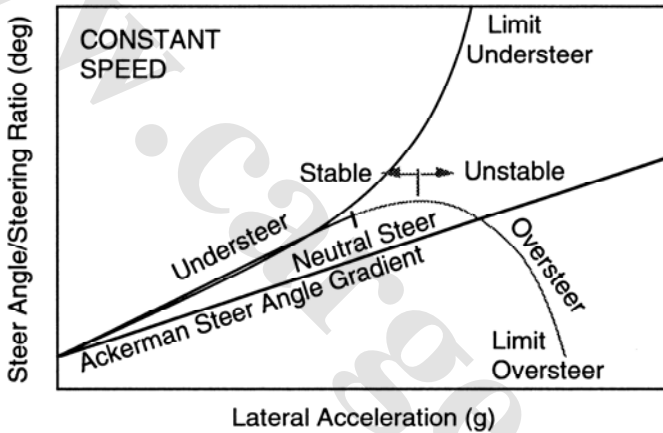
شیب زاویه فرماندهی آکرمن برای این آزمایش با جایگذاری معادله ۶-۶۸ در ۶-۱۶ و حذف شعاع به دست می‌آید که به شکل زیر است:

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + Ka_y = 57.3 \frac{La_y}{V^2} + Ka_y \quad (۷۲-۶)$$

با مشتق‌گیری نسبت به شتاب کناری خواهیم داشت:

$$K = \frac{\partial \delta}{\partial a_y} - \frac{\partial}{\partial a_y} \left(57.3 \frac{L}{R} \right) \quad (۷۳-۶)$$

با توجه به ثابت بودن فاصله محورها و سرعت، شیب زاویه فرماندهی آکرمن (عبارت دوم سمت راست) خطی با شیب ثابت است که مطابق شکل ۶-۲۱ است. شیب زاویه فرماندهی آکرمن حالت تکفرمان را نشان می‌دهد. در گستره‌ای که شیب منحنی بیش از آکرمن است، خودرو کمفرمان است. در جایی که هر دو شیب برابر هستند، خودرو تکفرمان است و در جایی که شیب کم مورد نظر کمتر از آکرمن است، مرتبط با بیش‌فرمانی است. در خودرو بیش‌فرمان، نقطه‌ای که شیب آن صفر است مرز پایداری مرتبط با سرعت بحرانی است.



شکل (۶-۲۱) اندازه‌گیری شیب کمفرمانی در روش سرعت ثابت

مسائل نمونه

مسئله ۱

یک خودرو، وزنی برابر ۱۹۰۱ پوند روی محور جلو و ۱۵۵۲ پوند روی محور پشت دارد. فاصله چرخ‌های جلو و پشت برابر با ۱۰۰/۶ اینچ است. مقدار ثابت کناری تایرها به قرار زیر است:

ضریب دور زدن lb/lb/deg	ثابت دور زدن lb/deg	بار lb
0.298	67	225
0.269	121	450
0.253	171	675
0.250	225	900
0.228	257	1125

0.222

300

1350

ویژگی های کناری زیر را برای خودرو تعیین کنید.

۱- زوایای فرمان آکرمن در شعاع های دور زدن ۵۰، ۱۰۰، ۲۰۰، ۵۰۰ فوت

۲- شیب کم فرمانی

۳- سرعت مشخصه

۴- بهره شتاب کناری در سرعت ۶۰ مایل در ساعت

۵- افزایش بهره سرعت چرخشی در سرعت ۶۰ مایل در ساعت

۶- زاویه لغزش کناری در گرانیگاه در شعاع چرخش ۸۰۰ فوت و سرعت ۶۰ مایل در ساعت

۷- کران ایستایی

پاسخ

۱- زوایای فرمان آکرمن، تابعی از فاصله چرخ های جلو و پشت و شعاع چرخش هستند که به سادگی از معادله ۳-۶ به دست می آیند.

$$\delta_{500} = \frac{L}{R} = \frac{100.6(\text{in}) \frac{1}{12} \left(\frac{\text{ft}}{\text{in}} \right)}{500(\text{ft})} = 0.01677(\text{rad}) = 0.96(\text{deg})$$

$$\delta_{200} = \frac{L}{R} = \frac{100.6(\text{in}) \frac{1}{12} \left(\frac{\text{ft}}{\text{in}} \right)}{500(\text{ft})} = 0.0419(\text{rad}) = 2.4(\text{deg})$$

$$\delta_{100} = \frac{L}{R} = \frac{100.6(\text{in}) \frac{1}{12} \left(\frac{\text{ft}}{\text{in}} \right)}{100(\text{ft})} = 0.0838(\text{rad}) = 4.8(\text{deg})$$

$$\delta_{100} = \frac{L}{R} = \frac{100.6(\text{in}) \frac{1}{12} \left(\frac{\text{ft}}{\text{in}} \right)}{50(\text{ft})} = 0.1677(\text{rad}) = 9.6(\text{deg})$$

۲- برای به دست آوردن شیب کم فرمانی، باید ثابت کناری تایرها را در بارهای موجود بدانیم. بار هر یک از تایرها در محور جلو ۹۵۰ پوند می باشد. با درون یابی داده های ثابت کناری تایر بین بارهای ۹۰۰ و ۱۱۲۵ پوند، یک ثابت ۲۳۲ پوند بر درجه در بار ۹۵۰ پوند حاصل می شود. بار هر یک از تایرها در محور پشت ۷۷۶ پوند می باشد. نیز با درون یابی بین بارهای مناسب در داده های تایر، می توان یک ثابت کناری تایر برابر با ۱۹۵ پوند بر درجه را به دست آورد. اکنون با بهره گیری

از معادله ۶-۱۵ داریم:

$$K = \frac{W_f}{C_{af}} - \frac{W_r}{C_{ar}} = \frac{950(\text{lb})}{232\left(\frac{\text{lb}}{\text{deg}}\right)} - \frac{776(\text{lb})}{195\left(\frac{\text{lb}}{\text{deg}}\right)}$$

$$K = (4.99 - 3.98)(\text{deg}) = 0.11\left(\frac{\text{deg}}{\text{g}}\right)$$

۳- سرعت مشخصه بر پایه معادله ۶-۱۸ تعیین می شود:

$$V_{\text{char}} = \sqrt{\frac{57.3Lg}{K}} = \sqrt{57.3\left(\frac{\text{deg}}{\text{rad}}\right) \frac{110.6(\text{in})}{12\left(\frac{\text{in}}{\text{ft}}\right)} \frac{32.2\left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}^2}\right)}{0.11\left(\frac{\text{deg}}{\text{g}}\right)}} = 393\left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}}\right) = 268(\text{mph})$$

۴- بهره شتاب کناری بر پایه معادله ۶-۲۰ تعیین می شود:

$$\frac{a_y}{\delta} = \frac{\frac{V^2}{57.3Lg}}{1 + \frac{KV^2}{57.3Lg}}$$

$$\frac{a_y}{\delta} = \left(\frac{\left(88\left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}}\right)\right)^2}{57.3\left(\frac{\text{deg}}{\text{rad}}\right)8.38(\text{ft})32.2\left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}^2}\right)} \right) \Bigg/ \left(1 + \frac{0.11\left(\frac{\text{deg}}{\text{g}}\right)\left(88\left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}}\right)\right)^2}{57.3\left(\frac{\text{deg}}{\text{rad}}\right)8.38(\text{ft})32.2\left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}^2}\right)} \right)$$

$$\frac{a_y}{\delta} = \frac{0.501\left(\frac{\text{g}}{\text{deg}}\right)}{1.055} = 0.475\left(\frac{\text{g}}{\text{deg}}\right)$$

۵- بهره سرعت چرخشی بر پایه معادله ۶-۲۲ تعیین می شود:

$$\frac{r}{\delta} = \frac{\frac{V}{L}}{1 + \frac{KV^2}{57.3Lg}}$$

$$\frac{r}{\delta} = \frac{\frac{88\left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}}\right)}{8.38(\text{ft})}}{1 + \frac{0.11\left(\frac{\text{deg}}{\text{g}}\right)\left(88\left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}}\right)\right)^2}{57.3\left(\frac{\text{deg}}{\text{rad}}\right)8.38(\text{ft})32.2\left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}^2}\right)}} = \frac{10.5\left(\frac{1}{\text{sec}}\right)}{1.055} = 9.95\left(\frac{\text{deg}}{\text{sec}}\right)$$

۶- زاویه لغزش کناری از معادله ۶-۲۳ به دست می آید، هر چند نخست باید مقدار (c) یعنی فاصله گرانینگه تا محور پشت را بیابیم. این مقدار از یک معادله تعادل گشتاوری ساده حول محور جلو به دست می آید.

$$c = \frac{100.6(\text{in})}{12\left(\frac{\text{in}}{\text{ft}}\right)} \frac{1901(\text{lb})}{(1901+1552)} = 4.62(\text{ft})$$

$$\beta = 57.3 \frac{c}{R} - \frac{W_r V^2}{C_{ar} R g}$$

$$\beta = 57.3 \left(\frac{\text{deg}}{\text{rad}}\right) \frac{4.62(\text{ft})}{800(\text{ft})} - \frac{1552(\text{lb})\left(88\left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}}\right)\right)^2}{390\left(\frac{\text{lb}}{\text{deg}}\right)32.2\left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}^2}\right)800(\text{ft})}$$

$$\beta = 0.331 - 1.196 = -0.865(\text{deg})$$

۷- برای یافتن کران ایستایی خودرو، لازم است که نقطه تکفرمانی را بیابیم. نقطه تکفرمانی، نقطه‌ای بر روی سطح کناری خودرو است که در آن با فشار کناری یکسان، زوایای لغزش برابر در تایرهای جلو و پشت به وجود می آید. در پاسخ بخش ۱، ثابت کناری تایرهای جلو و پشت به ترتیب ۲۳۲ پوند بر درجه و ۱۹۵ پوند بر درجه به دست آمد.

با بهره‌گیری از معادله تعادل گشتاوری، می‌توان نشان داد که فاصله نقطه تکفرمانی تا محور پشت (c') باید به قرار زیر باشد:

$$c' = L \frac{C_{af}}{C_{af} + C_{ar}} = 8.38(\text{ft}) \frac{232}{232+195} = 4.55(\text{ft})$$

بنابراین مقدار c برابر با ۴/۶۲ فوت و نقطه تکفرمانی ۰/۰۷ فوت در پشت نقطه گرانینگه است (۰/۸ درصد از فاصله میان محور چرخ‌های جلو و پشت).

نکات

ویژگی‌های کناری محاسبه شده برای این خودرو (شیب کم فرمانی و مرز ایستایی)، بسیار نزدیک به حالت تک‌فرمانی است. در عین حال، این نتایج تنها ناشی از ویژگی‌های کناری تایر است. سیستم‌های دیگری بر روی شیب کم فرمانی خودرو تاثیر دارند، که مهمترین آنها سیستم‌های فرمان و تعلیق می‌باشند.

مسئله ۲

یک خودروی سواری، دارای سیستم تعلیق جداگانه دو جناقی با بازوی‌های برابر و هم‌راستا و سیستم تعلیق محور یکپارچه پشت با فنر تخت می‌باشد. در سیستم تعلیق جلو، ثابت غلتشی ($K_{\phi f}$) برابر با ۱۵۰۰ اینچ - پوند بر درجه است. نرخ فنریت فنرهای تخت، معادل با ۱۱۵ پوند بر اینچ و فاصله گام ۴۰ اینچ است. موارد زیر را بدست آورید:

۱- ثابت غلتشی سیستم تعلیق پشت چه مقدار است؟

۲- اگر جرم معلق در نقطه گرانیگاه به ارتفاع ۸ اینچ بالای محور غلت، برابر با ۲۷۵۰ پوند باشد، نرخ غلتش چه میزان است؟

۳- اگر ثابت کمبر در حدود ۱۰ درصد ثابت کناری تایر فرض گردد، شیب کم فرمانی را در جایی که اثرات کمبر وجود دارد، به دست آورید.

۴- فنرهای تخت پشت دارای زاویه بازوی نگهدارنده موثری برابر با ۷- درجه هستند (علامت منفی به معنای آن است که نقطه لولای بازوها در زیر مرکز چرخ است). شیب کم فرمانی ناشی از غلت فرمان پشت چه مقدار است؟

پاسخ

۱- ثابت غلتش سیستم تعلیق پشت را می‌توان از معادله ۶-۲۶ محاسبه کرد:

$$K_{\phi} = \frac{1}{2} k_s S^2 = \frac{1}{2} \times 115 \left(\frac{\text{lb}}{\text{in}} \right) (40(\text{in}))^2 = 92000 \left(\frac{\text{in} - \text{lb}}{\text{rad}} \right) = 1606 \left(\frac{\text{in} - \text{lb}}{\text{deg}} \right)$$

۲- نرخ غلتش را می‌توان از معادله ۶-۳۲ حساب کرد:

$$R_{\phi} = \frac{d\phi}{da_y} = \frac{Wh_1}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - Wh_1}$$

$$R_{\varphi} = \frac{2750(\text{lb})10(\text{in})}{1500\left(\frac{\text{in}-\text{lb}}{\text{deg}}\right) + 1606\left(\frac{\text{in}-\text{lb}}{\text{deg}}\right) - \frac{2750(\text{lb})10(\text{in})}{57.3\left(\frac{\text{deg}}{\text{rad}}\right)}}$$

$$R_{\varphi} = \frac{27500(\text{in}-\text{lb})}{(1500+1606-480)\left(\frac{\text{in}-\text{lb}}{\text{deg}}\right)} = 10.5\left(\frac{\text{deg}}{\text{g}}\right)$$

۳- شیب کم‌فرمانی ناشی از تاثیرات کمبر را می‌توان از معادله ۶-۵۶ به دست آورد:

$$K_{\text{camber}} = \left(\frac{C_{\gamma f}}{C_{\alpha f}} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \varphi} - \frac{C_{\gamma r}}{C_{\alpha r}} \frac{\partial \gamma_r}{\partial \varphi} \right) \frac{\partial \varphi}{\partial a_y}$$

هر چند نسبت ثابت کمبر به ثابت کناری را می‌دانیم (مقدار داده شده ۰/۱)، گرادیان‌های کمبر باید تعیین شوند. در سیستم تعلیق مستقل جلو با بازوهای برابر موازی، چرخ‌ها با بالا و پایین رفتن خم نمی‌شوند. بنابراین، زاویه کمبر دقیقاً با زاویه غلتش تغییر خواهد کرد و گرادیان برای محور جلو برابر ۱ می‌باشد. در سیستم تعلیق محور یکپارچه پشت، میزان غلتش آن قابل ملاحظه نیست، بنابراین، گرادیان آن صفر است. با دانستن گرادیان غلتشی از بخش ۲ برابر با ۱۰lb/g، می‌توان معادله را حل کرد.

$$K_{\text{camber}} = (0.1 \times 1.0 - 0.1 \times 0) \times 10.5 \left(\frac{\text{deg}}{\text{g}} \right) = 1.05 \left(\frac{\text{deg}}{\text{g}} \right)$$

۴- شیب کم‌فرمانی ناشی از غلت فرمان محور پشت، از معادله ۶-۵۷ به دست می‌آید:

$$K_{\text{rollsteer}} = (\varepsilon_f - \varepsilon_r) \frac{d\varphi}{da_y}$$

از آنجا که تنها شیب کم‌فرمانی مربوط به محور پشت مورد نظر است، تنها بخش دوم باید معین شود. در سیستم تعلیق محور یکپارچه، غلت فرمان وابسته به زاویه موثر بازوهای نگهدارنده فرضی را نشان می‌دهد که در این حالت ۷- درجه است (۰/۱۲۲- رادیان). بنابراین:

$$K_{\text{rollsteer}(\text{rear})} = +0.122(\text{rad}) \times 10.5 \left(\frac{\text{deg}}{\text{g}} \right) = 1.28 \left(\frac{\text{deg}}{\text{g}} \right)$$

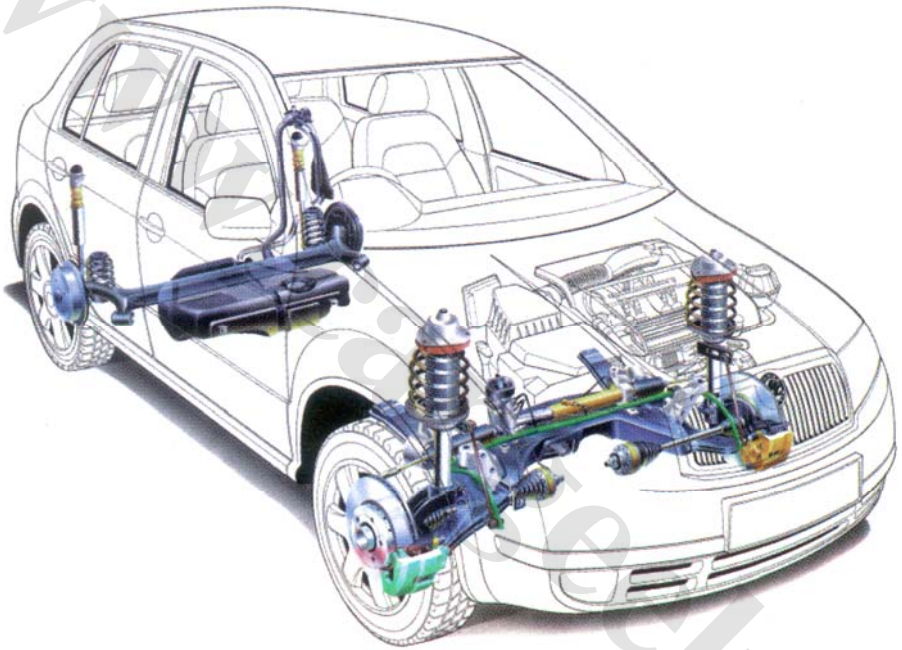
در قرارداد استاندارد انجمن مهندسان خودرو، علامت مثبت نشان دهنده این مطلب است که هنگامی که چرخ‌ها به سمت راست فرمان داده می‌شوند (چرخش به سمت چپ)، بدنه خودرو به سمت راست می‌غلتد. از آنجایی که غلت فرمان در چرخش به سمت چپ سبب چرخش چرخ‌ها

به سمت راست می‌شود، پشت خودرو بیشتر به سمت بیرون چرخش رانده می‌شود و در نتیجه حالت بیش فرمانی حاصل می‌شود.

مراجع

- 1- Good, M.C., "Sensitivity of Driver-Vehicle Performance to Vehicle Characteristics Revealed in Open-Loop Tests," Vehicle Systems Dynamics, Vol.6, No. 4, 1977, pp. 254-277.
- 2- "Vehicle Dynamics Terminology," SAEJ670e, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA (see Appendix A).
- 3- Durstine, J.W., The Truck Steering System from Hand Wheel to Road Wheel, SAE SP-374, 1973, 76p,
- 4- Lugner, P., and Springer, H., "Über den Einfluss der Lenkgeometrie auf die stationäre Kurventfahrt eines LKW," (Influence of Steering Geometry on the Stationary Cornering of a Truck), Automobile Industries, November 1974, pp. 21-25.
- 5- Pitts, S., and Wildig, A.W., "Effect of Steering Geometry on Self-Centering Torque and 'Feel' During Low-Speed Maneuvers," Automotive Engineer, Institution of Mechanical Engineers, June-July 1978, pp. 45-48.
- 6- Nordeen, D.L., and Cortese, A.D., "Force and Moment Characteristics of Rolling Tires," SAE Paper No. 640028 (713A), 1963, 13p.
- 7- 1991 Yearbook, The Tire & Rim Association Inc., Copley, OH, 1991.
- 8- Bundorf, R.T., "The Influence of Vehicle Design Parameters on Characteristic Speed and Understeer," SAE Paper No. 670078, 1967, 10p.
- 9- Bundorf, R.T., and Leffert, R.L., "The Cornering Compliance Concept for Description of Vehicle Directional Control Properties," SAE Paper No. 760713, 1976, 14p.
- 10- Ellis, J.R., Vehicle Dynamics, Business Books Limited, London, 199, 243 p.
- 11- Olley, M., "National Influences on American Messenger Car Design," Proceedings of the institution of Automobile Engineers, Vol. 32, 1938, pp. 509-572.
- 12- "Passenger Car and Light Truck Directional Control Response Test Procedures," SAE XJ266, Proposed Recommended Practice, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA.
- 13- "Steady-State Circular Test Procedure for Trucks and Buses," SAE J2181, Proposed Recommended Practice, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA.
- 14- "Road Vehicle-Steady-State Circular Test Procedure," International Standard ISO 4138, International Organization for Standardization, 1982, 14p.

گفتار هفتم - سیستم تعلیق



خودرو فایبا با سیستم‌های تعلیق جلو مک فرسون و پشت محور لنگان مرکب

پیش‌گفتار

با توجه به پیش زمینه‌ای که در گفتارهای پیشین درباره ویژگی‌های موثر سیستم تعلیق و نقش فرزندگی بر سواری و فرمان‌پذیری انجام پذیرفته است، اکنون مناسب است که گونه‌های مختلف تعلیق به کار رفته در خودروهای سواری نوین را بررسی نمود.

وظایف عمده سیستم تعلیق در خودرو به قرار زیر است:

- ایجاد نرمی عمودی برای پیروی چرخ‌ها از ناهمواری‌های جاده و جداسازی بدنه از

ناهمواری‌های جاده.

- نگهداری چرخ‌ها در زوایای مناسب فرمان و کمبر نسبت به سطح جاده.
 - واکنش در برابر نیروهای کنترلی ایجاد شده توسط تایلر که شامل نیروهای طولی (شتاب و ترمز)، نیروهای کناری (چرخش) و گشتاورهای رانشی و ترمزی می‌باشد.
 - مقاومت در برابر غلتش بدنه.
 - قرارپذیری مناسب «قراردهی تایلر در تماس با جاده با کمینه تغییرات در بار چرخ».
- ویژگی‌های مهم سیستم تعلیق از دیدگاه دینامیک خودرو به طور عمده مرتبط با رفتار و حرکات سینماتیکی آن و پاسخ آن در انتقال نیروها و گشتاورها از تایلر به بدنه است [۱-۴]. ویژگی‌های دیگر سیستم تعلیق که در فرآیند طراحی بایستی لحاظ گردد به قرار زیر است:
- هزینه
 - سنگینی و جای‌گیری
 - قابلیت ساخت و سادگی سرهم‌بندی

سیستم‌های تعلیق را به دو گروه یکپارچه و جداگانه دسته‌بندی می‌کنند. در هر گروه کارکردهای متفاوتی وجود دارد و بنابراین به دسته‌های دیگری تقسیم می‌گردند.

سیستم‌های تعلیق یکپارچه

در سیستم‌های تعلیق یکپارچه همراه با محورهای پیوسته، چرخ‌ها در دو انتهای یک تیر یکپارچه قرار داشته و حرکات هر یک از چرخ‌ها به دیگری منتقل می‌شود [۵]. بنابراین حرکات وابسته دو چرخ سبب تغییرات زوایای فرمان و کمبر در هر دو چرخ است. سیستم‌های تعلیق یکپارچه محرک (که محور زنده نیز نامیده می‌شوند) در محور پشت بسیاری از سواری‌ها و کامیون‌ها و همچنین در محور جلو بسیاری از کامیون‌ها چهار چرخ رانش به کار می‌روند. محورهای یکپارچه تیر صلب^۱ در جلوی بیشتر کامیون‌های سنگین که دارای ظرفیت حمل بار زیادی می‌باشند، به کار می‌رود. یکی از برتری‌های سیستم‌های محور پیوسته، نبود وابستگی زاویه کمبر چرخ‌ها به غلتش بدنه است. بنابراین تنها زاویه کمبر کمی در هنگام چرخش ایجاد می‌گردد، که این مقدار ناشی از فشار تایلر بیرون قوس است. همچنین تنظیم چرخ‌ها تغییر نمی‌کند، بنابراین سایش چرخ‌ها کاهش می‌یابد. کاستی عمده سیستم تعلیق یکپارچه با محور فرمان‌پذیر، آمادگی آن در برابر لرزش‌های فرمان

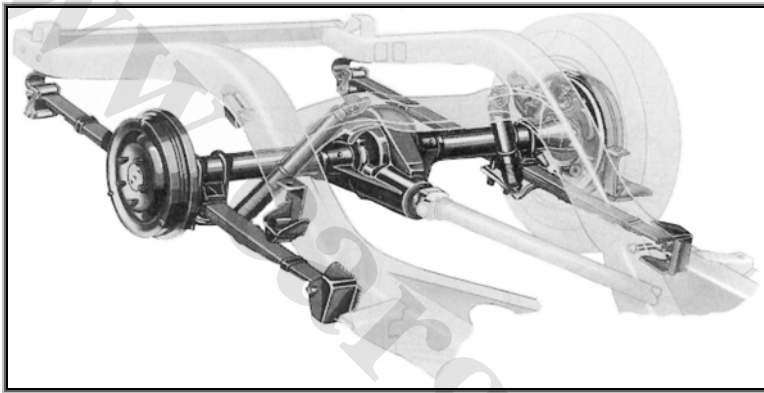
¹ - Solid Beam Axle

برخاسته از پدیده شیمی^۱ است.

سیستم تعلیق هاچکس

یکی از گونه‌های آشنای محورهای یکپارچه محرک، سیستم تعلیق هاچکس است [۵]. در این سیستم محور چرخ‌ها با یک فنر تخت بیضی‌گون مهار شده است و محور گردان طولی با لولای چهارشاخ^۲ حرکت را به آن منتقل می‌نماید (شکل ۷-۱).

در این سیستم، فنرها به صورت طولی قرار گرفته و در دو انتها به بدنه اتصال یافته‌اند و محور به وسط آن متصل شده است.



شکل (۷-۱) تعلیق هاچکس پشت

فنرهای تخت از ساده‌ترین و ارزانه‌ترین گونه‌های فنربندی می‌باشند. علیرغم نرمی عمودی، این فنرها در راستاهای کناری و طولی نسبتاً سخت بوده و بنابراین نیروهای گوناگون را در این راستاها از جرم معلق به جرم نامعلق انتقال می‌دهد. سیستم تعلیق هاچکس تا سال ۱۹۶۰ میلادی به گستردگی در محور پشت خودروهای سواری به کار می‌رفته است و هنوز هم در بسیاری از کامیون‌های سبک و سنگین به کار می‌رود.

کاستی فنرهای تخت در خودروهای سواری به سبب اصطکاک ذاتی میان لایه‌های فنر و نیز کاهش پایداری کناری خودرو بر اثر استفاده از فنرهای بلندتر با نرخ فنریت کمتر می‌باشد [۶]. استفاده از فنرهای نرم‌تر، به سبب نرمی زاویه‌ای بیشتر در راستای محور چرخ‌ها^۳ نیازمند استفاده از

^۱ - Shimmy

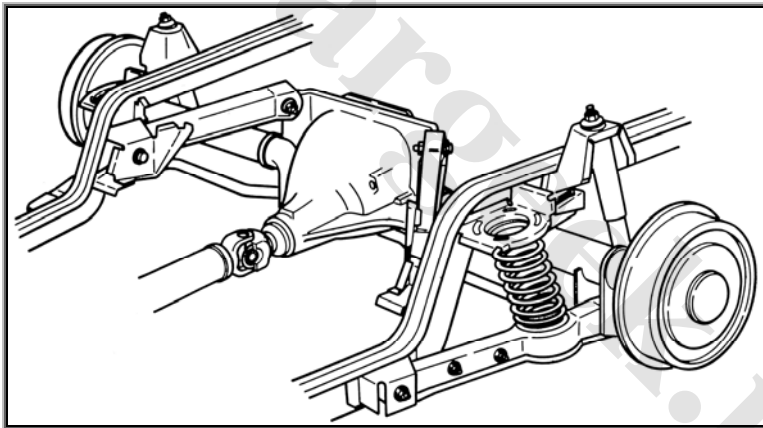
^۲ - Universal Or Hook Joint

^۳ - Wind Up

یک بازوی پیرو است تا در برابر گشتاورهای ترمزی واکنش نشان دهد. همچنین باید در برابر گشتاورهای رانشی بیشتر که در خودروهای پس از جنگ جهانی عمومیت یافته است، واکنش نشان دهد.

سیستم تعلیق چهار میله‌ای

به سبب کاستی‌های فرزندانی فنرهای تخت، سیستم تعلیق چهار میله‌ای پشت که در شکل ۷-۲ نمایانده شده است، در دهه‌های اخیر خودروهای سواری بزرگتر با محور یکپارچه و پشت رانش ایجاد گردیده است. بازوی کنترل‌گر پایینی، کنترل طولی محور را و بازوی بالایی، گشتاورهای ترمزی - رانشی و نیروهای کناری را جذب می‌کند. می‌توان دو بازوی بالایی را با یک بازوی مثلثی ساده جایگزین کرد، با این حال از نظر کارکرد شبیه همان چهار میله‌ای می‌باشد. کاربرد فنرهای مارپیچ (یا فنرهای بادی) به جای فنر تخت در این سیستم‌ها، خوش سواری بهتری را ارائه می‌کند. همچنین از دیدگاه ارتعاشی و لرزشی بهتر است، زیرا اصطکاک خشک کلمب که از کاستی‌های فنرهای تخت است، از بین می‌رود.



شکل (۷-۲) تعلیق چهار میله‌ای پشت

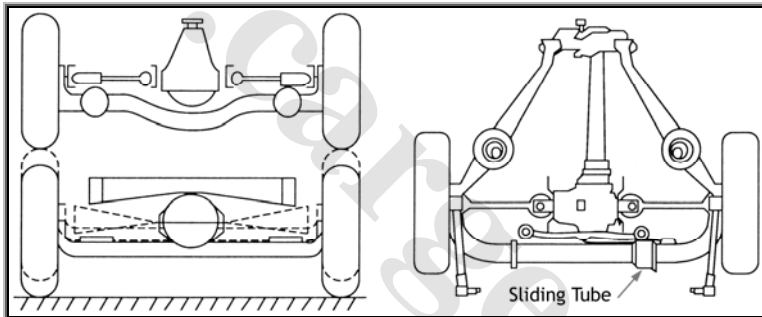
هر چند در این سیستم فنرهای مارپیچ نسبت به فنرهای تخت گرانتر می‌باشد، اما طراحی هندسی چهار میله اجازه کنترل بهتر موقعیت مرکز غلت، ویژگی‌های پادچمباتمه^۱، پادشیرجه^۲ و غلت فرمان را می‌دهد.

^۱ - Anti Squat

^۲ - Anti Dive

سیستم تعلیق دودیون

سیستم دودیون که در شکل ۷-۳ نشان داده شده است. این سیستم در سال ۱۸۹۴ میلادی توسط کانت دودیون^۱ و جرج بوتان^۲ اختراع شده است و پلی است میان محورهای یکپارچه و سیستم‌های تعلیق جداگانه، که کاربرد کمی دارد. این سیستم مشکل از یک تیوپ متقاطع میان دو چرخ محرک، دیفرانسیل متصل به بدنه و نیم شفت‌ها است. مانند سیستم‌های تعلیق یکپارچه، در دودیون نیز بر اثر اغتشاشات و حرکات سیستم، چرخ‌ها عمود می‌مانند، در حالی که سنگینی جرم نامعلق به سبب اتصال دیفرانسیل به بدنه کاهش یافته است. کنترل محور توسط سازوکار فنر تخت و یا بازوهای پیرو انجام می‌گیرد. از ویژگی‌های این سیستم، فضای درونی است که به سبب عدم نیاز به فاصله‌ای برای دیفرانسیل ایجاد شده است. از کاستی‌های این سیستم نیاز به لوله لغزنده^۳ و یا نیم شفت خمیده^۴ است که سبب افزودن اصطکاک به سیستم است.



شکل (۷-۳) تعلیق دودیون پشت

سیستم‌های تعلیق جداگانه

در سیستم‌های تعلیق جداگانه برعکس محورهای یکپارچه، اجازه حرکت عمودی به هر چرخ بدون تاثیر بر چرخ دیگر داده می‌شود. امروزه در بیشتر سواری‌ها و کامیون‌های سبک از سیستم تعلیق جداگانه در محور جلو استفاده می‌شود، به سبب فضای خالی که برای موتور وجود دارد و همچنین مقاومت بهتر در برابر لرزه‌های فرمان (لنگی^۵ و لرزش‌های شیمی چرخ). در فربندی‌های

^۱ - Count De Dion

^۲ - George Bouton

^۳ - Sliding Tube

^۴ - Splined Half Shaft

^۵ - Wobble

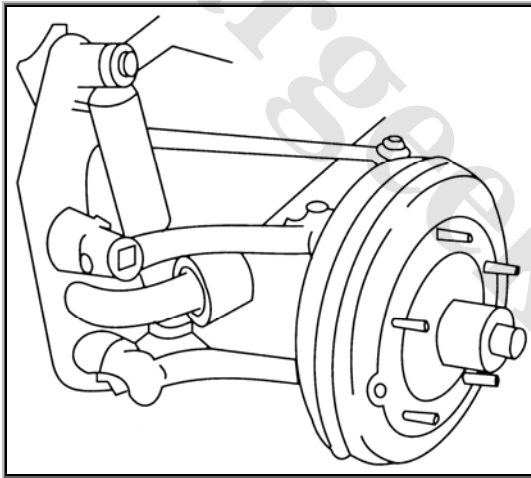
جداگانه سختی غلتشی بیشتری در ارتباط با نرخ عمودی فنرها وجود دارد که یک برتری محسوب می‌گردد.

نخستین فربندی جدا برای محور جلو در آغاز این قرن ایجاد شد. موریس اولی برای اعتبار بخشیدن به آن بسیار تلاش کرد [۸،۷]. او تشخیص داده بود که استفاده از این سیستم‌ها سبب کاهش لرزه‌های شیمی و لنگی چرخ می‌شود (به سبب جدا کردن و مجزا ساختن چرخ‌ها و تقسیم سنگینی خودرو بین دو چرخ). برتری‌های دیگر این سیستم‌ها به قرار زیر است:

- سادگی کنترل مرکز غلت با گزینش هندسه بازوهای کنترلی
- توانایی کنترل تغییرات فاصله جای پا یا گام محور بار اثر فراز و فرود^۱ چرخ‌ها
- تغییرات بیشتر فربندی
- سختی غلت بیشتر به ازای نرخ فنریت عمودی ثابت

سیستم تعلیق بازوهای پیرو

یکی از طرح‌های بسیار ساده و اقتصادی سیستم تعلیق جداگانه جلو، سیستم تعلیق بازو پیرو^۲ است، که توسط فولکس واگن و پورشه در زمان جنگ جهانی دوم استفاده می‌گردیده است.



شکل (۷-۴) تعلیق جداگانه بازوی پیرو و جلو

این فربندی که در شکل ۷-۴ نمایانده شده است، که در آن از دو بازوی پیرو برابر و هم‌راستا که

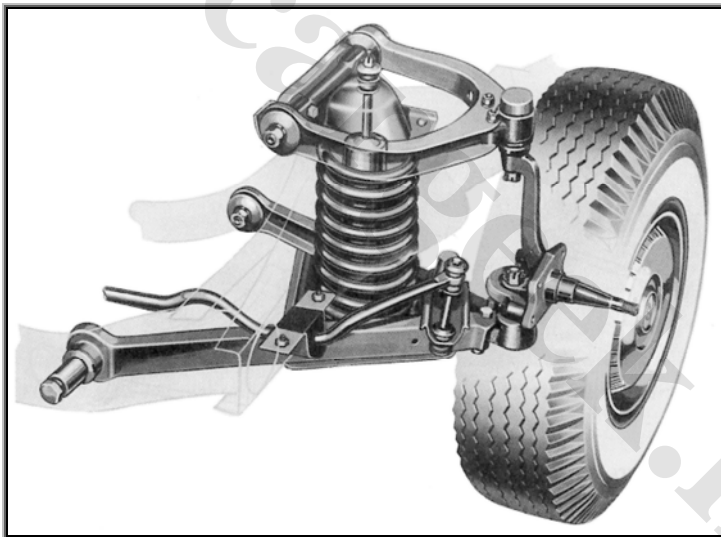
^۱ - Jounce & Rebound

^۲ - Trailing Arm Suspension

انتهای آنها به میله پیچشی (که فراهم گر ویژگی های فنری سیستم است) متصل است، استفاده شده است. با چنین طرحی، چرخ ها به موازات بدنه قرار گرفته و در هنگام غلتش بدنه، زاویه کمبر می یابند.

سیستم تعلیق دو جناغی جلو

سیستم تعلیق دو جناغی^۱ یا بازوی کوتاه و بلند^۲ جلو یکی از طرح های بسیار عمومی در فنربندی جلو خودروهای آمریکایی پس از جنگ جهانی دوم که از دو بازوی کنترلی کناری برای نگهداری چرخ مطابق شکل ۷-۵ استفاده می کند. اغلب بازوهای بالایی و پایینی دارای طول های نابرابر می باشند و به این دلیل آن را فنربندی بازوی کوتاه و بلند می نامند. در آمریکا به این بازوها، بازوهای A شکل می گویند و در انگلیس جناق می گویند. البته گاهی این پیکره بندی تغییر می کند، به طور نمونه بازوی بالایی با یک میله کناری جایگزین شده و یا بازوی پایینی با یک میله کناری و یک ستون نگهدارنده کششی^۳ زاویه دار جایگزین می شود، اما از نظر کارکرد یکی است.



شکل (۷-۵) تعلیق دو جناغی جلو با بازوهای A شکل

سیستم تعلیق دو جناغی به راحتی با خودروهای موتور جلو و پشت رانش سازگار است، به سبب

^۱ - Double Wishbone

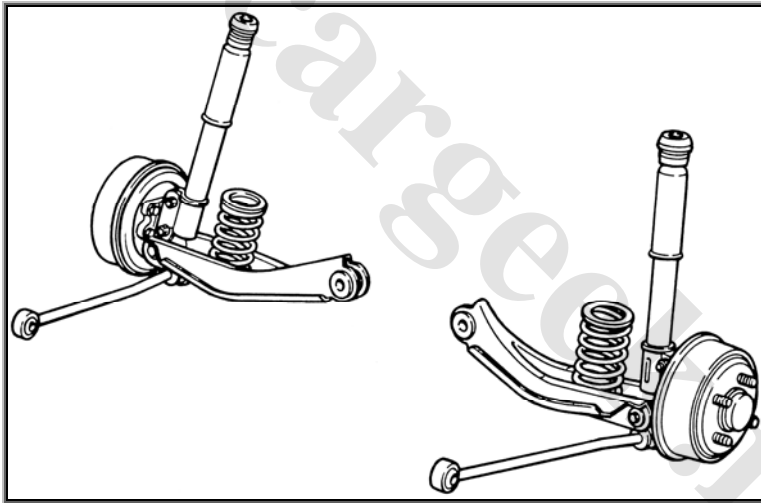
^۲ - Short Long Arm (SLA)

^۳ - Tension Strut

فضای زیادی که برای بستن طولی موتور ایجاد می‌کند. به علاوه برای خودروهای با قاب جداگانه که فنربندی را نگهداری می‌کند و بارها را جذب می‌کند، مناسب است. طراحی هندسی سیستم تعلیق دو جناغی بایستی به دقت انجام شود تا کارکرد خوبی داشته باشد. به سبب نابرابری بازوها، هندسه کمبر چرخ‌های بیرونی در هنگام غلتش بدنه بهبود یافته، اما معمولاً در چرخ درونی نامناسب است. برابری بازوها و موازی بودن آنها سبب حذف شرایط ناخواسته در چرخ درونی است اما اثر خشی سازی کمبر در چرخ بیرونی از بین می‌رود. همچنین بایستی چنان هندسه طراحی شود تا تغییرات فاصله جای پا یا گام محور در فراز و فرود فنربندی کمینه شده و در نتیجه سایش تایرها کاهش یابد.

ستون مکفرسون

ارلز اس مکفرسون^۱ یک سیستم تعلیق مشابه با فنربندی دو جناغی با پیکره‌بندی ستونی ایجاد کرد (شکل ۶-۷).



شکل (۶-۷) تعلیق ستونی مک فرسون

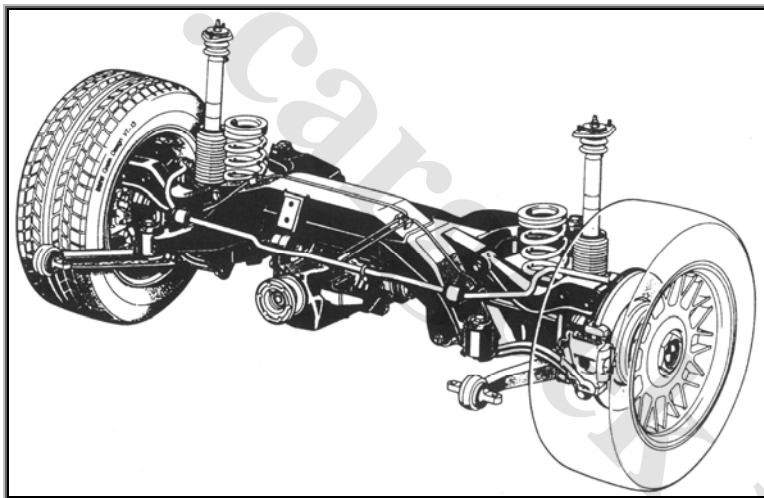
ستون یک عضو تلسکوپی است که وظیفه میرایش لرزش‌های اعمالی را دارد و به صورت پیوسته به چرخ‌ها در انتهای پایین متصل است و چرخ را در راستای کمبر نگهداری می‌کند. انتهای بالای آن به پوسته بدنه و یا شاسی متصل است و نیروهای کناری و طولی را می‌گیرد. ستون در فاصله‌ای

¹ - Earls S. MacPherson

درون چرخ قرار دارد، چرخ بر ستون گشتاور بیش‌گردش^۱ اعمال می‌کند که سبب ایجاد اصطکاک در ستون است. این اصطکاک با زاویه دادن به فنر مارپیچ نسبت به ستون خنثی می‌شود. در فریبندی مک فرسون فضای کناری زیادی برای نصب عرضی موتور وجود دارد و بنابراین به گستردگی در سواری‌های جلو رانش استفاده می‌شود. به سبب جدایی نقاط اتصال به بدنه، برای خودروهایی با ساختار تک بدنه‌ای^۲ مناسب است. ستون دارای جای‌گیری کمی بوده و ویژگی‌های جداسازی بار را نسبت به بدنه در محدوده گسترده‌ای دارا می‌باشد. از کاستی‌های آن ارتفاع زیاد نصب آن است که توانایی طراح را در پایین آوردن ارتفاع سپر کاهش می‌دهد.

سیستم تعلیق چند میله‌ای

در سال‌های اخیر، سیستم تعلیق چند میله‌ای^۳ جداگانه پشت کاملاً رواج یافته است. شکل ۷-۷ نمایانگر سیستمی است که در خودرو فورد تاروس مدل سمور^۴ استفاده شده است.



شکل (۷-۷) تعلیق چندمیله‌ای پشت خودرو BMW 850i

ویژگی چند میله‌ای‌ها در لولاهای مفصلی انتها بندک‌های آن است، که تحمل گشتاور خمشی را ندارند. به طور کلی در چهار میله‌ای بایستی حرکات طولی و کناری چرخ‌ها کنترل شود و همچنین

^۱ - Over Turning Moment

^۲ - Uni-Body

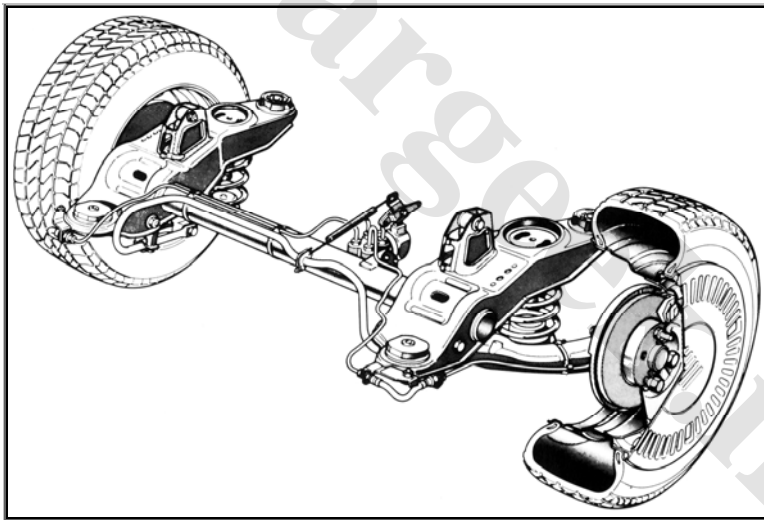
^۳ - Multi-Link

^۴ - Ford Taurus/Sable

در برابر گشتاور ترمزی واکنش نشان دهد. فنربندی پنج میله‌ای در سیستم‌های تعلیق پشت مرسدس بنز استفاده می‌شود. البته میله پنجم چرخ‌ها را بیش مقید می‌سازد، اما نرمی در پوش‌بندی سازوکار اجازه کنترل دقیق زاویه تور را در هنگام چرخش می‌دهد. بهره از اهرم‌بندی بندواره، انعطاف‌پذیری زیادی را در طراحی مناسب حرکت چرخ‌ها می‌دهد.

سیستم تعلیق پشت بازوی پیرو

سیستم تعلیق پشت بازوی پیرو بیشتر در خودروها گران و با کارایی بالا استفاده می‌شود. نمونه عمومی‌تر آن را می‌توان در خودروی آمریکایی کوروت دید که در شکل ۷-۸ نشان داده شده است. بازوهای کنترل یا پیرو، نیروهای طولی و گشتاور ترمزی را می‌گیرند و چمباتمه و خیز را کنترل می‌نمایند. در طراحی کوروت مفصل U شکل نیم‌شفاف‌ها به عنوان بازوی کنترل بالایی عمل می‌کند، و به همراه آن یک ستون میله‌ای به عنوان بازوی کنترل پایینی برای جذب حرکات کناری به کار می‌رود. در فنربندی‌های جداگانه به سبب قرارگیری دیفرانسیل در روی بدنه، وزن نامعلق خودرو کاهش می‌یابد.



شکل (۷-۸) تعلیق بازوی پیرو پشت خودرو فیات Tempra

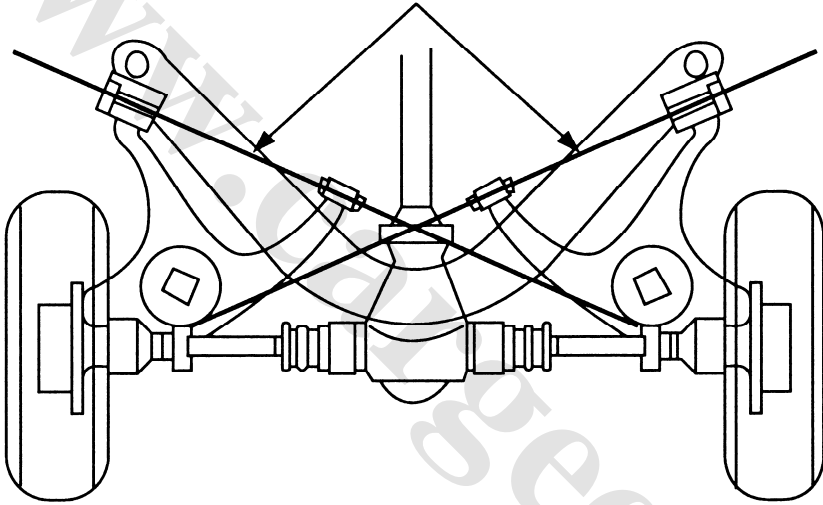
سیستم تعلیق بازوهای نیمه پیرو

فنربندی بازوهای نیمه پیرو^۱ پشت توسط بی‌ام‌و و مرسدس بنز عمومیت یافت. در این گونه که در

^۱ - Semi-Trailing Arm Suspension

شکل ۷-۹ نمایانده شده است، کمبر چرخ پشت بین حالت خالص بازوی پیرو (که تغییر کمبر نسبت به بدنه وجود ندارد) و محور آونگی است. محور لولا شده آن معمولاً در زاویه حدود ۲۵ درجه نسبت به خط عرضی خودرو است. در این فنربندی با فراز و فرود چرخ‌ها اثرات فرمان‌دهی به وجود می‌آید. ترکیب زاویه فرمان‌دهی و کمبر در چرخ بیرونی در برابر راستای چرخش مقاومت می‌کند. بنابراین در محور پشت اثر غلت کم‌فرمانی^۱ دارد، اما نرمی کناری که سبب فرمان‌دهی چرخ‌ها می‌باشد، اثر بیش‌فرمانی دارد و بایستی کنترل شود.

Pivot Axes



شکل (۷-۹) تعلیق بازوی نیمه پیرو پشت

سیستم تعلیق محور آونگی

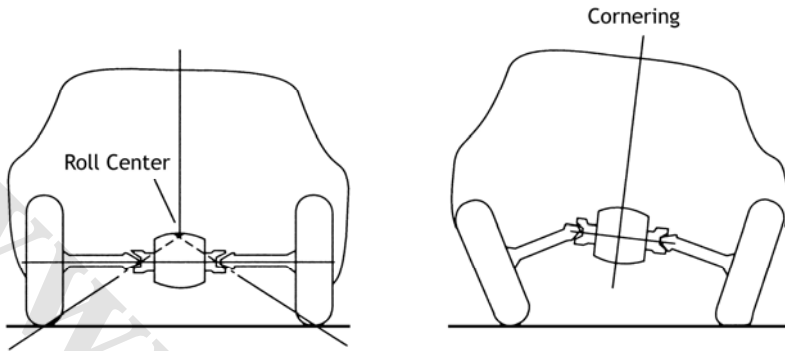
ساده‌ترین راه جداسازی سیستم تعلیق پشت بهره از یک محور شناور مطابق شکل ۷-۱۰ است. ادموند رامپلر سیستم تعلیق محور آونگی^۲ را در اواسط این قرن ایجاد کرد و از سال ۱۹۳۰ میلادی در خودروهای اروپایی مانند بیتل^۳ فولکس واگن استفاده گردید. رفتار کمبر را می‌توان از روی شفت‌های محور که به دیفرانسیل لولا شده‌اند به دست آورد. به سبب کوتاهی شعاع شفت‌ها تغییرات کمبر در حرکات فراز و فرود چرخ‌ها زیاد است. در نتیجه

^۱ - Roll UnderSteer

^۲ - Swing Arm

^۳ - Beetle

رفتار چرخشی ثابتی در فربندی محور آونگی وجود ندارد.



شکل (۷-۱۰) تعلیق بازوی آونگی پشت

یک مسأله بحرانی در سیستم‌های فربندی جداگانه و به ویژه برای فربندی محور آونگی و بازوی نیمه پیرو، مسأله قیچی کردن^۱ است. این پدیده در هنگام چرخش خودرو که در هر دو تایر نیروهای کناری ایجاد می‌شود، اما تایر بیرونی (که بار بیشتری را حمل می‌کند) نیروی کناری بیشتری دارد، اتفاق می‌افتد. مولفه درونی نیروی کناری سعی در بلند کردن خودرو دارد، به طوری که چرخ‌ها با نسبت به هم زاویه^۲ می‌گیرند. این پدیده سبب بلند شدن بدنه (کاهش مقاومت در برابر باژگونش) و کاهش نیروهای کناری آن محور به سبب نیروی کمبر است و در نتیجه منجر به ناپایداری سمتی و باژگونی خودرو است. بنابراین تا هنگامی که از یک بازوی کنترل کناری دیگر برای محدود نمودن حرکت چرخ در شتاب‌های کناری بالا استفاده نشود، مسایل جدی در کنترل رفتار سمتی وجود خواهد داشت. این ویژگی‌های تعلیق محور آونگی کاملاً شناخته شده است و به طور نمونه در سواری کوروایر^۳ در سال ۱۹۶۰ اعمال شده است [۹].

هندسه تعلیق پادچمباتمه و پادناوش

در گفتارهای نخستین اشاره شد که در هنگام شتاب‌گیری بار چرخ‌های پشت به سبب «جابجایی طولی بار» افزایش می‌یابد. بار محور پشت به فرار زیر است:

$$W_r = W \left(\frac{b}{L} + \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \right) \quad (1-7)$$

^۱ - Jacking

^۲ - Tuck Under

^۳ - Corvair

عبارت دوم سمت راست معادله بالا اثر جابجایی بار است. این بار به محور و چرخ‌ها از طریق سیستم تعلیق منتقل می‌گردد. بنابراین در تعلیق پشت فشردگی ایجاد خواهد شد، که در حالت خودرو پشت رانش به آن «چمباتمه یا نشست بر اثر توان»^۱ می‌گویند. به همین ترتیب در محور جلو کشیدگی ایجاد می‌شود. ترکیب فرود پشت و فراز جلو سبب حرکت ناوشی خودرو است. می‌توان سیستم تعلیق را چنان طراحی کرد تا در برابر اثر جابجایی بار مقاومت کرده و میزان نشست پشت و زاویه ناوش خودرو کمینه شود.

بررسی بازوی پیرو معادل

هندسه تعلیق در محور پشت رانش می‌تواند چنان برگزیده شود که نیروهای پادچمباتمه ایجاد گردد. با توجه به این نکته که همه تعلیق‌ها از نظر کارکرد معادل یک بازوی پیرو می‌باشند، به سادگی می‌توان سیستم را حرکت‌شناسی و نیروشناسی کرد. برای بررسی، یک محور محرک را که دارای بازوهای کنترل بالایی و پایینی است، مطابق شکل ۷-۱۱ در نظر بگیرید. نیروی کشنده یا رانشی جاده (F_x) است. نیروی (F_z) واکنش عمودی زمین به مولفه‌های عمودی نیروهای ناشی از بازوهای کنترل است. از نیروی استاتیکی بار در بررسی چشم‌پوشی می‌گردد. با نوشتن قانون دوم نیوتن در راستای عمودی و افقی و گشتاورگیری حول نقطه لولای بازوی کنترل پایینی به حامل چرخ (O) داریم:

$$F_x + P_1 \cos(\theta_1) - P_2 \cos(\theta_2) = 0 \quad (۲-۷)$$

$$F_z - P_1 \sin(\theta_1) - P_2 \sin(\theta_2) = 0 \quad (۳-۷)$$

$$z_2 F_x - z_1 P_1 \cos(\theta_1) = 0 \quad (۴-۷)$$

اندازه P_1 با پاسخ‌یابی معادله ۷-۴ به قرار زیر است:

$$P_1 = \frac{z_2}{z_1} \frac{F_x}{\cos(\theta_1)} \quad (۵-۷)$$

با گمان زوایای کوچک و بازنویسی معادلات ۷-۲ و ۷-۵ داریم:

$$P_2 = \frac{F_x \left(1 + \frac{z_2}{z_1} \right)}{\cos(\theta_2)} \quad (۶-۷)$$

همچنین اندازه F_z با پاسخ‌یابی معادله ۷-۳ به قرار زیر است:

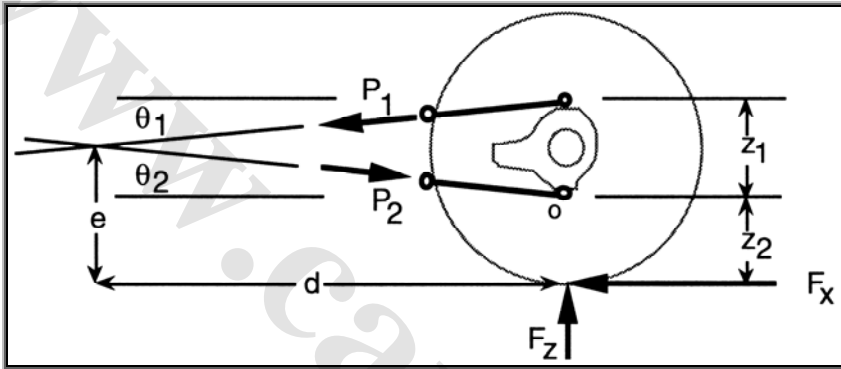
^۱ - Power Squat

$$F_z = P_1 \sin(\theta_1) + P_2 \sin(\theta_2) = F_x \frac{z_2}{z_1} \tan(\theta_1) + F_x \left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right) \tan(\theta_2) \quad (7-7)$$

با بهره از هندسه مسأله داریم:

$$\tan(\theta_1) = \frac{z_2 + z_1 - e}{d} \quad (7-8)$$

$$\tan(\theta_2) = \frac{e - z_2}{d}$$



شکل (7-11) نیروهای اعمالی به تعلیق با محور محرک

با جایگذاری مقادیر بالا در معادله 7-7، نسبت نیروها به قرار زیر است:

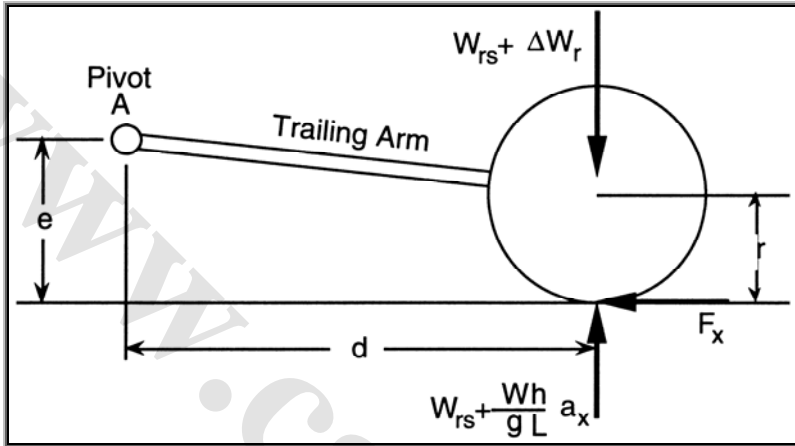
$$\frac{F_z}{F_x} = \frac{e}{d} \quad (7-9)$$

معادله 7-9 دارای نتیجه یکسانی خواهد بود، اگر بازوهای کنترل را با یک بازوی پیرو که روی بدنه در محل تقاطع بازوهای کنترل لولا گردیده است، تعویض نماییم. محل تقاطع بیانگر «نقطه واکنش مجازی»¹ است که می‌توان واکنش گشتاوری بازوهای کنترل تعلیق و تمامی برهم‌کنش‌های آن را با دو نیروی ساده طولی و عمودی اعمالی به بدنه در این نقطه جایگزین ساخت.

با توجه به این که هر سیستم تعلیقی از نظر کارکرد معادل یک بازوی پیرو است، بنابراین کارکرد پادچمباتمه را می‌توان با پیکره آزاد محور پشت رانش مطابق شکل 7-12 انجام داد. در این شکل نقطه A یک لولای مجازی بر روی بدنه خودرو است. از آنجا که بازو به صورت یکپارچه به

¹ - Virtual Reaction Point

محور متصل است (در برابر حرکت زاویه‌ای محور^۱ در راستای آن مقاومت می‌کند) بنابراین توانایی انتقال نیروی عمودی را به جرم معلق دارد و می‌توان آن را برای خنثی سازی چمباتمه طراحی کرد.



شکل (۷-۱۲) نیروهای اعمالی به محور محرک پشت در هنگام شتاب‌گیری

محور یکپارچه محرک پشت

این سیستم با اعمال قانون دوم نیوتن برای گشتاورها حول نقطه لولا A بررسی می‌شود. برآیند این گشتاورها هنگام تعادل سیستم بایستی صفر شود. توجه گردد که بار چرخ‌ها از دو مولفه تشکیل شده است، مولفه ایستا به علاوه مولفه پویا که برخاسته از جابجایی بار در هنگام شتاب‌گیری است. همچنین برای سادگی بررسی از سنگینی محور پشت چشم‌پوشی گردیده است. با مثبت گرفتن گشتاورهای پادساعتگرد داریم:

$$\sum M_A = W_{rs} d + \frac{W}{g} \frac{h}{L} a_x d - W_{rs} d - (\Delta W_r) d - F_x e = 0 \quad (10-7)$$

که در رابطه بالا:

W_{rs} بار استاتیکی محور که با بار استاتیکی تعلیق برابر است

ΔW_r تغییرات بار تعلیق در هنگام شتاب‌گیری

از این معادله می‌توان تغییر بار تعلیق پشت را پاسخ‌یابی نمود.

^۱ - Wind Up

$$\Delta W_r = \frac{W}{g} \frac{h}{L} a_x - F_x \frac{e}{d} = K_r \delta_r \quad (11-7)$$

که در رابطه بالا:

K_r نرخ فنر تعلیق پشت

δ_r تغییر شکل تعلیق پشت (در جهش مثبت است)

به سبب جابجایی طولی بار، تعلیق جلو در حالت کشیدگی قرار می‌گیرد و اندازه آن به قرار زیر است:

$$\Delta W_f = -\frac{W}{g} \frac{h}{L} a_x = K_f \delta_f \quad (12-7)$$

زاویه ناوش خودرو (θ_p) در هنگام شتاب‌گیری برابر است با مجموع تغییرات جابجایی تعلیق بخش بر فاصله محورها. بنابراین:

$$\theta_p = \frac{\delta_r - \delta_f}{L} = \frac{1}{L} \frac{W}{g} \frac{h}{L} \frac{a_x}{K_r} - \frac{1}{L} \frac{F_x}{K_f} \frac{e}{d} + \frac{1}{L} \frac{W}{g} \frac{h}{L} \frac{a_x}{K_f} \quad (13-7)$$

با توجه به اینکه نیروی طولی برابر است با حاصل ضرب سنگینی در شتاب، بنابراین معادله بالا را می‌توان به شکل زیر باز نوشت:

$$F_x = \frac{W}{g} a_x$$

$$\theta_p = \frac{1}{L} \frac{W}{g} \frac{h}{L} \frac{a_x}{K_r} - \frac{1}{L} \frac{W}{g} \frac{a_x}{K_r} \frac{e}{d} + \frac{1}{L} \frac{W}{g} \frac{h}{L} \frac{a_x}{K_f}$$

$$\theta_p = \frac{1}{L} \frac{W}{g} a_x \left(\frac{1}{K_r} \frac{h}{L} - \frac{1}{K_r} \frac{e}{d} + \frac{1}{K_f} \frac{h}{L} \right) \quad (14-7)$$

به سادگی از معادله بالا می‌توان شرایط صفر بودن زاویه ناوش را به دست آورد.

$$\frac{e}{d} = \frac{h}{L} + \frac{h}{L} \frac{K_r}{K_f} \quad (15-7)$$

عبارت نخست سمت راست متناظر است با شرایط رسیدن به پادچمباتمه در تعلیق پشت. به عبارتی اگر $(e/d) = (h/L)$ ، آنگاه تعلیق پشت در هنگام شتاب‌گیری تغییرات نشست و چمباتمه نخواهد داشت. در حالتی که این رابطه برقرار نباشد، اندازه‌ای که خودرو به آن می‌رسد را درصد پادچمباتمه گویند. به طور نمونه اگر $(e/d) = 0.5(h/L)$ آنگاه تعلیق ۵۰ درصد پادچمباتمه است.

از آنجا که (h/L) در بیشتر سواری‌ها در حدود ۰/۲ است، بنابراین رسیدن به پادچمباتمه کامل

نیازمند طول بازوی پیرو موثر حدود پنج برابر ارتفاع (e) است.

معادله پادچمباتمه $(e/d) = (h/L)$ بیانگر مکان هندسی نقاطی است که از محل تماس تایر و زمین آغاز و به بلندی گرانیگاه روی محور جلو می‌رسد. قرار دادن لولای بازوی پیرو در هر نقطه از این خط سبب ایجاد ۱۰۰ درصد پادچمباتمه است.

ارضای معادله بالا با لحاظ کردن عبارت دوم نشانگر این است که تعلیق پشت مقداری فراز خواهد داشت، برای خنثی کردن کشیدگی تعلیق جلو. بنابراین سطح خودرو ثابت نگه داشته می‌شود. معادله کامل نمایانگر رابطه پادناوش کامل است. از آنجا که نسبت سختی تعلیق جلو و پشت حدود ۱ است، شرایط پادناوش تقریباً به قرار زیر است:

$$\frac{e}{d} \approx \frac{h}{L} + \frac{h}{L} = 2 \frac{h}{L} \quad (16-7)$$

مکان هندسی نقاط پادناوش از محل تماس تایر و جاده آغاز و به بلندی گرانیگاه در فاصله محورها می‌رسد. بنابراین پادناوش هنگامی اتفاق می‌افتد که نقطه لولای بازوی پیرو روی خط واصل مرکز تماس تایر و جاده به گرانیگاه قرار گیرد.

عموماً مقداری نشست یا چمباتمه و ناوش در هنگام شتاب‌گیری ایجاد می‌شود. بنابراین جبران‌سازی کامل ناممکن است. کارکرد پادچمباتمه را نمی‌توان به تنهایی بدون در نظرگیری سایر مودهای کارکردی خودرو طراحی کرد. هنگام کوتاه بودن بازوی پیرو، محور پشت در نزدیکی حد رانشی چرخ‌ها در هنگام شتاب‌گیری در برابر پدیده لرزش ناشی از اعمال توان^۱ قرار می‌گیرد. هدف از طراحی پادچمباتمه با اهداف طراحی ترمزگیری و فرمان‌پذیری در تضاد است. همچنین قرارگیری مرکز لولا در بالای محور چرخ سبب ایجاد بیش‌فرمانی غلت است.

محور جداگانه محرک پشت

در حالت پیکره‌بندی خودرو پشت رانش با تعلیق جداگانه، نمودار پیکره آزاد و بررسی آن تا حدودی نسبت به بررسی بالا متفاوت است. این اختلاف برخاسته از واکنش گشتاور رانشی در پیکره آزاد سیستم است با اندازه $T_d = rF_x$ ، که شعاع چرخ است. دیفرانسیل که بر روی خودرو قرار دارد گشتاور رانشی را بر بدنه از طریق نیم شفت‌ها اعمال می‌دارد (شکل ۷-۱۲). این مسأله معادله ۷-۱۰ را به صورت زیر تغییر می‌دهد:

^۱ - Power Hop

$$\sum M_A = W_{rs}d + \frac{W}{g} \frac{h}{L} a_x d - W_{rs}d - \Delta W_r d - F_x(e-r) = 0 \quad (17-7)$$

اعمال این تغییر سبب تغییر معادله ۷-۱۴ به صورت زیر است:

$$\theta_p = \frac{1}{L} \frac{W}{g} a_x \left(\frac{1}{K_r} \frac{h}{L} - \frac{1}{K_r} \frac{e-r}{d} + \frac{1}{K_f} \frac{h}{L} \right) \quad (18-7)$$

بنابراین شرایط جبران سازی چمباتمه به طور کامل به قرار زیر است:

$$\frac{e-r}{d} = \frac{h}{L} + \frac{h}{L} \frac{K_r}{K_f} \quad (19-7)$$

بنابراین ۱۰۰ درصد پادچمباتمه در تعلیق پشت مرتبط با اندازه زیر است:

$$\frac{(e-r)}{d} = \frac{h}{L}$$

محور یکپارچه محرک جلو

در حالت محور محرک جلو، انجام بررسی‌های بالا سبب تغییر علامت بعضی از عبارات است. معادله به دست آمده به قرار زیر است:

$$\theta_p = \frac{1}{L} \frac{W}{g} a_x \left(\frac{1}{K_r} \frac{h}{L} - \frac{1}{K_r} \frac{h}{L} + \frac{1}{K_f} \frac{e}{d} \right) \quad (20-7)$$

$$\frac{e}{d} = -\frac{h}{L} - \frac{h}{L} \frac{K_f}{K_r} \quad (21-7)$$

عبارت نخست سمت راست معادله ۷-۲۱ اکنون متناظر با پادفراز محور جلو است، به جای پادچمباتمه محور پشت. علامت منفی سمت راست نمایانگر این است که لولا بایستی پیش از محور قرار گیرد، که متناظر است با چیدمان بازوی بیشرو موثر برای نیل به رفتار پادفراز^۱.

محور جداگانه محرک جلو

معادله قابل قیاس برای محور جداگانه محرک جلو که در بیشتر خودروهای جلو رانش امروزی صادق است به قرار زیر است:

$$\theta_p = \frac{1}{L} \frac{W}{g} a_x \left(\frac{1}{K_r} \frac{h}{L} + \frac{1}{K_f} \frac{h}{L} + \frac{1}{K_f} \frac{e-r}{d} \right) \quad (22-2)$$

$$\frac{e-r}{d} = -\frac{h}{L} - \frac{h}{L} \frac{K_f}{K_r} \quad (23-2)$$

¹ - Anti Lift

چهار چرخ رانش

حالت چهار چرخ رانش را با هر دو تعلیق جداگانه در نظر می‌گیریم. کارکرد آن وابسته به چگونگی توزیع نیروی رانشی میان محور جلو و پشت است. فرض می‌شود که (ξ) بیانگر کسر نیروهای رانشی ایجاد شده در محور جلو است. بنابراین:

$$F_{x_f} = \xi F_x \quad (24-2)$$

$$F_{x_r} = (1 - \xi) F_x$$

تغییرات بار هر محور به قرار زیر است:

$$\Delta W_r = \frac{W}{g} \frac{h}{L} a_x - (1 - \xi) F_x \frac{e_r - r}{d_r} = K_r \delta_r \quad (25-2)$$

$$\Delta W_f = \frac{W}{g} \frac{h}{L} a_x - \xi F_x \frac{e_f - r}{d_f} = K_f \delta_f \quad (26-2)$$

بنابراین معادله ناوش به قرار زیر است:

$$\theta_p = \frac{1}{L} \frac{W}{g} a_x \left(\frac{1}{K_r} \frac{h}{L} - \frac{(1 - \xi) e_r - r}{K_r d_r} + \frac{1}{K_f} \frac{h}{L} + \frac{\xi e_f - r}{K_f d_f} \right) \quad (27-2)$$

این معادله بیان می‌دارد که با صفر بودن مجموع درون پرانتز، زاویه ناوش خودرو صفر است. این معادله بیانگر این است که پادچمباتمه و پادناوش وابسته به ترکیبی از ویژگی‌های خودرو مانند هندسه تعلیق، سختی تعلیق و توزیع نیروی رانشی است.

در حالتی که یک یا هر دو محور یکپارچه هستند، عبارت مربوط به ناوش را می‌توان با صفر قرار دادن (r) در آن محور به دست آورد.

هندسه پادشیرجه تعلیق

جابجایی طولی بار متناظر با ترمزگیری که منجر به ناوش رو به جلو خودرو است ایجادگر «شیرجه ترمزی» است. همانطور که می‌توان تعلیق را برای مقاومت در برابر چمباتمه در شتاب‌گیری طراحی کرد، با همان اصول می‌توان نیروهای پادشیرجه^۲ را در هنگام ترمزگیری ایجاد کرد. از آنجا که به طور مجازی ترمزها روی چرخ‌های معلق قرار دارند (تنها استثناء ترمزهای M-Board در تعلیق‌های جداگانه است)، گشتاور ترمزی به تعلیق اعمال می‌شود و با طراحی مناسب می‌توان نیروهای مقاوم در برابر شیرجه را ایجاد نمود.

¹ - Brake Dive

² - Anti Dive

با بهره از تحلیلی مشابه آنچه که برای روابط و معادلات نمونه پادچمباتمه خودرو چهار چرخ رانش انجام پذیرفت، می توان نشان داد که پادشیرجه دارای روابطی به قرار زیر است:

• تعلیق جلو

$$\frac{e_f}{e_r} = \text{Tan}(\beta_f) = -\frac{h}{\xi L} \quad (28-2)$$

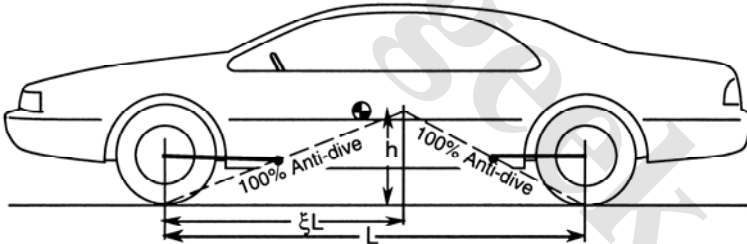
• تعلیق پشت

$$\frac{e_r}{d_r} = \text{Tan}(\beta_r) = \frac{h}{(1-\xi)L} \quad (29-2)$$

که در رابطه بالا:

ξ بخشی از نیروی ترمزی که در محور جلو ایجاد می گردد.

بنابراین برای دستیابی به ۱۰۰ درصد پادشیرجه در محور جلو و ۱۰۰ درصد پادخیز محور پشت، لولای بازوی پیرو موثر بایستی بر روی مکان هندسی نقاط معرفی شده این نسبت ها قرار داشته باشد. شکل ۷-۱۳ نمایانگر این شرایط است. اگر لولا در پایین این مکان هندسی باشد، ۱۰۰ درصد پادشیرجه به دست نمی آید، اگر بالای این مکان هندسی باشد، آنگاه در هنگام ترمزگیری جلوی خودرو خیز برداشته و پشت چمباتمه می زند.



شکل (۷-۱۳) نمایش شرایط پادشیرجه

عملاً ۱۰۰ درصد پادشیرجه به ندرت استفاده می شود. بیشینه پادشیرجه به ندرت از ۵۰ درصد تجاوز می کند. چند دلیل آن به قرار زیر است:

- برای پادشیرجه کامل بایستی لولا را در بالای نقطه پادچمباتمه کامل قرار داد. بنابراین خیز ناشی از شتاب در محورهای یکپارچه محرک ایجاد می شود.
- ترمزگیری و ایست خودرو به طوری که خودرو صاف بماند مطلوب نیست.
- هنگام پادشیرجه کامل، تغییرات زاویه کستر تعلیق جلو ممکن است در هنگام ترمزگیری

سبب ایجاد اثرات فرمان‌دهی شوند.

- هندسه سیستم فرمان لازم ممکن است کاملاً پیچیده باشد.
- تغییرات اضافی در سرعت غلتشی که در زنجیره رانش در هنگام فراز و فرود چرخ‌ها سبب ایجاد سر و صدا در چرخ‌دنده‌های رانش است.
- در تعلیق پشت، مسایل بیش‌فرمانی به سبب بالا بردن مکان لولا ایجاد می‌شود.
- اگر بازوی پیرو خیلی کوتاه باشد، پرش ترمزی چرخ ایجاد می‌شود. این اثر با طراحی تعلیق با بازوی موثر بلندتر کاهش می‌یابد.
- کارکرد اغتشاشات صوتی خودرو کاهش می‌یابد.

مسایل نمونه

مساله ۱

هندسه تعلیق مناسب، به منظور دست‌یابی ۱۰۰ درصد عدم نشست تعلیق پشت (پادنشست) و هندسه مناسب برای دستیابی به عدم غلتش کامل (پادغلتش)، برای یک خودرو که اکسل پشت آن یکپارچه بوده و چرخ‌های پشت محرک هستند را بیابید. همچنین نرخ غلتش (بر حسب زاویه غلتش به شتاب گرانش) خودرو را وقتی که هندسه تعلیق برای ۱۰۰ درصد عدم نشست اکسل پشت (پادنشست) طراحی شده باشد، بیابید. نرخ فنریت تعلیق پشت و جلو به ترتیب برابر با ۱۶۹ و ۲۵۸ پوند بر اینچ هستند (هر یک از نرخ‌های فنریت، برابر مجموع فنریت چرخ‌های چپ و راست هستند).

ارتفاع گرانیگاه برابر ۲۰/۵ اینچ و فاصله دو چرخ جلو و پشت ۱۰۸/۵ اینچ است.

پاسخ

از آنجایی که خودرو دارای سیستم تعلیق اکسل یکپارچه پشت می‌باشد و چرخ‌های پشت محرک هستند. طبق معادله ۷-۱۵ داریم:

$$\frac{e}{d} = \frac{h}{L} + \frac{h K_f}{L K_r}$$

$$\frac{e}{d} = \frac{20.5}{108.5} + \frac{20.5}{108.5} \frac{169}{285} = 0.189 + 0.112 = 0.301$$

اگر سیستم تعلیق به ۱۰۰ درصد عدم نشست اکسل پشت (پادنشست) دست یابد، مقدار e/d باید برابر ۰/۱۸۹ باشد. برای دستیابی به عدم غلتش کامل خودرو (پادغلتش کامل) به سمت جلو، باید

e/d برابر ۰/۳۰۱ باشد. نرخ شتاب غلتشی خودرو از رابطه ۷-۱۸ به صورت زیر به دست می آید:

$$\theta_p = \frac{1}{L} \frac{W}{g} a_x \left(\frac{1}{K_r} \frac{h}{L} - \frac{1}{K_r} \frac{e}{d} + \frac{1}{K_f} \frac{h}{L} \right)$$

$$\frac{\theta_p}{a_x} = \frac{1}{108.5(\text{in})} \frac{4074(\text{lb})}{386 \left(\frac{\text{in}}{\text{sec}^2} \right)} \left(\frac{1}{169 \left(\frac{\text{lb}}{\text{in}} \right)} \frac{20.5}{108.5} - \frac{0.189}{169 \left(\frac{\text{lb}}{\text{in}} \right)} + \frac{1}{285 \left(\frac{\text{lb}}{\text{in}} \right)} \frac{20.5}{108.5} \right)$$

$$\frac{\theta_p}{a_x} = 0.0000645 \left(\text{rad} \frac{\text{in}}{\text{sec}^2} \right) = 0.0249 \left(\frac{\text{rad}}{\text{g}} \right) = 1.43 \left(\frac{\text{deg}}{\text{g}} \right)$$

مساله ۲

نرخ غلتش ناشی از شتاب را برای یک خودرو جلو رانش که دارای سیستم تعلیق جلوی مستقل می باشد، را در حالتی که اجازه بلند شدن اکسل جلوی خودرو (پادبالا رفتن) را می دهد، تعیین کرده و مقدار آن را تحت شرایطی که هندسه تعلیق اجازه بلند شدن اکسل جلو را به صورت کامل (قابلیت پادبالا رفتن) نمی دهد، به دست آورید.

اطلاعات لازم

ارتفاع گرانیکاه برابر ۲۰/۵، فاصله دو اکسل برابر ۱۰۸/۵ است

وزن در نظر گرفته شده خودرو برابر ۴۵۴۹ پوند و نرخ فنریت تعلیق های جلو و پشت به ترتیب برابر با ۲۸۷ و ۱۷۴ پوند بر اینچ می باشد.

پاسخ

معادله غلتش برای خودرو جلو رانش رابطه ۷-۲۲ می باشد. اکسل جلو - با توجه به طراحی هندسه تعلیق بایستی اجازه بلند شدن اکسل جلوی خودرو را ندهد (حالت پادبالا رفتن) سومین عبارت سمت راست معادله برابر صفر است.

$$\frac{\theta_p}{a_x} = \frac{1}{L} \frac{W}{g} \left(\frac{1}{K_r} \frac{h}{L} + \frac{1}{K_f} \frac{h}{L} \right)$$

$$\frac{\theta_p}{a_x} = \frac{1}{108.5} \frac{4549(\text{lb})}{386 \left(\frac{\text{in}}{\text{sec}^2} \right)} \left(\frac{1}{1.74 \left(\frac{\text{lb}}{\text{in}} \right)} \frac{20.5(\text{in})}{108.5(\text{in})} + \frac{1}{287 \left(\frac{\text{lb}}{\text{in}} \right)} \frac{20.5(\text{in})}{108.5(\text{in})} \right)$$

$$\frac{\theta_p}{a_x} = 0.0455 + 0.0276 \left(\frac{\text{rad}}{\text{g}} \right) = 4.2 \left(\frac{\text{deg}}{\text{g}} \right)$$

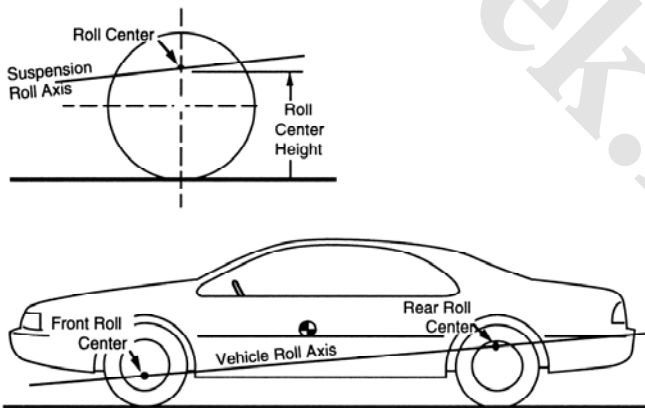
اگر هندسه تعلیق طوری باشد که اجازه بلندشدن اکسل جلو (پادبالا رفتن) داده نشود، عبارت دوم این معادله صفر می‌شود، در این حالت نرخ شتاب غلتشی خودرو برابر است با:

$$\frac{\theta_p}{a_x} = 0.0455 \left(\frac{\text{rad}}{\text{g}} \right) = 2.61 \left(\frac{\text{deg}}{\text{g}} \right)$$

بررسی مرکز غلت

از ویژگی‌های مهم تعلیق مکانی است که از آن نیروهای کناری ایجاد شده در چرخ‌ها به جرم معلق منتقل می‌گردد. این نقطه را که مرکز غلت می‌نامند، بر رفتار جرم‌های معلق و نامعلق تاثیرگذار است و مستقیماً بر چرخش خودرو تاثیر می‌گذارد.

هر سیستم تعلیقی دارای مرکز غلت است، که نقطه‌ای است در صفحه عمودی کناری که از مرکز چرخ‌ها می‌گذرد و نیروهای کناری اعمالی به آن به جرم معلق بدون ایجاد غلتش در تعلیق منتقل می‌شود [۱۰]. این نقطه با توجه به این واقعیت که هر تعلیقی دارای محور غلت است که همان محور آنی غلتش جرم نامعلق نسبت به جرم معلق است هنگامی که گشتاور خالص به جرم نامعلق اعمال می‌شود، معرفی می‌گردد. مرکز غلت محل تقاطع محور غلت تعلیق با صفحه عمودی گذرنده از مرکز هر دو چرخ است. این تعاریف در شکل ۷-۱۴ نمایانده شده است. بلندی مرکز غلت عبارت است از فاصله مرکز غلت از زمین. با دانستن مرکز غلت تعلیق جلو و پشت، آنگاه خط گذرنده از این دو محور غلت است. این محور عبارت است از محور آنی غلتش خودرو نسبت به زمین هنگام ساخت خالص.



شکل (۷-۱۴) تعاریف مرکز و محور غلت تعلیق

اشاره به آنی بودن محور در تعاریف بالا برای آگاهی خواننده نسبت به این واقعیت است که محور فقط در غیاب حرکت غلت صحیح است. هنگام غلتیدن بدنه تغییرات هندسه در بیشتر تعلیق‌ها سبب جابجایی مرکز است و بنابراین نقطه ثابتی نیست. این مفهوم در هنگام بحث بر روی مکان اعمال نیروها به جرم معلق که برای بررسی رفتار صفحه کناری لازم است، استفاده می‌گردد.

مراکز غلت محورهای یکپارچه

محور و مرکز غلت تعلیق را با توجه به آرایش و نمای هندسه تعلیق در دید صفحه‌ای و از دید عمودی می‌توان به دست آورد. برای بررسی ما از نقطه واکنش مجازی و رسم آن استفاده می‌کنیم. (نقطه واکنش مجازی مانند مرکز آنی است که در بررسی بندواره‌ها به کار می‌رود، اما ما از این نام استفاده نمی‌کنیم زیرا آن بیانگر مرکز حرکت است در حالی که در واقع این طور نیست). از نظر فیزیکی نقطه واکنش مجازی محل تقاطع محور هر یک از بازوهای کنترل تعلیق است.

از نظر مکانیکی آن نقطه جایی است که نیروهای فشاری یا کششی بازوهای کنترل را می‌توان در یک نیروی کناری ساده خلاصه نمود.

سیستم تعلیق چهار میله‌ای پشت

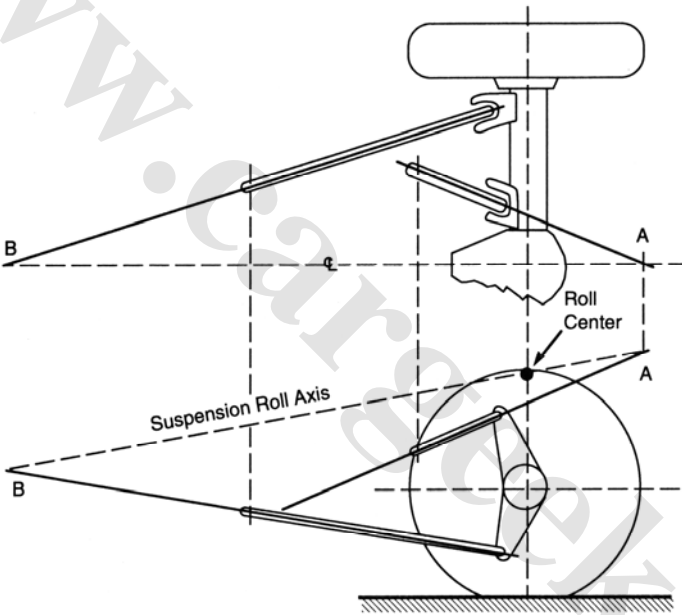
تعلیق چهار میله‌ای با محور پیوسته را که در شکل ۷-۱۵ نمایانده شده، در نظر بگیرید. نیروی کناری اعمالی به چرخ‌ها در نمای بالا بایستی با نیروی کششی و فشاری بازوهای کنترل متعادل گردد.

بازوهای دراز دارای نقطه واکنش مجازی در جلوی محور B هستند، در حالی که دو بازوی کوتاه دارای نقطه واکنش مجازی در پشت محور A هستند. از نظر اثرگذاری، هر جفت از بازوها مانند عضوی مثالی که در نقطه واکنش مجازی متناظر لولا شده اند عمل می‌کند که با توجه به آنها محور غلت تعلیق به دست می‌آید. به ترتیب، نیروی کناری بین دو نقطه توزیع می‌شود با نسبت عکس طول بازوها برای رسیدن به تعادل گشتاوری محورها نیروی بیشتر در A و کمتر در B).

دو نیروی A و B بایستی به F_y اعمالی در صفحه عمودی کناری گذرنده از مراکز چرخ‌ها تبدیل شود. نقاط A و B دارای بلندی‌های مختلفی نسبت به زمین هستند، اما برآیند آنها در خط مرکزی محورها بایستی روی خط متصل کننده دو نقطه باشد. این مرکز غلت آن محور است.

فرآیند کلی یافتن مرکز غلت به قرار زیر است:

- در نمای صفحه‌ای تعلیق بایستی بندواره‌های دربرگیرنده نیروهای کناری اعمالی به تعلیق را یافت. حال نقطه‌های واکنش A و B در خط مرکزی خودرو برای نیروهای بازوها معین می‌شود. در حالی که بازوهای کنترل چفت هستند، این همان نقطه واکنش مجازی است.
- یافتن ارتفاع A و B در نمای کناری، بنابراین یافتن محور غلت.
- مرکز غلت نقطه‌ای است در نمای کناری که محور غلت خط مرکزی عمودی چرخ‌ها را قطع می‌کند.



شکل (۷-۱۵) بررسی مرکز غلت تعلیق چهار میله‌ای پشت

در هندسه چهار میله‌ای، تغییرات شیب محور غلت در هنگام چرخش نسبت به سایر محورهای زنده زیاد است. این به خم تغییرات قابل توجه در غلت فرمان و جابجایی کناری بار است، که اثری نامطلوب است. همچنین مرکز غلت نسبت به سایر تعلیق‌ها دارای ارتفاع زیادی است، که در نتیجه گشتاور غلت بیشتری را متوجه محور پشت می‌سازد. به عبارت دیگر بلندی مرکز غلت کمکی است در جهت کاهش لنگ‌زنی و لرزش محور.

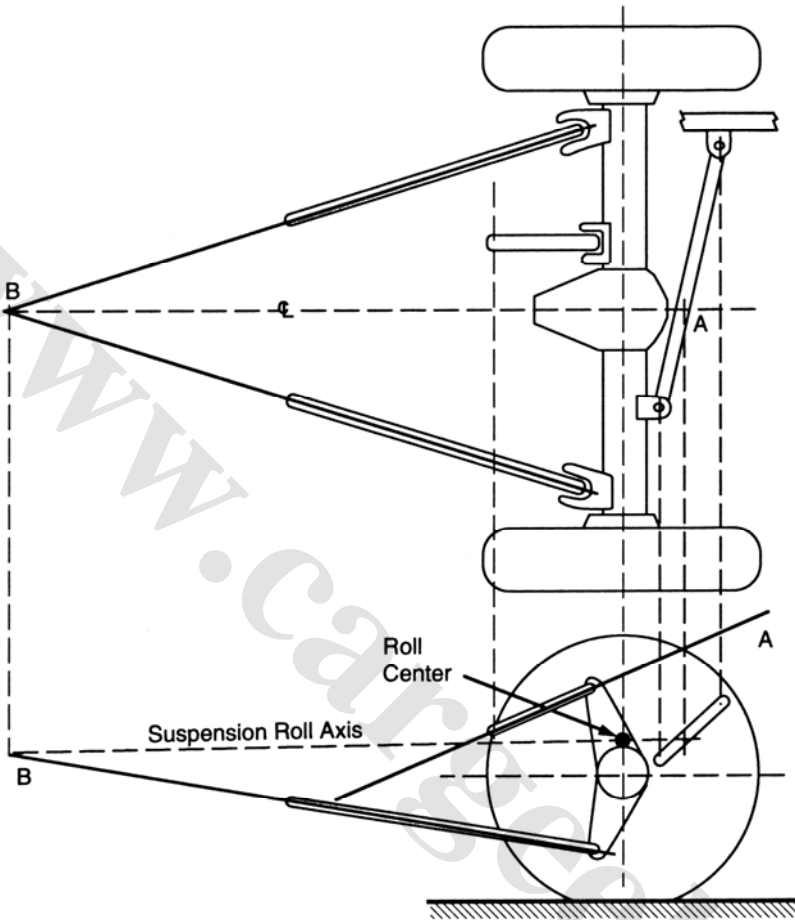
سیستم تعلیق سه میله‌ای پشت

شکل ۷-۱۶ نشانگر تعلیق سه میله‌ای است که شامل میله گام^۱ و دو بازوی کنترل پایینی است. از آنجا که میله گام به طور مستقیم نیروهای کناری را توسعه می‌دهد، نقطه A در محل تقاطع میله گام و خط مرکزی خودرو است. نقطه B نقطه واکنش مجازی دو بازوی کنترل پایینی است. توجه شود که بازوی بالایی در برابر گشتاورهای رانشی و ترمزی^۲ محور و به سبب نرمی زاویه‌ای در راستای محور چرخ‌ها عمل می‌کند و نمی‌تواند نیروهای کناری را منتقل کند و بنابراین در بررسی از آن چشم‌پوشی می‌گردد.

به سبب موقعیت میله گام، این تعلیق دارای مرکز غلتی پایین‌تر از هندسه چهار میله‌ای است. همچنین شیب محور غلت در هنگام غلت بدنه و تغییرات بار تقریباً ثابت است.

¹ - Track Rod

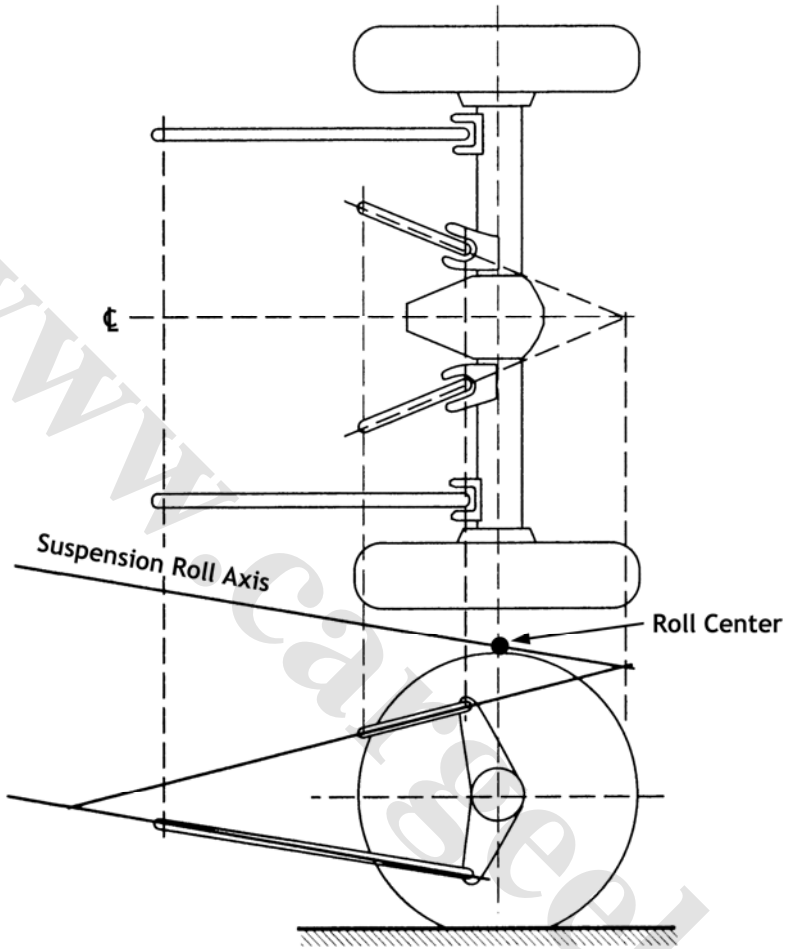
² - Wind Up



شکل (۷-۱۶) بررسی مرکز غلت تعلیق سه میله‌ای پشت

سیستم تعلیق چهار میله‌ای با بازوهای همسو

شکل ۷-۱۷ نمایانگر تعلیق چهار میله‌ای پشت با بازوهای کنترل پایینی همسو است. این هندسه حالت ویژه‌ای از تعلیق چهار میله‌ای است که بحث شد. در نمای بالا، نقطه واکنش مجازی بازوهای بالایی برای یافتن A مانند پیش است. از آنجا که بازوهای پایینی همسوند در نتیجه نقطه واکنش مجازی آن در ∞ است. بنابراین نقطه B شناخته شده نیست، اما می‌دانیم که در نمای کناری بایستی در راستای خط مرکزی بازوی پایینی در ∞ باشد.



شکل (۷-۱۷) بررسی مرکز غلت تعلیق چهار میله‌ای با بازوهای پایینی همسوی پشت

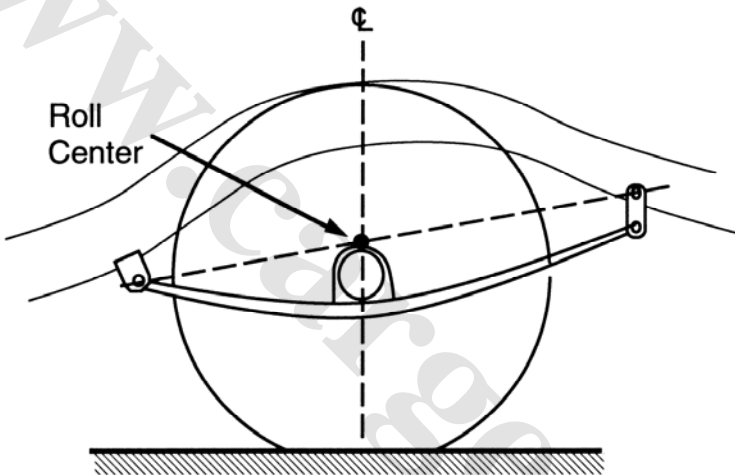
بنابراین محور غلت این هندسه (که از متصل کردن نقاط A و B در نمای کناری به دست می‌آید) بایستی خط همسو با بازوی پایینی همانطور که در شکل نمایانده شده باشد. بنابراین شیب بازوی پایینی در این گونه تعلیق بسیار با اهمیت است.

سیستم تعلیق هاچکس

طراحی این تعلیق کاملاً با آنچه تاکنون دیدید متفاوت است، اما هنوز هم قوانین کلی یافتن مرکز غلت و محور غلت صادق است. با نگاه به شکل ۷-۱۸ دیده می‌شود که فنر برگی عضوی است که نیروهای کناری را تحمل می‌کند. از آنجا که در نمای بالا آنها با خط مرکزی خودرو همسو

می‌باشند، نقاط A و B روی خط مرکزی خودرو در ∞ قرار دارند.

نیروهای کناری اعمالی به بدنه در چشمی جلو فنر و اتصال بندی پشت فنر انتقال می‌یابند. محور غلت تعلیق توسط این نقاط معرفی می‌شود و مرکز غلت روی خط متصل‌کننده این نقاط است. با اینحال بررسی این سازوکار با آنچه در پیش دیده شده کمتر مفهوم است، بایستی توجه کرد که واضح است که اعمال نیروی کناری در این نقطه سبب غلت بدنه نمی‌شود، که تعریف مرکز غلت است. اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی تعلیق یا فنر برگی صحت این روش به دست آوری مرکز غلت را تایید می‌کند.



شکل (۷-۱۸) بررسی مرکز غلت تعلیق هاجیکس پشت

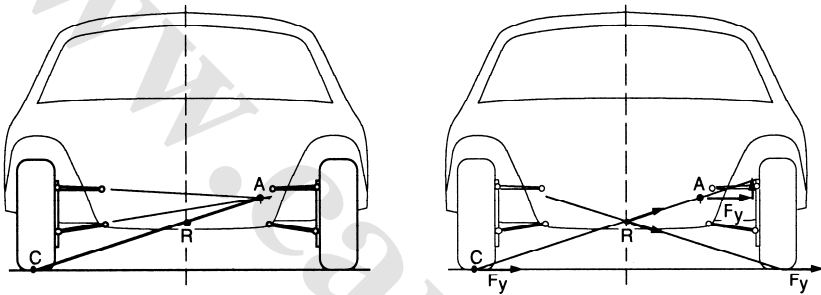
مراکز غلت تعلیق‌های جداگانه

شناسایی مرکز غلت یک تعلیق جداگانه نیازمند تغییرات کمی در اعمال مفهوم نقطه واکنش مجازی دارد. تعلیق دو بازوی A شکل را که در شکل ۷-۱۹ نمایانده شده را در نظر بگیرید. نقطه واکنش مجازی بازوهای A شکل که چرخ چپ را گرفته‌اند در نقطه A در سمت راست خودرو است. از دیدگاه مکانیکی، بندواره مانند این است که چرخ توسط بازویی شناور یکپارچه که به بدنه خودرو در این نقطه لولا گردیده است. برای فهم رفتار می‌توان گمان کرد که بازوی شناور مستقیماً محل تماس تایر (C) را به نقطه لولا متصل می‌سازد.

نیروی کناری ناحیه تماس چرخ در راستای خط واصل ناحیه تماس و نقطه لولا اعمال

می‌شود که در نمودار چپ شکل نمایانده شده است.

عمود بر آن در جایی که صفحه مرکزی خودرو را قطع می‌کند نمایانگر مرکز غلت (R) است. توجه گردد که نیروی کناری چرخ سمت چپ که در راستای خط عمل می‌کند بایستی مولفه رو به بالا (عمود) داشته باشد، که سرچشمه نیروهای قیچی گر^۱ تعلیق‌های جداگانه است. اگر چرخ راست تحت نیروی کناری با همان اندازه باشد و در همین راستا، واکنش آن سبب ایجاد نیرویی رو به پایین بوده که اثر بلند کردن چرخ چپ را خنثی می‌کند. در حالت کلی در هر دو چرخ نیروی کناری برابر ایجاد نمی‌شود، بنابراین نیروی بالا برنده در تعلیق ایجاد می‌شود.



شکل (۷-۱۹) بررسی مرکز غلت تعلیق جداگانه

فرآیند یافتن مرکز غلت تعلیق جداگانه متقارن به قرار زیر است:

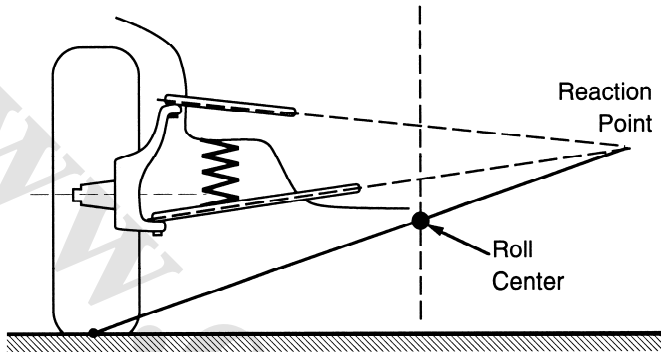
- یافتن نقطه واکنش مجازی بندواره تعلیق (نقطه A)
 - رسم خطی که از محل تماس تایر و جاده آغاز و به نقطه واکنش مجازی ختم می‌شود.
 - محل تقاطع این خط و خط مرکزی بدنه مرکز غلت (R) است.
- توجه شود که از این روش در هنگام غلت بدنه می‌توان برای شناسایی مرکز غلت بهره برد که در این حالت تعلیق نامتقارن شده و بنابراین هر دو را بایستی بررسی نمود.

هندسه مثبت بازوی آونگی

تحت نقطه واکنش مجازی میله‌های بالایی و پایینی را مطابق شکل ۷-۲۰ به دست می‌آوریم. خط واصل محل تماس تایر و نقطه واکنش را رسم می‌نماییم. مرکز غلت در محل تقاطع این خط و خط مرکزی خودرو است. این هندسه تعلیق را بازوی شناور مثبت می‌گویند زیرا مرکز غلت بالای زمین قرار گرفته است.

^۱ - Jacking

هنگام چرخش خودرو غلتیده و نقطه واکنش مجازی چرخ بیرونی به سبب خیز چرخ پایین می‌رود، در حالی که نقطه چرخ درونی به سوی بالا می‌آید. زیرا این چرخ در فرود است. به سبب نبود تقارن مراکز غلت دو چرخ یک جا نیستند، نیروی کناری چرخ بیرونی (که نیروی بیشتر در هنگام چرخش است) به سمت پایین بدنه می‌رود و بنابراین مرکز غلت موثر پایین می‌رود.

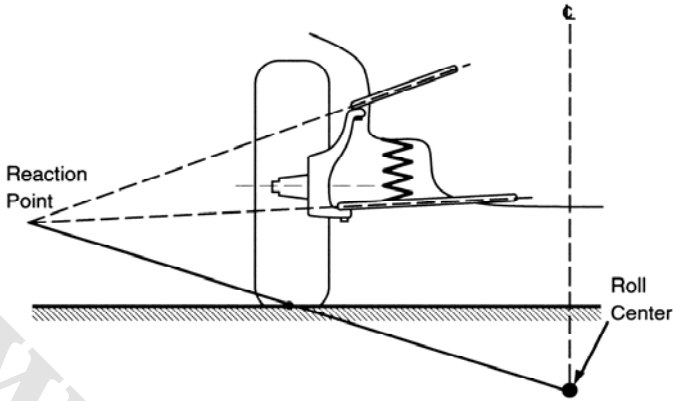


شکل (۷-۲۰) تعلیق جداگانه بازوی آونگی مثبت

هندسه منفی بازوی آونگی

هندسه منفی بازوی آونگی در شکل ۷-۲۱ نمایانده شده است. نخست واکنش مجازی میله‌ها را به دست آورده و سپس آن را به محل تماس تایر و جاده مطابق شکل متصل می‌سازیم. سپس خط را به سوی پایین تا خط مرکزی خودرو ادامه می‌دهید. مرکز غلت منفی است و بنابراین آن را هندسه منفی بازوی آونگی می‌نامند.

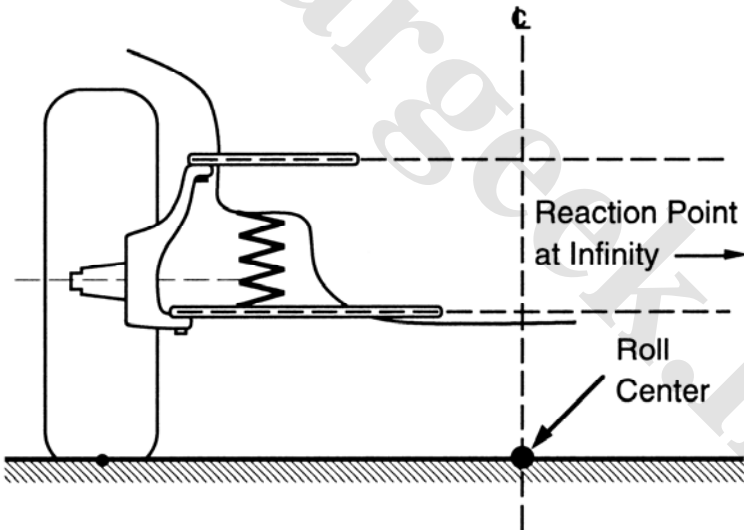
توجه گردد که دو هندسه تعلیق جداگانه مورد بحث دارای مراکز غلتی پایین و بالای زمین می‌باشند، از آنجا که گام خودرو به سبب فراز و فرود تغییر می‌کند و بنابراین تایرها در ناحیه تماس دارای لغزش خواهند بود. این لغزش سبب اصطکاک است که می‌تواند از خیر بدنه جلوگیری نماید، اما تایرها را در معرض سایش قرار می‌دهد.



شکل (۲۱-۷) تعلیق جداگانه بازوی آونگی منفی

میله‌بندی همسوی افقی

تعلیقی با بازوهای همسو و افقی (در بار طراحی) در شکل ۲۲-۷ نمایانده شده است. نقاط واکنش مجازی هر دو میله در ∞ است. با رسم خطی از نقطه تماس تایر به ∞ می‌بینیم که مرکز غلت همسطح زمین است.

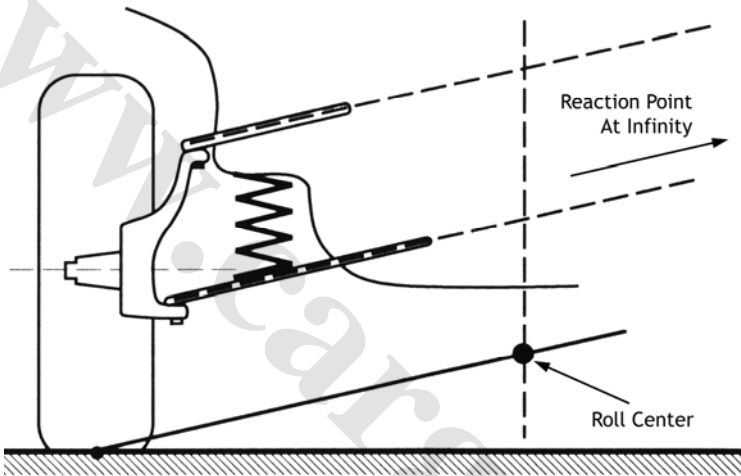


شکل (۲۲-۷) تعلیق جداگانه بازوهای همسوی افقی

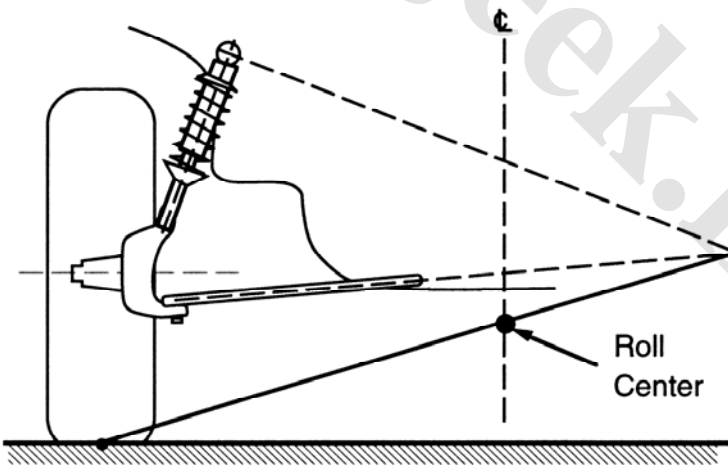
میله‌بندی همسوی کج

بهره از میله‌های همسو که در بار طراحی افقی نیستند مانند شکل ۲۳-۷ حالت دیگر تعلیق است.

نقطه واکنش مجازی در ∞ است. خط واصل محل تماس و مرکز غلت کج بوده با همان زاویه بازوهای کنترل. مرکز غلت بالاتر از زمین در راستای خط مرکزی خودرو مطابق شکل است. در این هندسه در هنگام غلت در راستای خط مرکزی خودرو جابجا می شود به سبب کمبر چرخها نسبت به بدنه. اگر میله های تعلیق هم اندازه باشند آنگاه تغییرات کمبر نسبت به بدنه صفر است و مرکز غلت تغییر نمی کند.



شکل (۷-۲۳) تعلیق جداگانه بازوهای همسو کج



شکل (۷-۲۴) تعلیق جداگانه ستونی مک فرسون

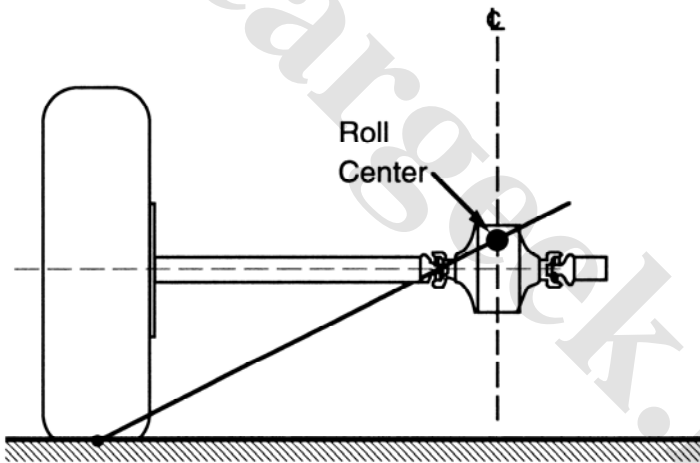
در همه هندسه‌های بازوی آونگی فراز چرخ بیرونی در هنگام چرخش سبب پایین آمدن مرکز غلت آن چرخ است و در نتیجه نقطه اعمال نیروی کناری از چرخ به جرم معلق پایین می‌آید. این فرآیند سبب کاهش جابجایی بار به سوی چرخ بیرونی و در نتیجه کاهش نیروی کناری آن چرخ است و بنابراین اثرات کم فرمانی برای خودرو دارد.

ستون مک فرسون

تعلیق مک فرسون دارای یک ستون و بازوی کنترل پایینی مطابق شکل ۷-۲۴ است. نقطه واکنش مجازی بایستی در محل تقاطع محور بازوی کنترل پایینی و خط عمود بر ستون باشد. مرکز غلت در روی خط مرکزی خودرو و تقاطع خط واصل تماس تایر و نقطه واکنش مجازی است.

محور آونگی

تعلیق محور آونگی پشت معادل شکل ۷-۲۵ است. محل مرکز غلت این پیکره بند به سادگی به دست می‌آید زیرا نقطه واکنش مجازی همان لولای محور است. خط گذرنده از محل تماس تایر که از لولا و مرکز غلت می‌گذرد بالاتر از مرکز چرخ روی خط مرکزی خودرو است.



شکل (۷-۲۵) تعلیق جداگانه باروی آونگی

سیستم‌های تعلیق پویا

در سال‌های اخیر برای بهبود کارکرد کلی خودرو، سیستم‌های تعلیق همراه با بخش‌های پویا گسترش یافته‌اند. این گونه طراحی می‌تواند طیف گسترده‌ای از توانمندی‌های کارکردی را بپوشاند [۱۱]، اما اجزای پویا واکنش عمودی تعلیق را تحت تاثیر قرار می‌دهند و نه سینماتیک

حرکت را. (اجزای پویایی که رفتار سینماتیکی زاویه فرمان‌دهی چرخ‌ها را تغییر می‌دهند، در مقوله سیستم‌های فرمان می‌باشند).

دسته بندی تعلیق

سطوح مختلف بهره از توانمندی‌های اجزای پویا در تعلیق را می‌توان به صورت زیر دسته‌بندی کرد که بر حسب توانمندی مرتب شده‌اند.

تعلیق ایستا شامل عناصر موسوم مانند فنر و لرزه‌گیر (جاذب شوک‌ها) با ویژگی‌های ثابت نسبت به زمان. در عناصر ایستا انرژی در بخشی از سیکل حرکتی در فنر ذخیره و یا در لرزه‌گیر مستهلک می‌گردد. هیچ انرژی بیرونی به سیستم به صورت مستقیم اعمال نمی‌شود.

تعلیق خود میزان گونه‌ای از تعلیق‌های ایستا است که اجزای متحرک آن (معمولاً فنر بادی) می‌توانند نسبت به تغییر بار خود را تنظیم نمایند. تعلیق بادی خود میزان در بسیاری از کامیون‌ها و بعضی از خودروهای تشریفاتی استفاده می‌شود. شیرهای کنترل ارتفاع تغییرات تعلیق را مشاهده می‌نمایند و هنگامی که میانگین موقعیت آن نسبت به ارتفاع عادی سواری برای دوره زمانی طراحی (که معمولاً بیش از ۵ ثانیه است) تغییر کرد. آنگاه فشار باد فنر برای رساندن تغییرات تعلیق به دامنه مطلوب تنظیم می‌گردد. یکی از برتری‌های تعلیق بادی این است که هنگام تغییر فشار با بار، سختی فنرها تغییر می‌نماید و در نتیجه بسامد طبیعی تعلیق ثابت می‌ماند.

تعلیق نیمه پویا دارای عناصر فنر و لرزه‌گیر هستند که ویژگی‌های آنها توسط کنترل‌گر بیرونی تغییر می‌کند. یک سیگنال و یا توان بیرونی به سیستم برای تغییر ویژگی‌هایش اعمال می‌گردد. تعلیق نیمه پویا دارای زیرگونه‌های زیر است:

پویای کند - نرخ لرزه‌گیر و یا فنر تعلیق تغییر می‌کند. در بازه گسسته‌ای نسبت به شرایط راندن خودرو. برای تغییر سختی و یا میرایی کنترلر از فشار ترمز، زاویه فرمان و یا حرکت تعلیق استفاده می‌کند. عمل کلیدزنی^۱ در کسری از ثانیه انجام می‌گیرد و توانایی کنترل ناوش، جهش و غلت جرم معلق خودرو را در جاده‌های مختلف و شرایط مختلف مانوردهی را به سیستم می‌دهد. البته این کلیدزنی دارای تاخیرهای زمانی است و بنابراین در سیکل‌های نوسانی یک خودرو واقعی، سیستم به طور پیوسته تنظیم نمی‌گردد. به این حالت تعلیق تطبیق‌گر^۲ نیز می‌گویند.

^۱ - Switching

^۲ - Adaptive

- پایین گذر - فنر و لرزه گیر به صورت پیوسته نسبت به بسامدهای پایین جرم معلق (۳-۱ هرتز) تنظیم می گردند.
- بالاگذر - فنر و لرزه گیر به صورت پیوسته نسبت به بسامدهای پایین (۳-۱ هرتز) جرم معلق و بسامدهای بالای (۱۵-۱۰ هرتز) محور تنظیم می گردد.

تعلیق پویا از عمل گرهای^۱ برای ایجاد نیروهای مطلوب در تعلیق استفاده می کند. عمل کننده ها معمولاً سیلندرهاى هیدرولیکی است. برای کار کردن سیستم نیاز به توان بیرونی است. تعلیق پویا را نیز می توان به پایین گذر و بالاگذر دسته بندی نمود.

وظایف

کمال مطلوب در تعلیق های پویا و نیمه پویا بهبود کارکرد خوش سواری خودرو بدون تراکنش (و شاید بهبود) در فرمان پذیری آن است. مودهای کارکردی بهبود پذیر توسط کنترل پویا به قرار زیر است:

- کنترل سواری: با روش های مختلفی می توان سواری را بهبود بخشید. سیستم با حس کردن حرکات ناوش و جهش به طور مستقیم می تواند کنترل شود. بهبود سواری به طور نامستقیم با کنترل پویای مودهایی که در زیر توصیف می گردد، انجام می پذیرد. ویژگی های تعلیق که سواری را بهبود می بخشد همیشه بر سایر مودهای کارکردی تاثیر گذار است و نیازمند طراحی تراکنشی است. در تعلیق پویا کنترل را می توان فقط در مانور اعمال کرد و در سایر مودهای کارکردی نیاز به ارضای کارکرد سواری نیست. به ویژه، کارکرد بهینه سواری را در حالت سواری رو به جلوی مانا انجام داد و رفتار فرمان پذیری خودرو را با عناصر ایستا انجام داد.
- کنترل بلندی: کنترل خودکار ارتفاع خودرو دارای مزایایی در کارکرد خودرو است. با تنظیم کردن برای ثابت ماندن ارتفاع با وجود تغییرات در بار یا نیروهای آیرودینامیک، تعلیق همواره در ارتفاع طراحی سواری کار می کند و در نتیجه بیشینه ضربه ها در هنگام طی کردن ناهمواری ها سبب حذف تغییرات در فرمان پذیری است که برخاسته از کارکرد در ارتفاعی به غیر از ارتفاع طراحی است.
- کنترل بلندی سبب کاهش پسا اعمالی در سرعت های بالا بر اثر تغییرات ناوش و در

¹ - Actuator

نتیجه تغییر نیروهای آیرودینامیک است. با بالا رفتن ارتفاع می توان فاصله آن را با زمین تغییر داده تا در جاده های بد به خوبی کار کند. همچنین در هنگام تعویض تایرها و تهیه فاصله برای زنجیره تایرها مناسب است.

- کنترل غلتش: با افزایش میرایی و یا اعمال نیروهای باد غلت در تعلیق در هنگام چرخش می توان حرکت غلت را کنترل و بهبود بخشید. از سرعت خودرو، زاویه فرمان، نرخ فرمان و شتاب کناری به عنوان ورودی برای کنترل غلت استفاده می شود. با بهره از اجزای مولد نیرو به صورت پویا می توان غلت را در هنگام چرخش کاملاً حذف نمود و بنابراین اثرات کم فرمانی یا بیش فرمانی تعلیق که بر اثر غلت ایجاد می شوند را از بین برد. همچنین می توان گشتاور غلت را به صورت گزینشی به محورهای جلو و پشت اعمال کرد و ویژگی های شیب کم فرمانی خودرو را با تغییر سختی کناری به سبب جابجایی کناری بار تغییر داد.

- کنترل شیرجه: کنترل شیرجه (ناوش رو به جلو) در هنگام ترمزگیری را می توان با افزایش میرایی و یا اعمال نیروهای پادناوش به تعلیق بهبود بخشید. کنترل را می توان با سیگنالی از ترمز، فشار ترمز و یا شتاب طولی فعال نمود. با کنترل شیرجه در تعلیق پویا نیازی به طراحی هندسی پادشیرجه در بند گار تعلیق نیست.

- کنترل چمباتمه: کنترل چمباتمه (ناوش رو به پشت) در هنگام شتابگیری با افزایش میرایی و یا اعمال نیروهای زیاد ناوش به تعلیق بهبود بخشید. کنترل را می توان با موقعیت گاز، دنده انتخابی و یا شتاب طولی فعال نمود. کنترل چمباتمه در تعلیق پویا نیاز به طراحی هندسی پادچمباتمه را در بند گار تعلیق برای چرخ های محرک از بین می برد و می توان بر چمباتمه و یا خیز چرخ ها نامحرک چیره شد.

- قرار پذیری یا چسبندگی جاده: علاوه بر کنترل حرکات بدنه در مانورهای شامل مودهای بالا، تعلیق پویا چسبندگی با جاده را نیز بهبود می بخشد. به سبب کاهش تغییرات دینامیکی بار چرخ ها که ناشی از همواری های جاده است. به طور کلی، کارکرد چرخشی خودرو هنگام کاهش تغییرات بار بهینه می گردد. همچنین خسارات وارد به جاده از سوی خودروهای موتوری به ویژه کامیون های سنگین با کاهش بار دینامیکی چرخ ها کاهش می یابد.

کارکرد

در حالت کلی سیستم‌های تعلیق نیمه پویا و پویا توانایی نیل به کارکرد بهینه را در مودهای توصیف شده دارند اما در عوض مسایلی مانند سنگینی، هزینه، پیچیدگی و قابلیت اعتماد پیش می‌آید. بنابراین مطلوب طراحان بهره از برتری‌های کنترل پویا با کمینه سخت‌افزار مورد نیاز است. در جدول صفحه بعد ویژگی‌های مرتبط با کارکرد را با سطوح مختلف پیچیدگی طراحی نشان می‌دهد.

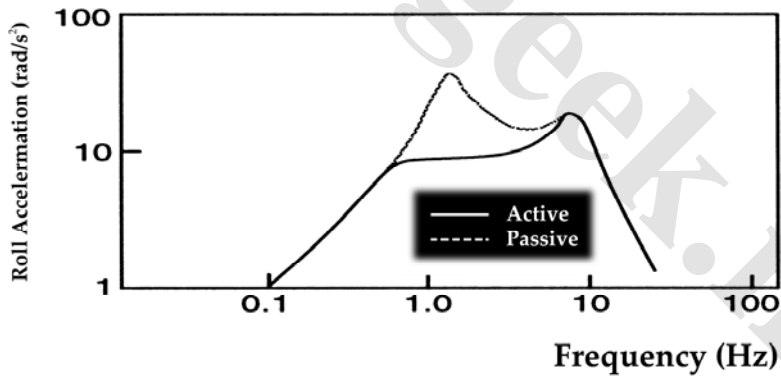
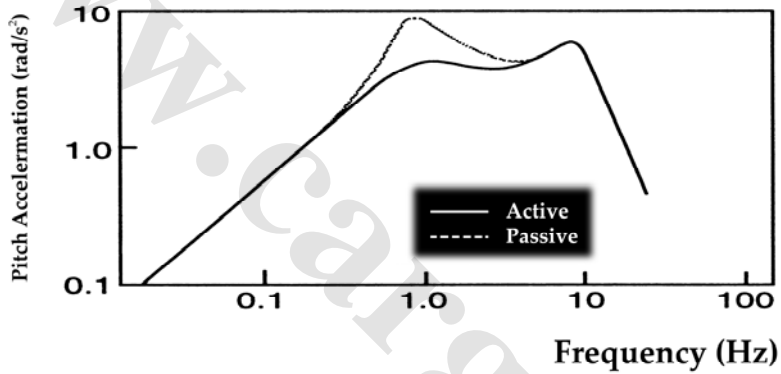
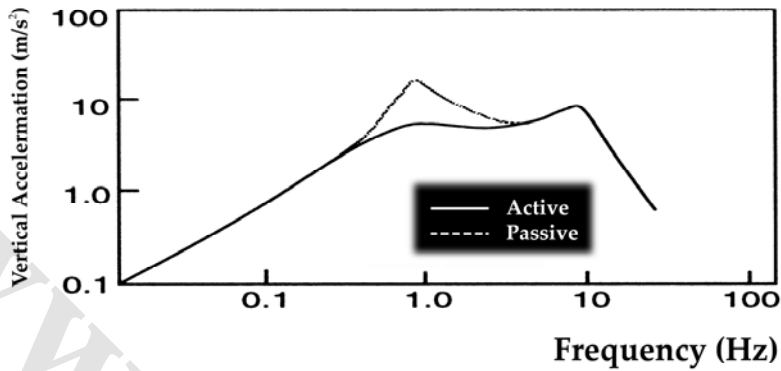
در تعلیق‌های نیمه پویا و حتی سیستم‌های پویای کند، تغییرات میرایی اجازه بهبود کنترل غلت، شیرجه و چمباتمه را به همراه سواری و چسبندگی جاده را می‌دهد. سختی متغیر می‌تواند همین مزایا را داشته باشد، ولی نیاز به بهره از فنرهای بادی و یا فنرهای قابل تنظیم مکانیکی دارد.

بهره از سختی پایین‌گذر و یا کنترل میرایی سیستم قوی‌تری را ارائه می‌کند. کنترل بالاگذر برای برقراری بار ثابت چرخ‌ها برای فرمان‌پذیری موثرتر است، هرچند کنترل بالاگذر برای سواری نیز تا حدودی بهتر است. فقط با سیستم کاملاً پویا می‌توان همه گستره کارکردی را بهبود بخشید.

کارکرد سیستم بهینه کاملاً پویا با دیدگاه سواری با سیستم تعلیق ایستایی که برای کنترل فرکانس تشدید جرم معلق در حرکات عمودی، ناوش و غلت تنظیم گردیده است، مغایرت دارد [۱۲]. شکل ۷-۲۶ رفتار این دو سیستم را در مودهای مختلف مقایسه می‌کند. جایی که سیستم ایستا در فرکانس حدود ۱ هرتز جرم معلق دچار تشدید می‌گردد در حرکات عمودی، ناوش و غلت، در سیستم پویا واکنش کمی دیده می‌شود. حرکات جرم معلق در این راستاها (که با شتاب سنج اندازه گیری می‌شود) با نیروهای کنترلی ایجاد شده در سیستم تعلیق پویا میرا می‌گردد.

پتانسیل کارکرد گونه‌های مختلف سیستم‌های تعلیق

گونه تعلیق	مود کارکردی					
	سواری	بلندی	غلت	شیرجه	چمباتمه	چسبندگی جاده
ایستا	کارکرد این سیستم بین مودهای مختلف تقسیم گردیده است					
خودمیزان	H	H	NA	NA	NA	NA
نیمه پویا	M	NA	L	L	L	M
پویا	H	H	H	H	H	H



شکل (۷-۲۶) مقایسه واکنش سیستم‌های تعلیق پویا و ایستا [۱۲]

با کنترل بهینه ویژگی‌های سواری خودرو، تغییرات مهمی در تشدید جرم نامعلق در نزدیکی ۱۰ هرتز پیش نمی‌آید، زیرا به یک سیستم تعلیق که برای کاهش حرکات جرم نامعلق نیروهای

کنترلی اعمال می‌شود، آنگاه این نیروها به جرم معلق نیز انتقال می‌یابند، و بنابراین لرزه‌های سواری افزایش می‌یابد.

همچنین با توجه به واکنش سیستم در بسامد پرش چرخ‌ها به سبب تغییرات بار در تایرها، فرمان‌پذیری خودرو تحت تاثیر قرار می‌گیرد. از آنجا که در این بازه، کارکرد سیستم‌های پویا و ایستا یکسان است، بنابراین برتری در فرمان‌پذیری کم است. برای بهبود فرمان‌پذیری، بایستی طراحی سیستم کنترلی چنان باشد که واکنش پرش چرخ‌ها را کاهش دهد و بنابراین یک دسته بازدارنده و شرط را بایستی برای موارد بالا اعمال کرد.

مراجع

- 1- Bastow, D., Car Suspension and Handling, Second Edition, pentech Press, London, 1990, 300 p.
- 2- Kami, Y., and Minikawa, M., "Double-Wishbone Suspension for Honda Prelude," SAE Paper No. 841186, 1984, 7p.
- 3- Iijima, Y., and Noguchi, H., "The Development of a High-Performance Suspension for the New Nissan 300ZX," SAE Paper No. 841189, 1984, 9p.
- 4- Sorsche, J.H., Encke, K., and Bauer, K., "Some Aspects of Suspension and Steering Design for Modern Compact Cars," SAE Paper No. 741039, 1974, 9p.
- 5- Goodsell, D., Dictionary of Automotive Engineering, Butterworths, London, 1989, 182 p.
- 6- Leggat, J.W., "Steering and Handling of the Automobile," paper delivered before the Case Institute of Technology, October 21, 1953, 29p.
- 7- Olley, M., "Independent Wheel Suspensions – Its Whys and Wherefores," SAE Journal, Vol. 34, No.3, 1934, pp. 73-81.
- 8- Olley, M., "Road Manners of the Modern Car," Institution of Automobile Engineers, 1946, pp. 147-182.
- 9- Nader, R., Unsafe at any Speed: the Designed- in Dangers of the American Automobile, Grossman Publishers, New York, 1965, 365 p.
- 10- "Vehicle Dynamics Terminology," SAE J670e, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA (see Appendix A).
- 11- Sharp, R.S., and Crolla, D.A., "Road Vehicle Suspension System Design – A Review," Vehicle Systems Dynamics, Vol. 16, No.3, 1987, pp. 167-192.
- 12- Chalasani, R.M., "Ride Performance Potential of Active Suspension Systems – Part II: Comprehensive Analysis Based on a Full-Car Model." Proceedings, Symposium on Simulation and Control of Ground Vehicles and Transportation Systems, AMD-Vol.80, DSC Vol 2, American Society of Mechanical Engineers, pp. 205-226.

گفتار هشتم - سیستم فرمان



ستون فرمان تنظیم پذیر با فن آوری الکترونیکی (EPAS)

پیش گفتار

طراحی سیستم فرمان و چگونگی آرایش و چیدمان آن بر رفتار واکنش سمتی خودروهای موتوری تاثیر می گذارد، هر چند که این تاثیرات اغلب به طور کامل لحاظ نمی گردد. وظیفه سیستم فرمان، فرمان دهی چرخ های جلو در واکنش به ورودی راننده به منظور ایجاد کنترل سمتی

و چرخشی خودرو است. هندسه و واکنش سیستم تعلیق، سیستم فرمان و زنجیره توان در خودروهای جلو رانش سبب تغییر زاویه فرمان واقعی می‌باشند. در این گفتار نخست با بررسی کلی سیستم فرمان و سپس با لحاظ کردن تاثیرات جلو رانش بودن خودرو، به بررسی این پدیده‌ها پرداخته می‌گردد.

بندواره فرمان

در خودروهای موتوری از طراحی‌های گوناگونی در سیستم فرمان استفاده می‌شود [۱-۳]، اما همه آنها وظایف یکسانی انجام می‌دهند. شکل ۸-۱ نشانگر چند گونه مختلف از سیستم‌های فرمان است.

گریلک فرمان توسط محورها، لولاهای یونیورسال و جداسازهای لرزشی به جعبه فرمان که هدف آن تبدیل حرکت گردشی گریلک فرمان به حرکت انتقالی مناسب برای فرمان‌دهی چرخ‌ها می‌باشد، متصل است. سیستم دنده شانه شامل یک چرخ دنده شانه‌ای با حرکت خطی است که روی بخش متقاطع^۱ یا شانه جلو قرار گرفته است و به طور مستقیم با اتصال میله رابط^۲، چرخ‌های چپ و راست را فرمان‌دهی می‌کند. بندک میله رابط به بازوی فرمان چرخ‌ها متصل است و زاویه فرمان‌دهی را کنترل می‌کند. اگر میله رابط فرمان پس از مرکز چرخ‌ها قرار داشته باشد، آن را پیکره‌بندی «فرمان - جلو»^۳ می‌گویند (شکل ۸-۱).

سیستم‌های جعبه فرمان ساختار دیگری از طراحی است که در خودروهای سواری و کامیون‌های سبک به کار می‌رود. تفاوت آن با دنده شانه در این است که جعبه فرمان متصل به قاب، بازوی پیتمن^۴ را می‌گرداند و با یک سری بندواره کمکی^۵ و میله‌های رابط زاویه فرمان‌دهی چرخ‌های چپ و راست کنترل می‌شود. پیکره‌بندی این سیستم در خودروهای مختلف، متفاوت است. پیکره‌بندی «فرمان - پشت»^۶ در شکل نمایانده شده است که در آن بندک میله رابط فرمان در پشت مرکز چرخ‌ها به بازوی فرمان متصل است.

¹ - Cross Member

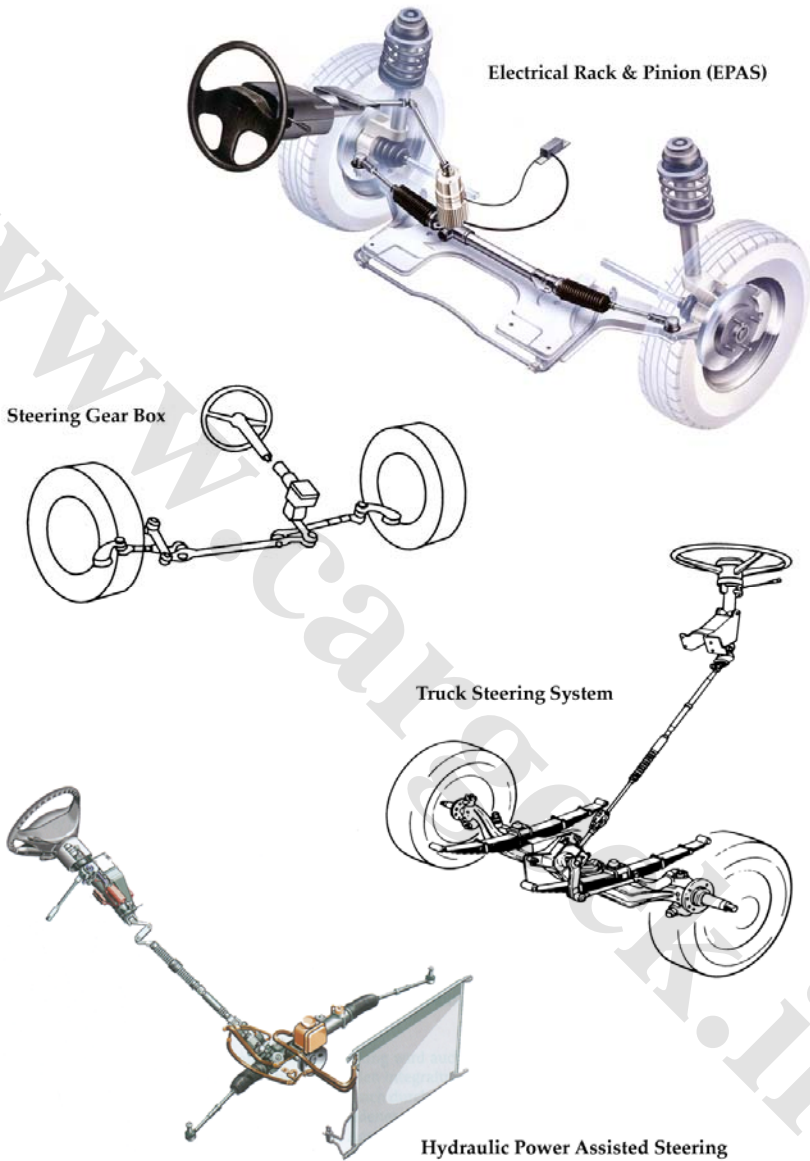
² - Tie Rod

³ - Front Steer

⁴ - Pitman

⁵ - Relay Linkage

⁶ - Rear Steer



شکل (۸-۱) شمایی از سیستم‌های فرمان مرسوم

از میان این دو سیستم، گونه دنده شانه به سبب دلایل زیر گسترش بیشتری را در خودروهای سواری یافته است:

- پیچیدگی کمتری
- تطابق و هماهنگی با سیستم‌های جلو رانش
- سازگاری با خودروهای بدون قاب

تفاوت عمده کارکرد سیستم‌های فرمان خودروهای سنگین از این واقعیت بر می‌خیزد که جعبه فرمان متصل به قاب، با بهره از اهرم کشنده^۱ طولی چرخ چپ را فرمان‌دهی می‌کند و چرخ راست توسط بندواره میله رابط^۲ از چرخ چپ فرمان می‌گیرد [۱].

جعبه دنده ایزاری نخستین در کاهش نسبت گردش ورودی غریلک فرمان^۳ و خروجی گردش حول محور فرمان^۴ است. نسبت زاویه غریلک فرمان به زاویه فرمان چرخ‌ها تابعی از زاویه است، که اندازه نامی آن در خودروهای سواری ۱۵ به ۱ است و تا ۳۶ به ۱ در بعضی از خودروهای سنگین می‌رسد. در طراحی‌های نخستین سیستم‌های فرمان دنده شانه^۵، جعبه دنده فرمان دارای نسبت دنده ثابتی بود که تغییرات این نسبت با زاویه فرمان توسط بندواره فرمان دیکته می‌شد. امروزه سیستم‌های دنده شانه با نسبت دنده متغیر با زاویه فرمان در دسترس می‌باشد.

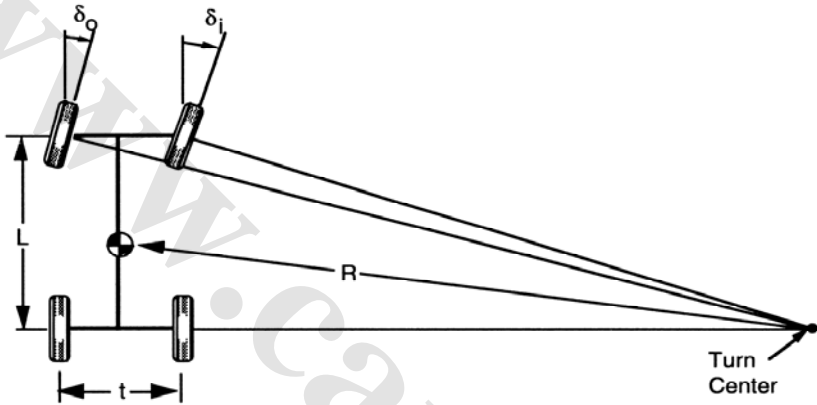
جابجایی کناری ایجاد شده توسط جعبه دنده از بندک‌ها به بازوی فرمان^۶ چرخ‌های چپ و راست منتقل می‌شود. در بیشتر سازوکارهای فرمان، سینماتیک هندسه بندواره کمکی و بازوی فرمان متوازی‌الاضلاع نمی‌باشد (که سبب ایجاد زوایای فرمان چپ و راست برابر است)، اما ترجیحاً برای برآوردن هندسه آکرمین از دوزنقه استفاده می‌شود و بنابراین زاویه فرمان‌دهی بیشتری را در چرخ‌های درونی نسبت به چرخ‌های بیرونی تولید می‌کند. هندسه آکرمین در شکل ۸-۲ نمایانده شده است. با بهره‌گیری از روابط مثلثاتی می‌توان نشان داد که هندسه صحیح آکرمین به قرار زیر است:

$$\delta_o = \text{Tan}^{-1} \left(\frac{L}{R + \frac{t}{2}} \right) \cong \frac{L}{R + \frac{t}{2}} \quad (1-8)$$

1 - Drag Link
2 - Tie Rod Linkage
3 - Steering Wheel
4 - Steer Axis
5 - Rack & Pinion
6 - Steering Arm

$$\delta_i = \text{Tan}^{-1} \left(\frac{L}{R - \frac{t}{2}} \right) \cong \frac{L}{R - \frac{t}{2}} \quad (2-8)$$

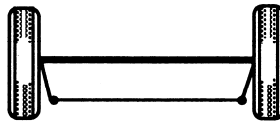
در بیشتر چرخش‌ها شرایط زوایای کم پیش می‌آید و بنابراین آرک تانژانت زاویه بسیار نزدیک به خود زاویه است (بر حسب رادیان)، که در سمت راست معادلات بالا به کار رفته است.



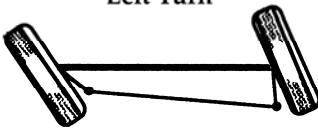
شکل (۲-۸) هندسه چرخش آکرمن

در نمونه‌های واقعی بندواره‌های فرمان، رسیدن به آکرمن واقعی مشکل است، اما تقریباً با آرایش دوزنقه‌ای که در شکل ۳-۸ نمایانده شده، به خوبی برآورده می‌شود. هنگام فرمان‌دهی چرخ‌های چپ و راست، پاد تقارن موجود در هندسه سبب افزایش زاویه چرخ‌های درونی نسبت به بیرونی می‌شود.

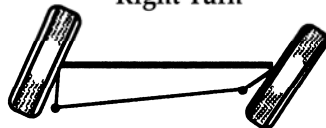
Trapezoidal Geometry



Left Turn



Right Turn



شکل (۳-۸) تغییرات فرمان‌دهی در آرایش دوزنقه‌ای میله‌های رابط

هنگامی که میله‌های رابط همچنان که نشان داده شده است، در پشت مرکز چرخ‌ها قرار گرفته‌اند، لولای توپی بازوی فرمان درون محور فرمان بوده و لقی خوبی را برای چرخ‌ها ایجاد می‌کند. اگر سیستم فرمان با میله‌های رابط جلوی مرکز چرخ طراحی شود، آنگاه لولای توپی بازوی فرمان بایستی بیرون محور گردش فرمان چرخ‌ها باشد تا به هندسه آکرمن نزدیک باشد. دخالت بندواره فرمان و چرخ‌ها معمولاً از طراحی خوب آکرمن جلوگیری می‌نماید. طراحی مناسب هندسه آکرمن به فاصله محورهای خودرو و گام یا فاصله جای پای آن وابسته است. روش هندسی طراحی آکرمن ساده بوده و در پژوهش‌ها و کارهای گذشته موجود است [۳]. اندازه‌ای که هندسه آکرمن در یک خودرو دارد کمی بر رفتار واکنش سمتی خودرو در سرعت‌های بالا تاثیر می‌گذارد، اما تاثیر عمده آن بر گشتاور مرکزی^۱ در مانورهای سرعت پایین است [۴]. با هندسه آکرمن، گشتاور مقاوم فرمان با زاویه فرمان افزایش می‌یابد. هر چند با زوایای فرمان موازی یا آکرمن صفر، نخست گشتاور افزایش و سپس در زوایای بزرگ کاهش می‌یابد و حتی ممکن است منفی گردد.

خطای هندسی فرمان

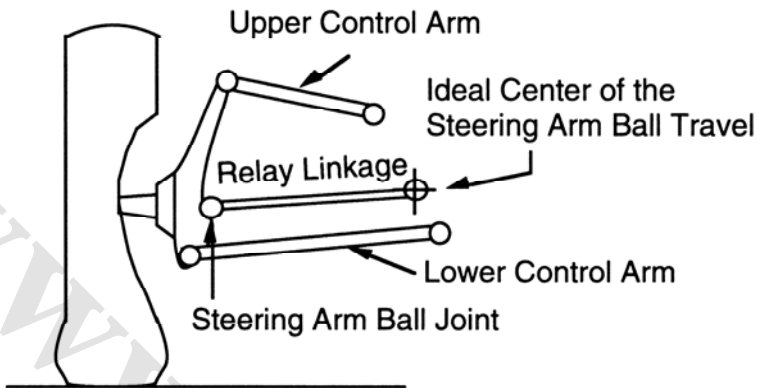
در سیستم‌های فرمان مرسوم و معمول با بهره‌گیری از بندواره کمکی، کنش فرمان را از جعبه دنده متصل به بدنه به بازوهای فرمان متصل به چرخ‌ها منتقل می‌سازد. کنش فرمان از حرکت انتقالی بندواره کمکی ناشی می‌شود که با حرکات و جابجایی‌های کتره‌ای سیستم تعلیق همراه است. بنابراین پتانسیل نمایانی برای کنش‌های فرمان ناشی از حرکت تعلیق وجود دارد که خطای هندسی فرمان نامیده می‌شود.

در یک سیستم فرمان آرمانی بندواره کمکی چنان طراحی می‌شود که قوس اتصال توپی بازوی فرمان دقیقاً از قوس بازوی فرمان در حین تغییرات سیستم تعلیق پیروی کند. در این حالت در هنگام حرکات هنجار سواری و چرخشی تعلیق، هیچ‌گونه کنشی در سیستم فرمان ایجاد نمی‌شود. می‌توان مرکز آرمانی را با بررسی چشمی سیستم تعلیق شناسایی و اندازه‌گیری کرد، اما برای شناسایی محل دقیق آن به یک مطالعه هندسی دقیق نیاز می‌باشد. بسیاری از برنامه‌های طراحی به کمک کامپیوتر^۲ توانایی شناسایی این نقطه را دارند. روش‌های دیگری با بهره از ساختارهای

¹ - Self Centering

² - Computer Aided Engineering (CAD)

هندسی (دایره عطف^۱، ساختار هارتمن^۲ یا ساختار بابلیر^۳) برای یافتن این نقطه وجود دارد [۵،۶].



شکل (۸-۴) هندسه آرمانی فرمان برای تعلیق جلوی جداگانه

بایستی توجه کرد که مرکز آرمانی توبی بازوی فرمان با بهره از رفتار سینماتیکی بندواره تعلیق تعیین می‌شود. هر چند این آنالیز با آنچه که برای همانندسازی رفتار پاد شیرجه و پاد چمباتمه به کار می‌رود، متفاوت است. در آنالیز پاد شیرجه و پاد چمباتمه هدف تعیین پاسخ تعلیق به نیروها و گشتاورهای ورودی است. بر پایه این نگرش بندواره تعلیق مانند یک بازوی ساده که در مرکز مجازی بازوهای کنترل بالایی و پایینی لولا شده است و در محل تقاطع تصویر محورهای بازوی کنترلی قرار گرفته، رفتار می‌نماید. با این حال، آنالیز حرکت بندواره به سبب تغییرات زاویه‌ای در بندواره بر اثر حرکت، منجر به مرکزی متفاوت است.

تغییرات زاویه تو

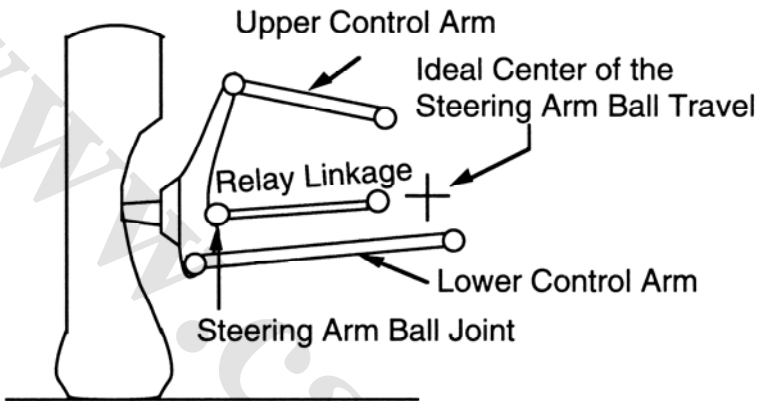
قوسی که انتهای میله رابط فرمان متصل به چرخ می‌بیماید، توسط لولای درونی بندواره کمکی ایجاد می‌شود و لولا مرکز قوس است. اگر لولای بندگار در درون یا بیرون این نقطه قرار گیرد، خطای هندسی فرمان سبب کشش فرمان در هنگام حرکات فراز و فرود چرخ‌ها است. حالت نشان داده شده در شکل ۸-۵ را که لولای درونی میله رابط بیرون مرکز آرمانی است را در نظر بگیرید. هنگامی که چرخ چپ در فراز یا فرود است، انتهای بندواره کمکی روی یک قوس حرکت کرده که بازوی فرمان را همچنان که در شکل ۸-۵ نماینده شده، به سوی راست می‌کشد. بنابراین

¹ - Inflection Circle

² - Hartmann's Construction

³ - Bobillier's Construction

هنگامی که بندواره پیش از مرکز چرخ قرار گیرد، سبب فرمان‌دهی چپ‌گرد است. به همین ترتیب می‌توان دید که در هنگام فراز و فرود چرخ راست فرمان می‌یابد. بنابراین خطای تواوت^۱ هنگامی که چرخ‌ها در هر موقعیتی به غیر از ارتفاع طراحی سواری^۲ قرار داشته باشند، رخ داده و برقراری زاویه تو مناسب به سبب وابستگی آن به شرایط بارگذاری محور جلو، مشکل است.



شکل (۵-۸) تغییرات زاویه تو بر اثر خطای هندسی

هنگامی که لولای بندواره کمکی به سوی درون باشد، چرخ‌ها در هنگام فراز و فرود در راستای مخالف فرمان می‌یابند و خطای تواوت^۳ در هنگام غلتش بدنه در چرخش، پیش می‌آید. اینها اثرات نامطلوبی بوده و به درستی خطای هندسی فرمان در نظر گرفته می‌شوند.

غلت فرمان

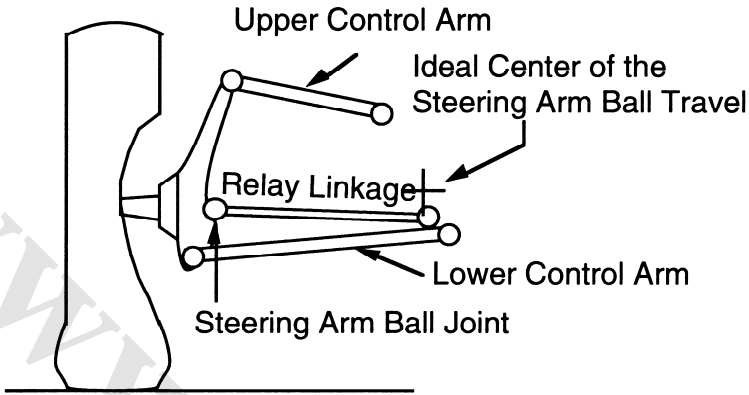
گونه دوم خطای هندسی فرمان، که ممکن است به طور عمد برای تغییر رفتار فرمان‌پذیری به کار رود، قرارگیری لولای درونی بندواره کمکی در بالا یا پایین مرکز آرمانی است. شکل ۸-۶ نمای پشت چرخ چپ را با لولای درونی که پایین مرکز آرمانی قرار گرفته را می‌نمایاند. در حالتی که بندواره پس از چرخ قرار گرفته، قوس پیموده شده توسط انتهای بندواره کمکی سبب ایجاد فرمان‌دهی چرخ به سوی چپ در هنگام فراز و ایجاد فرمان‌دهی چرخ به سوی راست در هنگام فرود است. فرمان‌دهی ایجاد شده در چرخ راست بر عکس این حالت است. بنابراین در هر دوره

^۱ - Toe Out

^۲ - Ride Height

^۳ - Toe In

جست و خیز خودرو خطای تواین و تواوت رخ می دهد.



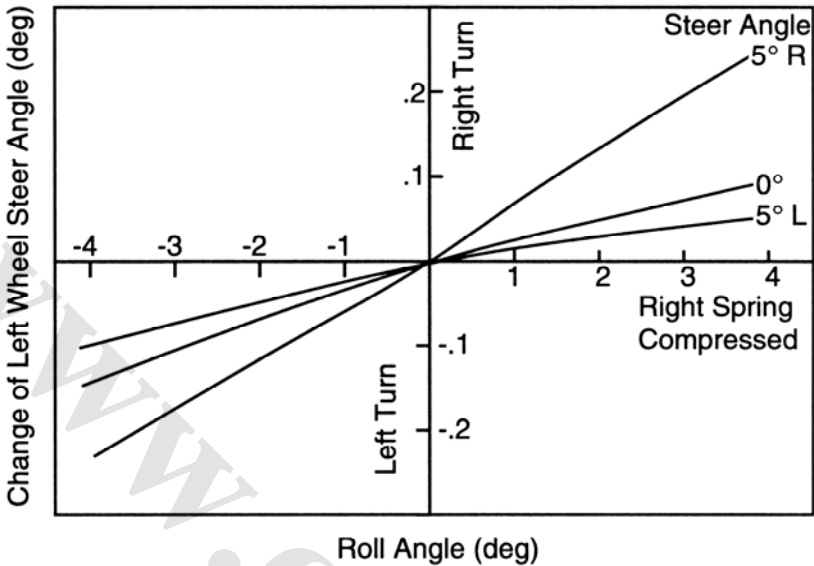
شکل (۸-۶) خطای هندسی فرمان برای افزایش کم فرمانی

به سبب تقارن این حالت، هنگام غلتیدن بدنه هر دو چرخ به یک سو فرمان می یابند. به طور نمونه، در چرخش به سوی راست و زاویه فرمان مثبت بر پایه قرارداد انجمن مهندسان خودرو بدنه به سوی چپ می غلتد و در نتیجه چرخ چپ در فراز و چرخ راست در فرود قرار می گیرد. بنابراین هر دو چرخ به سوی چپ فرمان می یابند (به سوی بیرون چرخش) که اثر کم فرمانی را به پاسخ سمتی خودرو می افزاید. قرارگیری لولای درونی میله رابط در بالای مرکز آرمانی ایجادگر تاثیر بیش فرمانی است.

شکل ۸-۷ نمایانگر اندازه گیری تجربی رفتار غلت فرمان در خودرو است. خطوط با شیب رو به بالا به سوی راست بازتاب غلت فرمان با تاثیر کم فرمانی است (به طور نمونه در هنگام چرخش خودرو به سوی چپ، با غلتیدن بدنه به سوی راست، چرخها به سمت راست فرمان یافته و از شدت گردش می کاهند). در هر زاویه ای شیب خم برابر است با ضریب غلت فرمان (ε). بنابراین شیب کم فرمانی به قرار زیر است:

$$K_{\text{RollSteer}} = \varepsilon \frac{d\varphi}{da_y} \quad (۸-۳)$$

پیش از اتمام این بخش، بایستی توجه کرد که بیشتر سیستم های تعلیق، در صفحه های که نسبت به محور طولی خودرو خمیدگی دارد، قرار دارند. آنالیزهای انجام شده بالا را بایستی در صفحه خمیده انجام داده و به صفحه کناری نگاشته شود.



شکل (۷-۸) اندازه‌گیری تجربی غلت فرمان خودرو

هندسه چرخ‌های جلو

زیربخش‌های مهم در سیستم فرمان نه تنها شامل بندواره‌های مشخص توصیف شده می‌باشند، بلکه هندسه مرتبط با محور گردش چرخ‌ها یا محور فرمان‌دهی چرخ‌ها را نیز در بر می‌گیرد. این هندسه تعیین‌گر واکنش نیروها و گشتاورهای سیستم فرمان می‌باشد، که کارکرد کلی آن را تحت تاثیر قرار می‌دهند. اهمیت هندسه فرمان در شکل ۸-۸ نمایانده شده است.

زاویه فرمان با گردش چرخ‌ها حول محور گردش به دست می‌آید. در گذشته این محور، محور شاه‌پین^۱ نامیده می‌شد، که می‌توان آن را با لولاهای توپی یا بیرینگ نگهدارنده بالایی ستون^۲ مشخص نمود. عموماً این محور عمودی نبوده و ممکن است که به سوی بیرون و پایین کج شده باشد، که ایجادگر زاویه خمیدگی کناری (زاویه خمیدگی شاه‌پین^۳) تا ۵ درجه در کامیون‌ها و ۱۰ تا ۱۵ درجه در سواری‌ها است.

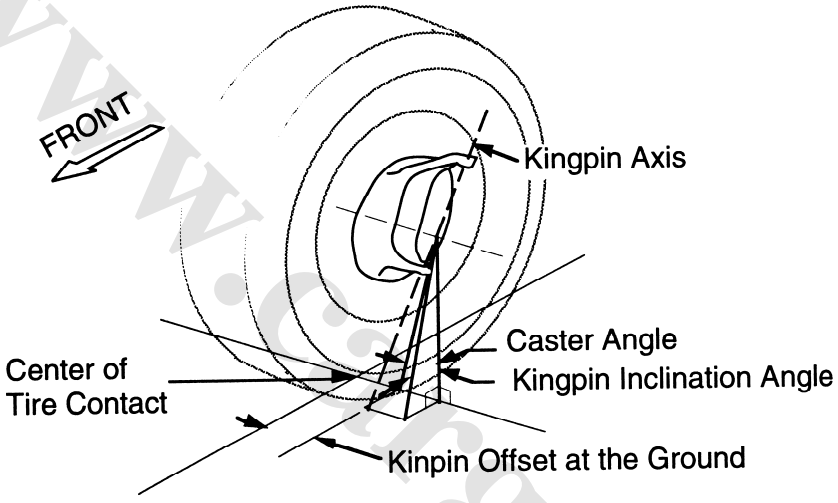
عموماً چرخ‌ها دارای انحراف کناری از نقطه تقاطع محور دوران فرمان در زمین می‌باشند. فاصله

¹ - King Pin

² - Strut

³ - Kingpin Inclination Angle

کناری محل تقاطع زمین و خط مرکزی چرخ‌ها را انحراف در زمین^۱ (که گاهی آن را لغزش کناری^۲ می‌گویند) می‌نامند و هنگامی که چرخ‌ها بیرون نقطه تقاطع باشند، مثبت در نظر گرفته می‌شود. این فاصله انحراف برای ایجاد فضای لازم برای سرهم بندی ترمزها، تعلیق و اجزای فرمان ضروری است. در همین حال با اجازه دادن به غلتش تایر حول یک قوس در هنگام چرخش، «احساس جاده»^۳ را می‌افزاید و نیروی استاتیکی فرمان را کاهش می‌دهد [۷].



شکل (۸-۸) هندسه دوران فرمان در محل چرخ و جاده

زاویه کستر در نتیجه کج بودن محور گردش فرمان در صفحه طولی ایجاد می‌شود. هنگامی که تقاطع محور فرمان و زمین پیش از مرکز تماس تایر باشد، کستر مثبت است. اثری مشابه با در نظر گرفتن انحراف طولی میان محور فرمان و محور چرخش چرخ^۴ به وجود می‌آید، که به ندرت استفاده می‌شود. عموماً زاویه کستر در گستره ۰ تا ۵ درجه است و با تغییر شکل تعلیق، تغییر می‌کند.

زاویه کمبر چرخ‌ها و تواین به طور معمول اثرات کمی بر رفتار فرمان‌پذیری و واکنش سمتی در سرعت‌های بالا دارند. همچنین زاویه کوچک برگزیده شده برای کمبر چنان است که در بیشتر

¹ - Offset At The Ground

² - Scrub

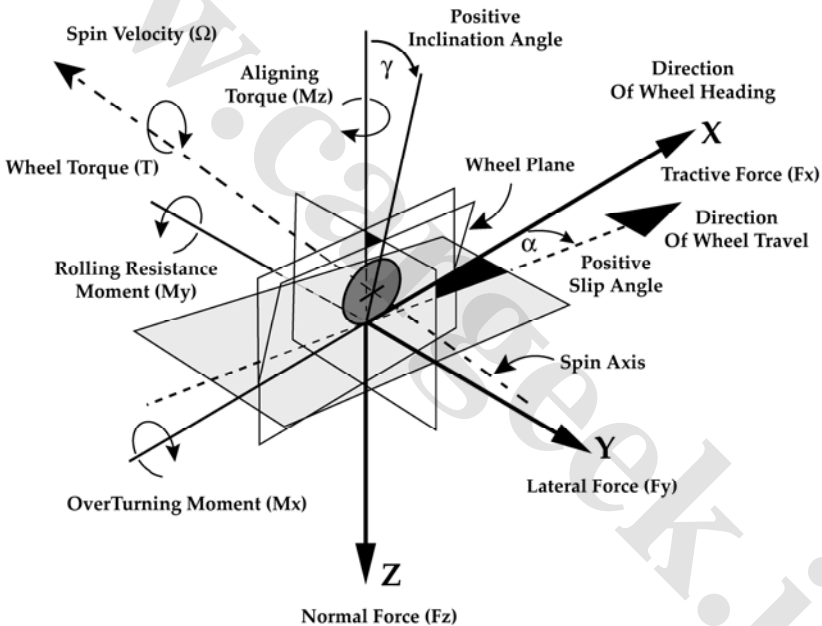
³ - Feel Of The Road

⁴ - Spindle

شرایط بارگذاری خودرو نزدیک صفر باشد. زاویه تو که در حالت استاتیکی کوچک است، چنان انتخاب می‌شود که در هنگام اعمال نیروهای رانشی و مقاومت غلتشی جاده، صفر شود. گزینش این زوایا به سبب ملاحظات سایدگی تایرهای جلو است نه فرمان‌پذیری.

نیروها و گشتاورهای سیستم فرمان

نیروها و گشتاورهای اعمالی به سیستم فرمان ناشی از ارتباط تایر و جاده است. انجمن مهندسان خودرو برای توصیف نیروهای تایر قراردادی وضع نموده است که در شکل ۸-۹ نمایانده شده است. مبنای اندازه‌گیری نیروها مرکز محل تقاطع زمین بوده و مبنای مناسبی برای آنالیز واکنش سیستم فرمان است.

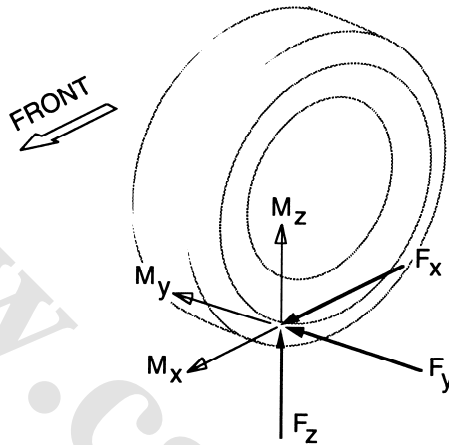


شکل (۸-۹) چارچوب مختصات انجمن مهندسان خودرو برای توصیف نیروها و گشتاورهای تایر

واکنش زمین و تایر با سه گشتاور و نیرو مطابق زیر توصیف می‌گردد:

محور X	نیروهای عمودی	گشتاور برگردان
محور Y	نیروهای کشنده	گشتاور مقاومت غلتشی
محور Z	نیروهای کناری	گشتاور بیش‌گردش

در خودروهای جلو رانش، یک گشتاور اضافی به سبب توان رانشی اعمال می‌شود. این گشتاور را به طور جداگانه، به همراه عوامل موثر بر فرمان‌پذیری خودروهای جلو و رانش مورد بحث قرار می‌گیرد.



شکل (۸-۱۰) نیروها و گشتاورهای اعمالی به چرخ راست‌گرد نسبت به جاده

واکنش سیستم فرمان با گشتاورهای ایجاد شده در محور فرمان که در برابر کنترل زاویه فرمان مقاومت می‌کنند، توصیف می‌شود. برآیند گشتاورهای اعمالی به چرخ‌های چپ و راست از طریق بندواره فرمان به همراه نسبت‌ها و بازدهی‌های مرتبط با زیربخش‌های آن، به عنوان پسخوری برای راننده از سوی غربلیک فرمان لحاظ می‌گردند.

شکل ۸-۱۰ نمایانگر سه نیرو و گشتاور اعمالی به چرخ سمت راست است. اثر هر کدام بر سیستم فرمان به طور جداگانه بررسی و توصیف می‌گردد.

نیروی عمودی

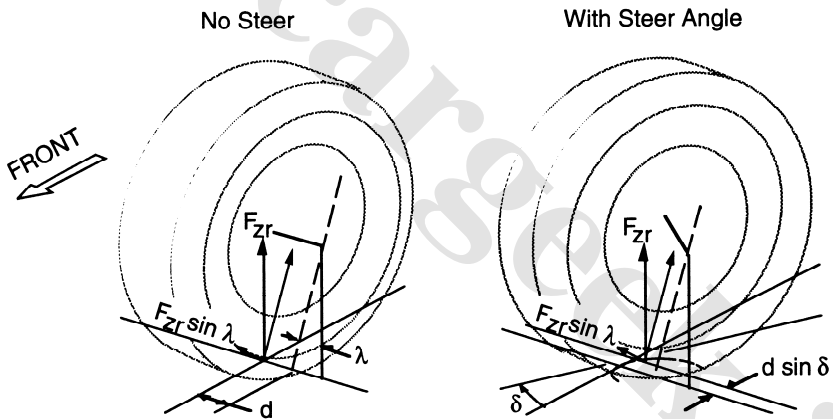
نیروی عمودی (F_z) در راستای رو به بالا به چرخ‌ها اعمال می‌شود و بر پایه قرارداد انجمن مهندسان خودرو نیروی مثبت در نظر گرفته می‌شود. به سبب کجی محور فرمان، این نیرو دارای مولفه‌ای می‌باشد که سعی در فرمان‌دهی چرخ‌ها دارد. این گشتاور ناشی از زوایای کستر و کجی کناری است. با گمان زوایای کوچک و چشم‌پوشی از کمبر چرخ‌ها در هنگام فرمان‌دهی، برآیند گشتاور این دو سازوکار به قرار زیر است:

$$M_v = -(F_{z_l} + F_{z_r})d\sin(\lambda)\sin(\delta) + (F_{z_l} - F_{z_r})d\sin(\nu)\sin(\delta) \quad (۴-۸)$$

که در رابطه بالا:

برآیند گشتاورهای چرخ‌های چپ و راست	M_v
بار عمودی چرخ راست	F_{zr}
بار عمودی چرخ چپ	F_{zl}
انحراف کناری در زمین	d
زاویه کجی کناری یا کمبر	λ
زاویه فرمان	δ
زاویه کستر	ν

بخش نخست سمت راست معادله بالا برخاسته از زاویه کمبر است و بخش پایانی ناشی از زاویه کستر است. سرچشمه هر یک از این گشتاورها را می‌توان با در نظر گرفتن جداگانه زاویه کمبر و زاویه کستر به سادگی مشاهده نمود.



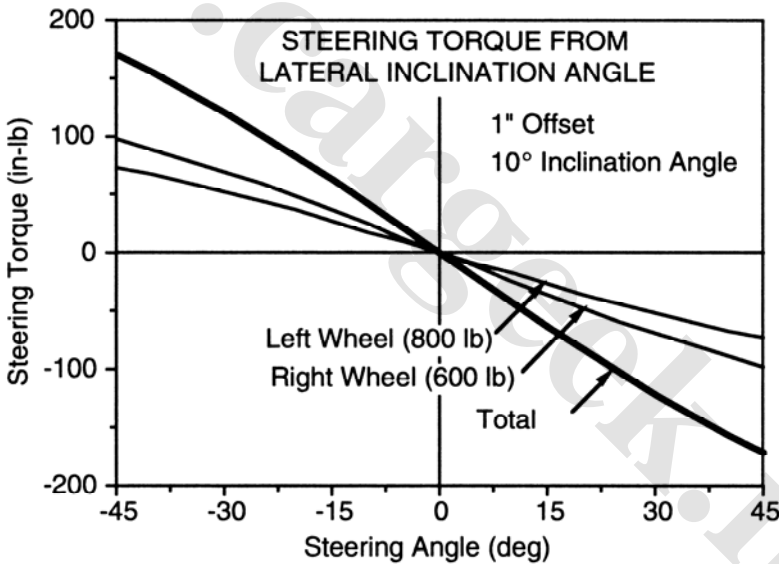
شکل (۸-۱۱) گشتاور ایجاد شده توسط نیروی عمودی به سبب زاویه کجی کناری

نیروی عمودی در راستای زاویه کمبر، همچنان که در شکل ۸-۱۱ نمایانده شده منجر به مولفه سینوسی نیرو $(F_{zr} \sin(\lambda))$ است که در راستای کناری و با بازوی $(d \sin(\delta))$ در هنگام فرمان‌دهی چرخ عمل می‌کند. گشتاور آن در هنگام صفر بودن زاویه فرمان، صفر است. با وجود زاویه فرمان، گشتاورهای چرخ‌های چپ و راست سبب ایجاد یک گشتاور مرکزی مطابق شکل ۸-۱۲ می‌گردند. گشتاور برآیند متناسب با بار بوده ولی مستقل از جابجایی بار بین چرخ‌های چپ

و راست است. هنگام فرمان دهی، هر دو سوی خودرو بالا می‌روند، و این اثر اغلب سرچشمه ایجاد گشتاور مرکزی می‌باشد.

زاویه کستر منجر به مولفه سینوسی نیرو $(F_z \sin(\nu))$ است، که رو به جلو و با بازوی $(d \cos(\delta))$ است (شکل ۸-۱۳). گشتاور ایجاد شده چرخ چپ و راست از نظر راستا مخالف بوده، مطابق شکل ۸-۱۴ و منجر به تعادل در بندواره کمکی می‌شوند. تعادل وابسته به برابری بارهای چرخ‌های چپ و راست است.

با این حال، بار چرخ و زاویه کستر منجر به اثرات تواین می‌باشند و نامتعادل بودن بار و نامتقارن بودن هندسه منجر به کشیدن فرمان است، در هنگام وجود زاویه فرمان، یک سوی محور بالا رفته و سمت دیگر پایین می‌آید، بنابراین گشتاور خالص ایجاد شده به سختی غلغشی سیستم تعلیق جلو وابسته می‌باشد، زیرا جابجایی بار چرخ‌های چپ و راست وابسته به آن است.



شکل ۸-۱۴) گشتاور فرمان ناشی از زاویه خمیدگی کناری

در شکل بالا شرایط زیر برقرار است:

$$-(F_{z_l} + F_{z_r})d \sin(\lambda) \sin(\delta)$$

محور چرخ هنگام فرمان دهی چرخ بالا می‌رود

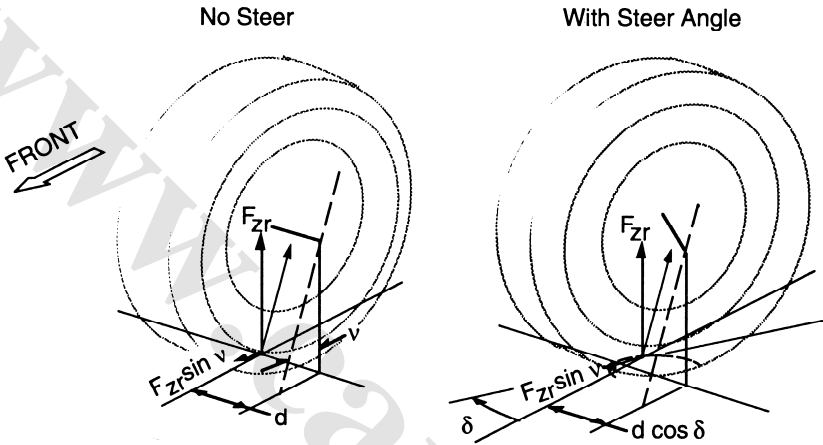
وابسته به جابجایی کناری بار میان چرخ‌های چپ و راست نمی‌باشد

تغییرات گشتاور به موارد زیر وابسته است:

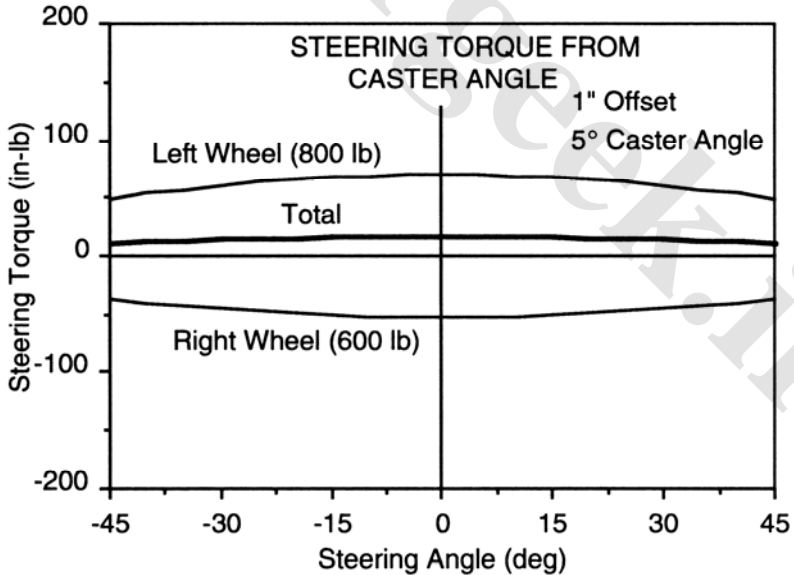
فاصله انحراف چرخ بر روی زمین

زاویه انحراف کناری

برآیند بار محور



شکل (۸-۱۳) گشتاور ایجاد شده توسط نیروی عمودی در راستای کستر



شکل (۸-۱۴) گشتاور فرمان ناشی از زاویه کستر

در شکل بالا شرایط زیر بر قرار است:

$$(F_{z1} - F_{zr})d \sin(\nu) \cos(\delta)$$

محور چرخ هنگام فرمان دهی چرخ دچار غلتش می شود

وابسته به جابجایی کناری و نابالانسی بار میان چرخ های چپ و راست است

تغییرات گشتاور به موارد زیر وابسته است:

فاصله انحراف چرخ بر روی زمین

زاویه کستر

جابجایی کناری بار در هنگام چرخش

سختی غلتشی سیستم های تعلیق جلو و پشت

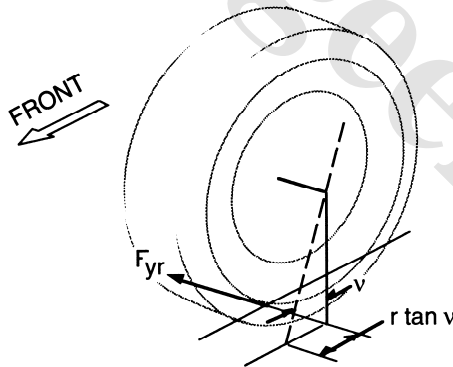
بلندی مرکز غلتشی سیستم تعلیق

بلندی گرانیگاه

اندازه شتاب کناری

نیروی کناری

نیروی کناری (F_y) اعمالی به مرکز تایر به سبب انحراف طولی برخاسته از زاویه کستر ایجاد گشتاوری مطابق شکل ۸-۱۵ می نماید.



شکل (۸-۱۵) گشتاور فرمان ناشی از نیروی کناری

گشتاور خالص آن به قرار زیر است:

$$M_L = r(F_{y1} + F_{yr}) \tan(\nu)$$

(۸-۵)

که در رابطه بالا:

نیروی کناری چرخ راست (سوی راست مثبت است) F_{yr}

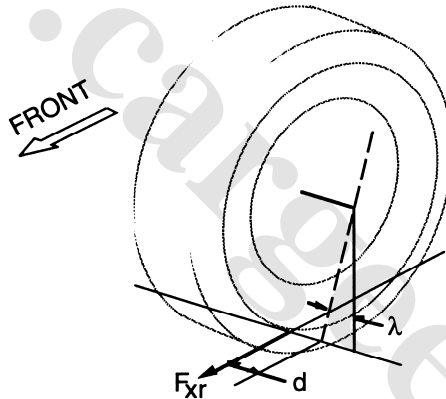
نیروی کناری چرخ چپ F_{yl}

شعاع تایر r

به طور معمول نیروی کناری به زاویه فرمان و شرایط چرخش وابسته بوده و زاویه کستر مثبت ایجادگر گشتاوری است که تلاش دارد تا خودرو را به سوی بیرون قوس فرمان‌دهی نماید. بنابراین، اثر آن همراه با کم‌فرمانی است.

نیروی رانشی

نیروی کشنده (F_x) که در فاصله انحراف شاه‌پین اعمال می‌شود، ایجادگر گشتاوری مطابق شکل ۸-۱۶ است.



شکل (۸-۱۶) گشتاور فرمان ناشی از نیروی کشنده

مقدار خالص گشتاور به قرار زیر است:

$$M_T = (F_{xl} - F_{xr})d \quad (۸-۶)$$

که در رابطه بالا:

نیروی رانش چرخ راست (رو به جلو مثبت است) F_{xr}

نیروی رانش چرخ چپ F_{xl}

گشتاورهای چپ و راست از نظر راستا مخالف هم بوده و منجر به تعادل در بندواره کمکی می‌باشند. نامتقارن بودن‌های ناشی از ترکیدن تایر، کارکرد بد ترمز و ناپیوستگی ضرایب سطح

جاده سبب ایجاد گشتاور فرمان می گردند، که وابسته به اندازه انحراف کناری است.

گشتاور برگردان

گشتاور برگردان (M_z) در راستای عمودی بوده و تقریباً هم راستای محور فرمان است. با توجه به اینکه با جابجایی گشتاور اندازه آن تغییر نمی کند، گشتاور خالص به قرار زیر است:

$$M_{AT} = (M_{zl} + M_{zr}) \cos(\sqrt{\lambda^2 + v^2}) \quad (7-8)$$

که در رابطه بالا:

M_{zr} گشتاور برگردان چرخ راست

M_{zl} گشتاور برگردان چرخ چپ

در شرایط عادی رانش، گشتاور برگردان در برابر چرخش مقاومت می نماید، بنابراین اثرات کم فرمانی دارد. فقط در شرایط ترمزی شدید ممکن است که برعکس عمل نماید.

مقاومت غلتشی و گشتاور بیش گردش

فقط مولفه سینوسی این گشتاورها حول محور فرمان عمل می کند. بنابراین دارای اثرات مرتبه دوم بوده و معمولاً در آنالیز گشتاورهای سیستم فرمان از آنها چشم پوشی می شود.

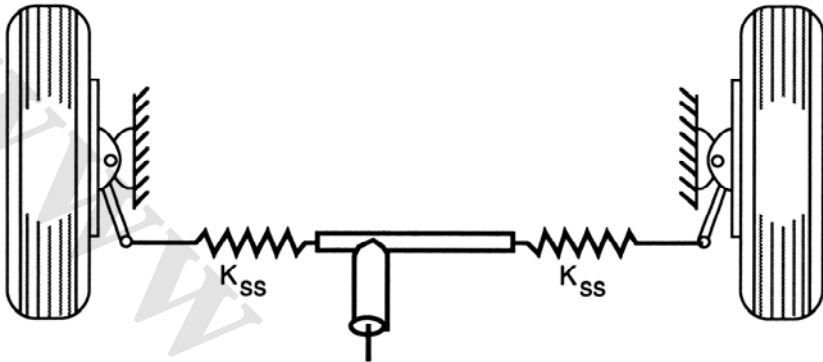
هماندسازی سیستم فرمان

معادلات ۸-۴ تا ۸-۷ مباحث پیشین توصیف گر گشتاورهای ورودی محور فرمان هر یک از چرخها می باشند که بر خاسته از نیروها و گشتاورهای اعمالی به تایر می باشند. با جمع واکنشها می توان مستقیماً گشتاور پسخور به غربلک فرمان را به دست آورد. برای تعیین تاثیرات آن بر پاسخ سمتی مدار باز خودرو، مدلی از نرمی فرمان^۱ نیز مورد نیاز است [۲]. شکل ۸-۱۷ نمایانگر ساده ترین مدل مناسب برای توصیف رفتار بسامد پایین سیستم فرمان است. ویژگی مهم بندواره فرمان که بر هماندسازی سیستم فرمان موثر است، سختی آن است، که در شکل نشان داده شده و ترکیبی از سختی میان جعبه دنده تا چرخهای جاده است. به دلایل گوناگونی، تعلیق جلو دارای نرمی کناری است که به نرمی سیستم فرمان بایستی افزوده شود. این اثرات را می توان با افزایش مناسب نرمی های جداگانه بندواره به حساب آورد.

بسته به هدف آنالیز، جعبه دنده فرمان، با نسبت موثر فرمان و ارتباط مناسب گشتاور ورودی به

¹ - Steering Compliance

خروجی و بازدهی آن نمایش داده می‌شود. به همین ترتیب می‌توان با افزودن روابط زوایای فرمان آکرمین میان چرخ‌ها و ناخطی بودن‌ها مدل را گسترش داد. همچنین ویژگی‌های سیستم‌های فرمان توانی را می‌توان معرفی نمود.



To steering wheel

شکل (۸-۱۷) مدل بندواره فرمان

معادلات مدل در اینجا به دست نیامده است، اما با توجه به روابط هندسی و اعمال قانون هوک برای ارتباط میان نیروها و جابجایی‌ها و با توجه به نرمی‌ها می‌توان به سادگی آن را فرموله نمود [۱۰]. یکی از موارد بسیار مفید ترکیب مدل سیستم فرمان با مدل خودرو است، مانند مدل‌های نرم‌افزار آدامز. واکنش سمتی مدل حرکات و نیروها و گشتاورهای اعمالی به تایر را محاسبه می‌نماید که به عنوان ورودی سیستم فرمان می‌باشند. حال می‌توان تغییرات زوایای فرمان را تصحیح و به دست آورد، که سبب تغییر ورودی خودرو و در نتیجه تغییر رفتار چرخشی آن است. این روش، ابزاری توانمند در بررسی دقیق اثرات سیستم فرمان بر رفتار فرمان‌پذیری خودرو می‌باشد.

نمونه‌هایی از اثرات سیستم فرمان

طراحی خاصی از هندسه سیستم فرمان دارای اثرات مشخصی بر معیارهای کارکرد فرمان مانند احساس مرکزی^۱، برگشت‌پذیری^۲ و تلاش فرمان‌دهی^۳ است که عموماً در کارخانه‌های خودرو

¹ - Center Feel

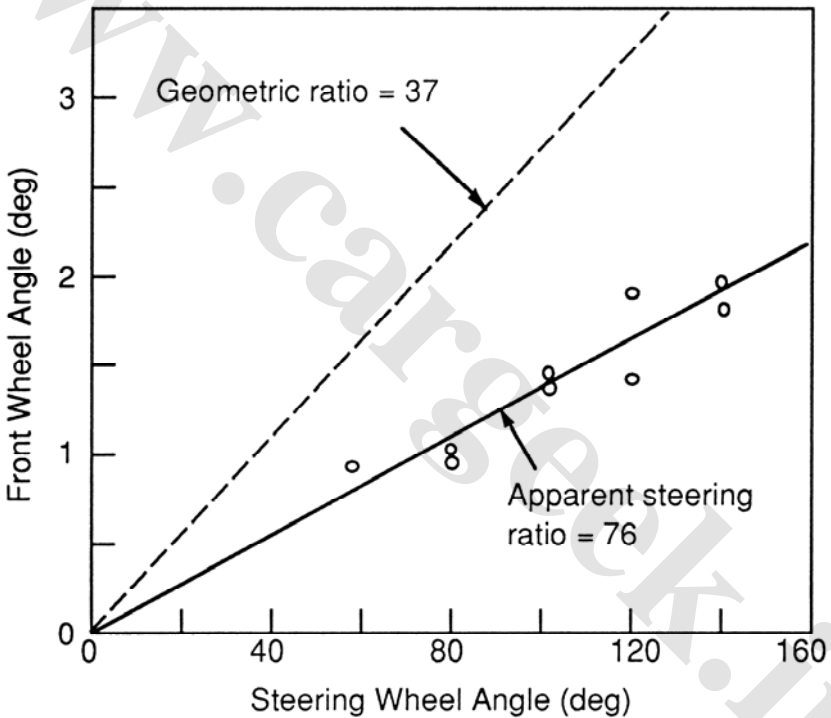
² - Returnability

³ - Steering Effort

اندازه‌گیری می‌شود. همچنین در مطالعه سینماتیک واکنش سمتی، پدیده‌های دیگری مشاهده می‌شود که از تاثیرات ساده بر نسبت فرمان تا چرخش و حتی ترمزگیری را در بر می‌گیرد.

نسبت فرمان

نسبت فرمان^۱ به عنوان نسبت دوران زاویه غربیلک فرمان به زاویه فرمان‌دهی چرخ‌ها معرفی می‌شود. عموماً در گستره ۱۵ تا ۲۰ به ۱ است. در سواری‌ها ۲۵ تا ۳۶ به ۱ است در کامیون‌ها، به سبب نرمی و تغییرات گشتاور فرمان با افزایش زاویه فرمان، نسبت فرمان واقعی تا دو برابر نسبت طراحی می‌رسد.



شکل ۸-۱۸) اندازه‌گیری‌های تجربی نسبت فرمان در کامیون

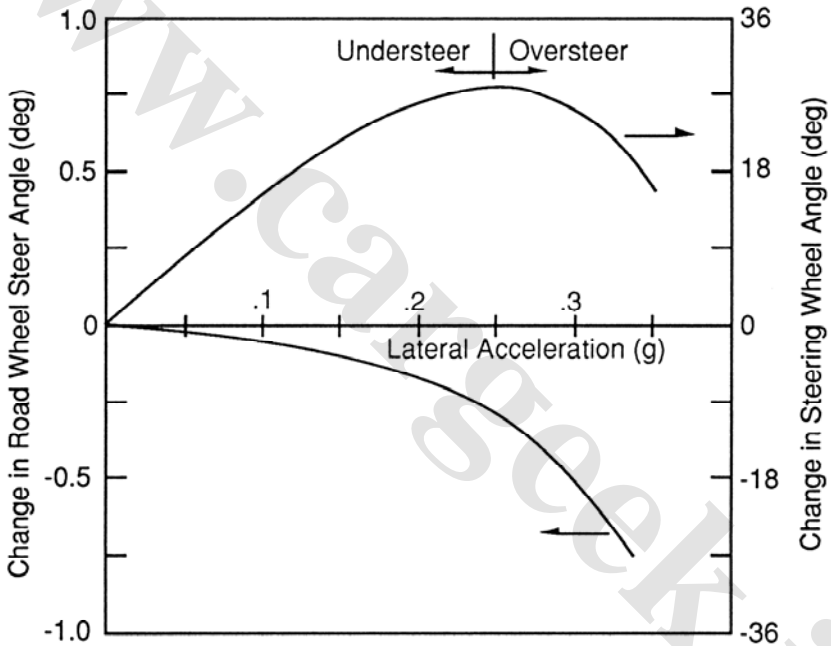
شکل ۸-۱۸ نمایانگر اندازه‌گیری‌های تجربی این پدیده در کامیون است. با ثابت بودن ویژگی‌های نرمی خودرو، شیب گشتاور وابسته به بار تایرهای جلو، نوع تایر، فشار، ضریب اصطکاک و پارامترهای دیگر خودرو است. با توجه به تغییر نسبت فرمان واقعی (که عموماً بیشتر از اندازه

^۱ - Steering Ratio

طراحی است) مانوردهای سرعت پایین خودرو تغییر می‌نماید.

کم‌فرمانی

کارکرد چرخشی مانای خودرو اغلب با اندازه‌گیری شیب کم‌فرمانی در غربیلک فرمان مشخص می‌شود. به سبب نرمی فرمان که سبب انحراف چرخ‌های جاده نسبت به ورودی غربیلک فرمان است، نتیجه به دست آمده وابسته به ویژگی‌های سیستم فرمان است. شکل ۸-۹ نمایانگر شیب زاویه فرمان اندازه‌گیری شده در غربیلک فرمان و چرخ چپ یک کامیون برابر با فرمان دستی است [۱۱].



شکل ۸-۱۹) اندازه‌گیری شیب کم‌فرمان کامیون در غربیلک فرمان و چرخ

خودرو دارای شیب کم‌فرمانی بالایی در غربیلک فرمان است که در حدود ۱۵۰ درجه بر شتاب گرانشی است (شیب اولیه نمودار گردایان زاویه غربیلک فرمان). اگر آن را با نسبت سیستم فرمان (۳۶ به ۱) تصحیح کنیم معادل شیب کم‌فرمانی ۴ درجه بر شتاب گرانشی در چرخ‌ها است. اندازه‌گیری‌های جداگانه از زاویه چرخ‌ها شیب اولیه را افقی نشان می‌دهد که معادل حالت تک‌فرمانی است. این اختلاف ناشی از تغییر شکل‌های بندواره فرمان است که واکنش چرخ‌ها در

برابر نرمی فرمان است.

اندازه نرمی سیستم فرمان وابسته به بار چرخ‌های جلو و زاویه کستر است. با بررسی‌های ساده تاثیرات کم‌فرمانی و در نظرگیری نیروهای کناری و گشتاور برگردان به عنوان عوامل موثر (با چشم‌پوشی از تاثیر نیروهای عمودی) می‌توان نشان داد که شیب کم‌فرمانی سیستم فرمان به قرار زیر است:

$$K_{strg} = \frac{W_f (ru + p)}{K_{ss}} \quad (8-8)$$

که در رابطه بالا:

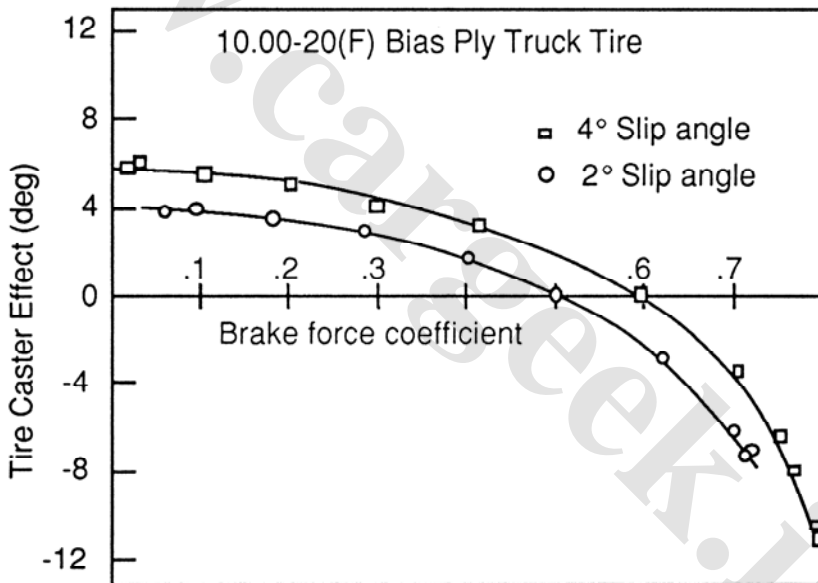
K_{strg}	افزایش کم‌فرمانی به سبب سیستم فرمان (درجه بر شتاب گرانشی)
W_f	بار چرخ‌های جلو (پوند)
r	شعاع چرخ‌ها (متر)
P	دنباله پنوماتیکی مرتبط با گشتاور برگردان (متر)
u	زاویه کستر (رادیان)
K_{ss}	سختی فرمان (فوت - پوند بر درجه)

سختی فرمان میان چرخ‌های جاده و غریب‌ک فرمان چنانچه دیده می‌شود، با لحاظ کردن نرمی سیستم فرمان، زاویه کستر و گشتاور برگردان اثرات کم‌فرمانی دارند. عموماً در خودروها این پارامتر (معادله 8-8) افزایش کم‌فرمانی در حدود 4 تا 6 درجه بر شتاب گرانشی می‌دهد.

پایداری ترمزی

ترمزگیری حالت خاصی است که در آن طراحی سیستم فرمان نقش مهمی را در پایداری هنگام چرخشی ایفا می‌کند [2]. به خصوص که طراحی تاثیر مستقیم بر پایداری و مقاومت در برابر اثرات نامتعادل بودن ترمز دارد. می‌توان نشان داد که زاویه کستر بر پایداری تاثیرگذار است، به سبب کنش آن که در برابر انحراف فرمان ناشی از نامتعادل بودن ترمزهای جلو مقاومت می‌کند. البته برتری زاویه کستر به خصوص در آسیب‌پذیری شرایط ترمزگیری است. حرکات شیرجه خودرو و بلند شدن تعلیق جلو می‌تواند بر زاویه کم کستر که در شرایط هنجار و عادی طراحی شده، چیره شود. همچنین گشتاور برگردان که معادل 4 تا 5 درجه زاویه کستر است، در شرایط غلت آزاد در ترمزگیری می‌تواند از نظر راستا معکوس گردد. این اثر تایر با اندازه‌گیری در کامیون در شکل 8-8

۲۰ توصیف گردیده است. اثر کستر تایر در این نمودار با تقسیم گشتاور برگردان بر نیروی کناری برای تعیین دنباله پنوماتیک^۱ به دست آمده است. دنباله پنوماتیک با شعاع تایر بی بعد می شود و منجر به زاویه موثری است که در آن نیروهای کناری بر تایر اعمال می شوند و همان تاثیر کستر تایر را دارد. در ضرایب ترمزگیری پایین گشتاور برگردان در راستای زاویه فرمان تایرها عمل می کنند و در سوی حرکت، که سعی در فرمان دهی چرخ ها به سوی بیرون قوس دارند (اثر کم فرمانی). اما در ضرایب ترمزی بالا سوی گشتاور برگردان معکوس می شود و اندازه منفی آن زیاد می شود که تلاش در فرمان دهی چرخ ها به سوی درون قوس دارد (اثر بیش فرمانی). بنابراین اثر متعادل کننده زاویه کستر مثبت و گشتاور برگردان تایر در ترمزگیری های بالا کاهش یافته و یا حذف می شود.



شکل (۸-۲۰) تغییرات گشتاور برگردان تایر با ضریب ترمزگیری

نامتعادل بودن نیروی ترمزی (به سبب کارکرد ترمز و یا ناپیوستگی ضرایب جاده) همراه با نرمی سیستم فرمان، تلاش در فرمان دهی چرخ ها دارد. به عنوان نمونه با بهره از ناپیوستگی ضرایب سطح، نیروی ترمزی در سطح با ضریب بالاتر تلاش دارد که خودرو را روی سطح به سبب

¹ - Pneumatic Trail

گشتاور اعمالی بگرداند. با انحراف کناری مثبت، نیروی ترمزی چیره جلو در سطح با ضریب بالا سعی در فرمان‌دهی خودرو در سطح دارد. اثر فرمان‌دهی نیروهای ترمزی حدود ۲ تا ۳ برابر بیش از گشتاور مستقیم خودرو است که سبب تغییر راستای خودرو در سطح با ضریب بالاتر است. انحراف منفی در بعضی از خودروها برای خنثی ساختن این سازوکار در ترمزگیری با ضرایب ناپیوسته و هنگامی که ترمز مود شکست قطری^۱ است، استفاده می‌شود.

اثرات جلو رانشی

در بیشتر خودروهای جلو رانش، با اعمال توان موتور رفتار چرخشی تغییر می‌کند. به طور معمول گازدهی^۲ ایجاد کم‌فرمانی و کاهش گاز^۳ ایجادگر بیش‌فرمانی است. هرچند که معادله چرخش گفتار ششم برای خودروهای جلو رانش عکس این را نشان می‌دهد. بنابراین بایستی سازوکارهای دیگری در جریان باشند. سه سازوکار شناخته شده است، که در این بخش توصیف می‌گردند. این بخش به طور یکتا فقط بر روی اثرات فرمان‌پذیری در خودروهای جلو رانش است. سایر اثرات که تاکنون در این گفتار مورد بحث قرار گرفته کلی و برای همه خودروها است.

گشتاور خط رانش حول محور فرمان

حتی در راندن رو به جلو، گشتاور خط رانش ایجادگر گشتاوری حول محور فرمان است که در شکل ۸-۲۱ نمایانده شده است. این فرایند با یک لولای سرعت ثابت^۴ که نیمه شفت را به اسپیندل^۵ چرخ متصل می‌نماید، ایجاد می‌شود. چرخ جلو در موقعیت پیش‌روی رو به جلو است. با چشم‌پوشی از مقاومت غلتشی و گشتاور ناشی از نیروهای عمودی تایر و جاده، گشتاور خالص حول محور فرمان یکی از چرخ‌ها به قرار زیر است:

$$M_{SA} = F_x d \cos(\nu) \cos(\lambda) + T_d \sin(\lambda + \zeta) \quad (9-8)$$

از آنجا که:

$$T_d = F_x r \quad (10-8)$$

با بازنویسی معادله ۸-۹ داریم:

$$M_{SA} = F_x (d \cos(\nu) \sin(\lambda) + r \sin(\lambda + \zeta)) \quad (11-8)$$

¹ - Diagonal - Split Brake

² - Throttle On

³ - Throttle Off

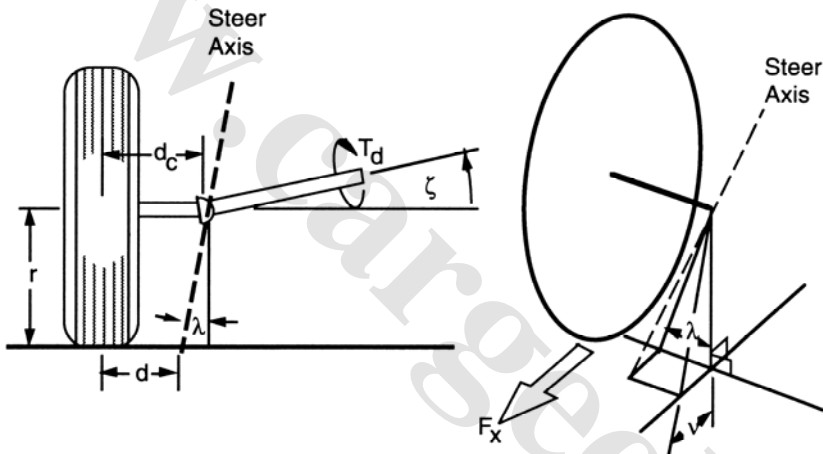
⁴ - Constant Velocity Joint

⁵ - Spindle

عموماً کجی کناری و زاویه کستر (ν, λ) آنقدر کوچک می‌باشند که می‌توان کسینوس را برابر واحد گرفت و بنابراین:

$$M_{SA} = F_x (d + r \sin(\lambda + \zeta)) \quad (12-8)$$

بازوی نیروی رانش که گشتاور حول محور فرمان را ایجاد می‌کند، عبارت است از $d + r \sin(\lambda + \zeta)$ ، که d فاصله کناری از زمین است. عبارت $r \sin(\lambda + \zeta)$ یک فاصله اضافه است که بیرون عمود بر نیمه شفت در لولای سرعت ثابت است. در آنجا یک صفحه مجازی می‌گذرد که از لولای سرعت ثابت می‌گذرد و عمود بر نیمه شفت است. این فاصله ادامه بازوی گشتاور از محل تماس تایر تا آن صفحه است.



شکل (۸-۲۱) نیروها و گشتاورهای رانشی اعمالی به چرخ جلو

هنگامی که نیم شفت افقی است (که اغلب در هنگام رانش رو به جلو پیش می‌آید)، ζ صفر است. آنگاه بازوی گشتاور $d + r \sin(\lambda)$ است که برابر است با انحراف مرکز چرخ d_c . بنابراین «نیروی رانشی به مرکز چرخ اعمال می‌شود» (از آنجا که گشتاور ترمز از طریق سازوکار تعلیق منتقل می‌گردد). می‌توان نشان داد که بازوی گشتاور نیروی ترمزی، فاصله کناری روی زمین (d) است. اگر ترمزهای درونی را در نظر بگیریم، بازوی گشتاور $d + r \sin(\lambda)$ است.

هنگام چرخش خودرو، غلتش خودرو سبب می‌شود که زاویه کج بودن نیم شفت چرخ بیرونی ζ کاهش یابد (و صفر شود و پس از آن منفی گردد)، در حالی که زاویه چرخ‌های درونی افزایش می‌یابد. بنابراین بازوی گشتاوری که حول آن نیروی رانشی عمل می‌کند در چرخ‌های بیرونی

کاهش و در چرخ‌های درونی افزایش می‌یابد، علاوه بر نیروی رانشی (در راستای رو به جلو) نامتعادل بودن آن سبب ایجاد گشتاوری در سیستم فرمان می‌شود که با زاویه‌دهی فرمان مخالفت می‌کند و تلاش می‌کند تا خودرو را به بیرون قوس بگرداند (کم‌فرمانی). اندازه این گشتاور وابسته به درجات غلت بدنه و اختلافی است که در زاویه نیم شفت ایجاد می‌شود، زاویه میان کجی شاه‌پین در سمت چپ و راست در حین غلت زوایای کستر و هر اختلاف هندسی میان چپ و راست (مانند شعاع تایر).

اثرات کم‌فرمانی با اندازه گشتاور بخش بر سختی سیستم فرمان متناسب است. بنابراین کاهش غلتش بدنه و سختی سیستم فرمان سبب کاهش این اثرات می‌باشند. البته این اثر در خودروهای مختلف، متفاوت است و در هنگام گازدهی تقریباً در حدود ۱ درجه بر شتاب گرانشی است [۱۲].

اثرات نیروهای کششی بر سختی کناری تایر

هنگامی که تائیری در برابر نیروهای کشنده است، نیروهای کناری آن کاهش می‌یابد. شکل ۸-۲۲ نمایانگر رفتار نمونه و مرسوم نیروهای کناری بر حسب نیروهای کشنده است. این اثرات بیشتر در تایرهای مورب در نظر گرفته می‌شود تا در تایرهای شعاعی.

اعمال گازدهی (نیروی رانشی) سبب از بین رفتن ویژگی‌های کناری تایرهای جلو است و در نتیجه سبب افزایش زاویه لغزش است، بنابراین اثر کم‌فرمانی دارد.

اندازه آن با میزان نیروی رانشی متناسب است. کم‌فرمانی ناشی از آن برای تغییر گازدهی از ۰/۲ تا ۰/۵ شتاب گرانشی در حدود ۰ تا ۲ درجه بر شتاب گرانشی برآورد می‌شود [۱۳]. این اثر در تایرهای شعاعی پایین است.

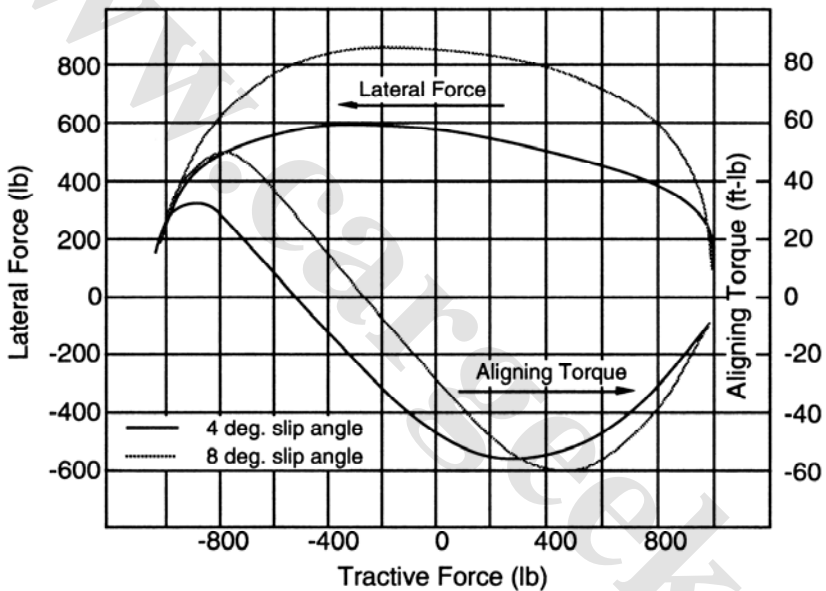
اثرات نیروی رانشی برگشتاور برگردان

همچنان که در شکل ۸-۲۲ نشان داده شده است، نیروهای کشنده منجر به افزایش گشتاور برگردان تایر می‌باشند (که در تایرهای شعاعی کمتر مطرح است). افزایش گشتاور برگردان سبب بیرون رفتن فرمان از گردش است، بنابراین اثرات کم‌فرمانی دارد. اندازه کم‌فرمانی وابسته به تغییر نسبت گشتاور برگردان به سختی سیستم فرمان است. این سازوکار در حدود ۰/۵ تا ۱ درجه بر شتاب گرانشی کم‌فرمانی را تغییر می‌دهد [۲].

جابجایی طولی بار

اغلب کم‌فرمانی را در چرخش‌های مانا مورد بحث قرار می‌دهند. اما با این حال ضروری است که

اختلاف میان شرایط شتاب‌دهی و ترمزگیری را برای توصیف اثرات جلو رانش بر کم‌فرمانی تعیین کرد. هنگام شتاب‌گیری، بار دینامیکی به سوی چرخ‌های پشتی منتقل می‌شود. این فرایند سبب می‌شود که چرخ‌های پشت دارای ضریب سختی کناری بیشتری گردند، در حالی که از سختی کناری چرخ‌های جلو کاسته می‌شود (اثر کم‌فرمانی). بنابراین بایستی برای اهداف مقایسه‌ای آن را محاسبه و برآورد نمود (باید در نظر داشت که این مسأله در خودروهای پشت رانش نیز برقرار است). در خودروهای معمولی، اثرات کم‌فرمانی به سبب تغییر گازدهی در حدود ۱ درجه بر شتاب گرانشی است [۱۲].



شکل (۸-۲۲) اثرات نیروی کشنده بر نیروی کناری و گشتاور برگردان

برآورد اثرات کم‌فرمانی رانش محور جلو

در پایان، سازوکارهای اولیه موثر در تغییر کم‌فرمانی خودروهای جلو رانش ناشی از گازدهی و کاهش آن به قرار زیر است:

- مولفه کناری نیروی گازدهی: این سازوکار نسبتاً ضعیف است (کمتر از ۰/۵ درجه بر شتاب گرانشی) و اثر بیش‌فرمانی دارد.
- گشتاور رانشی حول محور فرمان: وابسته به هندسه خط رانش و زاویه غلت در هنگام

- چرخش است. اثرات کم فرمانی دارد (حدود ۱ درجه بر شتاب گرانشی).
 - کاهش نیروی کناری: به ویژگی‌های تیر مرتبط است و اثرات کم فرمانی دارد (بین ۱ تا ۱/۵ درجه بر شتاب گرانشی).
 - افزایش گشتاور برگردان: به ویژگی‌های تیر مرتبط است و اثر کم فرمانی دارد (حدود ۰/۵ تا ۱ درجه بر شتاب گرانشی).
 - جابجایی طولی بار: که هم در خودروهای جلو رانش و هم پشت رانش وجود دارد و سبب کم فرمانی می‌شود (حدود ۱ درجه بر شتاب گرانشی).
- اثرات بالا در حدود ۴ تا ۵ درجه بر شتاب گرانشی بر کم فرمانی تاثیر می‌گذارند. سازوکارهای ۲ و ۳ گشتاوری ایجاد می‌کنند که به سیستم فرمان پسخورانده می‌شود و منبع نخستین ایجاد گشتاور فرمان در خودرو جلو رانش می‌باشد. بایستی توجه کرد که در این حالت اصطکاک دیفرانسیل دارای اهمیت است (۱۰ تا ۱۵ درصد) در هنگامی که خط رانش تحت بار است. همچنین در شرایط مشخص، سازوکار گازدهی در خودرو جلو رانش سبب کم فرمانی است.

چهار چرخ فرمان‌پذیر

کارکرد خودرو در چرخش را می‌توان با بهره از پویا ساختن فرمان‌دهی چرخ‌های پشت مانند جلو بهبود بخشید. فرمان پویا عبارت است از اعمال مستقیم فرمان‌دهی به چرخ‌های پشت، که در برابر فرمان ایستا است که نرمی تعلیق سبب فرمان‌دهی چرخ‌های پشت و بهبود چرخش است [۱۴]. چهار چرخ فرمان‌پذیری را می‌توان برای بهبود مانوردهی در سرعت‌های کم و بهبود چرخش در سرعت‌های بالا استفاده کرد.

چرخش در سرعت‌های پایین

با فرمان‌پذیر ساختن چرخ‌های پشت با اختلاف فازی نسبت به چرخ‌های جلو می‌توان کارکرد چرخشی خودرو را در سرعت‌های کم بهبود بخشید و در نتیجه شعاع چرخش کاهش می‌یابد که در شکل ۸-۲۳ نمایانده شده است. برای فرمان‌پذیر نمودن چرخ‌های پشت می‌توان از ابزارهای مکانیکی، هیدرولیکی و یا الکترونیکی سود جست [۱۲-۱۴]. عموماً زاویه فرمان‌دهی چرخ‌های پشت کسری از جلو است (که محدود به ۵ درجه است) و در سرعت‌های کم [۱۷] و یا در زوایای فرمان زیاد برای چرخیدن با سرعت پایین [۱۵] اعمال می‌شود. آنالیز کارکرد چرخشی با فرض میانگین زوایای چرخ‌های جلو و پشت، شبیه برآورد مدل دو چرخه است.

با متناسب بودن زاویه فرمان‌دهی چرخ‌های پشت با جلو، معادله چرخشی به قرار زیر است:

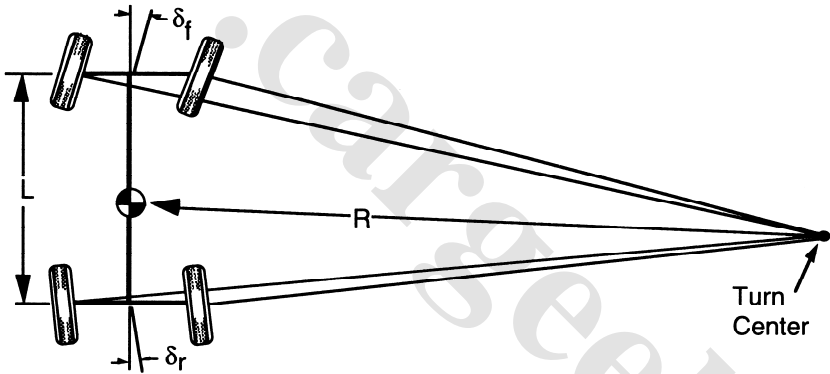
$$\delta_r = \xi \delta_f \quad (13-8)$$

$$\delta_f + \delta_r = \delta_f + \xi \delta_f = \delta_f (1 + \xi) = \frac{L}{R} \quad (14-8)$$

بنابراین شعاع چرخش به قرار زیر است:

$$R = \frac{L}{\delta_f (1 + \xi)} \quad (15-8)$$

معادله ۸-۱۵ به طور صریح نمایانگر چگونگی کاهش شعاع چرخش به واسطه زاویه فرمان‌دهی چرخ‌های پشت است. با ۵۰ درصد فرمان پشت، شعاع چرخش یک سوم کاهش می‌یابد (۱ بر ۱/۵). در ۱۰۰ درصد فرمان پشت (یعنی زاویه چرخ‌های پشت و جلو برابر است) شعاع چرخش ۵۰ درصد کاهش می‌یابد (۱ بر ۲).



شکل (۸-۲۳) هندسه چرخش در خودروهای چهارچرخ فرمان‌پذیر

بیان عبارتی برای انحراف جای پا در خودروهای چهار چرخ فرمان‌پذیر نسبت به خودروهای عادی پیچیده است. با در نظر گرفتن اینکه شعاع چرخش جلو (R_f) و پشت (R_r) توسط رابطه زیر مرتبط می‌باشند.

$$R_f \cos(\delta_f) = R_r \cos(\delta_r) = R_r \cos(\xi \delta_f) \quad (16-8)$$

بنابراین می‌توان معادله مطابق زیر را برای فاصله جای پا به دست آورد:

$$\Delta \cong \left(\frac{L^2}{2R} \right) \left(\frac{1 - \xi^2}{1 + \xi^2} \right) \quad (17-8)$$

اگر زاویه فرمان پشت صفر باشد ($\xi = 0$) فاصله جای پا همان مقدار به دست آمده پیشین یعنی

معادله ۶-۴ است. اگر چرخ‌های پشت و جلو دارای زاویه فرمان برابر باشند (۱۰۰ درصد)، فاصله جای پا صفر است.

چرخش در سرعت‌های بالا

زاویه فرمان‌دهی پس‌فازی^۱ که برای مانوردهی‌های سرعت پایین استفاده می‌شود. برای چرخش‌های سرعت بالا نامناسب است، زیرا جابجایی به سوی بیرون چرخ‌های پشت اثرات بیش‌فرمانی دارد. بنابراین در سرعت‌های بالا (حدود ۲۰ مایل در ساعت و بالاتر) از زاویه فرمان هم‌فاز^۲، که در حدود چند درجه است، استفاده می‌شود. حالت گذرای میان پس‌فازی و هم‌فازی را توسط الگوهای کنترلی^۳ با استفاده از سیستم‌های کنترل الکترونیکی که سرعت خودرو را حس می‌کند به دست می‌آید [۱۷] و یا توسط سیستم‌های مکانیکی که توسط یک سازوکار که در زوایای فرمان کم آن را هم‌فاز می‌کند (حدود ۰ تا ۲۵۰ درجه در غربلیک فرمان) و در سرعت‌های بالا تغییر می‌دهد [۱۵].

برتری چهار چرخ فرمان‌پذیری در بهبود کنترل رفتار گذرای چرخشی خودرو است [۱۹-۲۴]. در حالت کلی، سیستم چهار چرخ فرمان‌پذیر منجر به واکنش سریع‌تر و میرایی بهتر لرزه‌های چرخشی است که ناشی از شرایط نخستین چرخش است. این مسأله را می‌توان در شکل ۸-۲۴ که نمایانگر واکنش شتاب کناری به ورودی پله است، برای خودروهای چهار چرخ فرمان‌پذیر «متناسب» و خودروهای معمولی دید. شماهای دیگری که برای بهبود کارکرد استفاده می‌شود مانند پیشرفت و پسرفت فعال شدن چرخ‌های جلو و پشت سبب ایجاد انتخاب‌هایی دیگر برای بسط و گسترش کارایی خودروهای چهار چرخ فرمان‌پذیر است.

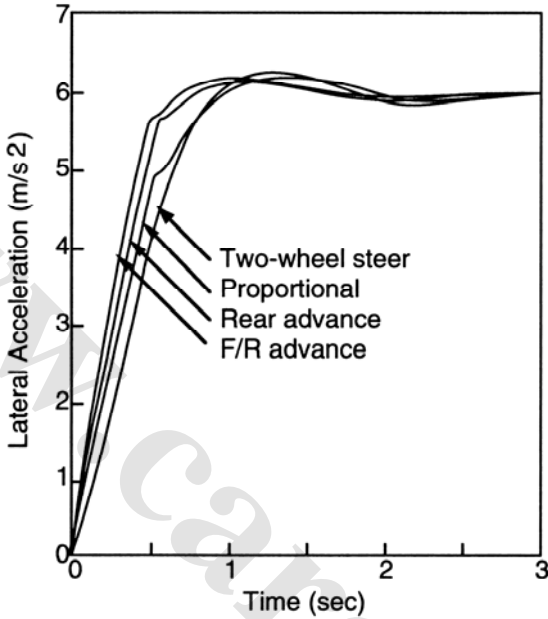
نمای دیگر برتری چهار چرخ فرمان‌پذیر را می‌توان با بررسی واکنش زاویه لغزش کناری هنگام آغاز چرخش به دست آورد. شکل ۸-۲۵ رفتار خودروهای دو چرخ فرمان‌پذیر را نسبت به خودروهای چهار چرخ فرمان‌پذیر مختلف مقایسه می‌سازد. بسته به میزان زاویه فرمان‌دهی چرخ‌های پشت، زاویه لغزش کناری بدنه در هنگام چرخش تغییر می‌کند. کاهش لرزه‌های زاویه لغزش کناری در چهار چرخ فرمان‌پذیر مطابق شکل ۸-۲۵، احساس پایداری بهتری را در هنگام مانورهای گذرا می‌دهد.

¹ - Out Of Phase

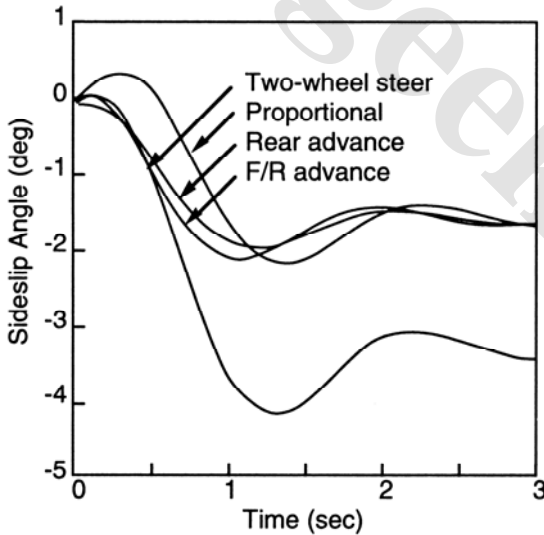
² - In Phase

³ - Control Algorithm

به طور کلی، پیاده‌سازی مناسب چهار چرخ فرمان‌پذیر می‌تواند منجر به یک خودرو با قابلیت مانوردهی بهتر در سرعت‌های پایین و پایدارتر در مانورهای گذرای سرعت بالا باشد.



شکل (۸-۲۴) واکنش شتاب کناری در سیستم‌های مختلف چهار چرخ فرمان‌پذیر [۲۰]



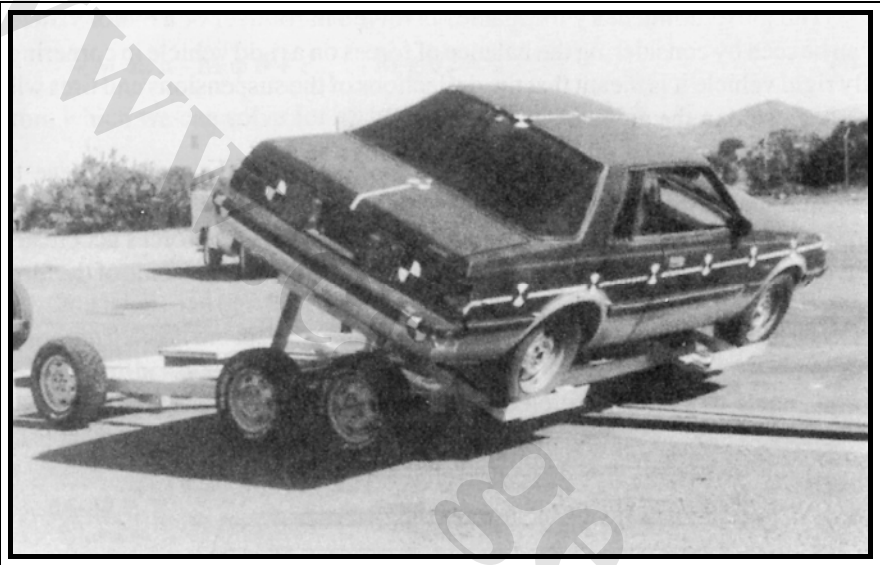
شکل (۸-۲۵) زاویه لغزش کناری بدنه در سیستم‌های مختلف چهار چرخ فرمان‌پذیر [۲۰]

مراجع

- 1- Durstine, J.W., The Truck Steering System from Hand Wheel to Road Wheel, SAE SP-374, Junurey 1974, 76 p.
- 2- Gillespie, T.D., "Front Brake Interactions with Heavy Vehicle Steering and Handling during Braking," SAE Paper No. 760025, 1976, 16 p.
- 3- Dwiggins, B.H., Automotive Steering Systems, Delmar Publisher, Albany, NY, 1968, 248 p.
- 4- Pitts, S., and Wildig, A.W., "Effect of Steering Geometry on Self-Centering Torque and 'Feel' During Low – Speed Maneuvers," Automotive Engineer, Inst. Of Mech. Engr., July-July 1978.
- 5- Hall, A.S., Jr., Kinematics and Linkage Design, Prentice Hall, Inc., Englewood Cliffs, NJ, 1961.
- 6- Dijkman, E.A., Motion Geometry of Mechanisms, Cambridge University Press, Cambridge, England, 1976.
- 7- Taborek, J.J., Mechanics of Vehicles, Tow Motor Corporation, Cleveland, OH, 1957, 93 P.
- 8- Lugner, P., and Springer, H., "Über den Einfluss der Lenkgeometrie auf die stationäre Kurvenfahrt eines LKW," (Influence of Steering Geometry on the Stationary Cornering of a Truck), Automobile-Industrie, April 1974, 5p.
- 9- Wheel Alignment-Modem Setting for Modem Vehicles, SAE SP 249, December 1963, 13 p.
- 10- MacAdam, C.C., et al., "A Computerized Model for Simulating the Braking and Steering Dynamics of Trucks, Tractor- Semi Trailers, Doubles, and Triples Combinations – User's Manual, Phase 4," Highway Safety Research Institute, University of Michigan, Report No. UM-HSRI-80-58, September 1980, 355 p.
- 11- Gillespie, T.D., "Validation of the MVMA/HSRI Phase II Straight Truck Directional Response Simulation," Highway Safety Research Institute, University of Michigan, Report No. UM-HSRI-78-46, October 1978, 58 p.
- 12- Gillespie, T.D., and Segel, L., "Influence of Front-Wheel Drive on Vehicle Handling at Low Levels of Lateral Acceleration," Road Vehicle Handling, Mechanical Engineering publications Ltd., London, 1983, pp.61-68.
- 13- Braess, H.H., "Contributions to the Driving Behavior of Motor Vehicles with Front Wheel Drive Throttle Change During Cornering," Institute of Internal Combustion Machines and Motor Vehicles, Munich (Germany), 1970, 15p.
- 14- Sharp, R.S., and Crolla, D.A., "Controlled Rear Steering for Cars-A Review," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, International Conference on Advanced Suspensions, 1988, pp. 149-163.
- 15- Sano.S., et al., "Operational and Design Features of the Steer Angle Dependent Four Wheel Steering System," 11th International Conference on Experimental Safety Vehicles, Washington, D.C., 1988, 5 p.
- 16- Nakaya, H., and Oguchi, Y., "Characteristics of the Four-Wheel Steering Vehicle and Its Future Prospects," Vehicle System Dynamics, Vol.8, No.3, 1987, p. 314-325

- 17- Takiguchi, T., et al., "Improvement of Vehicle Dynamics by Vehicle-Speed-Sensing Four-Wheel Steering System," SAE Paper No. 860624, 1986, 12 p.
- 18- Eguchi, T., et al., "Super HICAS" – A New Rear Wheel Steering System with Phasereversal Control," SAE Paper No. 891978, 1989, 10 p.
- 19- Fukui, K., et al., "Analysis of Driver and a 'Four Wheel Steering Vehicle' System Using a Driving Simulator" SAE Paper No. 880641, 1988, 13 p.
- 20- Nalecz, A.G., and Bindemann, A.C., "Analysis of the Dynamic Response of Four Wheel Steering Vehicles at High Speed," International Journal of Vehicle Design, vol.9, No.2, 1988, pp. 179-202.
- 21- Nalecz, A.G., and Bindemann, A.C., "Investigation into the Stability of Four Wheel Steering Vehicles," International Journal of Vehicle Design Vol.9, No.2, 1988, pp. 159-179.
- 22- Ohnume, A., and Metz, L.D., "Controllability and Stability Aspects of Actively Controlled 4WS Vehicles," SAE Paper No. 891977, 1989, 14 p.
- 23- Whiteh, J.C., "Four Wheel Steering: Maneuverability and High Speed Stabilization," SAE paper No. 880642, 1988, 14 p.
- 24- Whitehead, J.C., "Rear Wheel Steering Dynamics Compared to Front Steering," Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 112, No. 1, March 1990, pp. 88-93.

گفتار نهم - باژگونش



آزمایش باژگونش دالی^۱ (بر پایه مقاله شماره ۹۰۰۳۶۶ انجمن مهندسان خودرو)

پیش‌گفتار

باژگونش^۲ یکی از جدی‌ترین و خطرناک‌ترین مانورهای دینامیکی خودروهای موتوری است. هر گونه مانوری که در آن خودرو حول محور طولی به اندازه ۹۰ درجه یا بیشتر بچرخد، چنانکه بدنه آن با زمین تماس یابد، باژگونش نامیده می‌شود. باژگونش بر اثر عوامل مختلفی ایجاد می‌شود. در یک سطح صاف هنگامی که شتاب کناری خودرو آنقدر افزایش یابد که بتواند جبران کننده جابجایی کناری وزن تایرها باشد، آنگاه باژگونش رخ می‌دهد. همچنین شیب کناری جاده،

^۱ - Dolly

^۲ - Roll Over

اختشاشات ناشی از ناهمواری‌های جاده، ضربه‌های کناری، نرمی زمین و دیگر عواملی که فراهم‌گر نیروهای کناری برای غلتش خودرو می‌باشند، کمکی هستند برای بازگوش خودرو.

فرآیند بازگوش تراکنش پیچیده‌ای است میان نیروهای بیرونی اعمالی به خودرو و نیروهای درونی خودرو که به چگونگی مانوردهی و جاده وابسته می‌باشند. این فرآیند به صورت تحلیلی و تجربی با بهره از مدل‌های گوناگونی که بازه گسترده‌ای از پیچیدگی‌ها را در بر می‌گیرند، بررسی و تحقیق شده است. برای سادگی فهم این فرآیند از مدلی ساده (با چشم‌پوشی از عبارات لختی و شتاب غلتشی) استفاده می‌گردد و سپس می‌توان آن را به مدل‌های پیچیده‌تر گسترش داد.

بازگوش نیمه ایستای خودرو صلب

ساده‌ترین مدل بررسی بازگوش خودروهای موتور بر پایه تعادل نیروهای اعمالی به خودرو صلب در حالت چرخش به دست می‌آید. گمان خودرو صلب بر پایه چشم‌پوشی از تغییرات سیستم تعلیق و تایرها است.

در مانورهای سمتی خودرو برای خنثی‌سازی نیروهای گریز از مرکز برخاسته از شتاب کناری که نقطه اثر آن گرانیگاه خودرو است، در سطح تماس تایر و جاده نیروهای کناری ایجاد می‌گردد. نیروهای کناری در صفحه زمین میان تایر و جاده ایجاد می‌شود مطابق شکل ۹-۱. اختلاف نقطه اثر این دو نیرو، فراهم‌گر گشتاوری است که سبب غلتش خودرو به سوی بیرون قوس مسیر است.

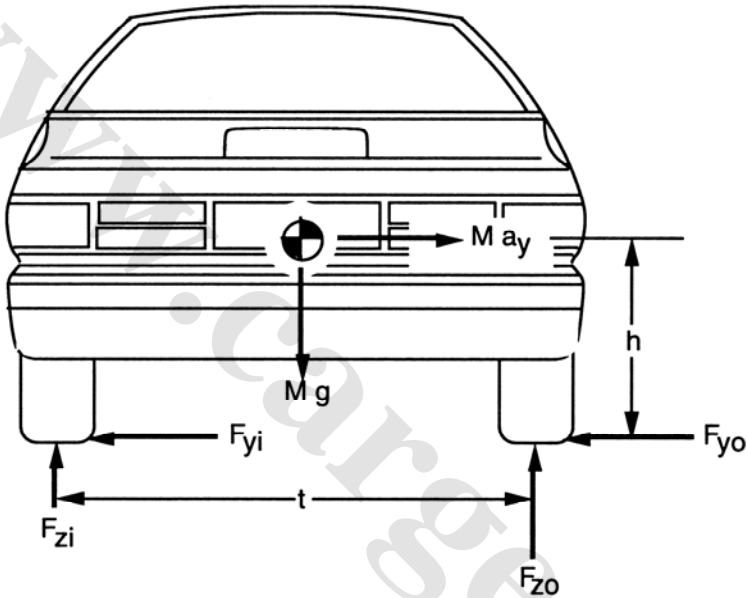
برای بررسی و همانندسازی رفتار خودرو، فرض می‌کنیم که خودرو در چرخش مانا قرار دارد، بنابراین از شتاب غلتشی خودرو چشم‌پوشی می‌گردد. نیروهای چرخ‌های جلو و پشت در هر سوی خودرو، با یک نیروی برآیند در شکل جایگزین شده است. در بسیاری از بزرگراه‌ها، جاده دارای شیب کناری است که آن را شیب متقاطع^۱ می‌نامند (این شیب متقاطع به دو منظور ایجاد می‌شود، نخست هدایت آب باران به سوی بیرون جاده و نیز در صورت چرت زدن راننده، خودرو به سمت خاکی و نه به سوی وسط بزرگراه انحراف پیدا می‌کند). زاویه کناری جاده با (φ) نشان داده می‌شود و شیب کاهنده به سوی چپ (پاد ساعت‌گرد) نمایانگر زاویه مثبت است. این شیب کناری به متعادل‌سازی و جبران شتاب کناری کمک می‌کند. در بیشتر جاده‌ها، شیب کناری جاده کوچک است و می‌توان از گمان زوایای کوچک بهره جست. با گشتاورگیری بر پایه مرکز تماس تایرهای بیرونی رابطه زیر به دست می‌آید:

¹ - Super Elevation

$$M a_y h - M \phi h + F_{zi} t - Mg \frac{t}{2} = 0 \quad (1-9)$$

با پاسخ‌یابی شتاب کناری (a_y) از معادله بالا داریم:

$$\frac{a_y}{y} = \frac{\frac{t}{2} + \phi h - \frac{F_{zi} t}{Mg}}{h} \quad (2-9)$$



شکل (۱-۹) نیروهای اعمالی به خودرو که سبب بازگونی آن می‌شوند

در جاده صاف ($\phi = 0$) در نبود شتاب کناری، این معادله هنگامی که بار چرخ‌های درونی (F_{zi}) نصف وزن خودرو گردد، برآورده می‌شود. نیز بار چرخ‌های درونی (F_{zi}) در صورت وجود شتاب کناری می‌تواند نصف وزن خودرو باشد در صورتی که زاویه شیب کناری جاده به قرار زیر باشد:

$$\phi = \frac{a_y}{g} \quad (3-9)$$

در طراحی بزرگراه‌ها از شیب عرضی در انحنای جاده به همین منظور بهره برده می‌شود. با داشتن شعاع چرخش و سرعت حرکت خودرو یا سرعت طراحی، شیب عرضی چنان برگزیده می‌شود تا شتاب کناری ناشی از آن در بازه صفر تا ۰/۱ شتاب گرانش باشد. در یک جاده شیب‌دار به سرعتی

که در آن شتاب کناری صفر است، سرعت خشی^۱ گویند.

با توجه به معادله ۹-۲ با افزایش شتاب کناری بار چرخ‌های درونی کاهش می‌یابد. بر پایه چنین فرآیندی، در هنگام چرخش خودرو گشتاور غلشی در راستای کناری خودرو تغییر می‌کند. شرایط حدی چرخش در هنگامی که بار چرخ‌های درونی صفر می‌گردد (همه بار به سوی چرخ‌های بیرونی جابجا شده است) رخ می‌دهد. در این نقطه باژگوش آغاز می‌شود، زیرا دیگر خودرو در صفحه غلت پایدار نیست. به شتاب کناری که در آن باژگوش آغاز می‌شود، آستانه باژگوش^۲ می‌گویند و به قرار زیر است:

$$\frac{a_y}{g} = \frac{\frac{t}{2} + \phi h}{h} \quad (۴-۹)$$

در غیاب شیب عرضی جاده آستانه باژگوش عبارت است از نسبت $t/(2h)$. این سنجه ساده برای آستانه باژگوش، اغلب در برآوردهای آغازین بیانگر مقاومت خودرو در برابر باژگوش است، زیرا تنها به دانستن دو پارامتر ساده خودرو «فاصله گام^۳» و «بلندی گرانگاه» نیاز است. هر چند این برآورد بسیار محتاطانه است (برآورد آستانه باژگوش بیشتر از مقدار واقعی)، اما برای مقایسه و ارزیابی خودروها به جای پیش‌بینی دقیق پاسخ و ویژگی‌های خودرو مفید است. بعضی از کتاب‌های دینامیک خودرو عکس این سنجه را یعنی $2h/t$ را به عنوان معیار باژگوش به کار می‌برند که در این حالت بالاتر بودن معیار، متناظر با آستانه باژگوش پایین‌تر است. آستانه باژگوش خودروهای مختلف متفاوت است. به طور نمونه جدول ۹-۱ مقادیر متداول و نوعی را نشان می‌دهد [۱].

در خودروهای سواری و کامیون‌های سبک شتاب کناری لازم برای باژگونی بر پایه مدل خودرو صلب بیش از حد اصطکاک کناری تایرها می‌باشد (ضریب اصطکاک بیشینه در حدود ۰/۸ است). در این حالت خودرو بدون اینکه باژگون گردد، از کنار می‌لغزد و سر می‌خورد. بنابراین بر پایه این برآورد باژگونی این خودروها نادر است. هر چند آمار تصادفات چیز دیگری را نشان می‌دهد [۲]. بنابراین نیاز به تعمق در این مسأله است. در برابر خودروهای سبک، کامیون‌های

^۱ - Neutral Speed

^۲ - Roll Over Threshold

^۳ - Track

سنگین می‌توانند در درون بازه توانایی اصطکاکی تایرها به آستانه بازگونی رسیده و ریسک بازگوش دارند [۳]، در صورتی که راننده در یک جاده خشک از لغزش و سرخوردن کناری خودرو جلوگیری نکند (با فرمان‌دهی مناسب).

جدول (۹-۱) ویژگی‌های مرتبط با بازگوش خودروهای مختلف

گونه خودرو	بلندی گرانیگاه (Inches)	فاصله گام (Inches)	آستانه بازگوش (g)
مسابقه‌ای ^۱	۱۸-۲۰	۵۰-۶۰	۱/۲-۱/۷
فشرده ^۲	۲۰-۲۳	۵۰-۶۰	۱/۱-۱/۵
تشریفاتی ^۳	۲۰-۲۴	۶۰-۶۵	۱/۲-۱/۶
کامیون سبک بارکشی ^۴	۳۰-۳۵	۶۵-۷۰	۰/۹-۱/۱
ون سواری ^۵	۳۰-۴۰	۶۵-۷۰	۰/۸-۱/۱
کامیون‌های متوسط	۴۵-۵۵	۶۵-۷۵	۰/۶-۰/۸
کامیون‌های سنگین	۶۰-۸۵	۷۰-۷۲	۰/۴-۰/۶

بازگونی خودرو صلب را می‌توان به طور کامل با بهره از نمودار شتاب کناری بر حسب زاویه غلتش (ϕ) متناظر با تعادل خودرو توصیف نمود (شکل ۹-۲). بر پایه نگره خودرو صلب هنگامی که زاویه غلتش صفر است، آنگاه مقدار حدی شتاب کناری آستانه بازگوش است و شتاب سمتی خودرو می‌تواند هر مقداری را بین صفر تا این حد داشته باشد.

هنگامی که خودرو به این حد رسید، چرخ‌های درونی از زمین بلند می‌شوند و خودرو آغاز به غلتیدن می‌کند و در اینجا شتاب کناری متناظر با پایداری خودرو با افزایش زاویه غلتش کاهش می‌یابد، زیرا گرانیگاه بالا رفته و به سوی چرخ‌های بیرونی جابجا گردیده است.

این بازه شرایط غلت ناپایدار را می‌نمایاند. حال یک خودرو را که در هنگام چرخش بر روی دو چرخ بیرونی بلند شده است را در نظر بگیرید. برای پایداری زاویه غلتش خودرو، شتاب کناری

¹ - Sport Car

² - Compact Car

³ - Luxury Car

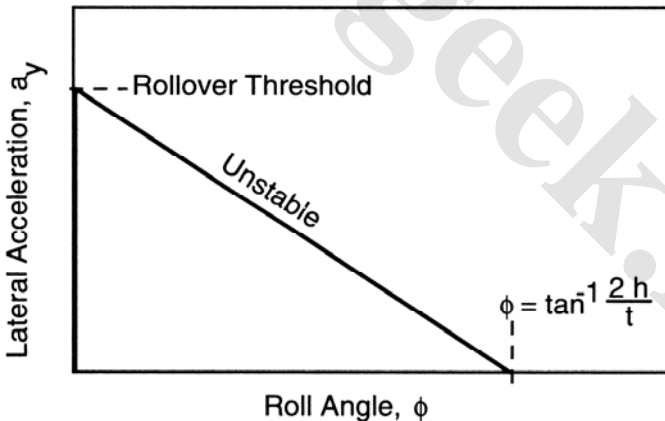
⁴ - Pickup Truck

⁵ - Passenger Van

خودرو بایستی مقدار دقیق خم نمودار بالا را داشته باشد تا با شتاب سمتی متعادل گردد. هر گونه اغتشاش و ارتعاشی که سبب افزایش این زاویه گردد، آنگاه سبب بر هم زدن پایداری خودرو، ایجاد شتاب غلتشی و افزایش زاویه غلت است و در صورت ادامه یافتن به سرعت در ۱ یا ۲ ثانیه سبب باژگونی خودرو است.

بر این پایه می توان آغازی برای باژگونی خودرو تعریف نمود، هنگامی که به سبب ناپایداری خودرو، چرخ های درونی از زمین بلند می شوند. می توان جدایش تایرهای درونی را آغاز باژگونی در نظر گرفت، زیرا خودرو در بازه ناپایداری قرار می گیرد. هر چند راننده با گرداندن تند غریبک فرمان به سوی بیرون قوس مسیر و در نتیجه کاهش شتاب کناری به مقداری که خودرو به شرایط مناسبی برگردد، می تواند از ناپایداری غلتشی خودرو جلوگیری نماید. برای جلوگیری از باژگونی، به واکنش سریعی (در حدود کسری از ثانیه) نیاز است، زیرا باژگونی به سرعت پیشرفت می کند. از نظر تئوری هنگامی باژگونی غیر قابل کنترل است که زاویه غلتش چنان افزایش یابد که گرانیگاه خودرو بیرون خط تماس چرخ های بیرونی قرار گیرد. این حد با توجه به شکل مرتبط است با نقطه ای که شتاب کناری مانای خودرو به صفر می رسد.

$$\phi = \tan^{-1}\left(\frac{2h}{t}\right)$$



شکل (۹-۲) تعادل شتاب کناری در باژگونی خودرو صلب

البته رانندگانی هستند که برای نمایش^۱ خودرو را روی دو چرخ می رانند و علیرغم ناپایداری

^۱ - Stunt Driver

غلشی خودرو، مسافت‌های زیادی را می‌پیمایند. با این همه برای رانندگان حرفه‌ای نیز در صورت اشتباه و یا قرارگیری در وضعیت‌های دشوار، پرهیز از باژگونش بسیار سخت است. یک مهندس خودرو باید با نگرشی محتاطانه فرض کند که بیشتر رانندگان چنین انعطاف‌پذیری و چنین آموزشی را ندارند و توانایی پرهیز از ناپایداری خودرو را هنگامی که چرخ‌های تیر از زمین بلند شود را ندارند. بنابراین مهندسان بایستی بر بهینه کردن رفتار خودرو تا پیش از آستانه باژگونش پردازند، به طوری که خودرو در حالت ناپایدار قرار نگیرد.

باژگونش نیمه ایستای خودرو معلق

در همانندسازی پیشین با چشم‌پوشی از نرمی تایرها و تغییرات سیستم تعلیق، آستانه باژگونش پیش برآورد گردید. در هنگام چرخش به سبب جابجایی کناری بار، بار چرخ‌های بیرونی افزایش و بار چرخ‌های درونی کاهش می‌یابد. همچنین در نتیجه غلتش بدنه، گرانیگاه به سوی بیرون قوس منحرف می‌گردد. این جابجایی سبب کاهش بازوی گشتاور گرانیگاه (که در برابر باژگونی مقاومت می‌کند) می‌گردد.

شکل ۹-۳ نمایانگر این سازوکار با لحاظ کردن سیستم تعلیق در یک خودرو است. بدنه با جرم M_s نمایانده شده است که در نقطه‌ای مجازی به نام مرکز غلت به محورها متصل است. مرکز غلت لولایی است که بدنه حول آن می‌غلتد و همچنین نیروهای کناری از محور به جرم معلق منتقل می‌شود.

با چشم‌پوشی از جرم و غلتش محورها می‌توان یک بررسی ساده را به منظور برآورد آستانه باژگونش انجام داد. با گشتاورگیری حول نقطه تماس چرخ‌ها با زمین و با فرض صفر شدن بار چرخ‌های درونی داریم:

$$\sum M_0 = 0 \quad (5-9)$$

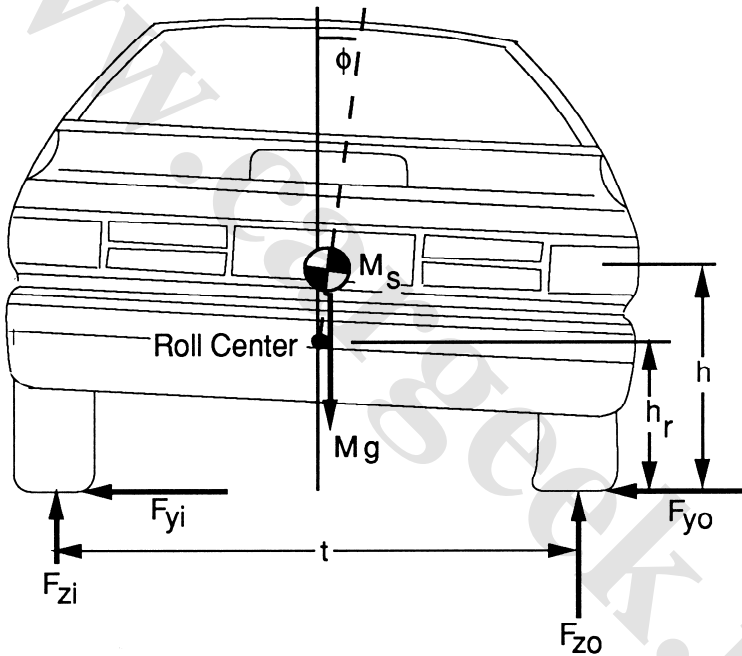
$$\sum M_0 = M_s a_y h - M_s g \left(\frac{t}{2} - \phi(h - h_r) \right)$$

زاویه غلتش جرم معلق (ϕ) برابر است با حاصل ضرب نرخ غلتش (R_ϕ) در شتاب کناری (a_y). نرخ غلتش عبارت است از نرخ تغییرات زاویه غلتش نسبت به شتاب کناری که بر حسب رادیان بر واحد شتاب گرانشی اندازه‌گیری می‌شود. با جایگذاری برای حذف زاویه غلت و پاسخ‌یابی شتاب کناری داریم:

$$\frac{a_y}{g} = \frac{t}{2h} \left(\frac{1}{1 + R_\phi \left(1 - \frac{h_r}{h} \right)} \right) \quad (9-6)$$

که در رابطه بالا:

بلندی گرانیگاه خودرو از سطح جاده	h
بلندی مرکز غلت از سطح جاده در راستای گرانیگاه	h_r
گام خودرو	t
نرخ غلتش (رادیان بر شتاب گرانشی)	R_ϕ



شکل (۹-۳) واکنش غلت خودرو معلق

بنابراین با لحاظ کردن جابجایی کناری گرانیگاه، آستانه باژگونی $t/(2h)$ با یک عبارت مرتبه دوم در سمت راست معادله بالا کاهش می‌یابد. در سواری‌ها با $h_r/h = 0.5$ و نرخ غلتش در حدود ۶ درجه بر شتاب گرانشی عبارت دوم در حدود ۰/۹۵ است، یعنی آستانه باژگونی حدود ۵ درصد کاهش می‌یابد. خودروهای ورزشی و مسابقه‌ای با نرخ غلتش و گرانیگاه پایین‌تر کمتر

تحت تاثیر این سازوکار می‌باشند، در حالی که خودروهای تشریفاتی^۱ با نرخ غلتش و بلندی گرانیگاه بالاتر به میزان زیادی تحت تاثیر این سازوکار قرار دارند. در سیستم‌های تعلیق محور یکپارچه (که مرکز غلت بالاتری دارند)، اثر جابجایی کناری بار نسبت به سیستم‌های با تعلیق جداگانه (که مرکز غلت پایین‌تری دارند) کمتر است، زیرا گرانیگاه و مرکز غلتش پایین‌تری دارند.

سازوکار دیگری که از آستانه باژگونش می‌کاهد، تغییر شکل تایرهای بیرونی بر اثر بار است، که در نتیجه آن مرکز اثر بار تایرها در هنگام چرخش خودرو به سوی درون جابجا می‌گردد و از گام خودرو می‌کاهد. در خودروهای سواری معمولی این سازوکار در حدود ۵ درصد آستانه باژگونش را کاهش می‌دهد.

بررسی دقیقتر اثر جابجایی کناری بار و تاثیر آن بر آستانه باژگونش نیازمند یک مدل دقیق‌تر از سیستم تعلیق و تایرها است. نکات زیر را بایستی در این مدل لحاظ کرد:

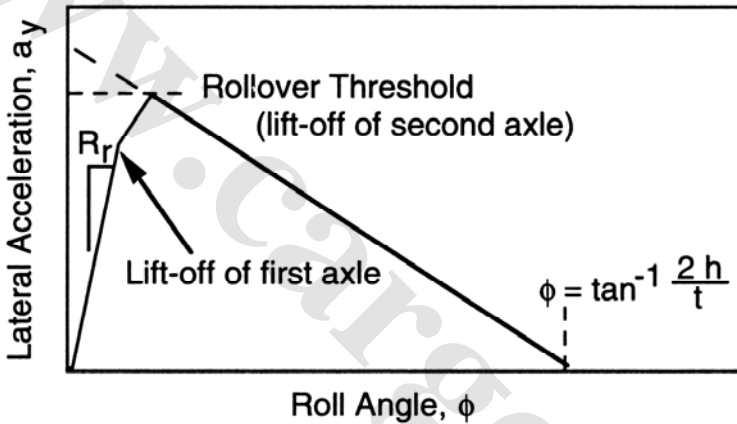
- جابجایی کناری گرانیگاه جرم معلق به سبب دوران حول مرکز غلت
- جابجایی کناری مرکز غلت سیستم تعلیق نسبت به گام خودرو در هنگام غلت سیستم‌های یکپارچه یا تغییر کمبر در سیستم‌های جداگانه
- جابجایی کناری نقطه اثر بار تایر به سبب نیروهای کناری و تغییر شکل‌ها (این عامل در تغییرات گشتاور بیش‌گرددش در شرایط ترکیبی چرخش و کمبر بازتاب می‌یابد).
- رفتار متفاوت سیستم تعلیق جلو و پشت.

پاسخ‌یابی یک مدل که در بر گیرنده همه این اثرات باشد، به صورت تحلیلی ناممکن است. به ویژه اگر تعلیق جلو و پشت از نظر بار و سختی غلتشی خیلی متفاوت باشند، که در نتیجه بایستی هر یک به طور جداگانه مدل گردد. امروزه برخی از برنامه‌های رایانه‌ای در این زمینه می‌توانند برآورد صحیحی را برای محاسبه آستانه باژگونش نیمه ایستای خودرو با لحاظ کردن همه این تاثیرات ارائه نمایند [۶].

هنگامی که همه این سازوکارها به طور دقیق مدل شوند، پاسخ غلت نیمه ایستای یک خودرو موتوری مطابق شکل ۹-۴ است. در اندازه‌های پایین شتاب کناری پاسخ غلت خودرو به صورت خطی که شیب آن معادل نرخ غلتش است، افزایش می‌یابد و تا هنگامی که یکی از چرخ‌ها از

^۱ - Luxury Vehicle

زمین بلند شوند، ادامه می‌یابد (هر دو چرخ جلو و پشت الزاماً به طور هم‌زمان از جاده جدا نمی‌شوند، زیرا در یک خودرو واقعی تعلیق جلو و پشت و بارهای آنها متفاوت است. در کامیون‌های چند محوره شیب این خم در هنگام بلند شدن هر چرخ تغییر می‌نماید که در نتیجه خمی تکه تکه ایجاد می‌شود). در این نقطه به سبب کاهش نرخ غلت نسبت به حالتی که چرخ روی زمین قرار دارد، پاسخ غلت با شیب کمتری ادامه می‌یابد. هنگامی که دومین چرخ درونی بلند می‌شود، آستانه باژگونی فرا می‌رسد. پس از آن پاسخ غلت خودرو از خطی با شیب کاهنده که مطابق خودرو صلب است پیروی می‌کند.



شکل (۴-۹) تعادل شتاب کناری در باژگونی خودرو معلق

نمودار نشان می‌دهد که برای یک خودرو با گام و بلندی گرانیگاه مشخص، آستانه باژگونی هنگامی که نرخ غلتش جرم معلق در بالاترین سطح ممکن (بهره از تعلیق با سختی غلت بالاتر) باشد و طراحی تعلیق جلو و پشت چنان باشد که چرخ‌های بیرونی هر دو در یک زاویه غلتش بلند شوند، بیشترین مقدار را دارا است.

روش‌های آزمایشگاهی اندازه‌گیری آستانه باژگونی نیمه ایستای خودرو با بهره از «میز آزمایش کج عرضی»^۱ انجام می‌گردد. همچنان که از نام آن پیدا است، این میز آزمایش خودرو را در صفحه کناری یا غلتشی می‌گرداند و با اندازه‌گیری زاویه‌ای که باژگونی رخ می‌دهد، آستانه آن را تعیین می‌کند. این روش برای کامیون‌های سنگین که دارای گرانیگاه بالایی می‌باشند و در

^۱ - Tilt Table

زوایای کم باژگون می‌شوند، کاملاً صحیح است (در زوایای حدود ۲۰ تا ۲۵ درجه). در سواری‌ها آستانه باژگونش به ۴۵ درجه می‌رسد. در زوایای زیاد مولفه رو به پایین سنگینی خودرو در صفحه خودرو تا اندازه‌ای کاهش می‌یابد (۳۰ درصد در ۴۵ درجه) و کاهش بار در تعلیق و تایرها، خودرو را حول نقطه عادی رانش^۱ آن بلند می‌کند، که در نتیجه سبب باژگونش زودرس خودرو و نادرست بودن آزمایش است. برای دوری از چنین نادرستی‌هایی، بایستی روش آزمایش چنان باشد که نیروی کناری را به گرانیگاه (آزمایش کابل کشنده خودرو)^۲ اعمال نماید و یا گشتاوری خالص به بدنه اعمال کند [۵].

باژگونش گذرا

تحلیل‌هایی که تاکنون انجام پذیرفته است، در حالت نیمه ایستا بوده‌اند و باژگونش خودرو در هنگام چرخش مانا بررسی گردیده است (گمان نیمه ایستا هنگامی که تغییرات شتاب کناری نسبت به پاسخ گلشتی بسیار آهسته باشد، پذیرفتنی است). برای بررسی و تعیین پاسخ خودرو نسبت به تغییرات سریع شتاب کناری نیاز به یک مدل گذرا می‌باشد. یک مدل گذرا سعی در بیان تغییرات غلت خودرو نسبت به زمان دارد. در برآوردهای نخستین از یک مدل ساده غلت برای تعیین واکنش به شتاب کناری متغیر با زمان که پاسخیابی تحلیلی آن ساده باشد، استفاده می‌شود. همچنین می‌توان با بهره‌گیری از یک مدل دقیق‌تر که با ترکیب حرکات صفحه چرخش و گلتش پاسخ را در شرایط مانوردهی مشخص می‌سازد، استفاده نمود.

مدل ساده غلت

نخستین و ساده‌ترین برآورد برای بررسی واکنش گذرای غلت، مدلی است مانند خودرو معلق که گشتاور لختی غلت جرم معلق را نیز در بر می‌گیرد (شکل ۹-۵). سنگینی بدنه با M_s نشان داده شده و لختی ماند گلشتی آن با I_{xxs} . سختی و میرایی تعلیق چپ و راست خودرو نشان داده نشده است. همچنین ویژگی‌های تایرهای جلو و پشت و تعلیق به منظور سادگی آنالیز با هم ترکیب گردیده است.

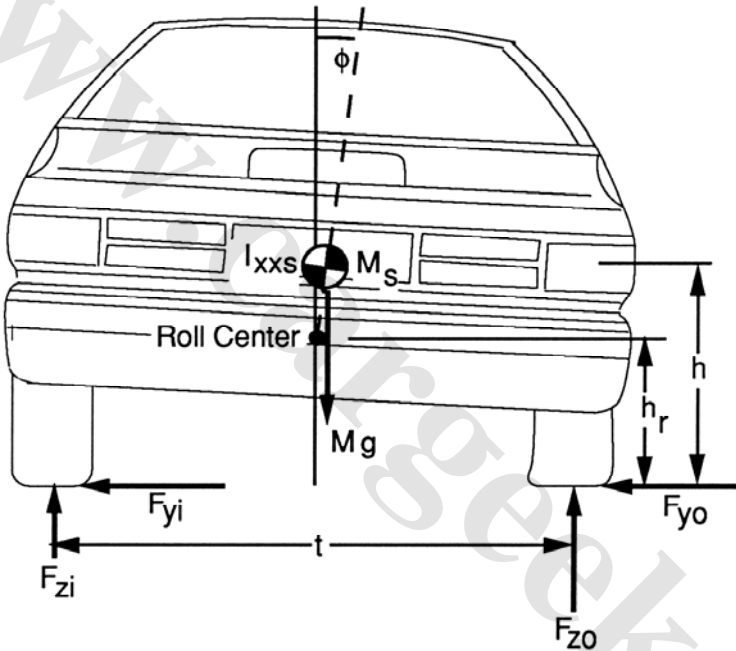
این مدل برای موارد زیر قابل کاربرد است:

- نمایش پاسخ خودرو نسبت به اعمال شتاب کناری ناگهانی با طبیعت پله‌ای

¹ - Normal Ride Position

² - Cable Pull

- بیان واکنش گذرا خودرو هنگامی که خودرو با ترمزهای قفل شده در حال لغزیدن است و ناگهان ترمزها آزاد می گردند و در نتیجه نیروی کناری به تایرها اعمال می گردد
 - همانندسازی اثرات لغزش از سطح کم اصطکاک به سطحی با اصطکاک بالا
- معادلات دیفرانسیل حرکت در صفحه غلتش را می توان به سادگی به دست آورد و به طور تحلیلی نسبت به ورودی پله پاسخ یابی نمود [۴]. پاسخ سیستم همانند یک سیستم تک درجه آزادی میرا است که در معرض ورودی پله قرار گرفته است (شکل ۹-۶).



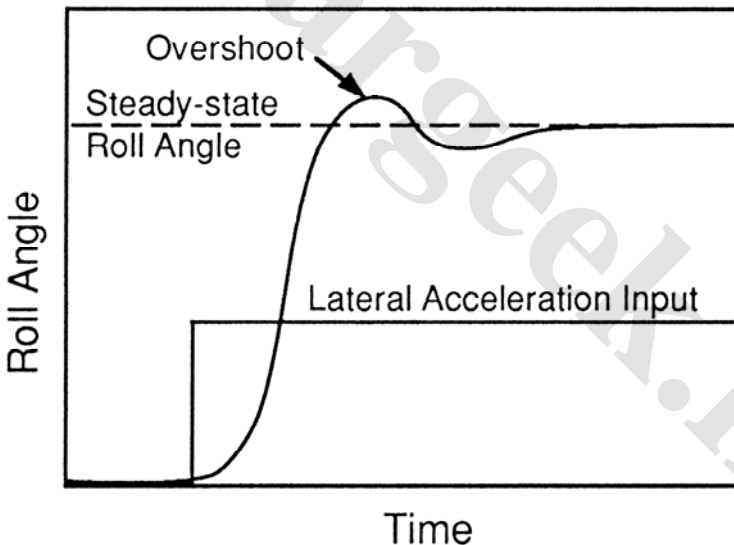
شکل (۵-۹) مدل گذرای رفتار غلتشی خودرو

پاسخ زاویه غلت به ورودی شتاب ناگهانی مانند یک سیستم مرتبه دوم است. اگر میرایی کمتر از میرایی بحرانی باشد، زاویه غلت به سوی حالت تعادل افزایش می یابد. اما به سبب سرعت غلتشی، پس از رسیدن به نقطه تعادل از آن می گذرد (دارای فراجهدش^۱ می باشد) و پس از آن برعکس شده و تا رسیدن به حالت قرار و پایدار نوسان می کند. در حالت مانا در موقعیت تعادل قرار می گیرد.

^۱ - Over Shoot

این واقعیت که پاسخ زاویه غلت دارای فراجهش است، به این معنی است که بلند شدن چرخ‌ها در مانورهای گذرا نسبت به حالت نیمه ایستا، در شتاب کناری پایین‌تری رخ می‌دهد و در حالت گذرا مانوردهی با ورودی فرمان پله که تولیدکننده شتاب کناری است، آستانه بازگوش کمتری نسبت به حالت نیمه ایستا دارد.

اندازه فراز سیستم در فراجهش وابسته به میرایی غلت است. شکل ۹-۷ نمایانگر آستانه بازگوش بر حسب نسبت میرایی برای تعدادی خودرو سواری، خودرو کاربردی^۱ و کامیون سنگین است. پایین‌ترین آستانه بازگوش هنگامی است که میرایی نباشد و با شیب کاهنده‌ای که وابسته به نسبت میرایی می‌باشد، افزایش می‌یابد. بنابراین به سادگی می‌توان برتری و تاثیر میرایی غلتشی را اثبات نمود. آستانه بازگوش هنگامی که میرایی از صفر به ۵۰ درصد میرایی بحرانی می‌رسد، در حدود یک سوم افزایش می‌یابد. در خودروهای سواری و کاربردی، حالت گذرای ورودی فرمان آستانه بازگوش را در حدود ۳۵ درصد نسبت به مقدار $t/(2h)$ در مدل نیمه ایستا، کاهش می‌دهد. در کامیون‌های سنگین این کاهش در حدود ۵۰ درصد است [۴].

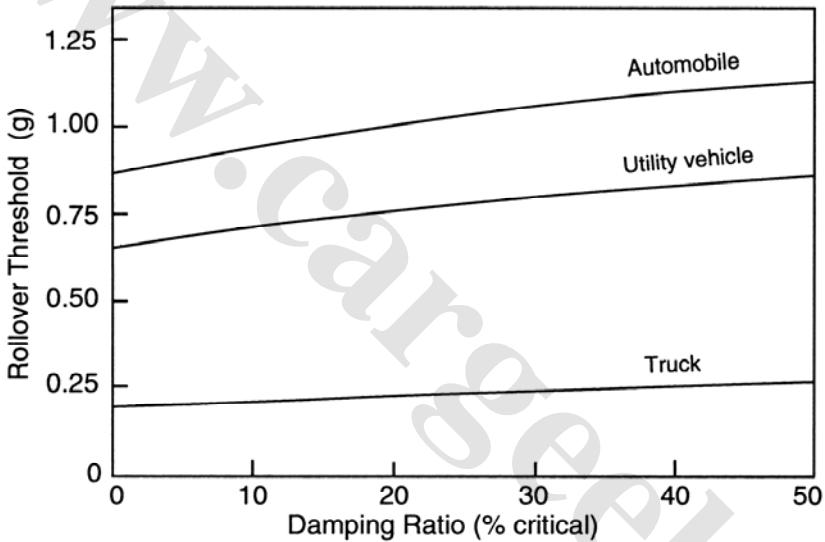


شکل (۶-۹) پاسخ غلت خودرو به ورودی پله

با اعمال ورودی شتاب بسامدی به مدل می‌توان اثر تشدید غلت را بر آستانه بازگوش توصیف

¹ - Utility Vehicle (Multi-Purpose Vehicle, $L \approx 110$ (in))

نمود. شتاب بسامدی مانند ورودی‌هایی است که در کورس‌های اسکی^۱ وجود دارد. واکنش خودرو به شتاب کناری بسامدی وابسته به بسامد ورودی است. شکل ۸-۹ نمایانگر وابستگی آستانه شتاب کناری به بسامد است، که در آن بازگوش (بلند شدن چرخ‌ها) را برای خودروهای سواری، خودروهای کاربردی و کامیون‌های سنگین نشان داده است. در بسامد صفر آستانه بازگوش همان اندازه مانا را که مدل نیمه ایستای خودرو معلق پیش‌بینی کردید، دارد. با افزایش بسامد آستانه بازگوش کاهش می‌یابد و به کمینه‌ای که متناظر با بسامد تشدید است می‌رسد.



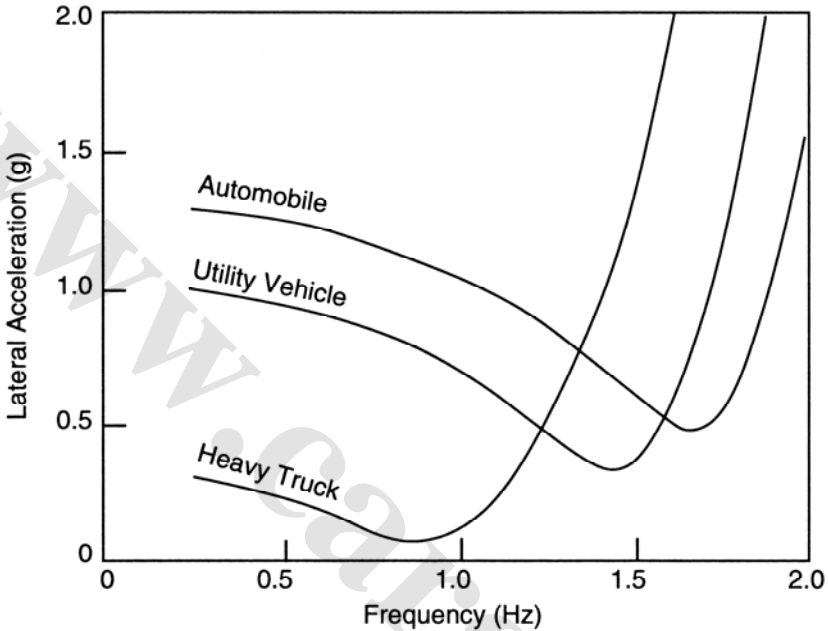
شکل (۷-۹) اثر نرخ میرایی بر آستانه بازگوش با زاویه فرمان پله [۴]

بسامد تشدید غلت کامیون‌های سنگین که به سبب بلندی گرانیگاه کمتر از یک سیکل در ثانیه است، آن را نسبت به چنین دینامیکی آسیب‌پذیر می‌سازد. آزمایش نشان می‌دهد که مانورهای تغییر خط سیر^۲ را می‌توان در حدود ۲ ثانیه (یک دوم هرتز) انجام داد و در نتیجه به خوبی دینامیک غلت را برانگیخته و کامیون‌های سنگین را در معرض بازگوش قرار داد [۷]. این زمان ۲ ثانیه‌ای را رانندگان به سادگی انجام می‌دهند، که معادل نسبت غریبک فرمان با بسامدی حدود ۸

¹ - Slalom Course

² - Lane Change (Single & Double)

تا ۱۰ فوت کناری است (برای دوری از موانع جاده در سرعت‌های معمول بزرگراهی) [۸]. بنابراین مانور تغییر خط سیر را می‌توان مسبب عمده حوادث بازگوش کامیون‌های سنگین دانست [۷].



شکل (۸-۹) آستانه بازگوش بر حسب بسامد ورودی فرمان سینوسی [۴]

خودروهای سواری و کاربردی که در مقایسه با کامیون‌ها دارای بلندی گرانگه پایین‌تری نسبت به گام هستند، بسامد تشدید غلتش آنها در حدود ۱/۵ هرتز و بیشتر است. برای برانگیزش تشدید غلت، بایستی نوسانی سریع ایجاد کرد. مطالعه بر روی رفتار رانندگان نشان می‌دهد که ورودی فرمان در این بسامد دارای دامنه کمی است [۸]. همچنین این ورودی کوچک انحراف کمی را در موقعیت کناری ایجاد می‌کنند، زیرا پاسخ چرخشی خودرو در این بسامدها بسیار ناچیز است (حتی دامنه نسبتاً زیاد فرمان با نوسانی حدود ۲ هرتز فقط سبب حرکت کناری یک فوت می‌شود). بنابراین نتیجه منطقی این است که تشدید ساده غلت در بازگوش خودروهای سواری و کاربردی دارا اهمیت کمی است. به منظور انجام مانور تغییر خط سیر و یا حرکت در راستای کورس‌های اسکی زمان نوسان پهلو به پهلو^۱ خیلی آهسته است (حدود ۴ ثانیه). برانگیزش بسامدی کمتر از ۱

^۱ - Side To Side Oscillation

هرتز پاسخی همانند رفتار نیمه ایستا دارد. بنابراین از دیدگاه بازگوش و ورودی فرمان پله‌ای بیانگر مانوری با برانگیزش قوی تر نسبت به ورودی بسامدی است.

مدل‌های چرخشی و غلتشی

برای نیل به نمای کامل و صحیحی از رفتار غلتشی خودرو، بایستی از مدل‌های جامع‌تر که واکنش چرخشی و غلتشی خودرو را همانندسازی می‌کنند، سود جست. حرکت چرخشی خودرو ایجادگر شتاب کناری است که در نتیجه سبب حرکات غلتشی است و حرکت غلت خودرو در هنگام چرخش سبب تغییر واکنش چرخشی خودرو به سبب تغییر نیروهای کناری تایرها که برخاسته از جابجایی کناری بار و کنش تعلیق است، می‌باشد. تعدادی مدل رایانه‌ای توسط انجمن‌های دینامیک خودرو برای مطالعه و بررسی این رفتار ایجاد گشته‌اند [۹-۱۱].

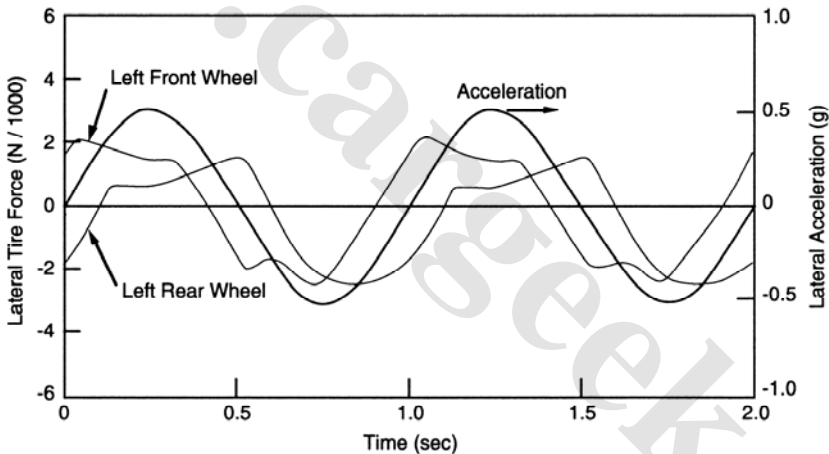
بهره از مدل‌های جامع‌تر برای بررسی ورودی فرمان سینوسی پدیده‌ای دیگر را که دارای اهمیت زیادی در واکنش غلتش خودرو است را معرفی می‌سازد. این پدیده اختلاف فاز نیرویی میان تایرهای جلو و پشت است. در خودرویی که چرخ جلو دارای زاویه فرمان است، کنش فرمان بی‌درنگ سبب ایجاد نیروی کناری در چرخ‌های جلو است (تاخیر کمی ممکن است به سبب طول بازه استراحت تایر^۱ ایجاد گردد)، اما در چرخ‌های پشت تا هنگامی که زاویه لغزش کناری ایجاد نگردیده است، هیچ نیروی کناری ایجاد نمی‌شود. بنابراین ایجاد نیرو در تایر چرخ‌های پشت در هنگام اعمال ورودی فرمان سینوسی دارای تاخیر فاز^۲ است. این پدیده برای یک خودرو سواری در شکل ۹-۹ نماینده شده است.

با ورودی فرمان سینوسی با بسامد یک سیکل در ثانیه که در شکل نشان داده شده است، نیروهای کناری چرخ‌ها پشت دارای تاخیری در حدود $0/2$ ثانیه است که معادل 70 درجه تاخیر فاز است. شتاب کناری، که وابسته به برآیند نیروها است، به سبب تاخیر فاز صفر می‌گردد. اگر نیروهای کناری تایرهای جلو و پشت همزمان به مقدار بیشینه برسند، آنگاه در این مانوردهی شتاب کناری به جای $0/5$ به $0/8$ شتاب گرانث می‌رسد. در بسامدهای بالاتر این کاهش خیلی محسوس‌تر است. تاثیر تاخیر فاز این است که به خودرو اجازه چرخش و تغییر راستا می‌دهد، در حالی که شتاب کناری را با گستراندن شتاب در دوره زمانی بلندتری در سطحی متوسط نگاه می‌دارد. در سواری‌ها

¹ - Tire Relaxation Length

² - Phase Lag

این اثر به آگاهی از نبود واکنش، تنبلی یا کندی در چرخش گذرا کمک می‌کند. از آنجا که زمان تاخیر با فاصله محورهای خودرو افزایش می‌یابد، خودروهای دراز واکنش محسوسی را در چنین مانورهایی نسبت به خودروهای کوچک نشان نمی‌دهند. در خودروهای چهار چرخ فرمان‌پذیر برای جلوگیری از تاخیر فاز، چرخ‌های پشت هم‌سو با چرخ‌های جلو فرمان می‌گیرند (البته با زاویه فرمان کمتری). بنابراین واکنش چرخش گذرای خودرو بهبود می‌یابد. هر چند می‌توان بررسی نمود که خودروهای چهار چرخ فرمان‌پذیر علیرغم برتری‌هایی که سبب بهبود واکنش چرخشی خودرو می‌گردد، ممکن است پتانسیل باژگوش خودرو را افزایش دهد. بایستی در نظر داشت که بسامد تشدید غلت سواری‌ها در گستره $1/5$ تا 2 هرتز است، بنابراین نبود و حذف تاخیر فاز در خودروهای چهار چرخ فرمان‌پذیر سبب برانگیزش تشدید مود غلتشی خودرو در مانوردهی است.



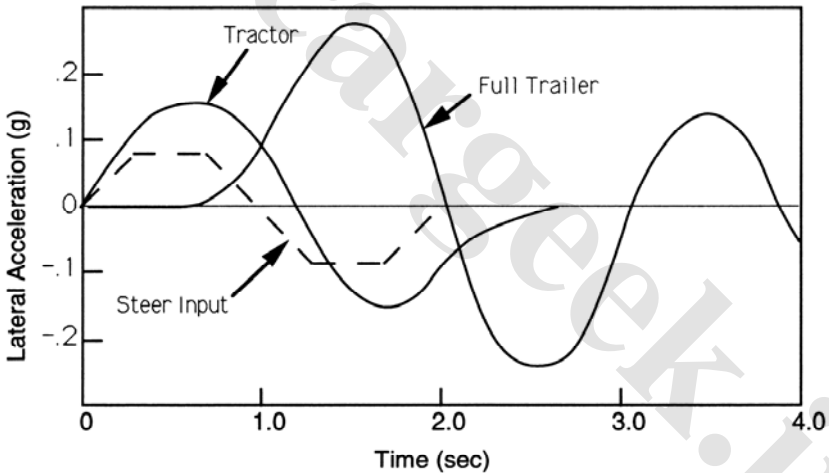
شکل (۹-۹) تاخیر فاز میان نیروهای تابر و شتاب کناری با زاویه فرمان سینوسی [۴]

در خودروهای دراز مانند اتوبوس‌های مدارس، کامیون‌ها و تریلرها میزان تاخیر فاز قابل توجه است. شکل ۹-۱۰ نمایانگر شتاب کناری اعمالی به یک تریلر با ترکیب دو گانه^۱ است. (دو گانه به این معنی است که «تراکتور - نیمه تریلر» یک تریلر کامل را می‌کشد).

زاویه فرمان سینوسی دو ثانیه‌ای می‌تواند سبب برانگیختن دامنه تشدید چرخش رو به پشت

¹ - Trailer of Double Combination

(افزایش دامنه به سوی پشت خودرو) و نیز تشدید غلت برای تریلر کامل باشد. به طوری که تریلر در معرض شتاب کناری بیشتری نسبت به تراکتور باشد. به سبب درازی خودرو، شتاب کناری تریلر کامل تقریباً ۱۸۰ درجه نسبت به تراکتور اختلاف فاز دارد. بزرگنمایی رو به پشت، که همانند ضربه تازیانه است، به عنوان عامل موثر و شاخص کارکرد ایمنی ترکیب دوگانه تریلر است، زیرا به سبب مانورهای سطح پایین تراکتور ممکن است به طور افزاینده، دامنه بزرگ شده و منجر به باژگوش تریلر گردد. یک راه برای جلوگیری از این پدیده بهره از چیدمان یدک کش^۱ میان تراکتور - نیمه تریلر و تریلر کامل است، که ایجادگر کوپلینگ غلتشی است. با بهره از کوپلینگ غلتشی، اختلاف فاز شتاب کناری به تریلر کامل اجازه کمک به تراکتور - نیمه تریلر در مقاومت در برابر باژگوش را در آغاز مانور می دهد و تراکتور - نیمه تریلر به تریلر کامل در پایان مانور کمک می کند. امروزه این طرح در تولیدات جدید یدک کش ها، در ترکیب های دوگانه تریلر و تریلرهای یدک کش به کار می رود.



شکل (۹-۱۰) شتاب کناری در یک تراکتور - نیمه تریلر [۳]

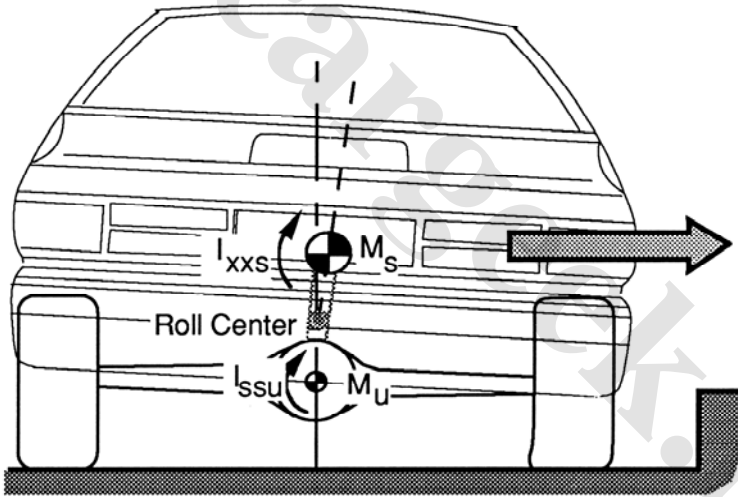
برخورد کناری

آخرین دسته از پیش آمدها و حوادث باژگوش که نیازمند مدل سازی ویژه ای می باشد، سرخوردن و برخورد کناری^۲ خودرو با «لبه و دیواره دست انداز و جدول» و یا زمین نرم است که به

^۱ - Hitch Arrangement

^۲ - Tripping

بازگوش خودرو منجر می‌شود. مدل‌های مهندسی این پدیده ایجاد شده است [۱۲]، هر چند فهم این پدیده در مراحل آغازین است. مدل ناخطی هشت درجه آزادی برای همانندسازی این مسأله ایجاد گشته است، که از زیربخش‌های خطی در بخش‌های مختلف مدل‌سازی تایر، تعلیق و نیروهای برخوردی سود می‌جوید. خودرو به صورت ترکیبی از جرم‌های معلق و نامعلق (جرم‌های تعلیق جلو و پشت) همانند شکل ۹-۱۱ ارایه شده است. جرم‌ها دارای درجات آزادی غلت، حرکت کناری و عمودی می‌باشند، در حالی که حرکات چرخشی و ناوشی با بهره از یک جرم ساده توده‌ای آنالیز گردیده است. نیروی برخورد کناری تایر با دست‌انداز با بهره‌گیری از هر دو ساختار کشسان^۲ و مومسان^۳ مدل شده است. اثرات میرایی ناشی از اتلاف انرژی در تایرها، بوش‌بندی کناری جرم‌های معلق و نامعلق، لرزه‌گیرهای تعلیق و نیروهای برخوردی میان تایر و لبه دیواره دست‌انداز نیز لحاظ گردیده است. این مدل توسط انجمن ملی ایمنی ترافیک بزرگراه‌ها برای اهداف عمومی تدوین گردیده و بنابراین در دسترس همه می‌باشند.



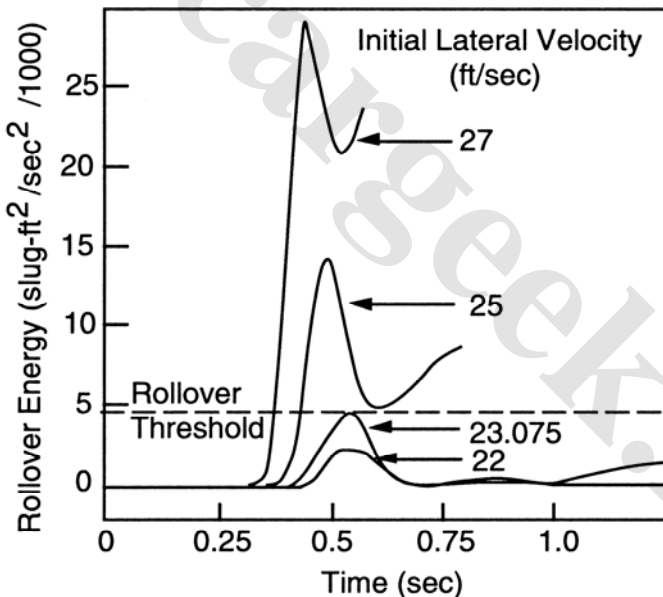
شکل (۹-۱۱) برخورد کناری خودرو با مانع که سبب بازگونی است.

این گونه مدل‌ها برای بررسی شرایطی که برخورد کناری منجر به بازگوش می‌شود و به عبارتی

^۱ - Curb
^۲ - Elastic
^۳ - Plastic

انرژی کافی در برخورد کناری برای بلند کردن گرانیگاه خودرو به نقطه بازگوش وجود دارد، کاربرد دارند [۱۳]. در ضربه‌های کناری از سوی لبه و دیواره دست‌انداز، دوران خودرو سبب ایجاد انرژی جنبشی در خودرو است، که برابر است با حاصل ضرب نصف لختی ماند جرم معلق و نامعلق حول نقطه دوران در مربع سرعت دورانی خودرو. همچنین بلند شدن گرانیگاه خودرو سبب افزایش انرژی پتانسیل است، که برابر است با حاصل ضرب جرم در افزایش ارتفاع گرانیگاه. اگر مجموع این دو مقدار بیش از انرژی پتانسیل ضروری برای بلند کردن گرانیگاه روی چرخ‌های بیرونی باشد، بازگوش رخ می‌دهد.

از دیدگاه مهندسی این چنین برآوردی بر پایه انرژی بسیار ضعیف است، زیرا از فرض تبدیل کامل انرژی جنبشی به انرژی پتانسیل، برای بلند کردن گرانیگاه در نقطه بازگوش استفاده می‌کند، و از اتلاف انرژی و سایر انرژی‌ها در ناحیه تماس چرخ با زمین در هنگام حادثه و انرژی ذخیره شده و تلف شده در تایرها و تعلیق چشم‌پوشی می‌گردد.



شکل ۹-۱۲) انرژی دورانی در هنگام برخورد کناری

شکل ۹-۱۲ نمایانگر نمونه‌ای از نتایج آنالیز انرژی در فرآیند برخورد کناری است. محور عمودی نمودار کل انرژی بازگوش را نشان می‌دهد، که مجموع آنی انرژی جنبشی گردشی و انرژی

پتانسیل بلند شدن گرانیگاه است. آستانه باژگوش برابر است با سطح انرژی پتانسیل متناظر با بلند شدن گرانیگاه و عبور آن از بالای چرخ‌های بیرونی است. اگر انرژی باژگوش از آستانه باژگوش فراتر رود، آنگاه باژگوش رخ می‌دهد.

در آنالیز انجام شده به مدل خودرو یک سرعت کناری آغازین داده شده است در حالیکه $7/5$ فوت از لبه دست‌انداز کناری فاصله دارد. با سرعت اولیه 22 فوت بر ثانیه، ضربه اعمالی به خودرو سبب افزایش زیاد سطح انرژی باژگوش به سبب انرژی جنبشی درونی و پتانسیل ناشی از بلند شدن گرانیگاه است. هر چند کل انرژی معمولاً پایین‌تر از آستانه است و بنابراین باژگوش رخ نمی‌دهد. انرژی با گذشت زمان به سبب میرایی تعلیق تلف می‌گردد.

سرعت $23/07$ فوت بر ثانیه بیانگر حالتی است که برای ایجاد باژگوش کافی است. انرژی باژگوش تا نقطه باژگونی افزایش می‌یابد، در حالی که مولفه انرژی جنبشی به سمت صفر میل می‌کند. بنابراین هنگام کامل شدن باژگوش انرژی جنبشی به صفر می‌رسد. در سرعت‌های آغازین بالاتر از 25 تا 27 فوت بر ثانیه، باژگوش رخ می‌دهد.

از این روش برای بررسی اثرات پارامترهای خودرو بر باژگوش استفاده می‌شود. پارامترهای هندسی فاصله گام و بلندی گرانیگاه بیشترین تاثیر را دارا می‌باشند. یکی از متغیر ثانویه با اهمیت، تغییر شکل‌های خودرو در هنگام ضربه است. با لحاظ کردن تغییر شکل‌های ناشی از ضربه در مقیاس بزرگ، انرژی اتلافی در تصادف سبب کاهش اندازه انرژی غلتشی خودرو است. سنگینی خودرو دارای تاثیرات کمی است و فقط اثرات آن بر روی ارتفاع سواری موثر است که سنگینی بیشتر سبب پایین آمدن بلندی گرانیگاه است. به همین ترتیب، سختی و میرایی تعلیق دارای اثرات کمی می‌باشند.

پیش‌آمدهای رانندگی

انگیزه نخستین و اهمیت توجه به مکانیک باژگوش و طراحی خودرو با این نگرش کاهش و جلوگیری از حوادث ناشی از باژگونی و پیش‌آمدهای رانندگی است. پژوهشگران در سال‌های اخیر، داده‌ها و گزارشات این گونه حوادث را برای تشخیص و شناسایی ویژگی‌هایی از خودرو که مرتبط با حوادث باژگوش است را بررسی کرده و به این وسیله داده‌های آماری متناظر مانند بسامد و فراوانی تصادفات باژگوش را با تغییر و بهبود ویژگی‌های خودرو کاهش داده‌اند. در این مطالعات عموماً تلاش در طبقه‌بندی بررسی‌ها بر حسب چگونگی حوادث و نوع خودرو

است. در ساده‌ترین رفتار، بسامد و فراوانی باژگوش همه حوادث برای خودروها به صورت طیف یکسانی از حوادث در نظر گرفته شده است. بنابراین هر بی‌قاعدگی در ویژگی‌های خودرو پتانسیلی است که سبب باژگوش خودرو می‌شود و انجام یک طراحی خوب به معنی حذف این بی‌قاعدگی‌ها می‌باشد. البته در این برآورد می‌توان دید که خودروهای همگانی و کاربردی نسبت به سواری‌ها در معرض حوادث بیشتری قرار می‌گیرند و این به سبب کارکرد آنها در جاده‌های ناهموار^۱ است. بهبود رفتار باژگوش این خودروها با پایین آوردن گرانیگاه و پهن کردن خودرو امکان‌پذیر است و این جبران‌گر حرکت در جاده‌های ناهموار است. به منظور بی‌بعدسازی و همگیری آماری حوادث، ضروری است که بین حوادث در جاده‌های هموار و ناهموار تمایز قابل شد. همچنین باژگوش ممکن است به عنوان دلیل اصلی و یا فرعی حوادث باشد و باژگوش را به صورت توالی حوادث و همچنین عوامل منحصر به دسته خاصی از خودروها در نظر گرفت. با توجه به نوع خودرو می‌توان آنها را به دسته‌های سواری، کاربردی (گرانیگاه بلند و چهار چرخ رانش برای استفاده‌های فردی)، کامیون سبک (برای حمل بارهای سبک) و کامیون سنگین تقسیم نمود.

شرکت تکنولوژی سیستم‌ها^۲ در پژوهشی که برای انجمن ایمنی و ترافیک بزرگراهی انجام داده است، حوادث باژگوش خودروهای کوچک را به صورت تابعی از پتانسیل باژگوش به دست آورده است [۱۴]. شکل ۹-۱۳ نمایانگر نموداری از داده‌های به دست آمده است. در این نمودار نرخ باژگوش (حوادث مرگبار در هر ۱۰۰۰۰۰ خودرو جدید سال) بر حسب آستانه باژگوش برای حادثی که در آنها باژگوش دلیل عمده و یا در توالی آن بوده است، رسم گردیده است. این داده‌ها نمایانگر کاهش حوادث باژگوش نسبت به افزایش آستانه است. هر چند پراکندگی نمودار نمایانگر این است که آستانه‌های باژگوش بیشتری برای توصیف حوادث نیاز است. به طور نمونه، خودرو مرکوری کاپری^۳ سه برابر بسیاری از خودروها مانند وگا^۴ دچار حادثه باژگوش می‌شود، با اینکه هر دو دارای آستانه باژگوش یکسانی می‌باشند. به سبب چنین رفتار متناقضی، تضمینی برای طراحان در رابطه با افزایش آستانه باژگوش برای بهبود خودرو در برابر باژگوش

^۱ - Off Road

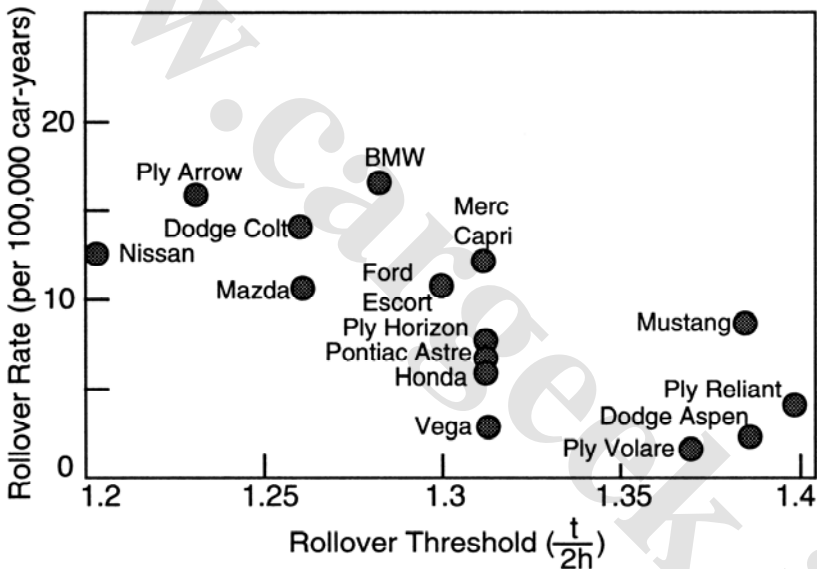
^۲ - Systems Technology, Inc.

^۳ - Mercury Capri

^۴ - Vega

وجود ندارد.

مشاهداتی با این طبیعت در هنگام بررسی نرخ حوادث باژگونی عمومیت یافته است و نیز هنگامی که از طراحان و آنالیزگرها درخواست توصیف فرضی اختلاف میان رفتار خودروهای گوناگون می‌شود. اخیراً آنالیز سازمان یافته‌ای برای حوادث باژگونی خودروهای سواری و کاربردی توسط رابرتسون و کلی برای توصیف عوامل موثر و پتانسیل‌های موجود انجام پذیرفته است [۱۵]. در این کار، آنها بازه گسترده‌تری از خودروها را در نظر گرفته‌اند. شکل ۹-۱۴ نمایانگر ستانده‌های آنها برای تعداد حوادث به ازای ۱۰۰۰۰۰ خودرو در سال است که باژگونی نخستین عامل حادثه بوده است.



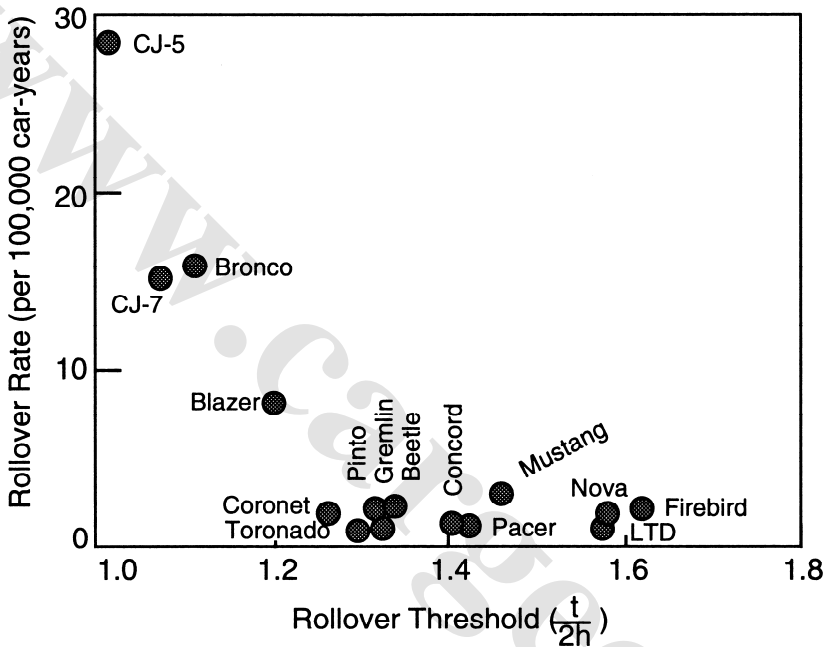
شکل (۹-۱۳) نرخ تصادفات باژگونی خودروهای سبک [۱۴]

ستانده‌های بدست آمده نشان‌گر ارتباط سراسر است و مستقیمی میان آستانه باژگونی و نرخ حوادث است. این کار از این نظر با اهمیت می‌باشد که خودروهای کاربردی مانند CJ-5، CJ-7، بلیزر^۱ و برانکو^۲ که دارای نرخ تصادف بالایی می‌باشند، را در بر گرفته است. در بین خودروهایی با آستانه

^۱ - Blazer

^۲ - Bronco

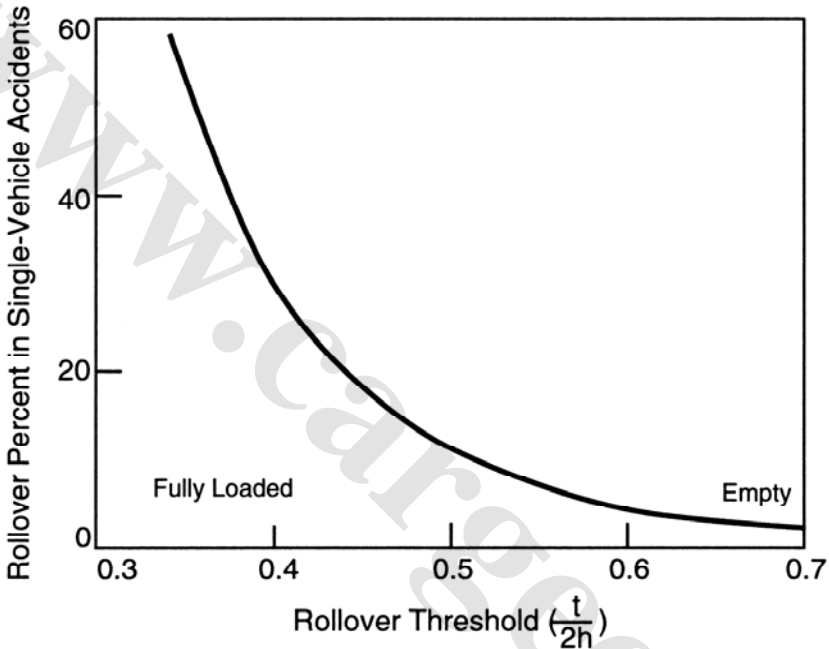
باژگونی در بازه ۱/۲۵ تا ۱/۶ تمایل به تصادف و رخداد آن کم است. در توسعه و ایجاد خودروهای کاربردی، بر پایه استاندارد فدرال ایمنی خودروها، باید کمینه آستانه باژگونی خودروهای جدید ۱/۲ باشد. هر چند توسعه‌های بیشتر در خودروهای کاربردی محدود به این عدد نمی‌باشد و می‌توان در سایر مطالعات آنها را یافت [۱۷،۱۶].



شکل (۹-۱۴) نرخ تصادفات باژگونی برای خودروهای متوسط و چندکاربره [۱۵]

نویسنده کتاب با بهره از اطلاعات ضبط شده حوادث، تلاش در بررسی سایر عواملی که مختص به انواع مختلف خودروها می‌باشد در راستای تعیین همبستگی حوادث باژگونی و عوامل مشروح موثر بر بسامد باژگونی و حوادث ناشی از آن در سایر خودروها کرده است. به طور نمونه می‌توان در مورد چگونگی رانندگی و رانندگان خودروهای کاربردی بحث نمود. هر چند هنگام مقایسه نرخ حوادث مرگبار غیر باژگونی، می‌توان دید که حوادث خودروهای کاربردی بیشتر از خودروهای سواری نیست. هنگام بررسی ویژگی‌های راننده و سابقه خلاف کاری مانند تعلیق و ضبط گواهینامه، تاریخچه خطاها و جرایم، اظهارات DWI و میزان الکل خون راننده در هنگام حوادث می‌توان دید که هیچ گونه همبستگی و توضیحی وجود ندارد.

به همین ترتیب شرایط جاده‌ای «شهری^۱ و روستایی^۲، درون استانی^۳»، راست و خمیده، خشک و خیس و دیگر شرایط مرتبط، هیچ وابستگی وجود ندارد. تنها عامل محیطی مهم این است که حادثه خودرو در درون جاده بوده است یا پس از ترک جاده. نسبت حوادث مرگبار باژگونش در حالتی که خودرو از جاده پرت می‌شود و آنرا ترک می‌کند، در خودروهای کاربردی بیشتر است.



شکل (۹-۱۵) بسامد باژگونی تراکتور - تریلر در حادثه‌های ساده [۳]

در پایان باید خودروهای کاربردی در مسیرهای طولانی‌تری آزمایش شوند، تا بتوان دلایل پیش‌آمدها و تصادفات آنها را و نیز حوادث باژگونش آنها را بررسی کرد، در غیر این صورت نرخ تصادفات مورد استفاده برای محاسبه، نادرست و نامنتقی خواهند بود.

با این حال مطالعه تجربیات رخدادها و تصادف‌های رانندگی، این نتایج را تایید می‌کند که هر چند که بررسی‌های انجام شده توسط «رابرتسون» مورد انتقاد است، ولی مطالعات بیشتر نتایج متضادی را ارایه می‌دهد [۱۶-۱۸]، زیرا تعیین مناسب آستانه باژگونش به عنوان متغیر بسیار دقیق

¹ - Urban

² - Rural

³ - Inter State

قابل اطمینان نیست. به طور خاص بسیاری از فاکتورهای دیگر در خودرو در این رابطه نقش بازی می کنند، که موضوع کنترل خودرو، فرمان پذیری و پایداری دینامیکی خودرو از جمله فاکتورهای مهم در این زمینه می باشند.

موضوع دیگری که نیاز به تعمق ویژه ای دارد، تصادفات باژگوش مربوط به کامیون های سنگین است. در خودروهای تریلر دوگانه، تعداد پیش آمدهای باژگوش خودرو وابسته به آستانه باژگوش است که در شکل ۹-۱۵ به طور نوعی نمایانده شده است.

بخشی از این نمودار از اداره مدارک و اطلاعات ایمنی وسایل نقلیه^۱ در واحد وزارت حمل و نقل آمریکا برای اطلاعات مربوط به تراکتورهای سه محوره که تریلرهایی به شکل خودرو ون را یدک می کشند، گزارش گردیده است.

چنان که در نمودار دیده می شود، آستانه باژگوش و در نتیجه تصادفات بر حسب بیشینه وزن مجاز خودرو^۲ تغییر می یابد. آشکار است که تعداد پیش آمدهای باژگوش تابعی از ویژگی های هندسی خودرو، چگونگی قرارگیری تایرها و شرایط قراردعی و نصب یدک کش ها و تکشنده است و بنابراین بارگیری کامیون های سنگین نقش مهمی در طراحی کلی خودرو دارد.

مراجع

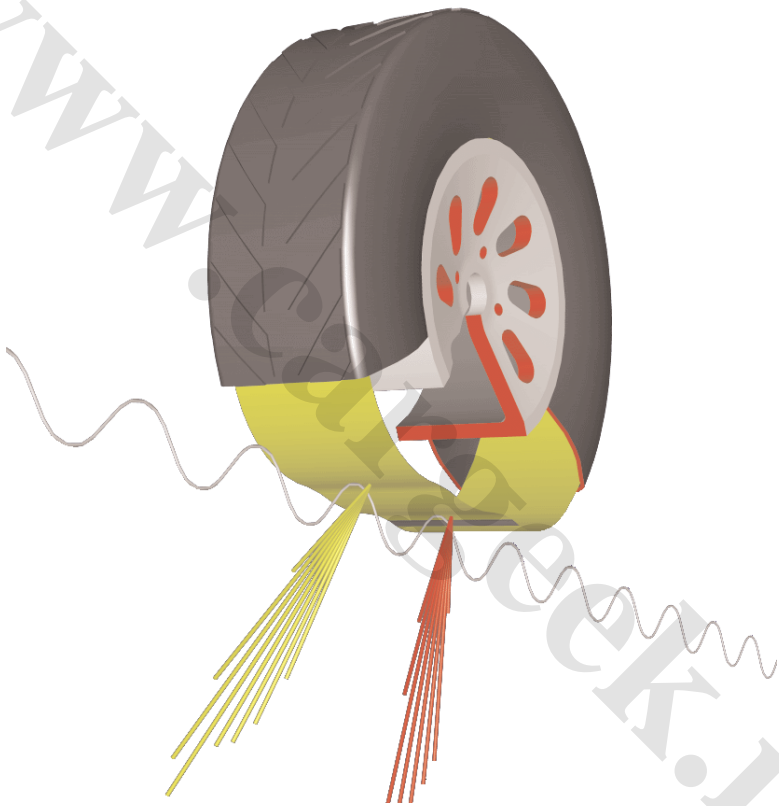
- 1- Gillespie, T.D. & Ervin, R.D., "Comparative Study Of Vehicle Roll Stability", The University Of Michigan Transportation Research Institute, Report No. UMTRI-83-25, May 1983, 42 p.
- 2- "NCSS for Passenger Cars, January 1977-March 1979", Leda Ricci, Editor, The University Of Michigan, Report No. UM-HSRI-80-36, 1980, 102 p.
- 3- Ervin, R.D., "The Influence of Size and Weight Variables on the Roll Stability of Heavy Duty Trucks," SAE paper No.831163, 1983, 26p.
- 4- Bernard, J., Shannan, J., and Vanderploeg, M., "Vehicle Rollover on Smooth Surfaces," SAE Paper No. 891991, 1989, 10p.
- 5- Bickerstaff, D., "The Handling Properties of Light Trucks," SAE Paper No. 760710, 1976, 29p.
- 6- Gillespie, T.D., et al., "Roll Dynamics of Commercial Vehicle," Vehicle Systematic Dynamics, Vol.9, 1980, pp. 1-17.
- 7- Ervin, R.D., et al., "Ad Hoc Study of Certain Safety-Related Aspects of Double Bottom Tankers," The University of Michigan Transportation Research Institute, Report No. UM-HSRI-78-18, 1978, 78p.

¹ - Bureau Of Motor Carrier Safety (BMCS)

² - Gross Vehicle Weight

- 8- McLean, J.R., and Hoffman, E.R., "The Effects of Restricted Preview on Driver Steering Control and Performance," *Human Factors*, Vol.15, No.4, 1973, pp. 421-30.
- 9- Gillespie, T.D., and MacAdam, C.C., "Constant Velocity Yaw/Roll Program: User's Manual," The University of Michigan Transportation Research Institute, Report No. UM-HSRI-82-139, October 1982, 119 p.
- 10- McHenry, R.R., "Research in Automobile Dynamics- Computer Simulation of General Three-Dimensional Motions," SAE Paper No. 710361, 1971, 20 p.
- 11- Orlandea, N.V., "ADAMS Theory and Applications," Proceedings of Advanced Vehicle Systems Dynamics Seminar, Swets and Zeitlanger, 1987, pp. 121-166.
- 12- Rosenthal, R.J., et al., "User's Guide and Program Descriptions for a Tripped Roll Over Vehicle Simulation," Report No. DOT HS 807140, Systems Technology Inc., 1987, 76 p.
- 13- Nalecz, A. G., Bindemann, A.C., and Bare, C., "Sensitivity Analysis of Vehicle Tripped Rollover Model," Final Report, Contract No. DTNH223-Z-07621, University of Missouri-Columbia, July 1988, 100 p.
- 14- Wade Allen, R., et al., "Validation of Tire Side Force Coefficient and Dynamic Response Analysis Procedures: Field Test and Analysis Comparison of a Front Wheel vs. a Rear Wheel Drive Subcompact," Systems Technology Inc., Working Paper No. 1216-6, Contract No. DTNH22-84-D-17080- Task 4, 17 February 1986, 50 p.
- 15- Robertson, L.S., and Kelley, A. B., "Static Stability as a Predictor of Over Turn in Fatal Motor Vehicle Crashes", *Journal of Trauma*, Vol. 29, No. 3, 1988, pp. 313-319.
- 16- Terhune, K.W., "A Comparison of Alight Truck and Passenger Car Occupant Protection in Single Vehicle Crashes (MVMA)," Calspan Corporation, Report No. 7438-1, September 1986, 58 p.
- 17- Ajluni, K.K., "Rollover Potential of Vehicle n Embankments, Side Slopes, and Other Road Side Features", *Public Roads*, Vol. 52, No. 4, March 1989, pp. 107-113.
- 18- Malliaris, A.C., Discerning the State of Crash Avoidance in the Accident Experience, Proceedings, Tenth International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, Technical Session No. 2, Crash Avoidance, July 1985, pp. 199-220.

گفتار دهم - تایرها



همانندسازی تایر در نرم افزار آدامز (پیش بینی ویژگی های طولی، کناری، عمودی و نیز دوام تایر)

پیش گفتار

در خودروهای سواری نوین، همه نیروهای اصلی راه برنده و نیز نیروهای مزاحم اعمالی به خودرو «غیر از نیروهای آیرودینامیکی» در سطح تماس تایر و جاده ایجاد می شوند. بنابراین همه نیروهای کنترل کننده عمده که تعیین گر چگونگی چرخش، ترمزگیری و شتاب گیری خودرو می باشند، در

چهار بازه تماس تایر و جاده^۱ «هر یک به اندازه دستان یک مرد» ایجاد می‌شوند. بررسی و شناسایی کامل ارتباط میان تایرها، شرایط کاری آنها و نیروها و گشتاورهای ایجاد شده در محل تماس با جاده، از جنبه‌های ضروری دینامیک خودرو است.

تایر سه عمل ناگزیر زیر را انجام می‌دهد:

- تایر بالشتکی از هوا در برابر ضربات، لرزش‌ها و بارهای عمودی جاده است.
- ایجاد نیروهای طولی برای شتاب‌گیری و ترمزگیری.
- ایجاد نیروهای کناری برای چرخش و حرکات سمتی.

هرچند تایر یک «چنبره ماریچی^۲ ویسکو - الاستیک^۳» ساده است، اما بهبودهای نوین و به‌سازی ویژگی‌های آن، از تایر یک سیستم پیچیده ناخطی با تحلیل دشوار ساخته است [۱]. مدل‌های ساده بسیاری در گذشته برای برآورد کارکردهای گوناگون تایر ایجاد شده است [۲، ۳]، اما برای فهم نقش آن در دینامیک خودرو مشاهده داده‌های آزمایشگاهی برای شناخت چگونگی ویژگی‌های آن کافی است.

ساختار کشسان حلقه^۴ تایر از دیدگاه یک سازه مکانیکی، مشکل از کارکاسی^۵ انعطاف‌پذیر است که الیافی^۶ با مقاومت کششی زیاد به دور طوقه‌های فولادی محکم شده‌اند و همه آنها به دور رینگ^۷ چرخ لنگر انداخته‌اند. فشار درونی باد چنان تنشی در ساختمان تایر ایجاد می‌کند که تغییر شکل‌های ناشی از نیروهای بیرونی اعمالی به کارکاس منجر به نیروی واکنش‌گر در تایر است. ویژگی‌های رفتاری تایر نه تنها به شرایط کاری آن، بلکه به نوع ساختار آن نیز وابسته است.

ساختار تایر

دو ساختار اصلی به گستردگی در تایرها به کار می‌رود، تایر با لایه‌های شعاعی^۸ و مورب^۹. این دو گونه تایر در شکل ۱۰-۱۰ نمایانده شده است. در گذشته تایرهای مورب استاندارد صنایع

¹ - Contact Patch

² - Toroid

³ - Visco Elastic

⁴ - Torus

⁵ - Carcass

⁶ - Cord

⁷ - Rim

⁸ - Radial Ply Tire

⁹ - Bias Ply Tire

خودروسازی آمریکا بودند، تا اینکه در سال ۱۹۶۰ برتری‌های تایرهای شعاعی (که در اروپا ساخته شد) آشکار گردید. در طی چند دهه به تدریج تایرهای شعاعی جایگزین تایرهای مورب در خودروهای سواری گشتند. چنان که امروزه آنها استاندارد به شمار می‌آیند. پذیرش آنها در کامیون‌ها مانند سواری‌ها نبوده است، به طوری که امروزه تایرهای شعاعی و مورب به یک اندازه در کامیون‌ها به کار می‌روند. در فاصله میان تایرهای مورب و شعاعی، تایرهای تسمه‌ای مورب^۱ زندگی کوتاهی داشتند و امروزه بسیار کمیاب می‌باشند.

سنجه و شاخص تایرهای شعاعی لایه‌های موازی آن است (بافت پوشیده از پلاستیک که با الیاف نایلون، رایون، پلی استر یا الیاف شیشه^۲ تقویت شده‌اند) که از این سو به آن سوی طوقه را پوشش می‌دهند و بر محیط تایر عمود می‌باشند. به این لایه‌ها کارکاس می‌گویند. این نوع ساختار دارای دیواره‌های انعطاف‌پذیر است. بنابراین خوش‌سواری بهتری را فراهم می‌کند، اما از نظر پایداری سمتی کاستی‌هایی دارد. برای ایجاد پایداری سمتی بهتر از تسمه‌هایی^۳ سخت از الیاف نخی یا فولادی در راستای محیطی میان کارکاس و آج^۴ تایر استفاده می‌شود. زاویه الیاف تسمه‌ها حداکثر ۲۰ درجه نسبت به آج است. در هنگام چرخش خودرو تسمه‌ها به پایداری آج تایر کمک می‌کند و با وجود خمش‌های سمتی تایر، آج را بر روی جاده صاف نگاه می‌دارد. کارکاس بیشتر تایرهای شعاعی سواری دارای دو دیواره کناری^۵ بافته شده و همچنین یک یا دو تسمه فولادی یا دو تا شش تسمه نخی است.

در ساختار مورب، کارکاس از دو یا چند لایه که از این سو به آن سوی طوقه کشیده شده‌اند، تشکیل شده است و الیاف آن دارای زاویه زیادی (۳۵ تا ۴۰ درجه نسبت به محیط) می‌باشند و راستای الیاف در لایه‌ها یکی در میان عوض می‌شود. زاویه بیشتر الیاف کیفیت خوش‌سواری بهتری ایجاد می‌کند و زاویه کمتر الیاف سبب افزایش پایداری سمتی خودرو می‌گردد. کارکاس با لایه‌های مورب نسبت به تایرهایی با لایه‌های شعاعی، در راستای کناری سختی بالاتری دارند. در هنگام چرخش خودرو، لایه‌های مورب سبب غلتیدن آج به سوی زیر می‌شوند و بنابراین بار

¹ - Bias Belted Tire

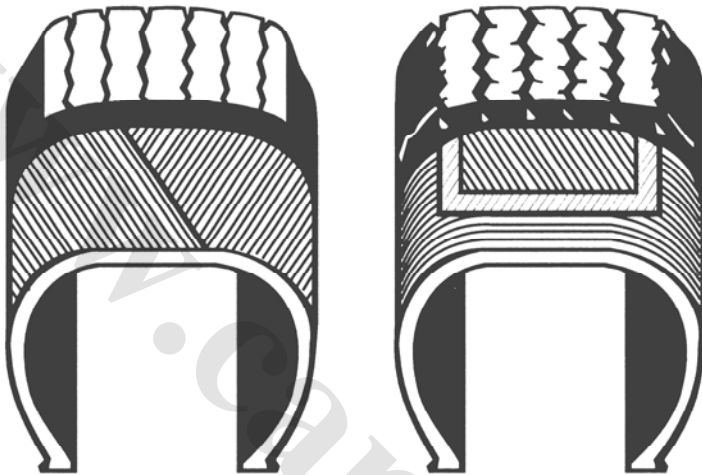
² - Fiber Glass

³ - Belt

⁴ - Tread

⁵ - SideWall

بیشتری بر روی بخش‌های بیرونی تر آج قرار می‌گیرد. ساختار مورب دچار پیچش و انعطاف‌پذیری بیشتری در بازه تماس است، زیرا چنبره مارپیچی تایر به سطح صاف تبدیل می‌شود و سبب پیچ خوردن آج در محل تماس تایر و جاده در هنگام غلتیدن تایر است که در شکل ۱۰-۲ نمایانده شده است [۴].



تایر با لایه‌های مورب

تایر با لایه‌های شعاعی

شکل (۱۰-۱) توصیف ساختار تایرهای مورب و شعاعی (کمپانی تایر و لاستیک گودیر^۱)

ابعاد، اندازه و نرخ بارگذاری

اندازه تایر با روش‌های گوناگونی بیان می‌شود که در بر گیرنده بلندی مقطع^۲ (فاصله محل نشیمنگاه^۳ طوقه تا حد بیرونی آج)، پهنای مقطع (بیشینه پهنای در راستای شانه دو دیواره)، منظرگاه تایر^۴ (نسبت بلندی به پهنای) و قطر رینگ می‌باشند [۵]. انجمن تایر و رینگ^۵ روشی برای اندازه‌گذاری و بیان دامنه بارگذاری تایرها تعریف کرده است که بایستی سازندگان رعایت نمایند [۶]. در تایرهای مورب (مانند 14-6.95) نخست پهنای مقطع و سپس قطر رینگ را می‌آورند. در تایرهای شعاعی (مانند 175R14) نخست پهنای مقطع بر حسب میلی‌متر و سپس قطر رینگ بر

¹ - Goodyear Tire & Rubber Co

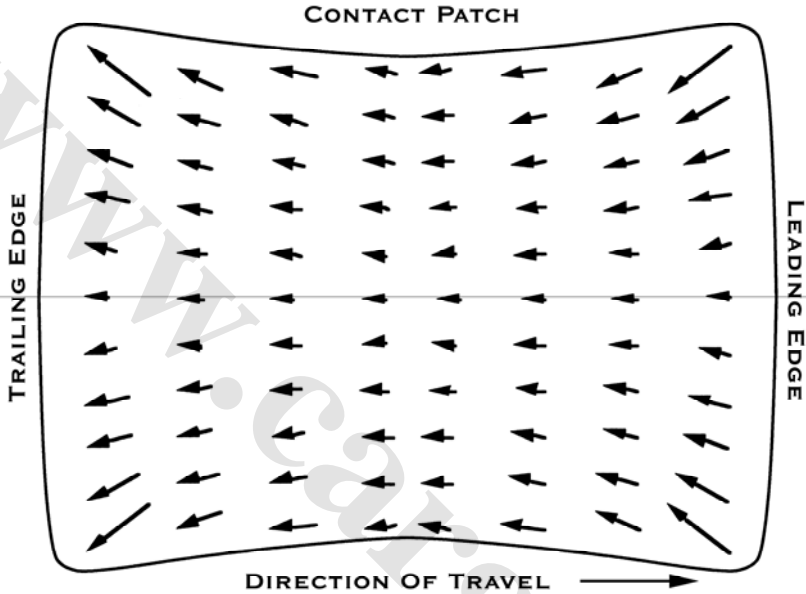
² - Section

³ - Seat

⁴ - Aspect Ratio

⁵ - Tire & Rim Association

حسب اینچ نوشته می شود. در سال های اخیر از روش «متریک P» (مانند P175/70R14) استفاده می شود که P برای نمایش تایر خودرو سواری، پهنای مقطع ۱۷۵ میلی متر، منظرگاه تایر ۷۰، R نوع تایر (شعاعی «R»، تسمه ای «B»، مورب «D») و قطر رینگ ۱۴ اینچ است.



شکل (۱۰-۲) پیچ خوردگی و خمیدگی محل تماس در تایرهای مورب

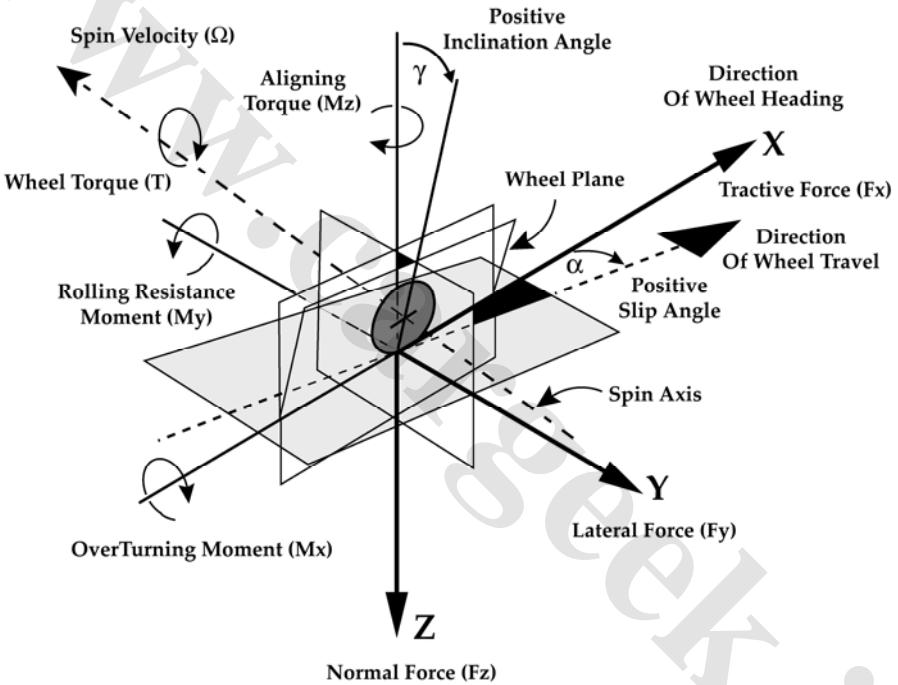
واژه‌شناسی و چارچوب مختصات

برای ساده سازی نمایش شرایط کاری و نیروها و گشتاورهایی که به تایر اعمال می شود، انجمن مهندسان خودرو یک چارچوب مختصات مطابق شکل ۱۰-۳ تعریف نموده است [۵]. محور (X) تقاطع صفحه چرخ و صفحه جاده است که راستای مثبت رو به جلو می باشد. محور (Z) عمود بر صفحه جاده است با راستای مثبت رو به پایین. محور (Y) در صفحه جاده قرار داشته و راستای آن چنان است که یک چارچوب متعامد راستگرد ایجاد نماید.

تعاریف زیر در توصیف تایر و چارچوب مختصات آن دارای اهمیت است:

- صفحه چرخ: صفحه مرکزی تایر که عمود بر محور چرخش آن است.
- مرکز چرخ: تقاطع محور چرخش و صفحه چرخ.
- مرکز بازه تماس: تقاطع صفحه چرخ و تصویر محور چرخش روی صفحه جاده.

- شعاع بارگذاری: فاصله مرکز محل تماس با مرکز چرخ در صفحه چرخ.
- نیروی طولی (F_x): مولفه نیروی اعمالی به تایر از سوی جاده در صفحه جاده و همسو با تقاطع صفحه چرخ با صفحه جاده. مولفه نیرو در راستای حرکت چرخ (مولفه سینوسی نیروی کناری به علاوه مولفه کسینوسی نیروی طولی) را نیروی رانشی گویند.
- نیروی کناری (F_y): مولفه نیروی اعمالی به تایر از سوی جاده در صفحه جاده و عمود بر تقاطع صفحه چرخ و صفحه جاده.



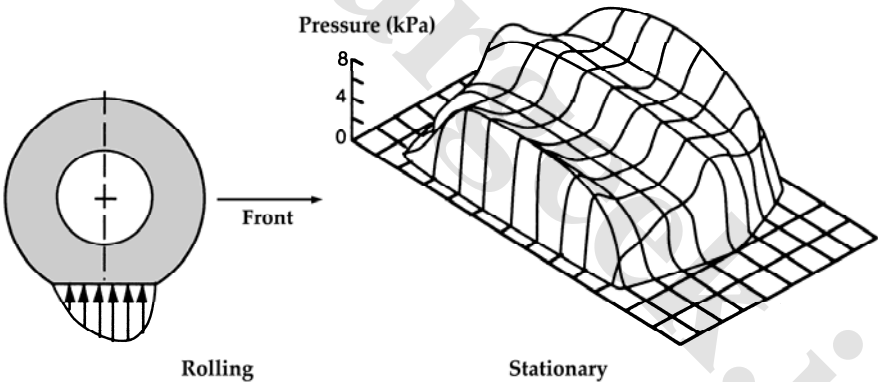
شکل (۱۰-۳) چارچوب مختصات تایر بر پایه انجمن مهندسان خودرو

- نیروی عمودی (F_z): مولفه نیروی اعمالی بر تایر از سوی جاده که عمود بر صفحه جاده است. این نیرو از نظر علامت منفی است. عبارت نیروی عمودی را به عنوان منفی نیروی نرمال معرفی می‌نمایند و از نظر اندازه مثبت است.
- گشتاور بیش‌گردش (M_x): گشتاور اعمالی به تایر از سوی جاده در صفحه جاده و همسو با تقاطع صفحه چرخ با صفحه جاده.

- گشتاور مقاوم غلتشی (M_y): گشتاور اعمالی به تایر از سوی جاده در صفحه جاده و عمود بر تقاطع صفحه چرخ و صفحه جاده.
- گشتاور برگردان (M_z): گشتاور اعمالی به تایر از سوی جاده و عمود بر صفحه جاده.
- زاویه لغزش (α): زاویه بین راستای سه تایر و راستای حرکت. زاویه لغزش مثبت مرتبط است با حرکت تایر به سوی راست هنگامی که به سوی جلو می‌رود.
- زاویه کجک (γ): زاویه میان صفحه چرخ و عمود. زاویه کمبر مثبت مرتبط است با کج شدنگی رو به بیرون بالای تایر از خودرو.

مکانیک نیروهای تولید شده

نیروهای اعمالی به تایر در یک نقطه اثر نمی‌نمایند، بلکه برآیند تنش‌های برشی و نرمال بخش شده در سطح تماس هستند. پراکندگی فشار زیر تایر یکنواخت نیست و در راستاهای x و y تغییر می‌کند. به طور معمول در هنگام غلتیدن تایر، این پراکندگی فشار حول محور y نامتقارن است و در بازه جلویی سطح تماس بیشتر است. این دو پدیده در شکل ۱۰-۴ نماینده شده‌اند.

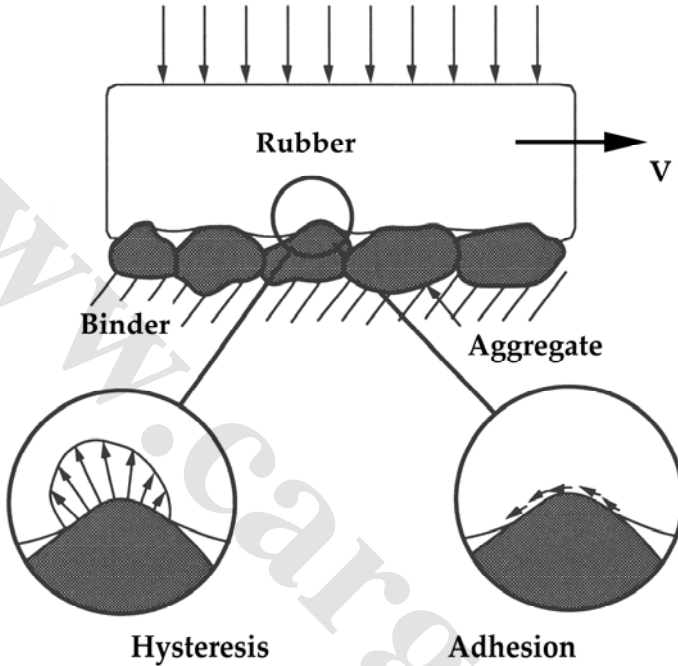


شکل (۱۰-۴) پخش فشار در بازه تماس تایر ایستاده و غلتان

به سبب ویژگی‌های «ویسکو - الاستیک» تایر، تغییر شکل بخش پسین سطح تماس موجب انتقال فشار عمودی به سوی جلو است. مرکز اثر نیروهای عمودی از محور گردش نمی‌گذرد و بنابراین مقاومت غلتشی ایجاد می‌کند. در هنگام غلتش تایر بر سطح جاده، نیروهای رانشی و کناری توسط سازوکار تنش‌های برشی ایجاد می‌شوند. هر بخشی از آج تایر که از سطح تماس تایر می‌گذرد، بر این سطح تنش‌های برشی اعمال می‌کند که برآیند این تنش‌ها در سطح تماس با نیروهای رانشی و

کناری برابر است.

دو سازوکار عمده در ایجاد اصطکاک میان تایر و جاده مطابق شکل ۱۰-۵ وجود دارد [۴].



شکل (۱۰-۵) سازوکارهای اصطکاک میان تایر و جاده

- چسبندگی سطحی^۱ پیامد وجود اتصال باندهای مولکولی بین لاستیک و سطح جاده است. مولفه چسبندگی در جاده‌های خشک از دیگر سازوکارها اصطکاک بزرگتر است، اما در جاده‌های خیس و مرطوب به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد.
- سازوکار اصطکاک پسماند^۲ بیانگر اتلاف انرژی در لاستیک به سبب تغییر شکل آن است. هنگامی که روی ذرات جاده می‌لغزد، این نوع اصطکاک تحت تاثیر رطوبت جاده نیست، بنابراین تایرهای ساخته شده از مواد با پسماند بالا ویژگی‌های رانشی بهتری را در جاده‌های مرطوب و خیس دارند.

هر دو اصطکاک چسبندگی و پسماند به مقدار کمی وابسته به لغزش محل تماس تایر و جاده

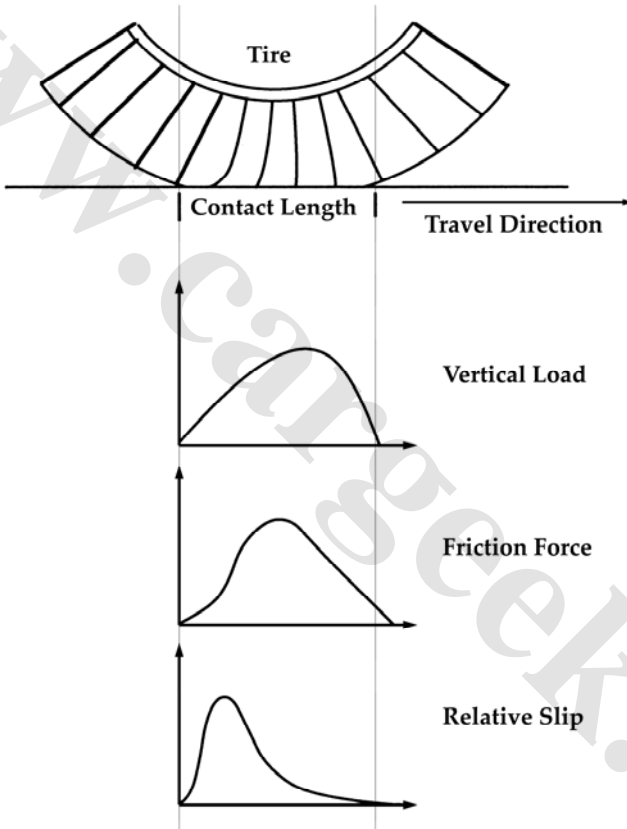
¹ - Adhesion

² - Hysteresis

می‌باشند.

ویژگی‌های رانشی

هنگام شتاب‌گیری و ترمز‌گیری، بر پایه تغییر شکل بخش‌های لاستیکی آج تایر که برای فراهم آوردن و تحمل نیرو اصطکاک خمیده می‌شوند، لغزش بیشتری دیده می‌شود. شکل ۱۰-۶ سازوکار تغییر شکل بازه تماس را در شرایط ترمز‌گیری می‌نماید.



شکل (۱۰-۶) تغییر شکل بازه تماس هنگام ترمز‌گیری

هنگامی که زیربخش‌های آج وارد بازه تماس می‌شوند، به سبب نرمی این بخش‌ها توانایی تولید نیروی اصطکاک را ندارند و بایستی برای ایجاد نیرو خمیده شوند. این فرایند هنگامی انجام‌پذیر است که تایر سریع‌تر از پیرامون آج‌ها حرکت نماید. با پیش‌روی زیربخش‌های آج در سطح

تماس همزمان خمیدگی آنها و بار عمودی افزایش می‌یابد و اصطکاک بیشتری ایجاد می‌شود. با نزدیک شدن به انتهای بازه تماس بار کاهش می‌یابد و در یک جا زیربخش‌های آج به طور قابل توجهی روی سطح می‌لغزند، به طوری که اصطکاک کاهش می‌یابد و با جدایش آنها از سطح جاده صفر می‌شود.

بنابراین تولید نیروهای کشنده (شتاب‌گیری و ترمزگیری) ناشی از ناهمسانی میان سرعت غلتشی تایر و سرعت حرکت آن است. پیامد آن تولید لغزش در بازه تماس است. لغزش به عنوان درصدی از سرعت پیش‌روی خودرو به صورت بی‌بعد تعریف می‌شود:

$$\text{Slip}(\%) = 100 \left(1 - \frac{r\omega}{V} \right) \quad (1-10)$$

که در رابطه بالا:

r	شعاع غلتشی موثر تایر
ω	سرعت زاویه‌ای چرخ
V	سرعت پیش‌روی

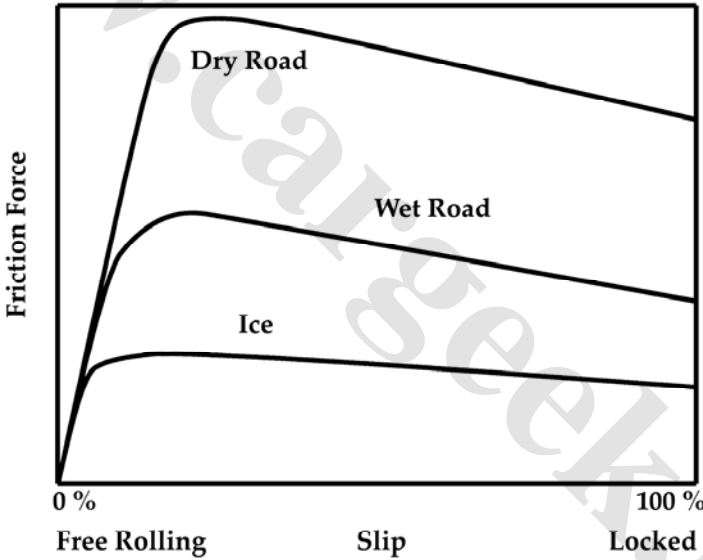
در شرایط عادی ترمزگیری نیروی طولی ایجاد شده تابعی از لغزش است که در شکل ۷-۱۰ نمایش داده شده است. با اعمال لغزش (به طور نمونه در هنگام اعمال ترمز) نیروی اصطکاک با لغزش در راستای یک شیب آغازین که توسط خم و ویژگی‌های طولی تایر معرفی می‌شود، افزایش می‌یابد. در حالت کلی، این ویژگی در کارکرد ترمز بحرانی نمی‌باشد، مگر در سطح جزئیات طراحی سیستم‌های پاد قفل شونده که در آنجا بر بازدهی متناوب تاثیر می‌گذارد. سختی طولی در تایرهای نو که بیشترین عمق آج را دارند پایین است و با ساییدگی تایر افزایش می‌یابد. به همین دلیل، آج‌های زیگزاگی^۱ دارای سختی بالاتری نسبت به تایرهای با طرح شیارگون^۲ ایجاد می‌کنند. در جاده‌های خشک، با رسیدن لغزش به ۱۵ تا ۲۰ درصد، نیروی اصطکاک به مقدار بیشینه خود می‌رسد که نزدیک به ۷۰ تا ۹۰ درصد بار تایر می‌باشد، زیرا زیربخش‌های آج به گونه‌ای موثر و با لغزش کمی عمل می‌کند. بیرون از این حالت هنگامی که بازه لغزش در انتهای بازه تماس پیش‌روی می‌کند، آغاز کاهش نیروی اصطکاک می‌باشد. کاهش نیرو ادامه یافته تا در هنگام قفل

¹ - Rib

² - Lug

شدن تایر (لغزش ۱۰۰ درصد) صفر می‌شود.

کارکرد تایر در جاده‌های لغزنده از نظر کیفی همانند جاده‌های خشک است و تفاوت آن در بیشینه نیروی اصطکاک تولیدی است. از آنجا که نرخ آغازین (که در آن نیروی اصطکاک با لغزش افزایش می‌یابد) وابسته به ویژگی‌های سختی تایر است، شیب آغازین خم‌های نمودار یکسان است. در جاده‌های خیس بیشینه نیروی اصطکاک به طور معمول در بازه ۲۰ تا ۲۵ درصد بار عمودی است. در جاده یخبندان بیشینه اصطکاک در حدود ۱۰ تا ۱۵ درصد بار عمودی است و تنها درصد لغزش کمی به این بیشینه می‌رسد. بخشی از نایمینی رانش در جاده‌های یخبندان این است که نه تنها اندازه اصطکاک سطح پایین است، بلکه هنگام ترمزگیری تایر به سرعت به حد بیشینه اصطکاک می‌رسد.



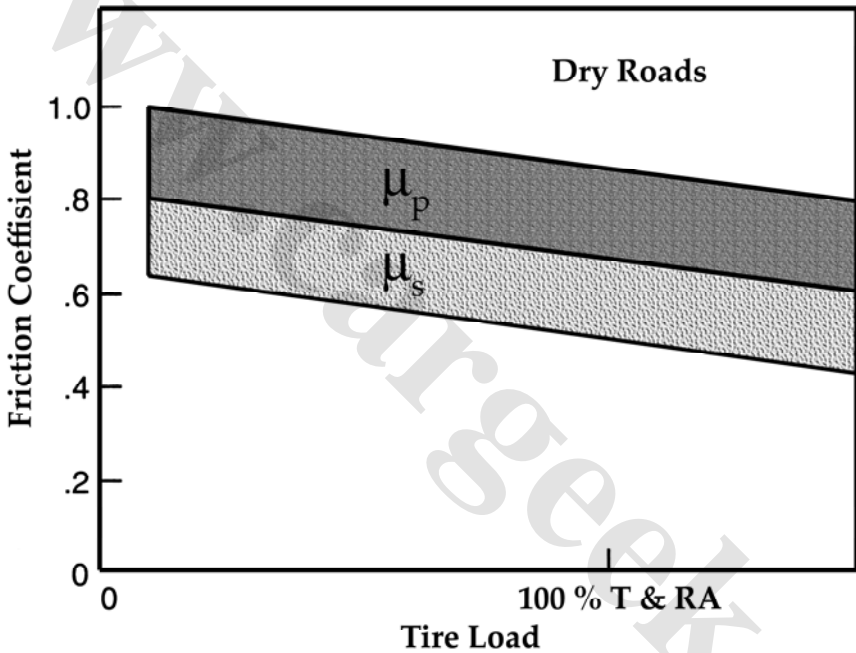
شکل (۷-۱۰) نیروی ترمزی بر حسب لغزش

برای تعیین ویژگی‌های کشندگی تایر عموماً از ضرایب اصطکاک (نیروی کشنده بخش بر بار) در شرایط بیشینه و سرخوردن استفاده می‌شود، که به ترتیب (μ_p) و (μ_s) نامیده می‌شوند. این دو ضریب (ضریب بیشینه اصطکاک و حد سر خوردن) به متغیرهای زیادی وابسته می‌باشند.

بار عمودی

افزایش بار به صورت قطعی ضریب اصطکاک را هم در شرایط خیس و هم خشک کاهش

می‌دهد [۷]. با افزایش بار نیروی اصطکاک بیشینه و دینامیکی یکسان افزایش نمی‌یابند. در نزدیکی نرخ بارگذاری تایر، با افزایش باری در حدود ۱۰ درصد، هر دو ضریب در حدود ۰/۰۱ کاهش می‌یابند. بازه عمومی ضرایب اصطکاک برای تایرهای سواری در جاده‌های خشک به عنوان تابعی از بار در شکل ۱۰-۸ نمایانده شده است. تایرهای کامیون به طور معمول به سبب بیشتر بودن چگالی بار در سطح تماس و اختلاف در ماده سازنده آج دارای ضرایب اصطکاک کمی کمتری می‌باشند.



شکل (۸-۱۰) تغییرات عمومی ضریب اصطکاک بر حسب بار

فشار باد تایر

در جاده‌های خشک، ضرایب اصطکاک بیشینه و لغزش وابستگی چندانی به فشار باد ندارند ولی در جاده‌های خیس این ضرایب به طور محسوسی با افزایش باد، افزایش می‌یابند.

اصطکاک سطح

سطح جاده و شرایط آن بر ضریب اصطکاک تاثیر مستقیم می‌گذارد. بنابراین برای یک تایر به تنهایی نمی‌توان ضریب اصطکاک مشخص کرد. برای مشخص نمودن چگونگی وابستگی

نیروهای اصطکاکی به نوع سطوح، انجمن بزرگراهها^۱ یک روش آزمایش استاندارد را تدوین نموده است، که در این روش یک تایر استاندارد شده به صورت قفل شده روی سطح جاده کشیده می‌شود.

این روش توسط انجمن آمریکایی تست و مواد^۲ استاندارد شده است (روش E-274 از استاندارد مزبور، تست تایر با شماره E-501). وسیله‌ای که در انجام این تست به کار می‌رود، آزمایشنده لغزش و پیمایش^۳ نام دارد. این تست کننده‌ها شامل یک کامیون سبک و یک تریلر هستند که کامیون سبک توانایی ترمزگیری یکی از چرخ‌ها به تنهایی را نیز دارد (برای اندازه‌گیری اصطکاک و بار عمودی در هر چرخ). نسبت نیروی اصطکاک به بار عمودی، ضریب اصطکاک نام دارد که عددی کوچکتر از یک است. عدد لغزش^۴ صد برابر ضریب اصطکاک سطح است، بنابراین عدد لغزش ۸۱ که در قوانین وضع شده برای ترمزها قید شده است، نشان‌گر این است که در تست (ASTM E-274) توسط دستگاه، ضریب اصطکاک ۰/۸۱ به دست آمده است. بیشتر جاده‌های خشک و تمیز عدد لغزشی نزدیک به ۸۱ دارند.

برای تعیین اصطکاک در شرایط جاده‌های خیس و مرطوب، یک سری آب‌پاش‌هایی نیز در جلوی چرخ‌های این دستگاه‌ها نصب می‌شود. جاده‌های آسفالت با کیفیت بالا و کمی مرطوب عدد لغزشی در حدود ۳۰ و جاده‌های سیمانی مرطوب نیز عدد لغزشی در محدوده ۴۵ تا ۵۰ دارند. سطوح جاده با مواد قیراندود عدد لغزش ۲۰ تا ۲۵ دارند.

سرعت

در هر دو جاده خشک و خیس ضرایب اصطکاک ساکن و اصطکاک لغزشی با افزایش سرعت کاهش پیدا می‌کنند (شکل ۱۰-۹). در جاده‌های خیس این کاهش محسوس‌تر است. چرا که در سرعت‌های بالا جابجا کردن آب در بازه تماس مشکل‌تر است. هنگامی که سرعت و ضخامت فیلم آب قابل توجه می‌شود، آج تایر در اثر ایجاد شرایط هیدرو پلانینگ^۵ از سطح جاده بلند می‌شود.

¹ - Highway Community

² - American Society for Testing & Materials (ASTM)

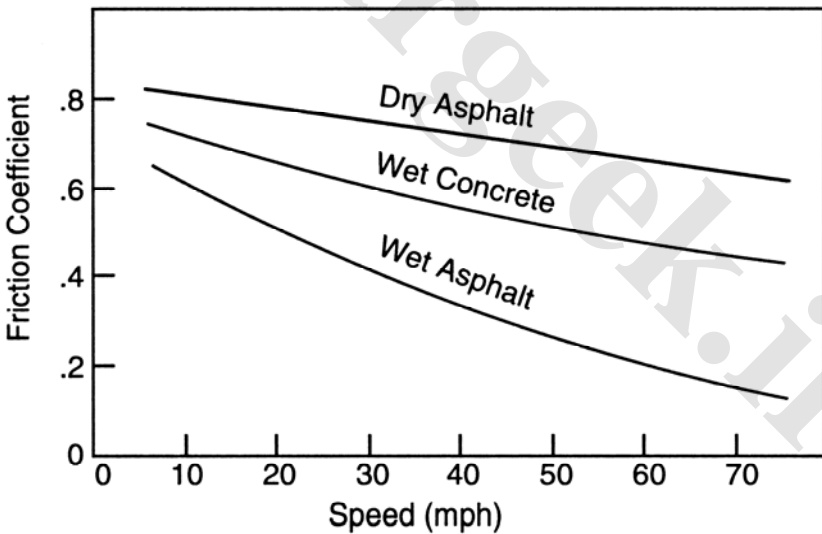
³ - Skid Tester

⁴ - Skid Number

⁵ - HydroPlaning

ارتباط با کارکرد خودرو

ویژگی‌های کششی طولی تأیر تعیین‌گر کارایی ترمزگیری و فاصله ایست خودرو می‌باشند (یک تأیر که در فاصله کمتری شتاب‌گیری یا ترمزگیری کند، کشندگی بهتری دارد). ضریب بیشینه اصطکاک (μ_p)، بیان‌کننده محدوده‌ای از ترمزگیری است که چرخ‌ها هنوز قفل نشده‌اند. به خاطر انتقال جرمی که در هنگام کاهش سرعت پدید می‌آید، تمامی چرخ‌ها نمی‌توانند به شرایط نقطه بیشینه اصطکاک برسند، مگر با طراحی دقیق سیستم ترمز، تا نیروها ترمز به وجود آمده در جلو و پشت خودرو، مطابق با شرایط دینامیکی خودرو به طور مناسبی تقسیم شوند. در حالتی که یک یا چند چرخ قفل می‌شوند، ضریب اصطکاک لغزشی، بیان‌کننده سهم ترمزگیری چرخ است و از آنجا که عملاً طراحی یک سیستم ترمز معمولی (در مقایسه با سیستم‌های ترمز پاد قفل شونده) که بتواند دقیقاً به تطبیق خوبی با پارامترهای بار، گرانیگاه و شرایط جاده برسد، محال است، بنابراین تجربه و مهارت در رانندگی در حالات قفل شدن چرخ‌ها لازم است. بهره‌گیری از سیستم‌های ترمز پاد قفل شونده، همواره چرخ‌ها را در نزدیکی نقطه بیشینه اصطکاک نمودار «نیروی ترمزی - لغزش» نگاه می‌دارد و اجازه قفل شدن به آنها نمی‌دهد.



شکل (۹-۱۰) ضریب لغزش بر حسب سرعت در سطوح مختلف جاده

ویژگی‌های کششی طولی ممکن است بیان‌کننده محدودیت کارکرد در شتاب‌گیری یا

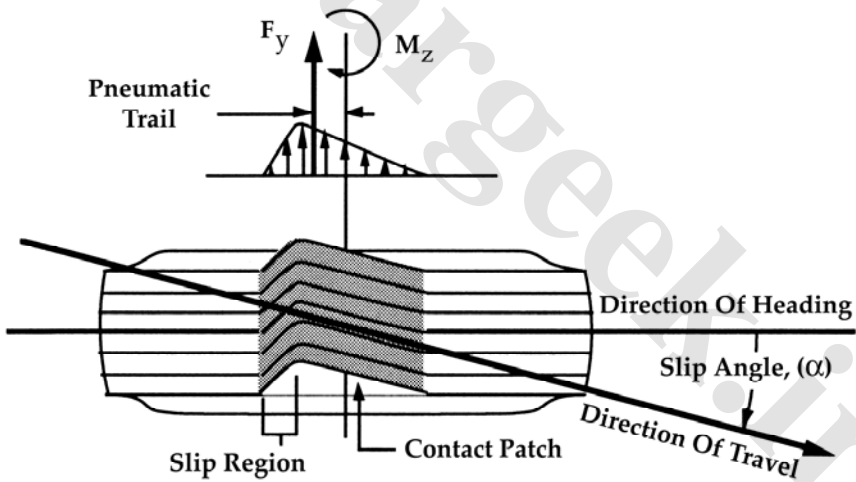
شیب پیمایی^۱ و بالاروی در جاده‌های کج نیز باشد. ضریب اصطکاک لغزشی، تنها بر شتاب‌گیری کنترل نشده تأثیر می‌گذارد، بنابراین تنها یک سنجه تقریبی برای کشش محسوب می‌شود.

ویژگی‌های چرخشی

از خصوصیات بسیار مهم یک تایر، ایجاد نیروهای سمتی لازم برای کنترل راستای خودرو، ایجاد شتاب کناری در پیچ‌ها و تحمل نیروهای سمتی بیرونی مانند نیروهای ناشی از بادهای شدید کناری یا شیب سمتی جاده است. این نیروها توسط لغزش کناری تایر (زاویه لغزش) و انحراف کناری صفحه تایر (زاویه کمبر) تامین می‌شوند.

زاویه لغزش

هنگامی که یک تایر در حال گردش در برابر یک نیروی کناری قرار می‌گیرد، حرکت آن به سمت نیرو کج می‌شود. در این حالت زاویه‌ای بین راستای رأس تایر^۲ و راستای حرکت خودرو ایجاد می‌شود، که به آن زاویه لغزش^۳ می‌گویند. سازوکار ایجاد لغزش کناری و رفتار تایر در شکل ۱۰-۱۰ نشان داده شده است.



شکل (۱۰-۱۰) تغییر شکل یک تایر در حال گردش در برابر نیروی کناری

با پیش‌روی تایر و قرارگیری زیربخش‌های آج در برابر جاده، از آنجا که هنوز تغییر شکلی نسبت

^۱ - Hill Climbing

^۲ - Tire Heading

^۳ - Slip Angle

به وضعیت معمولی در آنها ایجاد نشده است، بنابراین نمی‌توانند نیروی کناری را تحمل نمایند. ولی هنگامی که راستای قرار گرفتن تایر از راستای حرکت خودرو منحرف شود، زیربخش‌های آج، تمایل به حفظ وضعیت پیشین خود را دارند. بنابراین نسبت به تایر در راستای کناری خود تغییر شکل می‌دهند. این فرآیند سبب ایجاد نیروهای کناری در تایر با پیش‌روی زیربخش‌های آج به سوی پشت ناحیه تماس تایر و جاده^۱ است (تا هنگامی که نیروی کناری بر اصطکاک موجود چیره شود و لغزش کناری رخ دهد). بنابراین شکل نیروهای کناری ایجاد شده در ناحیه تماس همانند شکل ۱۰-۱۰ می‌باشد.

برآیند نیروهای بازه تماس یک نیروی کناری است که در مرکز سطح تماس تایر^۲ اعمال می‌شود. نامتقارن بودن پراکندگی نیروهای ایجاد شده در بازه تماس سبب می‌شود که برآیند نیروهای ایجاد شده به سمت پشت منتقل شود. اندازه این جابجایی «دنباله یا پنوماتیک»^۳ نام دارد. بر پایه قرارداد انجمن مهندسان خودرو، نقطه اثر این نیروی کناری در مرکز تماس تایر انگاشته می‌شود. بنابراین برآیند نیروها با یک نیروی کناری (F_y) و یک گشتاور برگردان (M_z) جایگزین می‌شود. اندازه گشتاور برگردان برابر است با حاصل ضرب نیروی کناری در دنباله پنوماتیک.

$$M_z = pF_y$$

که در رابطه بالا:

p دنباله پنوماتیک

این سازوکار یک فرآیند آنی و لحظه‌ای نیست و بنابراین ایجاد زاویه لغزش یا تاخیری به اندازه تغییر شکل دیواره‌های کناری تایر همراه است [۹]. این تاخیر به گردش تایر وابسته است و در حدود نیم تا یک دور گردش تایر طول می‌کشد تا نیروی کناری به مقدار مانا برسد. این پدیده را در آزمایش‌های سرعت پایین خودرو با تغییر پله‌ای زاویه فرمان می‌توان دید. واکنش نیروی کناری تایر همانند شکل ۱۰-۱۱ می‌باشد. با تغییر زاویه فرمان، تایر باید نیم دور یا بیشتر بگردد تا تغییر شکل و نیرو به طور کامل ایجاد شود. این فاصله «بازه استراحت»^۴ نامیده می‌شود. زمان تاخیر در ایجاد نیروی کناری به سرعت گردشی تایر بستگی دارد. در سرعت‌های بزرگ‌راهی که مرتبط

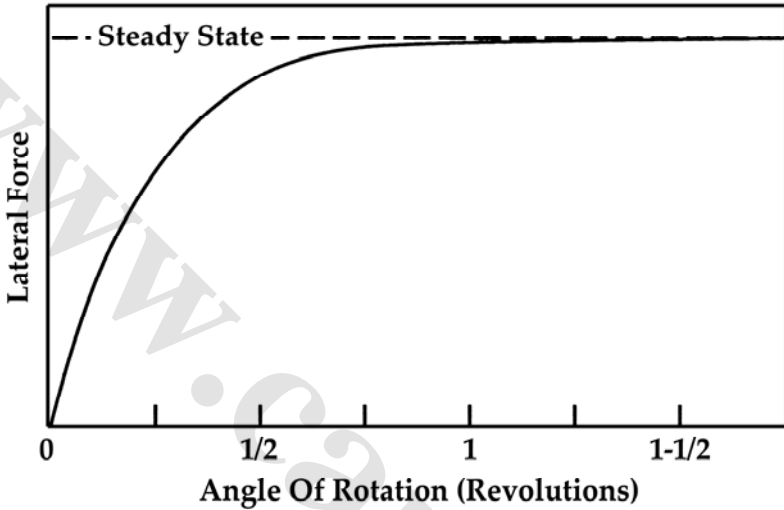
^۱ - Contact Patch

^۲ - Centroid

^۳ - Pneumatic Trail

^۴ - Relaxation Distance

با سرعت گردشی ۱۰ دور در ثانیه تایر است، این زمان در حدود ۰/۰۵ ثانیه (۱ بر ۲۰) است. این پدیده برای رانندگان با تجربه قابل لمس است، که به صورت کندی در واکنش چرخشی خودرو است.



شکل (۱۰-۱۱) واکنش نیروی کناری به ورودی فرمان پله

جا افتادگی

در ۵ تا ۱۰ درجه آغازین زاویه لغزش، نیروی کناری به سرعت و به گونه خطی به وجود می‌آید، با همان سازوکاری که بیان شد. نیروی کناری در بازه ۱۵ تا ۲۰ درجه به بیشینه مقدار خود می‌رسد و با گسترش بازه تماس کاهش می‌یابد. این مقدار بیشینه به قرار زیر است:

$$F_{y-max} = \mu_p F_z$$

در زاویه‌های لغزش بیشتر، رفتار تایر همانند چرخ‌های قفل شده است و برابر است با مولفه سینوسی حاصل ضرب ضریب اصطکاک (μ_s) در بار عمودی (F_z).

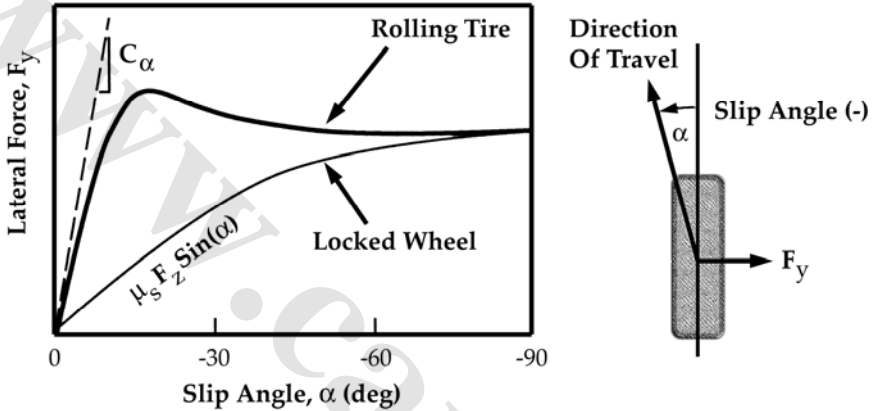
پارامتر با اهمیت در توصیف رفتار چرخشی خودروهای موتوری، شیب آغازین خم نمودار نیروی کناری است. این شیب هنگامی که زاویه لغزش صفر است، محاسبه می‌شود و سختی کناری یا

چرخشی^۱ نام دارد و به قرار زیر است:

$$C_{\alpha} = -\left. \frac{\partial F_y}{\partial \alpha} \right|_{\alpha=0} \quad (2-10)$$

که در رابطه بالا:

C_{α} سختی کناری تایر



شکل (۱۲-۱۰) ویژگی های نیروی کناری تایر

بر پایه قرارداد انجمن مهندسان خودرو، زاویه لغزش مثبت سبب ایجاد نیروی منفی (به سوی چپ) در تایر می شود، بنابراین سختی کناری تایر (C_{α}) منفی می باشد، هم چنان که در شکل با علامت منفی نشان داده شده است. برای سادگی و حذف این ایراد، انجمن مهندسان خودرو سختی کناری تایر را به عنوان منفی شیب نمودار تعریف می نماید، تا این ضریب مثبت باشد. در این کتاب این قرارداد به کار می رود.

ویژگی های سختی کناری تایر به عنوان تابعی از بار و زاویه لغزش در شکل ۱۰-۱۳ نشان داده شده است.

محور عمودی نمودار نیروی کناری را و محور افقی آن ترکیبی از زاویه لغزش و بار عمودی را نشان می دهد.

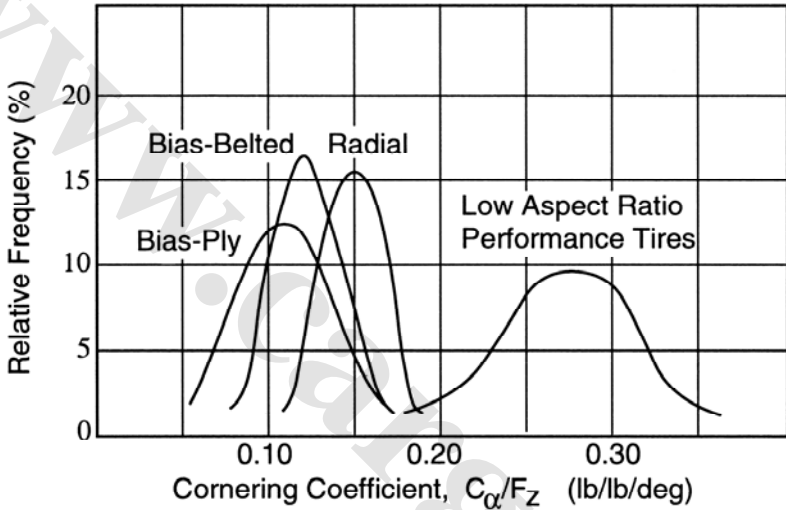
سختی کناری تایر به متغیرهای زیادی وابسته است. اندازه و نوع (ساختار شعاعی یا مورب)، تعداد لایه ها، زاویه الباف، پهنای چرخ و و طرح آج تایر از متغیرهای موثر بر نیروی کناری می باشد.

^۱ - Cornering Stiffness

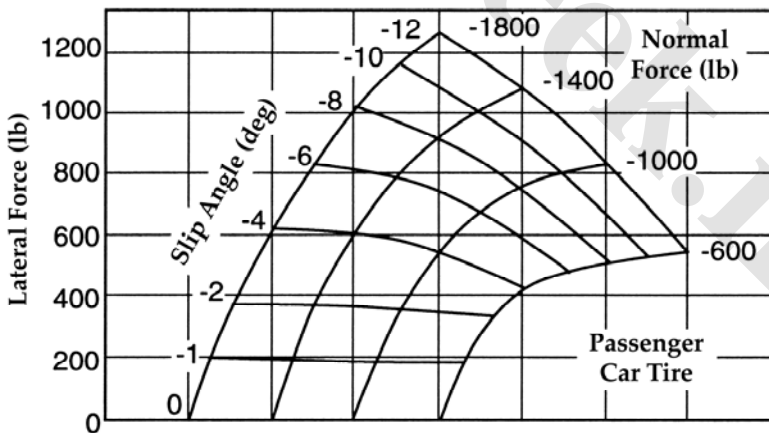
برای یک تایر مشخص پارامترهای فشار باد و بار اعمالی بر آن از عوامل عمده می باشد.

نوع تایر

تایرهای شعاعی سختی کناری بیشتری نسبت به تایرهای مورب دارند. این مطلب در شکل ۱۰-۱۴ نمایش داده شده است که در آن ضریب چرخشی تایرهای شعاعی، مورب و مورب تسمه‌ای مورد استفاده در خودروهای سواری نمایش داده شده است.



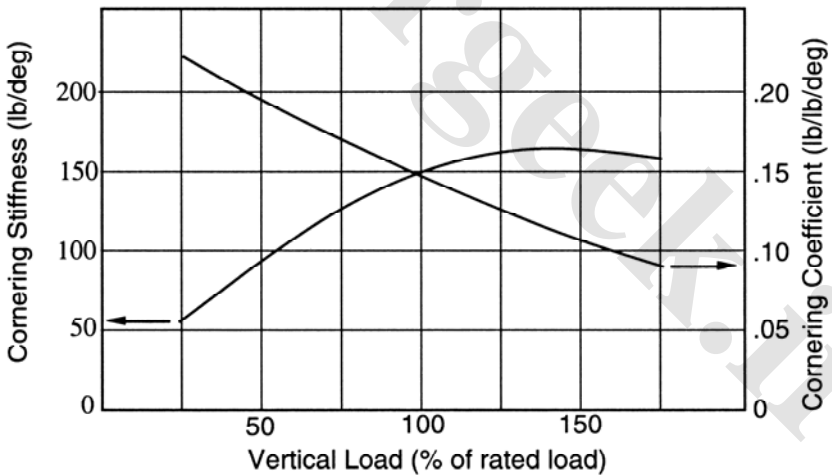
شکل (۱۰-۱۴) پراکنندگی بسامدی ضریب کناری تایرهای سواری



شکل (۱۰-۱۳) نمودار توری^۱ نیروی کناری بر حسب زاویه لغزش برای تایرهای مورب

ضریب کناری، سختی کناری بی‌بعد شده توسط بار عمودی است. در تایرهای مورب این ضریب در حدود ۰/۱۲ (پوند بر پوند بر درجه) است. بنابراین در تایرهای مورب با یک درجه زاویه لغزش، نیروی کناری در حدود ده درصد بار عمودی است. تایرهای شعاعی با همان نسبت منظرگاه به طور میانگین سختی بیشتری دارند و ضریب آنها در حدود ۰/۱۵ است، که به این معنی است که نیروی کناری ایجاد شده در آنها ۱۵ درصد نیروی عمودی می‌باشد. بر پایه شکل ۱۰-۱۴ ویژگی‌های تایرهای مورب تسمه‌ای بین تایرهای مورب و شعاعی است.

نسبت منظرگاه که نسبت بلندی مقطع به پهنا می‌باشد، یکی از عمده‌ترین متغیرهای موثر بر ویژگی‌های کناری تایر می‌باشد. در گذشته نسبت منظرگاه تایر سواری‌ها در حدود ۰/۷۰ تا ۰/۷۸ بوده است. روند کارکرد تایرهایی با نسبت منظرگاه کمتر (کمتر از ۰/۶۰) در خودروهای سواری سبب ایجاد تایرهایی با ضریب چرخش بسیار بالا می‌شود. این تایرها با ضریب کناری در بازه ۰/۲۵ تا ۰/۳۰ و حتی بیشتر سبب افزایش و سرعت بخشیدن به ویژگی‌های سمتی و فرمان‌پذیری خودرو می‌شوند.



شکل (۱۰-۱۵) اثر بار بر کارکرد چرخشی تایر

^۱ - Carpet

هر چند در یک زاویه لغزش معین، نیروی کناری با افزایش بارگذاری عمودی زیاد می‌شود، اما با بار عمودی متناسب نیست. برای یک تایر بیشینه نیروی کناری در واحد بار، هنگامی است که بار تایر کمینه است. تاثیر بار بر ویژگی‌های سختی کناری و ضریب کناری تایر در شکل ۱۰-۱۵ نشان داده شده است. (در نرخ بارگذاری ۲۵ درصد، ضریب کناری بیشینه و سختی کناری کمینه است). خم سختی کناری بر حسب بار، یک خم کوژ به سمت پایین است و این ویژگی اهمیت زیادی در شیب کم‌فرمانی خودرو دارد.

همچنین بار عمودی همواره سبب کاهش بیشینه ضریب اصطکاکی قابل دستیابی در هنگام چرخش خودرو می‌شود. در بازه ۵۰ تا ۱۲۵ درصد از نرخ بارگذاری، اندازه بیشینه ضریب اصطکاک در حدود ۲۰ درصد کاهش می‌یابد.

فشار باد

فشار باد سبب افزایش سختی کارکاس تایر است و هر چند که سبب کاهش بازه تماس تایر و جاده می‌شود، اما تاثیر کلی آن بر سختی کناری تایر به سادگی مشخص نمی‌شود و از یک قاعده کلی پیروی نمی‌کند [۷]. تقریباً پذیرفته شده است که افزایش فشار باد در تایرهای خودروهای سواری سبب افزایش سختی کناری می‌شود.

به سبب رابطه نزدیک میان سختی کناری و فشار باد تایر، در گذشته کنترل رفتار و پایداری خودروهای سواری در شتاب‌های کم با بهره از تنظیم متفاوت فشار باد تایرهای جلو و پشت فرآیندی رایج بود. امروزه دیگر این فرآیند و آزمایش به کار نمی‌رود. در مورد تایرهای خودروهای سنگین و کامیون‌ها، تاثیر فشار باد بر سختی کناری ثابت نبوده و به جزئیات طرح کارکاس و بدنه تایر وابسته است.

فشار باد تاثیر زیادی بر نقطه بیشینه اصطکاک کشندگی تایر در شرایط ترکیبی با زاویه لغزش دارد. این فشار بر نیروهای کناری در بارهای زیاد تاثیر زیادی دارد و تائیری که فشار باد آن کاهش یافته باشد، در زوایای لغزش بالا از نظر تحمل بارهای کناری به حالت اشباع می‌رسد.

اندازه و پهنا

برای یک بار مشخص تایرهای بزرگتر و پهن‌تر سختی کناری بزرگتری را از خود نشان می‌دهند. این اثر مربوط به سختی کارکاس است نه آج. تایرهای بزرگتر به طور معمول گنجايش بار بیشتری دارند. بنابراین هنگامی برای یک بار ثابت، از تایر بزرگتری استفاده می‌کنیم، تایر تحت بار

پایین تری کار می کند و سختی بزرگتری ارایه می شود. در تایرهایی با همان اندازه ولی با پهنای بیشتر (یعنی با نسبت منظر گاه کمتر) نیز سختی بیشتری مشاهده می شود.

طرح آج

نرمی کناری لاستیک آج همانند یک دسته فنر می باشد، در هنگام تشکیل نیروهای کناری در پاسخ به لغزش کناری، بنابراین طرح آج تایر تاثیری بالقوه بر سختی کناری می گذارد. به طور معمول در تایرهای مورب، طرح آج تایرهای یخ شکن سختی کناری کمتری نسبت به تایرهایی با طرح آج زیگزاگ دارا می باشد. هر چند این مطلب در تایرهای شعاعی همیشه صادق نیست. تنها مطلبی که می توان از آن مطمئن بود این است که الگوهای باز و طرحهایی با شیارهای پهن و عمیق، چه در طرحهای بلوکی و چه در طرحهای زیگزاگ، نرمی بیشتری به آج می دهد و بنابراین سختی کناری کمتری ایجاد می کنند.

هنوز حساسیت سختی کناری تایر به طرح آج به طور کامل شناسایی نشده است. در واقع افزایش دورامتر¹ لاستیک سبب افزایش سختی کناری تایر می شود.

عوامل دیگر

سرعت به طور معمول تاثیر چندانی بر سختی کناری نمی گذارد. ویژگی های سطح جاده نیز تاثیر کمی بر سختی کناری می گذارد، چرا که سطح جاده به قدر کافی صلیبت دارد که تغییر فرم برشی قابل ذکری در مقابل نیروهای برشی ندهد. این مطلب در جاده های مرطوب نیز صادق است. خصوصیات جاده بیشترین تاثیرشان را بر نقطه بیشینه اصطکاک کششی و در شرایط مرطوب می گذارد. یک بافت خشن و ناهموار که با لایه ای از آب پوشیده شده باشد در مقایسه با یک سطح صاف و صیقلی، اصطکاک بیشتری نشان می دهد.

ارتباط با کارکرد خودرو

سختی کناری یکی از پارامترهای مهم است که بر ویژگی های گذرا و پایدار چرخشی خودرو تاثیر می گذارد. گرادیان کم فرمانی و مشخصاتی که در اندازه گیری رفتار چرخشی خودرو به کار می روند، به طور مستقیم به سختی کناری بی بعد شده با بار در محور جلو و پشت خودرو بستگی دارد. اگر سختی کناری تایرهای پشت بیشتر باشد، تمایل به کم فرمانی در خودرو ایجاد می شود. افزایش سختی کناری در تایرهای جلو سبب بیش فرمانی خودرو می شود، مگر اینکه این اثر به

¹ - Durometer

وسیله عوامل دیگر جبران شود. پیامد بیش فرمانی خودرو، وجود یک سرعت بحرانی است، که با رسیدن به این حد حالت ناپایداری در خودرو ایجاد می‌شود.

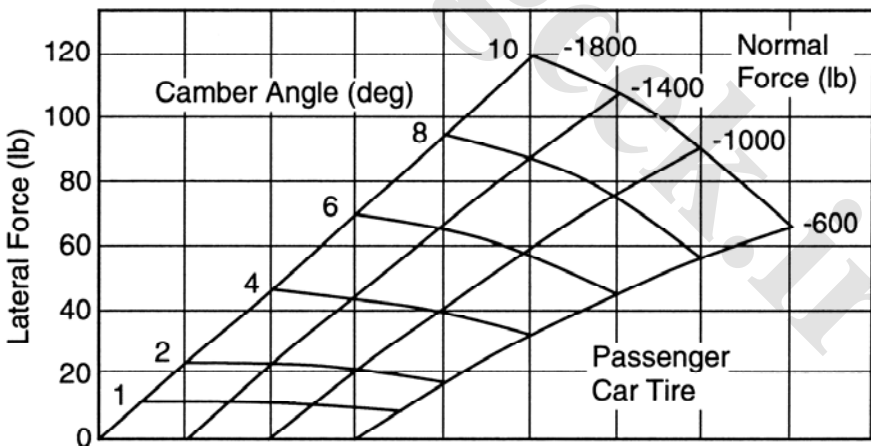
نیروی کمبر

زاویه کمبر زاویه بین صفحه تایر و خط عمود بر صفحه جاده است. این زاویه عامل ایجاد نیروی کمبر^۱ است. هنگامی که بالای تایر رو به بیرون باشد، این زاویه مثبت است. زاویه کمبر عامل ایجاد نیروی کمبر است. راستای این نیرو در راستای انحراف تایر است. سختی تایرهای شعاعی در حدود ۴۰ تا ۵۰ درصد تایرهای مورب است و به دلیل پایین بودن نیروی کمبر در تایرهای شعاعی این تایرها در موتورسیکلت‌ها به کار نمی‌روند.

همانند زاویه لغزش، در اینجا نیز نیروی کناری ناشی از زاویه کمبر با شیب آغازین نمودار توصیف می‌شود، که سختی کمبر نامیده می‌شود. سختی کمبر به قرار زیر است:

$$C_{\gamma} = \left. \frac{\partial F_{\gamma}}{\partial \gamma} \right|_{\gamma=0} \quad (3-10)$$

در حالت کلی می‌توان گفت سختی کمبر در حدود ۱۰ تا ۲۰ درصد سختی کناری است. خم شکل ۱۰-۱۶ تغییرات نیروی کناری را بر حسب زاویه کمبر و نیروی عمودی در یک نمونه تایر سواری نشان می‌دهد.



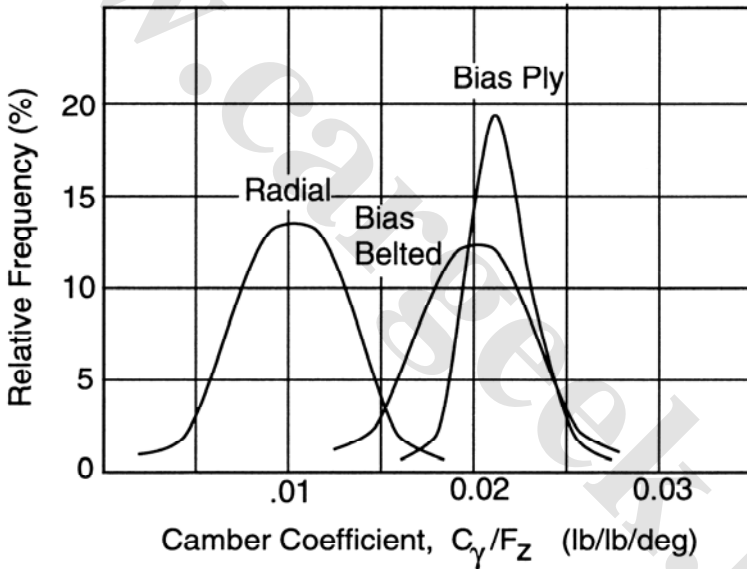
شکل (۱۰-۱۶) نمودار توری نیروی کناری - زاویه کمبر تایرهای مورب

¹ - Camber Thrust

در اینجا تاثیرات نوع تایر، بار عمودی، فشار باد، طرح آج و عوامل دیگر را بر زاویه کمبر بررسی می‌کنیم.

نوع تایر

تغییرات زیاد بر سختی کمبر مرتبط با تفاوت‌های ساختاری تایر است. شکل ۱۰-۱۷ توزیع سختی کمبر را در تایرهای شعاعی، مورب و مورب تسمه‌ای نشان می‌دهد. سختی کمبر در تایرهایی با منظرگاه پایین که کارکرد پایینی دارند، در همان بازه تایرهای شعاعی است که در شکل نشان داده شده است. سختی کمبر در تایرهای شعاعی خودروهای سواری به طور معمول در حدود ۴۰ تا ۵۰ درصد همان ثابت در تایرهای مورب می‌باشد (به این دلیل تایرهای شعاعی در موتور سیکلت‌ها به کار نمی‌رود).



شکل (۱۰-۱۷) پراکنندگی بسامدی ضریب کمبر تایرهای سواری

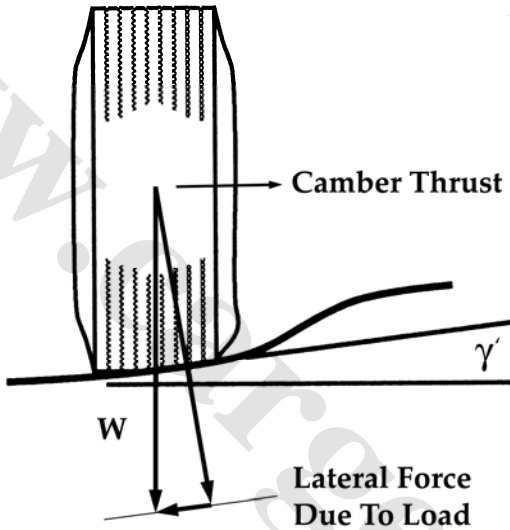
سختی کمبر، یک ویژگی مهم تایر با توجه به چگونگی پاسخ تایر به ناهمواری سطح حرکت و وجود گسستگی‌ها در آن می‌باشد (مثل شیارهای روی تایر، وجود نقص در بین معبرها، شیب‌های تند کناری جاده، ریل‌های راه آهن و غیره). هنگامی که یک تایر به صورت عمود در سطحی که دارای شیب‌های کناری می‌باشد، حرکت کند (مثل کناره‌های یک شیار در روی چرخ)، بار افقی آن چرخ را به سمت ته شیار پایین خواهد راند (شکل ۱۰-۱۸).

نیروی کناری بر واحد بار به قرار زیر است:

$$\frac{F_y}{W} = \text{Sin}(\gamma') \cong \gamma' \quad (1-10)$$

که در رابطه بالا:

W وزن اعمالی به تایر
 γ' زاویه انحراف سطح جاده



شکل (۱۸-۱۰) نیروهای اعمالی به یک تایر در سطح شیب‌دار

اگر زاویه سطح شیب دار یک درجه باشد، یک نیروی کناری به قرار زیر است:

$$\frac{1}{57.3} = 0.0175 \left(\frac{\text{lb}}{\text{lb}} \right)$$

که این مقدار در راستای «سرازیری» به وسیله نیروی گرانش ایجاد می‌شود. از طرف دیگر، نیروی کمبر تایر آن را به سمت بالای سراسیمه متناسب با ضریب کمبر می‌راند. اگر ضریب کمبر، بزرگتر از ۰/۰۱۷۵ پوند بر پوند بر درجه باشد، تایر به بیرون از شیار رانده خواهد شد. اگر سختی کمبر کمتر باشد، تایر به سمت ته شیار پایین خواهد رفت.

همان گونه که از شکل ۱۰-۱۷ مشخص شده است، تایرهای نوع «شعاعی» و «مورب» مخالف هم عمل خواهند کرد، به این معنی که تایرهای شعاعی به درون شیار، و تایرهای مورب به بیرون از

شیار رانده خواهند شد. با تناسب بالایی که در تایرهای شعاعی کامیون‌های جدید ایجاد شده است، این گرایش در راه‌سازی یکی از نخستین عواملی می‌باشد که سبب ایجاد شیارهای دوگانه در تایر برای حرکت بر روی جاده‌های آسفالت‌پوش شده است.

بار

میزان بار تاثیر چندان زیادی بر نیروی کمبر نمی‌گذارد به طوری که با افزایش بار از ۶۰۰ پوند به ۱۸۰۰ پوند به سختی کمبر در حدود ۲۰ درصد اضافه می‌شود.

فشار باد

هیچ قانون کلی برای بیان حساسیت سختی کمبر و فشار باد تایر وجود ندارد. در تایرهای مورب این تاثیر به صورت افزایش ۰/۲۵ در سختی کمبر به ازای هر ۰/۱ پوند بر اینچ مربع است، در صورتی که در تایرهای شعاعی چنین حساسیتی وجود ندارد [۷].

طرح آج

سختی کمبر به طرح آج تایر وابسته است و با افزایش سختی آج، سختی کمبر نیز افزایش می‌یابد. بنابراین آج‌های نرم‌تر مانند آج تایرهای برفی و یخ‌شکن دارای سختی کمبری در حدود ۲۰ تا ۴۰ درصد دارند. ضمناً هر چه آج تایر ساییده‌تر شده و سطح تایر صاف‌تر شود، سختی کمبر زیاد می‌شود.

عوامل دیگر

زبری سطح جاده تاثیری بر سختی کمبر ندارد، به جز حالتی که کوپل اصطکاکی محدود شود. ضمناً وجود آب بر سطح جاده تاثیر چندانانی ندارد. ضمناً از اثر سرعت نیز به جز در موارد سرعت‌های بسیار زیاد می‌توان صرف نظر نمود.

ارتباط با کارایی خودرو

مهمترین نیروی کنترل‌کننده کناری در موتورسیکلت‌ها و خودروهای سواری در چرخ‌ها، نیروی کمبر است. در خودروهای سواری و باری این نیرو به شرایط کم‌فرمانی کمک می‌کند به طوری که در تعلیق‌های مجزا تا ۲۴ درصد و در تعلیق‌های صلب درصد کمتری از گرادیان کم‌فرمانی بر عهده زاویه کمبر است.

گشتاور برگردان

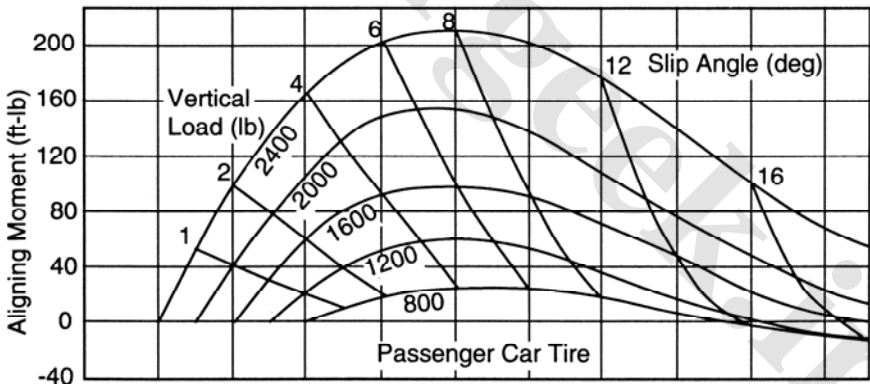
از آنجا که برآیند نیروهای برشی که در بازه تماس جاده بر تایر اثر می‌کند، از خط مرکزی تایر

نمی‌گذرد (نبود تقارن نیروهای برشی در محل تماس تایر)، گشتاوری به نام گشتاور برگردان حول محور عمود بر سطح جاده به وجود می‌آید. اگرچه این گشتاور تنها سهم کمی از گشتاور چرخشی کل خودرو را بر عهده دارد، اما اهمیت آن از آنجا است که به طور مستقیم بر سیستم فرمان خودرو اثر می‌گذارد. قابل ذکر است که این گشتاور طوری بر تایر اثر می‌گذارد که آن را در راستای حرکت تایر قرار دهد، بنابراین موجب پایداری بیشتر خودرو است.

زاویه لغزش

یک نمودار از خم گشتاور برگردان بر حسب بار عمودی و زاویه لغزش در شکل ۱۰-۱۹ آمده است. هر دو گونه تایرهای شعاعی و مورب دارای ویژگی‌های گشتاور برگردان همانندی می‌باشند، هر چند مقدار این گشتاور در تایرهای شعاعی بیشتر است. به طور معمول در تایرهای مورب ضریب گشتاور برگردان در حدود ۰/۰۳۳ (فوت - پوند بر پوند بر درجه) است، در حالی که در تایرهای شعاعی در حدود ۰/۰۴۳ (فوت - پوند بر پوند بر درجه) است. ضریب گشتاور برگردان برابر است با گشتاور برگردان بر واحد بار و به قرار زیر است:

$$CC_{am} = \frac{C_{am}}{F_z} \left(\frac{ft-lb}{lb-deg} \right)$$



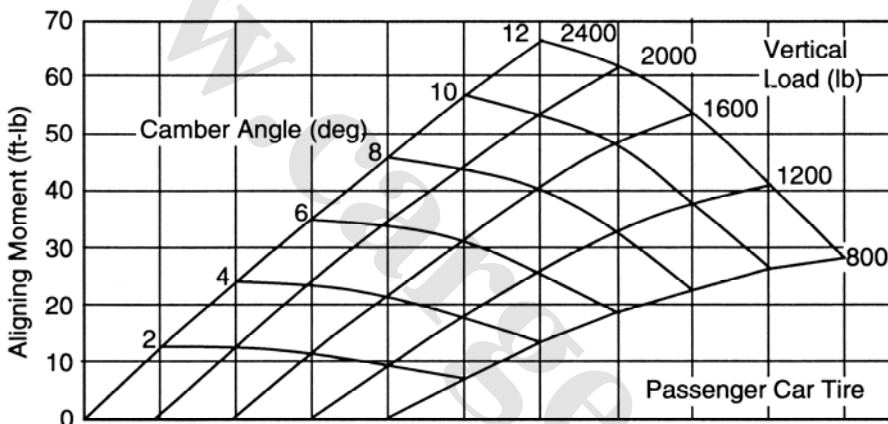
شکل (۱۰-۱۹) نمودار توری گشتاور برگردان - زاویه لغزش - بار

این گشتاور به اندازه بازه تماس و بازه لغزش بسیار حساس است. تنش‌های برشی و بازوی گشتاور با فاصله از مرکز تایر متناسب هستند. بنابراین بیشترین سهم را در تشکیل این گشتاور، زیربخش‌های واقع در انتهای بازه تماس بر عهده دارند. این گشتاور تا زاویه لغزش ۸ درجه رو به

افزاش گذاشته و از آن به بعد رو به کاهش می‌گذارد. در زوایای لغزش خیلی زیاد راستای این گشتاور عوض شده و منفی می‌شود.

حساسیت زیاد این گشتاور به بار عمودی در نمودارهای ۱۰-۱۹ و ۱۰-۲۰ نمایان است. این حساسیت به سبب ازدیاد بازه تماس در اثر افزایش بار عمودی است.

ضمناً زاویه کمبر نیز گشتاور برگردان ایجاد می‌کند. گشتاور برگردان تولید شده توسط زاویه کمبر در تایرهای شعاعی به طور قابل توجهی از تایرهای مورب کمتر است، حدود یک سوم. به عنوان یک قاعده کلی باید گفت عواملی که موجب افزایش نیروی کناری می‌شوند، گشتاور برگردان را نیز زیاد می‌کنند.

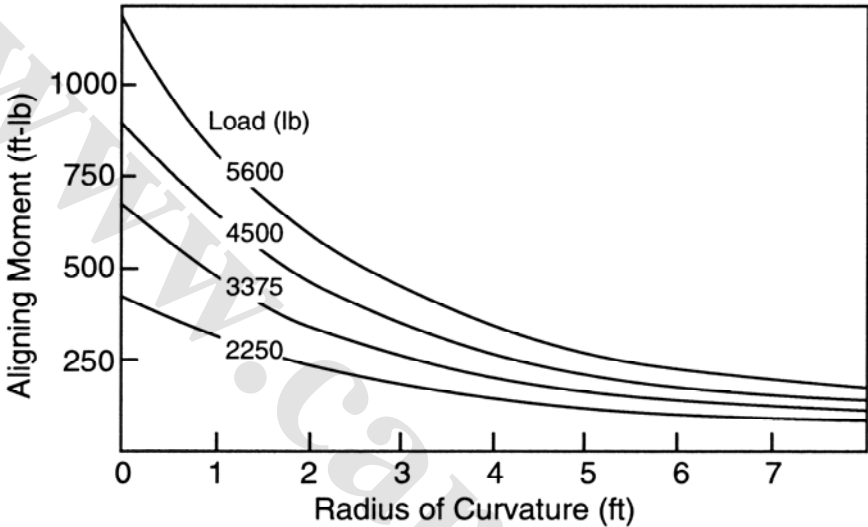


شکل (۱۰-۲۰) نمودار توری گشتاور برگردان - زاویه کمبر - بار

انحنای مسیر

گشتاورهای برگردان، علاوه بر اینکه از نیروهای کناری که خود پیامد زاویه کمبر یا لغزش هستند، به وجود می‌آیند، بلکه غلتش یک تایر در یک مسیر خمیده نیز ایجاد می‌شوند، به عبارتی حتی با گمان نبود نیروی کناری. در واقع یک گشتاور باید بر تایر اعمال شود، تا تایر بتواند حول یک محور عمودی بگردد. چنین شرایطی در هنگامی که یک خودرو با سرعت کم دور می‌زند یا در هنگام فرمان‌پذیری چرخ‌های یک خودرو ساکن که به آن نیرو وارد می‌کنند، تا یک شعاع کم را دور بزند، دیده می‌شود، شکل ۱۰-۲۱ گشتاور برگردان ایجاد شده توسط یک تایر بادی را بر روی سطح یک جاده خشک نمایش می‌دهد. در شعاع صفر، گشتاور زیادی برای چرخاندن چرخ

حول محور فرمان لازم است. گشتاور برگردان به سبب ازدیاد بازه تماس با افزایش بار زیاد می‌شود، ولی با آن متناسب نیست، زیرا افزایش بازه تماس که در اثر ازدیاد بار ایجاد می‌شود، در بازه پیرامونی تماس است و عامل اصلی ایجاد این گشتاور لغزشی، بازه پیرامونی تماس است.



شکل (۱۰-۲۱) گشتاور برگردان بر حسب شعاع چرخش

ارتباط با کارایی خودرو

گشتاور برگردان به عنوان گشتاوری که به طور مستقیم به خودرو اعمال می‌شود، بخش کوچکی از شرایط کم‌فرمانی را فراهم می‌کند. این حقیقت که گشتاورهای برگردان مثبت تلاش می‌کنند تا خودرو را به سمت بیرون پیچ هدایت کنند، به این معنی است که آنها از لحاظ راستا، تمایل به کم‌فرمانی دارند. به طور کلی، کارکرد مستقیم گشتاورها، تنها چند درصد به تمایل کم‌فرمانی یک خودرو کمک می‌کنند.

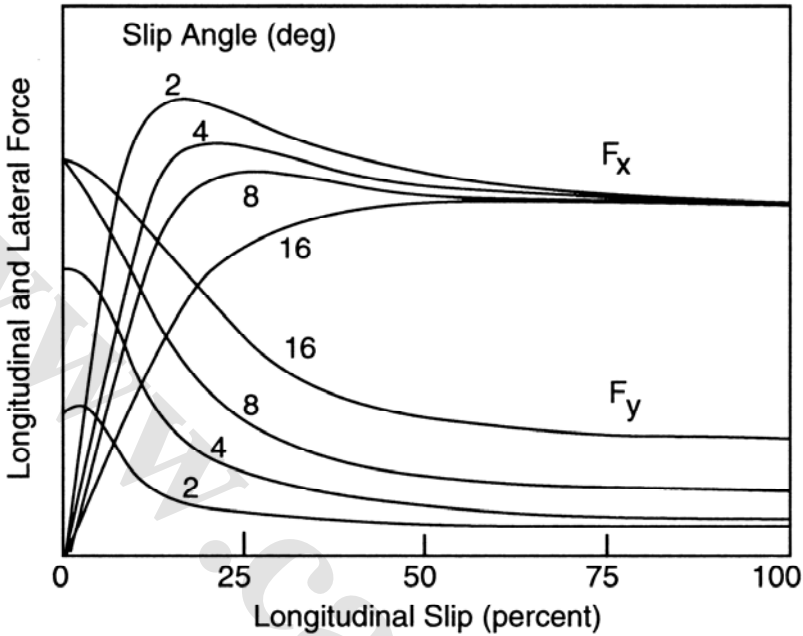
گشتاور برگردان یک تاثیر مستقیم دیگری را بر روی کم‌فرمانی با تاثیر آن بر روی تیرهای فرمان‌پذیر دارد. به طور معمول راستای این گشتاور چنان است که می‌خواهد تاثیر فرمان‌پذیر را که بیرون از وضعیت اصلی خودش می‌باشد، را به حالت آغازین برگرداند. اگرچه زوایای انحراف فرمان در پاسخ به گشتاورهای برگردان، ممکن است کوچک باشند (کسری از مقدار معین در رانندگی عادی)، ولی این به طور معمول کمک مهمی است در ایجاد تمایل به کم‌فرمانی.

گشتاور برگردان همچنین برای احساس فرمان‌دهی^۱ خودروی در حال حرکت دارای اهمیت است. سهم این گشتاور در بازگشت‌پذیری، بزرگتر یا مساوی با نقش زاویه کاستر است (گشتاورهایی که برای برگشتن فرمان به حالت مستقیم هنگام چرخش به چپ یا راست عمل می‌کنند).

گشتاورهای برگردانی که از انحنا مسیر ناشی می‌شوند، در هنگام فرمان‌دهی ایستا یا مانورهای با سرعت پایین با اهمیت می‌باشند. گشتاور برگردان منبع اصلی گشتاور فرمان‌دهی تایر بوده و ممکن است بسیار بزرگ باشد. از آنجا که این مسأله وضعیتی را نشان می‌دهد که تقاضای بالای گشتاور تایر را بر روی یک سیستم فرمان طلب می‌کند، بنابراین، این امر بایستی در ابعادبندی سخت‌افزاری سیستم‌های فرمان توانی و در انجام تست‌های عمر و دوام در نظر گرفته شود. با تنظیم و به حالت متعادل برگرداندن تایر بیرون از محور فرمان با لغزش کناری^۲ مثبت، تایر اجازه می‌یابد تا در شعاعی که مقدار گشتاور برگردان را در حالت‌های فرمان دادن استاتیک کاهش خواهد داد، غلتش کند. در حالت‌های عملی، هنگام حرکت خودرو در سرعت پایین، در حین افزایش زاویه فرمان، شعاع انحنا به طور افزاینده‌ای افزایش می‌یابد و بنابراین گشتاور مورد نیاز برای فرمان‌دهی تایر را کاهش خواهد داد.

¹ - Steering Feel

² - Scrub



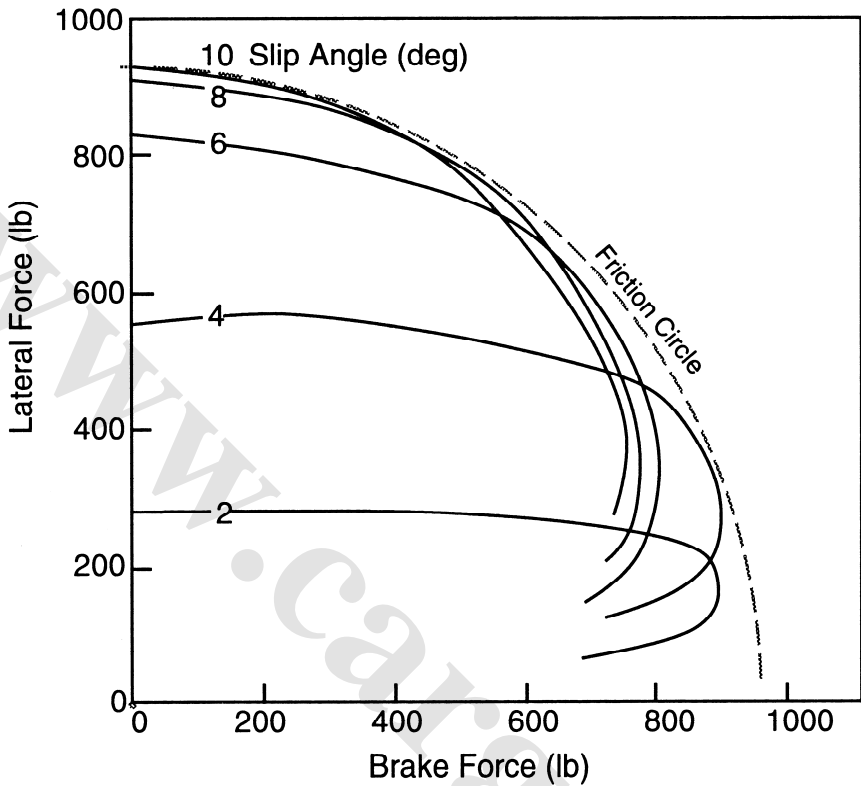
شکل (۱۰-۲۲) ترمزگیری و نیروهای کناری بر حسب لغزش طولی

ترمزگیری و چرخش

هنگامی که یک تیر هم‌زمان تحت لغزش کناری و طولی قرار می‌گیرد، نیروهای مربوط به هر کدام جداگانه مشخص می‌شوند. به طور معمول تاثیر لغزش طولی به صورت کاستن از نیروی کناری در یک زاویه لغزش کناری معین است، بنابراین ویژگی‌های کناری خودرو را کاهش می‌دهد و بر عکس، یعنی افزایش لغزش کناری موجب کاستن از نیروی طولی ترمزی می‌شود. این رفتار در شکل ۱۰-۲۲ نشان داده شده است.

دایره اصطکاک

تاثیر کلی نیروی کناری به هنگام ترمزگیری در شکل ۱۰-۲۳ نشان داده شده است و معلوم است که هم‌زمان با قرار دادن نیروی ترمزی بر چرخ‌ها، نیروی کناری اعمالی بر آنها کم می‌شود (یعنی مقاومت تیر در برابر لغزش کمتر می‌شود).



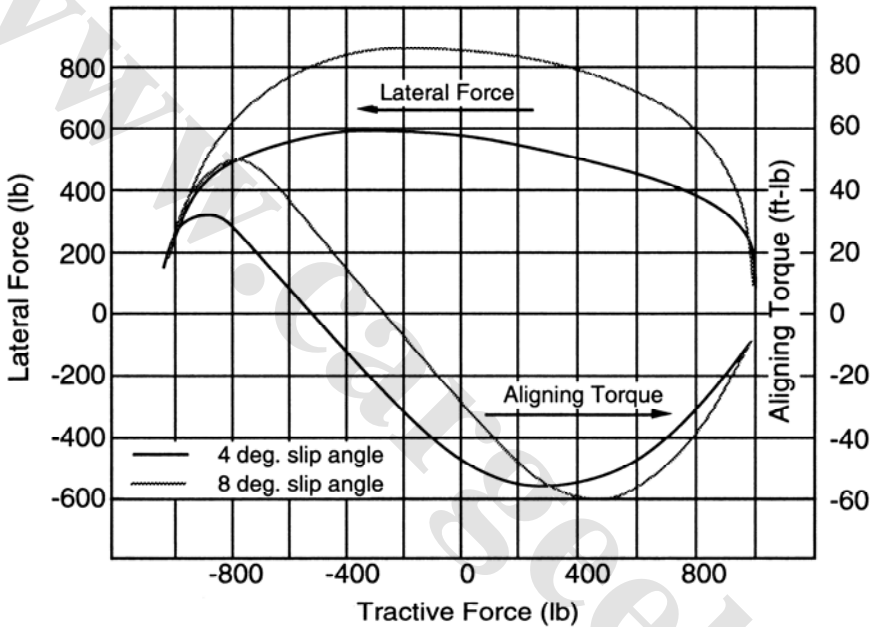
شکل (۱۰-۲۳) نیروی کناری بر حسب نیروهای طولی در زاویه لغزش ثابت

این گونه نمایش از نیروهای کششی تایر به «دایره یا بیضی اصطکاکی»^۱ معروف است [۱۱]. تشخیص محدوده اصطکاک در یک تایر، صرف نظر از راستای آن، با حاصل ضرب ضرب اصطکاک در بار اعمالی بر تایر صورت می گیرد. برخی از تایرهای خاص بهبود یافته، ممکن است به جای دایره اصطکاکی یک بیضی اصطکاکی داشته باشند. مفهوم دایره اصطکاکی در سالهای اخیر ابزاری را برای ارزیابی رانندگان خودروهای مسابقه‌ای ایجاد کرده است.

جا افتادگی

¹ - Friction Circle Or Ellipse

شکل ۱۰-۲۳ بیانگر یک پدیده دیگر نیز هست که به کرات در شرایط ترکیبی نیروهای طولی و کناری دیده می‌شود. توجه شود که در زوایای لغزش متوسط در حدود ۴ درجه، افزایش نیروی ترمزی موجب افزایش نیروی کناری نیز می‌تواند باشد. این پدیده به طور دقیقتر و واضح‌تری در نمودار شکل ۱۰-۲۴ نشان داده شده است. این شکل نیروی کناری و گشتاور برگردان را بر حسب نیروهای ترمزی و رانشی نشان می‌دهد [۱۲].



شکل (۱۰-۲۴) نیروی کناری و گشتاور برگردان بر حسب نیروی کشنده

با در نظر گرفتن حالت غلتش آزاد (نیروی ترمزی صفر) به عنوان نیروی مبدا، دیده می‌شود که به هنگام ترمزگیری (مقادیر منفی) نیروی کناری به آرامی افزایش می‌یابد. در واقع در این حالت وجود نیروی ترمزی موجب سخت‌تر شدن ساختار تایر (آج و دیوارهای آن) می‌شود. کاهش گشتاور برگردان نیز بیانگر پخش دوباره نیروهای برشی در بازه تماس است. با افزایش نیروی ترمزی به سمت بیشترین مقدار خود، نیروی کناری رو به کاهش می‌گذارد، چرا که به محدوده دایره اصطکاکی نزدیک می‌شود. از طرفی گشتاور برگردان کاهش می‌یابد تا جایی که به مقادیر منفی و نزدیک به محدوده دایره اصطکاکی می‌رسد. یک گشتاور منفی سعی دارد تا چرخ را به

زاویه لغزش بیشتر متمایل کند که برای سیستم فرمان مضر است [۱۳].
در شرایط شتاب گیری (با علامت مثبت) نیروی کششی تاثیرات متضادی می گذارد و نیروی کناری به آرامی کاهش می یابد.

جا افتادگی

متغیرها

نوع تایر (شعاعی یا مورب بودن) و فشار بالا، تاثیرات قابل توجهی بر سختی کناری می گذارد، ولی کیفیت رفتار تایر تحت شرایط ترکیبی، فرقی نخواهد کرد. ضمناً رفتار تایر در این شرایط حساسیتی به سرعت ندارد و تنها از شرایط جاده به واسطه محدوده های اصطکاکی تاثیر می پذیرد.

ارتباط با کارایی خودرو

رفتار ترکیبی لغزشی بالا در مواقعی مانند ترمز کردن در پیچها پیش می آید. هنگامی که در یک پیچ یکنواخت ترمزگیری انجام می شود، افزایش لغزش طولی، از نیروی کناری تایر می کاهد و موجب اغتشاش حرکت در مسیر و انحراف راستای خودرو می شود.

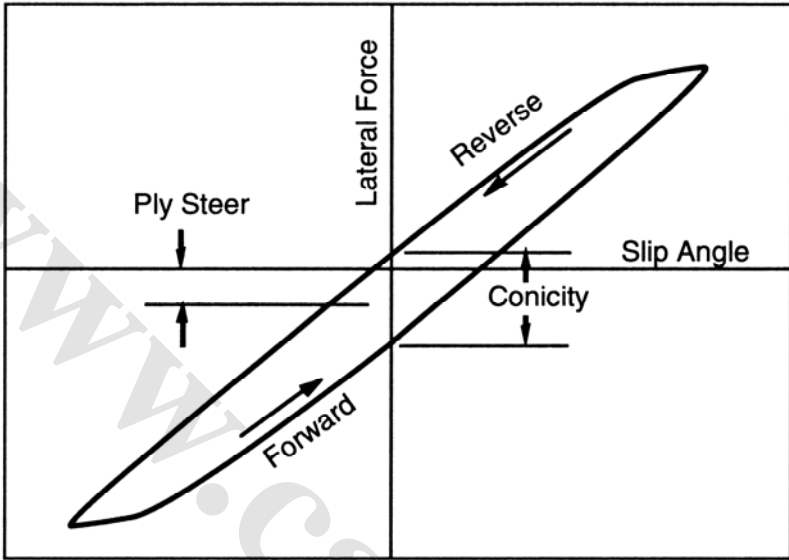
کمترین انحراف در حالت ترمزگیری مربوط به حالتی است که شتاب کناری حداکثر 0.3 شتاب گرانش باشد و البته در نزدیکی های محدوده اصطکاکی کمترین امکان کنترل خودرو وجود دارد. نوع این عدم کنترل بستگی به این دارد که چرخ های پشت قفل شوند یا چرخ های جلو. قفل شدن چرخ های جلو موجب کاستی در فرمان پذیری خودرو و قفل شدن چرخ های پشت می شود، بنابراین سبب افزایش چرخش خودرو به سمت بیرون قوس می شود.

مخروط گونی و سودهی لایه ای

رفتار تایرها در بازه های نزدیک به زاویه لغزش صفر، همزمان با بهینه سازی های انجام شده در خودروهای با سرعت بالا، اهمیت زیادی پیدا کرده است.

در یک تایر آرمانی، نیروی کناری صفر همزمان با زاویه لغزش صفر فراهم می شود، ولی در واقع در تایرهای موجود این طور نیست. در تایرهای واقعی رفتار نیروی کناری تایر در زاویه لغزش های کوچک شبیه به شکل ۱۰-۲۵ است. در این شکل نیروی کناری وارده بر تایر در حال غلتش به هر دو سمت ترسیم شده است. نکته مهم در این شکل تفاوت رفتار نیروی کناری با تغییر راستای

غلزش است که ممکن است نسبت به مرکز خم انحراف هم داشته باشد.

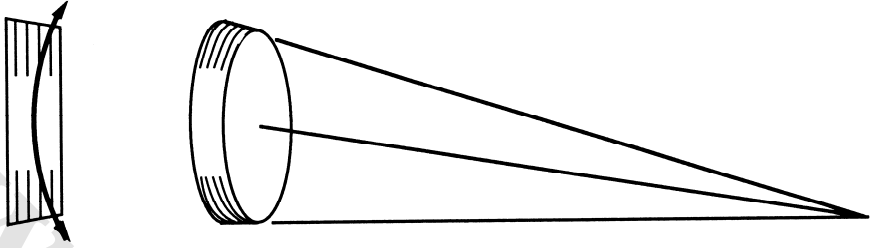


شکل (۱۰-۲۵) رفتار نیروی کناری در زوایای لغزش کم

این پدیده می‌تواند ناشی از مخروط‌گونی^۱ ساختار تایر ساخته شده باشد. مثلاً می‌تواند ناشی از بیرون از مرکز بودن تسمه‌های تایر شعاعی یا قالب‌گیری نامتناسب تایرها به هنگام پخت باشد، که در نهایت شکل تایر به صورت اغراق آمیز مانند شکل ۱۰-۲۶ خواهد بود. به سبب این کاستی‌ها، تایر به چرخیدن در یک مسیر خمیده حول رأس مخروط تمایل پیدا می‌کند و یک نیروی کناری به سمت راست و مستقل از راستای چرخش بر تایر وارد می‌شود. بر پایه قرارداد انجمن مهندسان خودرو هنگامی که از دید بالای تایر، تایر به سمت بالا حرکت می‌کند، نیروی کناری وارد شده به سمت راست مثبت است و نیز هنگامی که تایر به سمت پایین حرکت می‌کند، نیروی کناری منفی است (با اینکه راستای نیرو عوض نشده است). بنابراین مخروط‌گونی عبارت است از اختلاف نیروهای سمتی در زاویه لغزش صفر، هنگامی که در دو راستای متضاد حرکت می‌کند.

^۱ - Conicity

Top View



شکل (۱۰-۲۶) مخروط‌گونی در تایرهای بادی

سازوکار دیگری که در تایرها مشاهده می‌شود، سودهی لایه‌ای^۱ نامیده می‌شود که از زاویه الیاف و تارهای تسمه‌ها ناشی می‌شود. برای جلوگیری از ایجاد این پدیده در تایرهای شعاعی، تسمه‌ها را به صورت متناوب با زوایای مخالف بر روی هم قرار می‌دهند. هر چند رسیدن به بالانس کامل به طور عملی امکان‌پذیر نبوده و بنابراین در این حالت نبود توازن، تایر را به یک سمت می‌کشد. سودهی لایه‌ای به طراحی تایر بستگی دارد، چرا که در تایرهای با طراحی یکسان اندازه و راستای این نیرو یکسان است.

بزرگی هر دو نیروی ناشی از مخروط‌گونی و سودهی لایه‌ای به بار عمودی حمل شده توسط تایر وابسته است. پدیده مخروط‌گونی حساسیت بیشتری به فشار بار دارد و ممکن است با تنظیم فشار باد کمتر شود.

ارتباط با کارکرد خودرو

تأثیرات مخروط‌گونی و سودهی لایه‌ای در تایر، ایجادگر نیروهای کششی و رانشی^۲ در سیستم فرمان و یا یک نوع شناوری^۳ در حرکت خودرو است. کشش و رانش فرمان همان شرایطی است که یک راننده برای مستقیم نگه داشتن مسیر خودرو مجبور است به طور دائم یک گشتاور مقاوم به فرمان وارد کند.

مخروط‌گونی بیش از حد در چرخ‌های جلو، سبب کشیدن مداوم فرمان به یک سمت می‌شود، که این امر موجب خستگی راننده در کنترل کردن آن می‌شود. مخروط‌گونی در چرخ‌های پشت نیز

^۱ - Ply Steer

^۲ - Pull

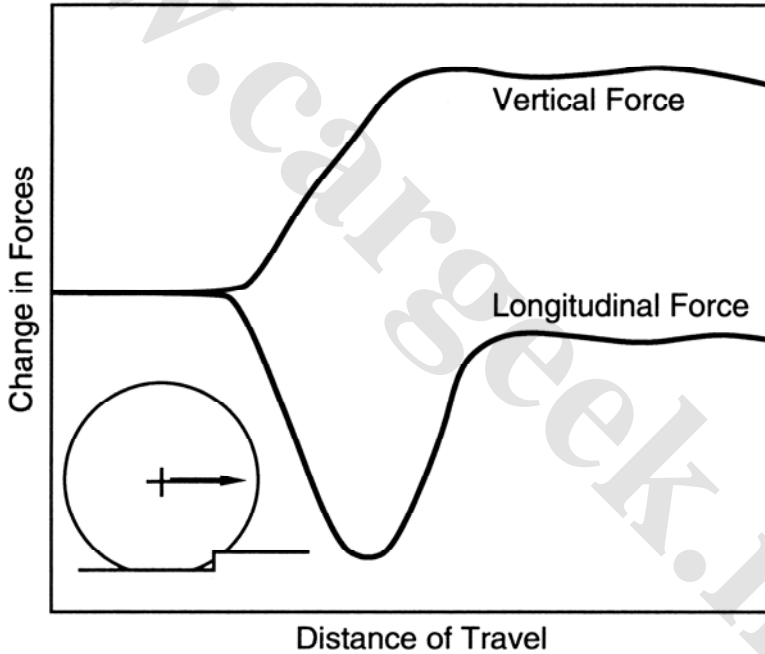
^۳ - Drift

سبب انحراف پشت خوردو از راستای مستقیم می شود.

جا افتادگی

نیروهای دوام

با وجود اینکه تایرها مانند یک بالشتک نرم بین خودرو و سطح جاده قرار می گیرند، ناهمواری های موجود در سطح جاده نیروهای قابل توجهی به سرشینیان و زیربخش های خودرو اعمال می نماید و از آنجایی که این نیروها می توانند دامنه بزرگی داشته باشند، تاثیر زیادی بر خستگی و دوام یک خودرو می توانند داشته باشد، که اغلب به آنها نیروهای دوام^۱ گفته می شود.



شکل (۱۰-۲۷) نیروهای عمودی و طولی تایر با ورودی پله جاده

¹ - Durability Force

جا افتادگی

هنگامی که یک تایر با یک مانع روبرو می‌شود، لبه‌های مانع در بازه تماس یک سری نیروی عمودی و طولی در آن ایجاد می‌کند، که شکل و دامنه این نیروها بستگی به ویژگی‌های و مکانیک تایر دارد.

جا افتادگی

کارکرد تایر به هنگام مطالعه ناهمواری‌های جاده بررسی شد. از نقطه نظر مکانیکی، یک تایر می‌تواند به عنوان یک سری فنرهای شعاعی (که بعضی مواقع با یک سری دمپرها موازی همراه است) در نظر گرفته شود. هنگامی که یک تایر با لبه جلویی یک مانع برخورد می‌کند، نیروهای طولی و عمودی دچار یک تغییر ناگهانی می‌شود (شکل ۱۰-۲۷).

هنگامی که یک تایر با لبه جلویی یک دست انداز برخورد می‌کند نیروی عمودی در اثر فشرده شدن آج تایر شروع به افزایش می‌کند. این نیرو به افزایش ادامه می‌دهد، تا بازه تماس با مانع کامل شود. بنابراین افزایش بار عمودی برابر است با حاصل ضرب ارتفاع مانع در سختی عمودی تایر. در ضمن این برخورد موجب ایجاد نیروی طولی که برخاسته از سازوکارهای مختلفی می‌باشد، می‌شود. برای گذر و عبور از مانع، به نیروهای طولی در تایر نیاز می‌باشد. این نیرو توسط محور چرخ‌ها تامین می‌شود. به هنگام برخورد با مانع، بار عمودی افزایش می‌یابد که موجب افزایش مقاومت غلتشی در تایر می‌شود. بنابراین نیروی طولی نمی‌تواند بلافاصله به مقدار آغازین خود برسد.

در سرعت‌های بالا یک سازوکار دیگر نیز وجود دارد. با تغییر کردن شعاع موثر تایر بر روی مانع باید در نظر داشت که محدوده چرخش جدید به سرعت جدید وابسته است. با یک شعاع کمتر، تایر باید سرعت زاویه‌ای خود را افزایش دهد. این امر با ایجاد یک نیروی برشی در بازه تماس در خلاف راستای نیروی محور چرخ‌ها انجام می‌شود. یک مولفه از این نیرو بر محور چرخ‌ها وارد می‌شود. شرایطی که یک تایر روی مانع قرار می‌گیرد، شرایطی که موجب افزایش سرعت چرخ

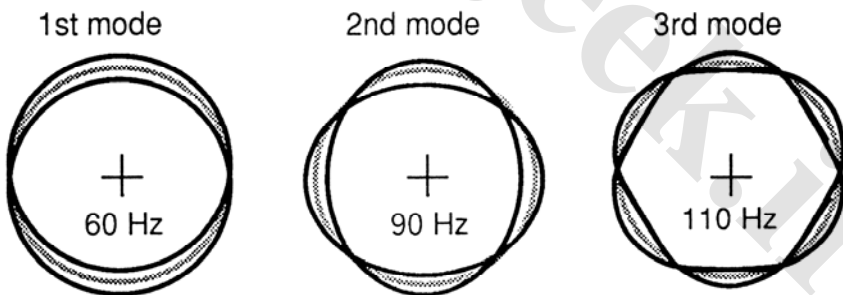
می‌شود و اندازه نیروهای طولی، همگی به سرعت پیش‌روی چرخ وابسته است. بنابراین مولفه طولی نیرو به سرعت خودرو بستگی دارد.

همچنین هنگامی که تایر با یک پله رو به پایین روبرو شود، تنها راستای نیروهای گفته شده در بالا عوض می‌شود، بنابراین چنین پله‌ای موجب کاهش نیروهای عمودی شده و یک نیروی ناگهانی رو به جلو به محور چرخ‌ها اعمال می‌کند.

لرزش‌های تایر

بررسی‌هایی که تاکنون بر روی تایر انجام شد، شناسایی سازوکارهای حرکت خودرو و نقش تایر در آن در هنگام شتاب‌گیری، ترمزدهی، حرکات چرخشی و نیروهای عمودی تایر بوده است. از نقطه نظر دینامیکی، تایر را می‌توان به عنوان یک سری فنر پنداشت، که ناهمواری‌های جاده را جذب کرده و بر حرکات عمودی بدنه و جرم نامعلق و معلق خودرو تاثیر می‌گذارد. ضمناً تایر یک سیستم دینامیکی با بسامد تشدید^۱ خاصی است که بر انتقال لرزش‌ها به خودرو تاثیر می‌گذارد و حتی ممکن است بر بسامدهای تشدید خودرو هم موثر باشد [۱۵].

بخش بزرگی از جرم یک تایر در آج آن متمرکز است که به وسیله دیواره‌های آن با چرخ مرتبط است. این ترکیب جرمی به آج اجازه می‌دهد تا هنگامی که از طرف جاده تحریک شد، آغاز به لرزش کند. شکل ۱۰-۲۸ نمونه‌هایی از سه حد لرزش آغازین تایر را در صفحه عمودی نشان می‌دهد.



شکل (۱۰-۲۸) مودهای یکم، دوم و سوم تایر

مود یکم که در جایی در حدود ۶۰ هرتز در تایرهای سواری رخ می‌دهد، شامل یک حرکت

^۱ - Resonance Frequency

عمودی از کل آج است بدون هیچ پیچشی. این مود به راحتی توسط ورودی‌های عمودی در بسامدهای صحیح در بازه تماس به وجود می‌آید. از آنجا که تمامی نوار آج تایر به همراه هم به سمت بالا و پایین حرکت می‌کنند، لرزش‌ها به چرخ و محور منتقل می‌شود.

مغایرت مود دوم با مود یکم در این است که نوار و باند آج به صورت بیضوی نوسان می‌کند و البته نسبت به محورهای افقی و عمودی متقارن است. بالا و پایین آج همیشه به سمت بیرون فاز حرکت می‌کند، بنابراین نیروی عمودی خالصی به چرخ وارد نمی‌شود و به همین ترتیب نیروی افقی خالص نیز وارد نمی‌شود. اگر چه لرزش‌ها می‌تواند پیامد ورودی‌های عمودی باشد، تایر نقش موثری در میرایش لرزش‌ها ایفا می‌کند. به همین ترتیب در مودهای بالاتر تایر نقش بسیار موثری را در میرایش لرزش‌های ناشی از ورودی‌های جاده ایفا می‌کند.

در میان این مودهای تشدید لرزشی، یک تایر دارای مودهای پاد تشدید^۱ نیز هست که در اثر نبود تقارن در آج تایر و نبود تقارن حرکت در بازه تماس می‌باشد. نبود تقارن در حرکت پیامد نیروهای موازنه نشده است که بر پیرامون چرخ وارد می‌شوند.

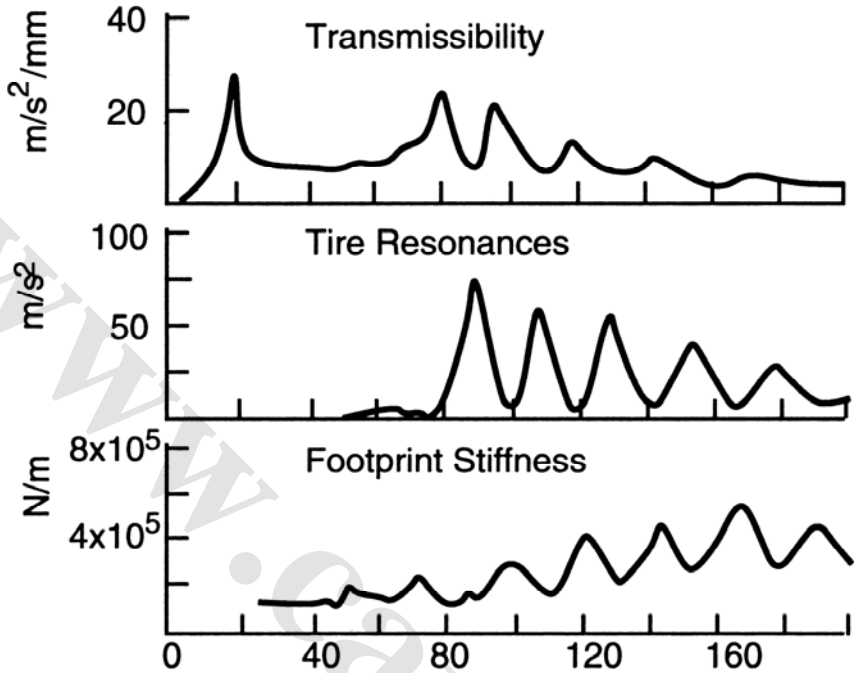
با بهره‌گیری از این شمای ساده از تایر که نشان‌گر تایر به عنوان یک سیستم همراه با تشدید است، می‌توان رفتار دینامیکی یک تایر را بهتر فهمید (شکل ۱۰-۲۹). نتایج تجربی به دست آمده از یک تایر شعاعی سواری که توسط برانگیزش‌های عمودی مرتعش شده است را نشان می‌دهد [۱۵].

نسبت انتقال^۲ به عنوان نسبت شتاب اکسل در واحد جابجایی جاده در بازه تماس تعریف می‌شود. نخستین اوج در بسامد ۲۰ هرتز نشان دهنده مود تشدید پرش^۳ محور چرخ‌ها است. بنابراین کارکرد تایر به عنوان مهمترین بخش در سختی جرم نامعلق است. در ضمن نقاط دیگر اوج که در بسامدهای بالاتر وجود دارد، در بسامدهایی بین تشدیدهای تایر هستند.

¹ - Anti Resonance Mode

² - Transmissibility

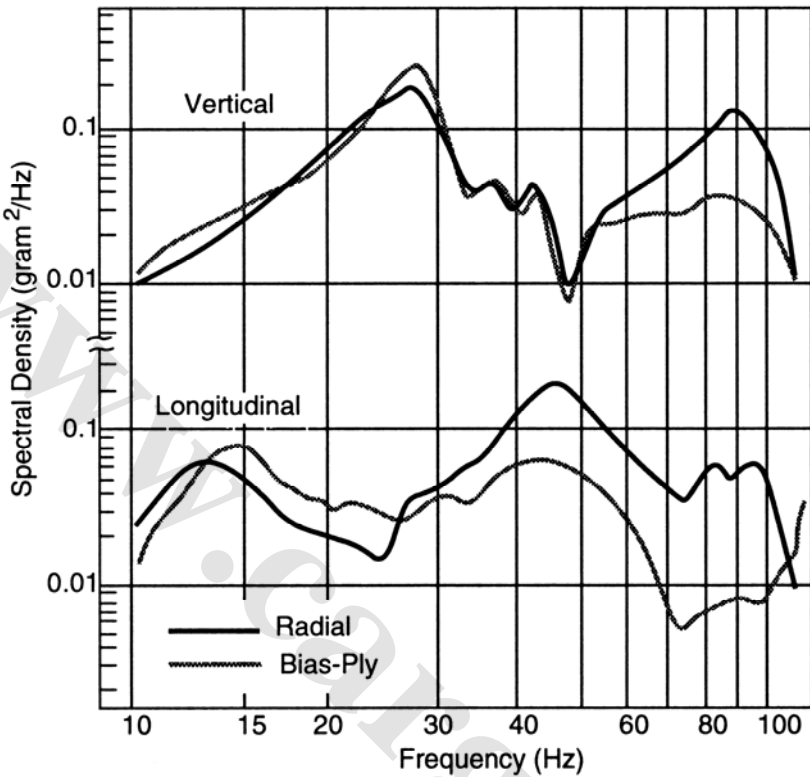
³ - Hop



شکل (۱۰-۲۹) ویژگی‌های تشدید تایر در خودرو

شکل ۱۰-۳۰ نشان دهنده نمودارهایی از نیروهای عمودی و طولی وارد شده بر یک تایر سواری است، هنگامی که با یک مانع کوچک با سرعت ۳۰ فوت بر ثانیه برخورد می‌کند (برای تایرهای شعاعی و سواری) [۱۶].

نمودار نیروی عمودی تایر شعاعی در محدوده ۵۰ تا ۱۰۰ هرتز افزایش دامنه‌ای را نشان می‌دهد. با توجه به مباحث پیشین چنین رفتاری به عنوان پیامدی از قابلیت انتقال بالای مودهای پادلرزشی در این محدوده بسامدی قابل پیش‌بینی است. البته تایرهای مورب در این محدوده بسیار بهتر عمل می‌کنند.



شکل (۱۰-۳۰) طیف نیروی تایر هنگام روبرویی با مانع

تفاوت کارکرد تایرهای شعاعی و مورب در نمودار نیروهای طولی واضحتر است، به جز بازه ۱۵ تا ۲۰ هرتز که تایرهای شعاعی حساسیت بیشتری در راستای طولی از خود نشان می‌دهند. در بسامدهای بالاتر، قابلیت انتقال بالاتر نشان دهنده سختی موثر بیشتر در راستای طولی است. قابلیت انتقال بالاتر تایرهای شعاعی در محدوده ۱۰ هرتز یکی از معیارهایی است که در تنظیم خوش سواری خودرو، برای نخستین بار در آمریکا معرفی شد. کاربرد تایرهای شعاعی احتیاج به افزایش نرمی در راستای طولی سیستم تعلیق دارد تا از انتقال این لرزش‌های زیادی به بدنه جلوگیری کند.

مراجع

- 1- Mechanics of Pneumatic Tires, Samuel K. Clark, Editor, U.S. Department of Transportation National Highway Traffic Administration, U.S. Government Printing Office, Washington, D.C., 1981, 931 pp.

- 2- Dugoff, H., Fancher, P.S., and Segel, L., "Tire Performance Characteristics Affecting Vehicle Response to Steering and Braking Control Inputs," The University of Michigan Highway Safety Research Institute, August 1969, 105 p.
- 3- Sharp, R.S., and El-Nashar, M.A., "A Generally Applicable Digital Computer Based Mathematical Model for the Generation of Shear Forces by Pneumatic Tires," Vehicle Systems Dynamics, Vol. 15, No.4, 1986, pp. 187-209.
- 4- Meyer, W.E., and Kummer, H.W., "Mechanisms of Force Transmission Between Tire and Road," SAE Paper No. 620407 (490A), 1962, 18 p.
- 5- "Vehicle Dynamics Terminology," SAEJ670e, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA (see Appendix A).
- 6- 1991 Yearbook, The Tire & Rim Association Inc., Copley, Ohio, 1991.
- 7- Ervin, R.D., "The State of Knowledge Relating Tire Design to Those Traction Properties which May influence Vehicle Safety," The University of Michigan Transportation Research Institute, Report No. UM-HSRI-78-31, July 1978, 128 p.
- 8- Annual Book of ASTM Standards, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, PA.
- 9- Loeb, J.S., Guenther, D.A., Chen, H.H., and Ellis, J.R., "Lateral Stiffness, Cornering Stiffness and Relaxation Length of the Pneumatic Tire," SAE Paper No. 900129, 1990, 11 p.
- 10- Pacejka, H.B., "Tire Characteristics and vehicle Dynamics," course notes, University Consortium for Continuing Education, November 2-4, 1988, Washington, D.C., 199 p.
- 11- Radt, H.S., and Milliken, W.F., "Motions of Skidding Automobiles," SAE Paper No. 600133 (205 A), 1960, 21 p.
- 12- Nordeen, D.L., and Cortese, A.D., "Force and Moment Characteristics of Rolling Tires," SAE Paper No. 640028 (713A), 1964, 13 p.
- 13- Gillespie, T.D., "Front Brake Interactions with Heavy Vehicle Steering and Handling during Braking," SAE Paper No. 760025, 1976, 16 p.
- 14- Lippman, S.A., et al., "A Quantitative Analysis of the Enveloping Forces of Passenger Tires," SAE Paper No. 670174, 1967, 10 p.
- 15- Potts, G.R., et al., "Tire Vibrations," Tire Science and Technology, Vol. 5, No. 4, 1977, p. 202-225.
- 16- Barson, C.W., and Dodd, A.M., "Vibrational Characteristics of Tires," Institution of Mechanical Engineers, Paper C94/71, 1971, 12 p.

پیوست یکم - واژه‌شناسی دینامیک خودرو (SAE J670e)

این بخش از سوی انجمن مهندسان خودرو توصیه گردیده است
انتشار توسط کمیته دینامیک خودرو در سال ۱۹۵۲ میلادی
آخرین به روز رسانی و تصحیح - ۱۹۷۶

مفاهیم، واژه‌ها و نمادهای کیفی مربوط به لرزش‌های مکانیکی

۱-۱) لرزش (Vibration) و نوسان (Oscillation): به طور کلی منظور از ارتعاش یک جسم، تغییرات زمانی تغییر مکان جسم نسبت به یک موقعیت یا مبنای مشخص است، چنان که تغییر مکان ایجاد شده نسبت به مبنا کم و زیاد شود^۱.

۱-۲) ارتعاش آزاد (Free Vibration): ارتعاشات یک سیستم هنگامی که هیچ نیروی متغیر بیرونی به سیستم اعمال نشود^۲.

۱-۳) ارتعاش واداشته (Forced Vibration): ارتعاشات یک سیستم بر اثر وجود نیروهای متغیر بیرونی^۳.

۱-۳-۱) تشدید (Resonance): پدیده تشدید در ارتعاشات واداشته هنگامی رخ می‌دهد که تغییرات کمی در بسامد نیروی برانگیزش سبب کاهش دامنه ارتعاشات سیستم شود^۴.

۱-۴) ارتعاشات خود محرک (Self-Excited Vibration): هنگامی که حرکات ارتعاشی سیستم چنان است که سبب ایجاد نیروهای متناوبی می‌گردد، که این نیروها منجر

¹ - ANS Z24.1-1951, Item 1.040

² - ANS Z24.1-1951, Item 2.135

³ - ANS Z24.1-1951, Item 2.130

⁴ - ANS Z24.1-1951, Item 2.105

به تقویت و بزرگ‌نمایی دامنه ارتعاشات می‌شود.

۱-۵) ارتعاشات همساز ساده (Simple Harmonic Vibration) : ارتعاشات یک نقطه از سیستم را همساز ساده گویند، چنان که جابجایی آن نقطه نسبت به زمان به صورت یک تابع سینوسی ساده تغییر نماید.

۱-۶) ارتعاشات مانا و پایدار (Steady-State Vibration) : هنگامی که تغییر مکان در هر نقطه سیستم در یک بازه زمانی یکسان به طور مشابه تکرار شود.^۱

۱-۷) ارتعاشات متناوب (Periodic Vibration) : هنگامی که سیکل‌های ارتعاشی در بازه‌های زمان یکسان به طور مشابه تکرار شود.

۱-۸) ارتعاشات کتره‌ای (Random Vibration) : هنگامی که دامنه و زمان تناوب نوسان به طور نامنظم و کتره‌ای نسبت زمان تغییر کند.

۱-۹) ارتعاش گذرا (Transient Vibration) : هنگامی که ارتعاشات یک یا چند بخش از سیستم به طور ناپیوسته انجام پذیرد.

۲) مفاهیم، واژه‌ها و نمادهای کمی مربوط به لرزش‌های مکانیکی

۲-۱) تناوب (Period) : تناوب یک نوسان کوچک‌ترین بازه زمانی است که در آن یک سیکل کامل جابجایی رخ می‌دهد.^۲

۲-۲) دوره (Cycle) : دوره یک نوسان به یک گردش کامل از تغییر جابجایی گفته می‌شود که در یک تناوب زمانی رخ می‌دهد.^۳

۲-۳) بسامد (Frequency) : بسامد ارتعاش به مقدار لرزش‌هایی که در زمان واحد رخ می‌دهد، اطلاق می‌شود.^۴

۲-۳-۱) بسامد طبیعی (Natural Frequency) : بسامد طبیعی یک جسم یا سیستم، همان بسامد ارتعاشات آزاد می‌باشد.^۵

۲-۳-۲) بسامد برانگیزش (Exciting Frequency) : بسامد برانگیزش به بسامد

¹ - ANS Z24.1-1951, Item 11.005 & 1.045

² - ANS Z24.1-1951, Item 1.050

³ - ANS Z24.1-1951, Item 1.055

⁴ - ANS Z24.1-1951, Item 1.060

⁵ - ANS Z24.1-1951, Item 2.140

تغییرات نیروی برانگیختگی اطلاق می‌شود.

۲-۳-۳) **نسبت بسامد (Exciting Frequency)** : نسبت بسامد برانگیزش به بسامد طبیعی سیستم.

۲-۳-۴) **بسامد تشدید (Resonant Frequency)** : بسامدی که پدیده تشدید رخ دهد.^۱

۲-۴) **دامنه (Amplitude)** : دامنه ارتعاش بیشینه جابجایی یک نقطه از سیستم می‌باشد.^۲

۲-۴-۱) **دامنه دوگانه (Double Amplitude)** یا **فاصله قله‌ها (Peak-To-Peak Amplitude)** : مجموع بیشینه جابجایی‌های یک نقطه از سیستم ارتعاشی در هر دو جهت نسبت به موقعیت تعادل.^۳

۲-۴-۲) **دامنه ایستا (Static Amplitude)** : دامنه ایستا در ارتعاش واداشته به جابجایی یک نقطه نسبت به موقعیت تعادل گفته می‌شود که توسط یک نیروی استاتیکی که از نظر اندازه با بیشینه نیروی برانگیزش برابر است، ایجاد می‌گردد.

۲-۴-۳) **نسبت دامنه (Amplitude Ratio)** و **بزرگنمایی نسبی (Relative Magnification Factor)** : نسبت دامنه ارتعاش واداشته به دامنه ایستا.

۲-۵) **سرعت (Velocity)** : سرعت یک نقطه از سیستم ارتعاشی برابر است با نرخ تغییرات زمانی جابجایی آن نقطه.^۴

در یک ارتعاش همساز ساده بیشینه سرعت به قرار زیر است:

$$v_m = \omega x$$

$$\omega = 2\pi f$$

که در رابطه بالا:

f بسامد برانگیزش

x دامنه برانگیزش

۲-۶) **شتاب (Acceleration)** : شتاب یک نقطه از سیستم ارتعاشی برابر است با نرخ

¹ - ANS Z24.1-1951, Item 2.110

² - ANS Z24.1-1951, Item 1.070

³ - ANS Z24.1-1951, Item 1.075

⁴ - ANS Z24.1-1951, Item 1.345

تغییرات زمانی سرعت آن نقطه!

در یک ارتعاش همساز ساده بیشینه شتاب به قرار زیر است:

$$a_m = \omega^2 x$$

۲-۷) **تکانش یا ضربه (Jerk)**: تکانش بیانگر تغییرات زمانی شتاب در یک نقطه است.

در یک ارتعاش همساز ساده بیشینه تکانش به قرار زیر است:

$$j_m = \omega^3 x$$

۲-۸) **انتقال پذیری (Transmissibility)**: نسبت نیروی انتقالی به نیروی برانگیزش در ارتعاش واداشته.

۳) سیستم‌های ارتعاشی

۳-۱) **درجه آزادی (Degree Of Freedom)**: تعداد درجات آزادی یک سیستم ارتعاشی معرف تعداد کل مسیرهای مستقل حرکتی اجرام سیستم نسبت به موقعیت تعادل می‌باشد. به طور نمونه یک جسم صلب که مقید شده است تا فقط در جهت عمودی روی فنرهای متعادلی خود نوسان کند، دارای یک درجه آزادی می‌باشد. اگر همان جرم، اجازه حرکت گردشی در صفحه عمودی را نیز دارا باشد، در این صورت سیستم ارتعاشی دارای دو درجه آزادی خواهد بود: یک درجه آزادی مربوط به جابجایی عمودی گرانیکاه و دیگری مربوط به گردش و حرکت زاویه‌ای حول گرانیکاه.

۳-۲) **خطی (Linear)**: سیستم‌های ارتعاشی خطی به سیستم‌هایی گفته می‌شود که در آنها تمام نیروهای متغیر به طور مستقیم متناسب با جابجایی و یا مشتقات جابجایی نسبت به زمان باشد.

۳-۳) **ناخطی (Non-Linear)**: سیستم‌های ارتعاشی ناخطی به سیستم‌هایی گفته می‌شود که در آنها نیروهای متغیر، متناسب با جابجایی و یا مشتقات آنها به طور مستقیم نیستند.

۳-۴) **نامیرا (UnDamped)**: سیستم‌های ارتعاشی نامیرا و بدون استهلاک به سیستم‌هایی اطلاق می‌شود که در آنها نیروهای مخالف برای میرایش ارتعاشات حرکت نوسانی وجود نداشته باشد.

¹ - ANS Z24.1-1951, Item 1.355

۳-۵) میرا (Damped) : سیستم‌های ارتعاشی میرا به سیستم‌هایی گفته می‌شود که در آنها انرژی لرزش‌ها توسط نیروهای مخالف حرکت ارتعاشی میرا می‌شود.

هر ابزاری که در یک سیستم ارتعاشی برای متعادل کردن و یا جداسازی نیروهای برانگیزش به کار رود، سبب کاهش ارتعاشات می‌شود. هر چند ممکن است که در همان دسته و گروه میرایی قرار نگیرد.

۳-۵-۱) میرایی لزجی (Viscous Damping) : در صورتی که نیروی میرایی در خلاف جهت نوسان بوده و متناسب با سرعت ارتعاشات باشد.

۳-۵-۲) میرایی بحرانی (Critical Damping) : مقدار کمینه میرایی لزجی که در یک سیستم ارتعاشی خطی، از تغییر مکان سیستم و گذر آن نسبت به شرایط تعادل در هنگام برگشت از یک تغییر مکان آغازین جلوگیری می‌کند.

۳-۵-۳) نسبت میرایی (Damping Ratio) : نسبت مقدار میرایی لزجی موجود در یک سیستم به میرایی بحرانی می‌باشد.

۳-۵-۴) میرایی خشک (Coulomb Damping) : هنگامی که نیروی میرایی ثابت و مخالف سرعت باشد.

۳-۵-۵) میرایی مختلط (Complex Damping) : میرایی که در آن نیروی مخالف حرکت، متغیر بوده ولی متناسب با سرعت نباشد.

در زمینه سازه‌های هوایی، میرایی مختلط همچنین برای بیان گونه‌ای میرایی به کار می‌رود، که در آن نیروی مخالف همساز بوده و هم‌فاز با سرعت باشد، اما دامنه آن متناسب با دامنه جابجایی باشد.

۴) زیربخش‌ها و ویژگی‌های سیستم‌های تعلیق

۴-۱) وزن و جرم ارتعاشی (Vibrating Mass And Weight)

۴-۱-۱) وزن معلق (Sprung Weight) : همه سنگینی‌هایی که به وسیله سیستم تعلیق تحمل و کنترل می‌شود و نیز بخش‌هایی از وزن قطعات سیستم تعلیق.

در بیشتر خودروها، وزن معلق به اختلاف وزن کل و وزن نامعلق اطلاق می‌گردد.

۴-۱-۲) جرم نامعلق (Sprung Mass) : جسم صلبی که از نظر جرم، گرانیگاه و گشتاورهای لختی حول محورهای اصلی با وزن معلق یکسان است را جرم معلق گویند.

۴-۱-۳) شاخص دینامیکی (Dynamic Index) : نسبت مربع شعاع ژیراسیون جرم

معلق حول محورهای متقاطع که از گرانیگاه می‌گذرد، به حاصل ضرب فواصل طولی گرانیگاه تا مراکز چرخ‌های جلو و پشت. این مقدار به قرار زیر است:

$$DI = \frac{k^2}{ab}$$

۴-۱-۴) وزن نامعلق (UnSprung Weight) : همه وزن‌هایی که توسط سیستم تعلیق حمل نمی‌شوند، ولی به طور مستقیم توسط تایر و چرخ تحمل می‌شوند و حرکت آنها از شکل مسیر جاده پیروی می‌نماید.

۴-۱-۵) جرم نامعلق (UnSprung Mass) : جرم نامعلق معادل با همه جرم‌هایی است که نیروهای لختی را در اثر حرکات قطعات نامعلق مربوطه ایجاد می‌نماید.

۴-۲) نرخ فنر (Spring Rate) : نرخ فنر یا ثابت آن همان سختی معادل جسم فنر است، که تغییرات نیروی فنر در اثر تغییر مکان واحد بوده و به طور معمول با میانگین در شرایط بارگذاری و بدون بار در یک نیروی مشخص تعریف می‌شوند.

۴-۲-۱) نرخ ایستا (Static Rate) : نرخ یا سختی ایستای یک قطعه کشسان برابر است با نرخ اندازه‌گیری شده بین موقعیت‌های استاتیکی قطعه به طوری که به شرایط تعادل برسد.

۴-۲-۲) نرخ پویا (Dynamic Rate) : نرخ یا سختی پویای یک قطعه کشسان برابر است با تغییرات اندازه‌گیری شده در تغییر مکان‌های سریع که قطعه اجازه رسیدن به شرایط تعادل استاتیکی را نداشته باشد.

۴-۳) نرخ برآیند فنر نرخ پویا (Resultant Spring Rate) :
۴-۳-۱) نرخ سیستم تعلیق (Suspension Rate) یا نرخ چرخ (Wheel Rate) : تغییر بار چرخ در مرکز تماس تایر با سطح زمین به ازای تغییر مکان واحد جرم معلق نسبت به چرخ در یک بار مشخص.

در صورتی که زاویه کمبر چرخ تغییر کند، آنگاه جابجایی باید نسبت به پایین‌ترین نقطه روی خط مرکزی رینگ اندازه‌گیری شود.

۴-۳-۲) نرخ ایستای تایر (Static Tire Rate) : سختی ایستای تایر از روی تغییر نیروی چرخ به ازای تغییر مکان واحد چرخ نسبت به زمین و در راستای عمودی در نیرو و فشار بار مشخص اندازه‌گیری می‌شود.

۴-۳-۳) نرخ سواری (Ride Rate) : تغییرات بار عمودی چرخ در مرکز تماس

تایر به ازای تغییر مکان عمودی واحد جرم معلق نسبت به زمین در یک بار مشخص.

۴-۴) تغییر مکان ایستا (Static Deflection) :

۴-۴-۱) تغییر مکان ایستای کل (Total Static Deflection) : جابجایی

یا تغییر مکان ایستای مجموعه سیستم تعلیق تحت بار در اثر وجود بارهای استاتیکی در شرایطی که زیربخش‌های کشسان سیستم بدون بار باشند.

۴-۴-۲) تغییر مکان ایستای موثر (Effective Static Deflection) :

تغییر مکان ایستای موثر سیستم تعلیق تحت بار، برابر است با نسبت نیروی استاتیکی و نرخ سختی سیستم در همان بار خواهد بود.

تغییر مکان ایستای کل و تغییر مکان ایستای موثر در شرایطی که سختی فنر ثابت باشند، یکسان خواهد بود.

۴-۴-۳) مرکز فنر (Spring Center) : راستای خط عمودی که در هنگام اعمال

نیروی قائم به جرم معلق باعث ایجاد جابجایی عمودی یکنواخت گردد.

۴-۴-۳-۱) فنربندی همسو (Parallel Springing) : فنربندی همسو موازی

بیانگر یک سیستم تعلیق خودرو است که در آن جابجایی ایستای موثر در دو انتها یکسان و همچنین مرکز فنر از میان گرانیگاه جرم معلق بگذرد.

۴-۵) ابزارهای میراینده (Damping Devices) : به عنوان یک نمونه از

انواع میراینده‌ها، ابزارهای میراینده به سازوکارهایی گفته می‌شود که میرایی لازم را برای سیستم‌های تعلیق فراهم می‌نمایند.

۴-۵-۱) لرزه‌گیر روغنی (Shock Absorber) : مکانیزم‌های هیدرولیکی که

برای تولید میرایی لازم در سیستم‌های تعلیق به کار می‌رود.

۴-۵-۲) لرزه‌گیر خشک (Snubber) : مکانیزم‌هایی که اصطکاک خشک را برای

ایجاد میرایی در سیستم‌های تعلیق تولید می‌نمایند.

۵) ارتعاشات سیستم‌های تعلیق خودرو

۵-۱) ارتعاشات جرم معلق (Sprung Mass Vibration) :

۵-۱-۱) سواری (Ride) : ارتعاشات با بسامد پایین تا حدود پنج هرتز مربوط به

حرکات جسم صلب جرم معلق.

۵-۱-۱-۱) ارتعاشات عمودی (Vertical) یا جهش (Bounce) :

مولفه انتقالی ارتعاشات سواری جرم معلق در راستای عمودی خودرو (شکل ۲).

۵-۱-۱-۲) ارتعاشات ناوشی (Pitch) : مولفه زاویه‌ای ارتعاشات سواری جرم معلق حول محور کناری خودرو.

۵-۱-۱-۳) ارتعاشات غلتشی (Roll) : مولفه زاویه‌ای ارتعاشات سواری جرم معلق حول محور طولی خودرو.

۵-۱-۲) لرزش (Shake) : ارتعاشات با بسامد متوسط (۵ تا ۲۵ هرتز) مربوط به جرم معلق که در آن جسم به صورت صلب حرکت نمی‌کند و انعطاف‌پذیر است.

۵-۱-۲-۱) لرزش‌های پیچشی (Torsional Shake) : حالت ارتعاشی که منجر به تغییر شکل‌های پیچشی جرم معلق حول محور طولی خودرو می‌گردد.

۵-۱-۲-۲) لرزش‌های خمشی (Beaming) : یک حالت ارتعاشی که در آن تغییر شکل‌های خمشی جرم معلق حول محور کناری خودرو رخ می‌دهد.

۵-۱-۳) زبری حرکت (Harshness) : ارتعاشاتی با بسامد بالا (۲۵ تا ۱۰۰ هرتز) یک سیستم که یا احساس شده و یا شنیده می‌شود.

۵-۱-۴) غرش (Boom) : ارتعاشات شدید با بسامد بالا (۲۵ تا ۱۰۰ هرتز) که به صورت فشار توسط گوش انسان شنیده می‌شود.

۵-۲) ارتعاشات جرم نامعلق (UnSprung Mass Vibrations):

۵-۲-۱) مودهای ارتعاشی تایر و چرخ (Wheel Vibration Modes):

۵-۲-۱-۱) لنگی چرخ (Hop) : به لرزش‌های عمودی تایر بین سطح جاده و جرم معلق خودرو اطلاق می‌شود.

۵-۲-۱-۱-۱) لنگی همسوی چرخ‌ها (Parallel Hop) : در صورتی که لرزش‌های عمودی تایر که بین سطح جاده و جرم معلق خودرو ایجاد می‌شود، به صورت هم‌فاز در چرخ‌های چپ و راست رخ دهد.

۵-۲-۱-۱-۲) رقصیدن چرخ (Tramp) : در صورتی که لرزش‌های عمودی تایر که بین سطح جاده و جرم معلق خودرو ایجاد می‌شود، با فاز مخالف در چرخ‌های چپ و راست رخ دهد.

۵-۲-۱-۲) لنگی ترمزی چرخ (Brake Hop) : لرزش‌های عمودی ایجاد شده

در یک چرخ و یا در هر دو چرخ بر اثر اعمال ترمز، که بین سطح جاده و جرم معلق خودرو ایجاد می‌شوند.

۳-۱-۲-۵) **لنگی رانشی چرخ (Power Hop)** : لرزش‌های عمودی ایجاد شده در یک چرخ و یا در هر دو چرخ در اثر اعمال نیروهای شتاب دهنده، بین سطح جاده و جرم معلق خودرو ایجاد می‌شود.

۲-۲-۵) **مودهای ارتعاشی محور چرخ (Axle Vibration Modes)** :

۱-۲-۲-۵) **لرزش کناری محور چرخ (Axle Side Shake)** : لرزش‌های محور چرخ که به صورت ارتعاشات یا حرکات انتقالی در جهت کناری می‌باشد.

۲-۲-۲-۵) **لرزش طولی محور چرخ (Axle Fore & Aft)** : لرزش‌های محور چرخ که فقط به صورت ارتعاشات یا حرکات طولی می‌باشد.

۳-۲-۲-۵) **چرخش محور چرخ (Axle Yaw)** : لرزش‌های زاویه‌ای محور چرخ حول راستای عمود گذرنه از گرانیگاه.

۴-۲-۲-۵) **لرزش کناری چرخ (Axle WindUp)** : لرزش‌های زاویه‌ای محور چرخ حول راستای کناری افقی که از گرانیگاه می‌گذرد.

۳-۲-۵) **ارتعاشات سیستم فرمان (Steering System Vibrations)** :

۱-۳-۲-۵) **لرزیدن چرخ (Wheel Flutter)** : ارتعاشات واداشته چرخ‌های فرمان‌پذیر حول محور فرمان.

۲-۳-۲-۵) **لنگی چرخ (Wheel Wobble)** : لرزش‌های خود محرک چرخ‌های فرمان‌پذیر حول محور فرمان که بدون رقصیدن رخ می‌دهد.

۳-۳-۲-۵) **لرزش چرخ فرمان‌پذیر (Shimmy)** : لرزش‌های خودمحرک چرخ‌های فرمان‌پذیر حول محور فرمان که همراه با رقصیدن قابل توجهی می‌باشد.

۴-۳-۲-۵) **گریز و جهش چرخ (Wheel Fight)** : لرزش‌های گردشی غریبک فرمان که توسط نیروهای اعمالی روی چرخ‌های فرمان‌پذیر ایجاد می‌شود.

۱ هندسه سیستم تعلیق (Suspension Geometry)

۱-۶) **هندسه کینگ‌پین (Kingpin Geometry)** :

۱-۱-۶) **صفحه چرخ (Wheel Plane)** : صفحه مرکزی تایر که عمود بر محور دوران

یا اسپین چرخ در نظر گرفته می‌شود.

۶-۱-۲) مرکز چرخ (Wheel Center) : نقطه تلاقی محور گردش چرخ و صفحه چرخ.

۶-۱-۳) مرکز ناحیه تماس تایر (Center Of Tire Contact) : نقطه تلاقی صفحه چرخ و بردار عمود بر محور گردش چرخ روی سطح زمین خواهد بود.

۶-۱-۴) انحراف کینگپین (KingPin Inclination) : زاویه بین محور فرمان و راستای عمودی.

۶-۱-۵) فاصله کینگپین (KingPin Offset) : انحراف طولی کینگپین عبارت است از فاصله افقی روبه جلوی بین نقطه تلاقی محور فرمان با سطح زمین و مرکز تماس تایر با سطح جاده خواهد بود.

۶-۲) کستر چرخ (Wheel Caster) :

۶-۲-۱) زاویه کستر (Caster Angle) : زاویه بین محور فرمان و راستای عمود در نمای کناری. در صورتی که محور فرمان انحراف به سمت پشت داشته باشد، زاویه کستر مثبت و در صورتی که انحراف به سمت جلو باشد، زاویه کستر منفی در نظر گرفته می‌شود.

۶-۲-۲) نرخ تغییرات زاویه کستر (Rate Of Caster Change) : تغییر زاویه کستر به ازای تغییر مکان عمودی مرکز چرخ نسبت به جرم معلق.

۶-۲-۳) انحراف کستر (Caster Offset) : فاصله بین نقطه تقاطع زمین و مرکز تماس تایر با سطح جاده در نمای کناری می‌باشد. این انحراف زمانی که نقطه برخورد به سمت جلوی خودرو باشد مثبت و بالعکس زمانی که انحراف به سمت پشت باشد منفی در نظر گرفته می‌شود.

۶-۲-۴) کستر گریز از مرکز (Centrifugal Caster) : گشتاور نابالایی حول محور فرمان که توسط شتاب کناری معادل با شتاب جاذبه اعمالی در گرانیگاه مجموعه قطعات فرمان‌پذیر ایجاد می‌شود. در صورتیکه گرانیگاه موردنظر جلوی محور فرمان قرار گیرد، مثبت و بالعکس زمانی که پشت محور فرمان قرار گیرد، منفی خواهد بود.

۶-۳) کمبر چرخ (Wheel Camber) :

۶-۳-۱) زاویه کمبر (Camber Angle) : انحراف صفحه چرخ نسبت به راستای

نرمال خواهد بود. در صورتیکه انحراف چرخ به سمت بیرون باشد، زاویه کمبر مثبت و در شرایطی که انحراف به سمت درون باشد، منفی در نظر گرفته می‌شود.

۶-۳-۲) نرخ تغییرات زاویه کمبر (Rate Of Camber Change) :
تغییرات زاویه کمبر به ازای جابجایی نرمال واحد مرکز چرخ نسبت به جرم معلق خواهد بود.

۶-۳-۲-۱) مرکز شناوری (Swing Center) : مرکز شناوری، مرکز آبی دوران نقطه‌ای در صفحه نرمال انتقالی از مراکز جفت چرخ خواهد بود که حول آن نقطه چرخ نسبت به جرم معلق حرکت می‌نماید.

۶-۳-۲-۲) شعاع بازوی نوسان (Swing Arm Radius) : فاصله افقی بین مرکز دوران تا مرکز تماس تایر با سطح جاده

۶-۳-۳) فاصله کناری چرخ‌ها (Wheel Track) یا گام محور (Wheel Tread) : فاصله کناری بین مرکز تماس چرخ با سطح جاده می‌باشد.

۶-۳-۴) تغییر گام چرخ‌ها (Track Change) : تغییرات فاصله کناری چرخ‌ها در اثر تغییر مکان یا جابجایی نرمال سیستم تعلیق در هر دو چرخ در جهت یکسان خواهد بود.

۶-۳-۵) نرخ تغییر گام چرخ‌ها (Rate Of Track Change) : تغییرات فاصله کناری چرخ‌ها به ازای جابجایی نرمال واحد مراکز چرخ‌ها در جهت یکسان، نسبت به جرم معلق خواهد بود.

۶-۴) زاویه تو چرخ (Wheel Toe)
۶-۴-۱) زاویه تو استاتیکی چرخ (Static Toe Angle) : زاویه تاو استاتیکی چرخ که در یک بار مشخص و یا در یک موقعیت نسبی مرکز چرخ نسبت به جرم معلق در نظر گرفته می‌شود. عبارت است از زاویه بین محور طول خودرو و محور تقاطع صفحه چرخ و سطح جاده. زمانیکه قسمت جلویی چرخ به سمت درون انحراف داشته باشد، اصطلاحاً تواین و بالعکس توآوت خواهد بود.

۶-۴-۲) زاویه تو استاتیکی (Static Toe) : زاویه تواین و یا توآوت استاتیکی جفت چرخ‌ها که یا در یک بار مشخص چرخ و یا به صورت موقعیت نسبی مرکز چرخ نسبت به جرم معلق در نظر گرفته می‌شود، عبارت است از اختلاف فاصله انتقالی (محوری) بین صفحات چرخ در نقاط جلویی و پشتی سطح تماس تایر خواهد بود. هنگامی که فاصله پشتی بیشتر

است، چرخ‌ها تواین داشته و بالعکس تواوت خواهند داشت.

۵-۶) فشردگی (Compression) : فاصله نسبی جرمهای معلق و نامعلق در سیستم تعلیق به طوری که فاصله بین جرم‌ها نسبت به حال استاتیکی کاهش یابد.

۱-۵-۶) فاصله مجاز خودرو تا زمین (Ride Clearance) : بیشینه جابجایی در هنگام فشردگی جرم معلق نسبت به مرکز چرخ که نسبت به شرایط باری نرمال توسط سیستم تعلیق مجاز است.

۲-۵-۶) موقعیت فلز تا فلز (Metal To Metal Position, Compression) : موقعیت بیشینه باری فشاری که بین قطعات صلب محدود شود.

۳-۵-۶) ضربه‌گیر (Bump Stop) : یک قطعه الاستیکی است که سختی سیستم تعلیق را در انتهای مسیر حرکت سیستم تعلیق یعنی فشردگی کامل افزایش می‌دهد. ضربه‌گیر ممکن است به عنوان محدود کننده حرکت فشاری سیستم تعلیق نیز عمل نماید.

۴-۶) برآمدگی یا بازشدگی (Rebound) : جابجایی نسبی بین جرمهای معلق و نامعلق در سیستم تعلیق بطوریکه فاصله بین جرم‌ها نسبت به شرایط استاتیکی افزایش یابد.

۱-۶-۶) فاصله مجاز در هنگام باز شدن (Rebound Clearance) : بیشینه جابجایی در حالت باز شدن جرم معلق نسبت به مرکز چرخ که توسط سیستم تعلیق نسبت به شرایط باری نرمال مجاز می‌باشد.

۲-۶-۶) فاصله فلز تا فلز در هنگام باز شدن (Metal To Metal Position, Rebound) : نقطه یا موقعیت بیشینه بازی سیستم تعلیق که در شرایط باز شدن رخ می‌دهد و منجر به برخورد فلز با فلز می‌شود.

۳-۶-۶) محدود کننده باز شدگی یا ضربه‌گیر کششی (Rebound Stop) : یک قطعه الاستیکی که سختی سیستم تعلیق را در انتهای مسیر باز شدن یا کشیدگی افزایش می‌دهد. ضربه‌گیر کششی ممکن است به عنوان محدود کننده حرکت باز شدن سیستم تعلیق بکار برود.

۷-۶) مرکز حرکت موازی چرخ (Center Of Parallel Wheel Motion) : مرکز انحنای مسیر در حالیکه مراکز جفت چرخ‌ها در یک صفحه XZ نسبت به جرم معلق حرکت نمایند.

۸-۶) بازوی گشتاور (Torque Arm)

۶-۸-۱) مرکز بازویی گشتاور در هنگام ترمزگیری (Torque Arm Center In Braking): مرکز آنی در صفحه xz که در آن مرکز چرخ حول

محوری که چرخ نسبت به جرم معلق حرکت می‌کند، زمانیکه ترمزها قفل شده باشند.

۶-۸-۲) مرکز بازویی گشتاور در هنگام شتابگیری (Torque Arm Center In Drive): مشابه ۶-۸-۱ فقط در شرایطی که مکانیزم محرک قفل شده

باشد.

۶-۸-۳) شعاع بازویی گشتاور (Torque Arm Radius): فاصله افقی بین مرکز بازویی گشتاور تا مرکز چرخ می‌باشد.

۷) تایر و رینگ (Tires And Wheels):

۷-۱) واژگان کلی (General Nomenclature):

۷-۱-۱) بار و فشار باد استاندارد (StAndard Loads And Inflation): ترکیب بار یا نیروی تایر و فشار باد تایر تا مقدار فشار و نیروی ماکزیمم، توسط انجمن رینگ و تایر توصیه شده است و در نسخه‌های جدید کتاب سال انجمن رینگ و تایر منتشر شده است.

۷-۱-۲) قطر رینگ (Rim Diameter): قطر در محل تلاقی نشیمنگاه بستر تایر و لبه‌ها خواهد بود که عموماً قطر رینگ بطور اسمی استفاده می‌شود.

۷-۱-۳) عرض رینگ (Rim Width): فاصله بین سطوح درونی و یا لبه‌های رینگ را کناری و یا پهنای رینگ می‌گویند.

۷-۱-۴) پهنای مقطع تایر (Tire Width): پهنای تایر در شرایط بی بار که روی رینگ مشخص قرار گرفته و در شرایط فشار باد نرمال توصیه شده باشد. در حالیکه دیواره‌های تایر نرمال بوده و شیرهای با طرح زیگزاگی که معمولاً برای حفاظت از تایر بکار می‌رود روی آن نباشد.

۷-۱-۵) پهنای کلی تایر (Tire overall Width): پهنای تایر در شرایط بدون بار که بر روی رینگ مشخصی قرار گرفته و در شرایط فشار باد نرمال توصیه شده باشد و همچنین شیرهای زیگزالی محافظ تایر نیز روی تایر باشند (منظور تایر فرسوده نباشد)

۷-۱-۶) ارتفاع مقطع تایر (Tire Section Height): نصف فاصله بین قطر بیرونی تایر و قطر اسمی رینگ می‌باشد.

۷-۱-۷) قطر بیرونی تایر (OutSide Diameter): بیشینه قطر تایر بدون بار که در شرایط فشار باد نرمال بر روی رینگ خاصی قرار گرفته باشد.

۷-۱-۸) شعاع تایر مسطح (Flat Tire Radius): فاصله بین محور دورانی تایر تا سطح جاده بطوریکه تایر تحت شرایط باری روی رینگ مشخصی قرار داشته بدون آنکه تورم در تایر دیده شود.

۷-۱-۹) تغییر مکان استاتیکی تایر (Static Deflection): اختلاف شعاعی بین شعاع تایر در حالت بدون تغییر مکان و شعاع استاتیکی تحت بار در شرایط نیرویی و فشار باد مشخص خواهد بود.

۷-۱-۹-۱) درصد تغییر مکان (Percent Deflection): میزان تغییر مکان استاتیکی که به صورت درصد ارتفاع سطح مقطع در شرایط بدون بار، از بالای لبه رینگ در نظر گرفته می شود.

۷-۱-۱۰) سختی استاتیکی تایر (Static Tire Rate): به بخش ۴-۳-۲ مراجعه شود.

۷-۱-۱۱) دیواره کناری تایر (Side Wall): بخشی از هر طرف تایر که بستره یا طوقه فولادی را به گام تایر مرتبط می نماید.

۷-۱-۱۱-۱) شیارهای زیگزاگ دیواره کناری (SideWall Rib): شیار زیگزاگی که به صورت محیطی روی دیواره تایر ایجاد شده است.

۷-۱-۱۲) بستره تایر (Bead): بخشی از تایر که بر روی رینگ می نشیند.

۷-۱-۱۲-۱) پایه یا تکیه گاه بستره تایر (Bead Base): تقریباً بخش استوانهای از بستره تایر که قطر درونی آنرا تشکیل می دهد.

۷-۱-۱۲-۲) بستره درونی (Bead Toe): بخشی از بستره تایر که تکیه گاه بستره و سطح درونی تایر را متصل می نماید.

۷-۱-۱۳) گام تایر (Tire Tread): قسمت محیطی تایر که بگونه ای طراحی شده است که بخش بیرونی آن در تماس با سطح زمین باشد.

۷-۱-۱۳-۱) کانتور گام تایر (Tread Contour): شکل سطح مقطع مربوط به سطح گام تایر که در شرایط بدون بار بوده و از افسردگی شکل گام صرف نظر شود.

۷-۱۳-۱-۲) شعاع بستر تایر (Tread Radius): شعاع یا ترکیب شعاع که توصیف کننده کانتور بستر تایر باشد.

۷-۱۳-۱-۳) پهنای کمان بستر تایر (Tread Arc Width): فاصله‌ای که در طول کانتور بستر تایر در شرایط بدون بار بین لبه بستر تایر و لبه دیگر برای تایرهای با لبه‌های بستر دوار اندازه‌گیری می‌شود. نقطه اندازه‌گیری، نقطه‌ای در فضا می‌باشد که در محل تلاقی راستای شعاع بستر تایر و راستای کانتور بالاتر دیواره کناری قرار دارد.

۷-۱۳-۱-۴) پهنای بستر تایر (Tread Chord Width): فاصله اندازه‌گیری شده موازی با محور دورانی یک تایر بدون بار بین لبه‌های بستر تایر می‌باشد. برای تایرهای با لبه‌های بسترگرد (دوار)، نقطه اندازه‌گیری شده همان نقطه‌ای است در فضا که در محل تلاقی راستای شعاع بستر تایر و راستای کانتور بالاتر دیواره کناری قرار دارد.

۷-۱۳-۱-۵) پهنای ناحیه تماس بستر تایر (Tread Contact Width): فاصله بین لبه‌های بیرونی ناحیه تماس تایر با سطح جاده تحت بار مشخص و فشار اندازه‌گیری شده، که موازی محور y' در زاویه لغزش صفر و زاویه انحراف صفر اندازه‌گیری می‌شود.

۷-۱۳-۱-۶) طول ناحیه تماس بستر تایر (Tread Contact Length): فاصله عمودی بین خطوط تماس بر لبه‌های مربوط به نقاط پایینی و بالایی ناحیه تماس جاده که موازی با صفحه چرخ در نظر گرفته می‌شود.

۷-۱۳-۱-۷) عمق بستر تایر (Tread Depth): فاصله بین نشیمنگاه بستر تایر و خط مماس بر سطح شیارهای زیگزاگ مربوط به گام تایر می‌باشد.

۷-۱۳-۱-۸) ناحیه تماس ناخالص (Gross Contact Area): سطح کل ایجاد شده توسط شکل و هندسه گام تایر در ناحیه تمام با سطح هموار جاده که در برگیرنده سطح شیار دار و خالی می‌باشد.

۷-۱۳-۱-۹) سطح تماس خالص (Net Contact Area): سطح محصور که هندسه گام تایر در ناحیه تماس با سطح هموار جاده ایجاد می‌نماید و شامل سطوح شیاردار خالی نباشد.

۷-۱۳-۱-۱۰) هندسه یا الگوی گام تایر (Tread Pattern): پیکره ایجاد شده روی سطح گام تایر که در حالت کلی از شیارهای زیگزاگی و سطوح شیاردار تشکیل

می‌شود.

۷-۲) مشخصات غلتشی (Rolling Characteristics)

۷-۲-۱) شعاع تحت بار (Loaded Radius) (R_l): فاصله‌ای که از مرکز ناحیه تماس تایر و سطح جاده تا مرکز تایر در صفحه چرخ اندازه‌گیری می‌شود.

۷-۲-۲) شعاع تحت بار استاتیکی (Static Loaded Radius): شعاع تحت

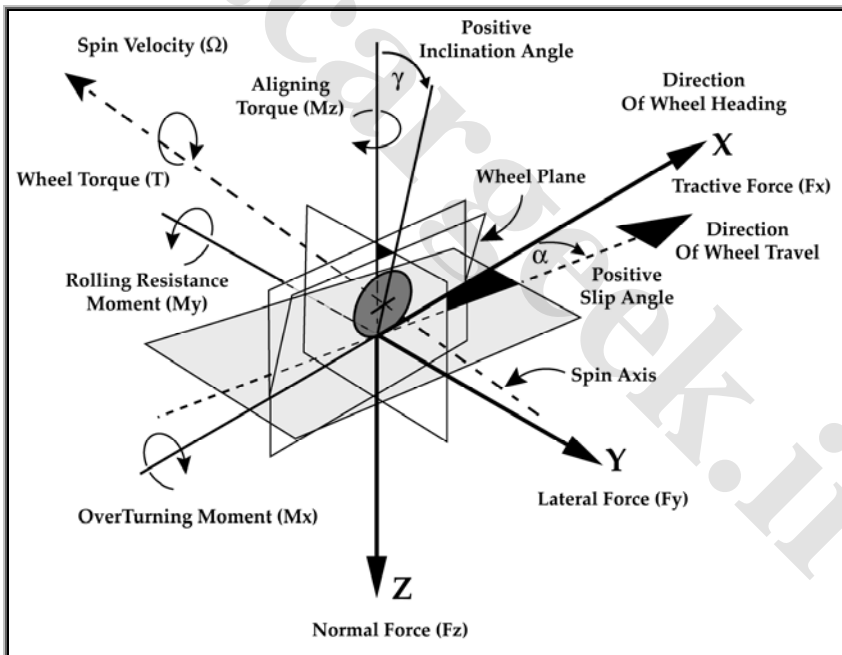
بار تایر که در شرایط استاتیکی و برای فشار نرمال توصیه شده، در نظر گرفته می‌شود.

(نکته: در حالت کلی، شعاع تحت بار استاتیکی با شعاع غلتشی تایر متفاوت است. شعاع استاتیکی

تایر که تا موقعیت مشخصی غلتانده می‌شود، ممکن است از تایر تحت باریکه غلتانده نشود، متفاوت باشد).

۷-۲-۳) محور اسپین (Spin Axis): محور مربوط به دوران تایر را اصطلاحاً

محور اسپین می‌نامند (شکل ۱).



شکل (۱) چارچوب مختصات تایر

۷-۲-۴) سرعت اسپین یا چرخش به دور محور (Spin Velocity):

سرعت دورانی چرخ حول محور چرخش (اسپین) می‌باشد. سرعت اسپین مثبت در شکل (۱) نشان

داده شده است.

۷-۲-۵) **تایر بدون غلتش (Free Rolling Tire)**: یک تایر غلتشی تحت بار که

در شرایط عدم وجود گشتاورهای ترمزی یا شتاب‌گیری عمل می‌کند.

۷-۲-۶) **تایر بدون غلتش در حرکت مستقیم (Straight Free**

Rolling Tire): یک تایر بدون غلتشی که در راستای مستقیم و در زاویه انحراف صفر و همینطور

زاویه لغزش صفر در حال حرکت باشد. یا بعبارتی تایر بدون انحراف، حرکت مستقیم داشته باشد.

۷-۲-۷) **سرعت لغزش طولی (Longitudinal Slip Velocity)**: اختلاف بین سرعت

اسپین تایر ترمز شده یا رانشی و سرعت اسپین تایر در شرایط بدون غلتش (و حرکت بدون

انحراف) خواهد بود. هر دوی سرعت‌های اسپین در همان سرعت خطی در مرکز چرخ و در جهت

x' اندازه‌گیری شده است.

۷-۲-۸) **لغزش طولی یا درصد لغزش (Longitudinal Slip)** نسبت سرعت

لغزش طولی به سرعت اسپین (دورانی) تایر در شرایط بدون غلتش و بدون انحراف که مستقیم

حرکت می‌کند و به صورت درصد بیان می‌شود.

۷-۲-۹) **شعاع غلتشی موثر (Effective Rolling Radius)**: نسبت سرعت خطی

مرکز چرخ در جهت x' به سرعت دورانی چرخ

۷-۲-۱۰) **سر خوردن چرخ (Wheel Skid)**: پدیده لغزش بین تایر و سطح جاده

که در ناحیه تماس رخ می‌دهد. سر خوردن تایر می‌تواند نتیجه ترمز‌گیری، شتاب‌گیری و یا در

شرایط مانوری باشد.

۷-۳) **گشتاورها و نیروهای تایر (Tire Forces And Moments)**:

۷-۳-۱) **سیستم محورهای مختصات تایر (Tire Axis System)**:

(شکل ۱): مبدا سیستم مختصات تایر، مرکز ناحیه تماس تایر می‌باشد. محور x' ، تقاطع صفحه

چرخ و صفحه جاده خواهد بود که جهت روبرو جلو مثبت در نظر گرفته می‌شود. محور z' عمود

بر صفحه زمین بوده که جهت مثبت آن رو به پایین می‌باشد. محور y' در صفحه جاده بوده و جهت

آن بر اساس قانون محورهای عمود بر هم دست راست انتخاب می‌شود.

۷-۳-۲) **زوایای تایر (Tire Angles)**:

۷-۳-۲-۱) **زاویه لغزش (Slip Angle) (α)**: زاویه بین محور x' و جهت

حرکت مرکز ناحیه تماس چرخ می‌باشد.

۷-۳-۲) زاویه انحراف (Inclination Angle) (γ): زاویه بین محور z' و صفحه چرخ

۷-۳-۳) نیروهای تایر (Tire Forces): نیروی بیرونی که از طرف جاده روی تایر اعمال می‌شود که دارای مولفه‌های زیر می‌باشد:

۷-۳-۳-۱) نیروی طولی (Longitudinal Force) (F_x): مولفه بردار نیروی تایر در جهت x'

۷-۳-۳-۲) نیروی رانشی (Driving Force): مولفه نیروی طولی که ناشی از اعمال گشتاور رانشی روی تایر می‌باشد.

۷-۳-۳-۳) ضریب نیروی رانشی (Driving Force Coeff): نسبت نیروی رانشی به بار نرمال تایر

۷-۳-۳-۵) ضریب نیروی ترمزی (Braking Coeff): نسبت نیروی ترمزی به نیروی نرمال تایر

۷-۳-۳-۶) نیروی مقاوم غلتشی (Rolling Resistance): نیروی طولی منفی که ناشی از اتلاف انرژی در اثر تغییر شکل‌های تایر در حال غلتش می‌باشد.

نکته: این نیرو می‌تواند با توجه به نیروها و گشتاورهای اعمالی روی تایر از طرف جاده محاسبه شود. به صورت زیر:

$$Fr = \frac{M_y \cos(\gamma) + M_z L}{R \ell}$$

۷-۳-۳-۷) ضریب نیروی مقاوم غلتشی (Rolling Resistance Force Coefficient): نسبت مقاومت غلتشی به بار نرمال تایر

۷-۳-۳-۸) نیروی کناری (Lateral Force) (F_y): مولفه بردار نیروی تایر در جهت y'

۷-۳-۳-۹) ضریب نیروی کناری (Lateral Force Coefficient): نسبت نیروی کناری به بار نرمال تایر

۷-۳-۳-۱۰) نیروی زاویه لغزش (Slip Angle Force): نیروی کناری تایر زمانیکه زاویه انحراف صفر بوده و نیروهای مخروط‌گونی و سودهی لایه‌ای از نیروی کناری کم شود.

۷-۳-۱۱) نیروی کمبر (Camber Thrust): نیروی کناری زمانیکه زاویه لغزش صفر بوده و نیروهای مخروط‌گونی و سودهی لایه‌ای کم شود.

۷-۳-۱۲) نیروی نرمال (Normal Force) (Fz): مولفه بردار نیروی تایلر در جهت z'

۷-۳-۱۳) نیروی قائم (Vertical Load): عکس‌العمل قائم تایلر روی سطح جاده که برابر با منفی نیروی نرمال خواهد بود.

۷-۳-۱۴) نیروی مرکزی (Central Force): مولفه‌ای از بردار نیروی تایلر که عمود بر جهت حرکت مرکز ناحیه تماس تایلر خواهد بود. نیروی مرکزی برابر است با حاصل‌ضرب نیروی کناری و زاویه لغزش منهای حاصل‌ضرب نیروی طولی در سینوس زاویه لغزش.

۷-۳-۱۵) نیروی رانش (Tractive Force): مولفه بردار نیروی تایلر در جهت حرکت مرکز ناحیه تماس تایلر. نیروی رانش برابر است با مجموع حاصل‌ضرب نیروی کناری در سینوس زاویه لغزش و حاصل‌ضرب نیروی طولی در کسینوس زاویه لغزش

۷-۳-۱۶) نیروی دراگ (Drag Force): نیروی مقاوم یا نیروی رانش با علامت منفی

۷-۳-۱۷) گشتاورهای تایلر (Tire Moments): گشتاورهای بیرونی وارده بر تایلر از طریق جاده که دارای مولفه‌های زیر است:

۷-۳-۱۸) گشتاور بیش‌گردش (Overturning) (M_x): مولفه بردار گشتاور تایلر که تمایل چرخش حرکت تایلر را حول محور x' باشد، گشتاور مثبت در نظر گرفته می‌شود.

۷-۳-۱۹) گشتاور مقاوم غلتشی (Rolling Resistance Moment) (M_y): مولفه بردار گشتاور و تایلر که باعث چرخش تایلر حول محور y' می‌شود و در صورتیکه جهت بردار گشتاور همجهت با ثبت محور y' باشد، در اینصورت گشتاور به صورت مثبت در نظر گرفته می‌شود.

۷-۳-۲۰) گشتاور برگردان (Aligning Torque) (M_z): مولفه‌ای از بردار گشتاور تایلر که باعث چرخش تایلر حول محور z' می‌شود. در صورتیکه جهت بردار گشتاور در همجهت با جهت مثبت محور z' باشد در اینصورت گشتاور به صورت مثبت منظور می‌شود.

۷-۳-۴) گشتاور چرخ (Wheel Torque)(T): گشتاور بیرونی که از طرف خودرو حول محور چرخش تایر اعمال می‌شود، گشتاور چرخ خواهد بود. جهت ثبت در شکل (۱) نشان داده شده است.

۷-۳-۴-۵) گشتاور رانشی (Driving Torque): گشتاور چرخ با علامت مثبت

۷-۳-۴-۶) گشتاور ترمزی (Braking Torque): گشتاور چرخ با علامت منفی

۷-۴) سختی نیرویی و گشتاوری تایر (Tire Force And Moment Stiffness): سختی نیرو و گشتاور تایر (ممکن است در هر شرایط کاری ارزیابی شود)

۷-۴-۱) سختی کناری (Cornering Stiffness): نرخ تغییرات نیروی کناری نسبت به تغییرات زاویه لغزش تایر که معمولاً در زاویه لغزش صفر محاسبه می‌شود (با علامت منفی)

۷-۴-۲) سختی کمبر (Camber Stiffness): نرخ تغییرات نیروی کناری نسبت به تغییر زاویه انحراف که معمولاً در زاویه انحراف صفر در نظر گرفته می‌شود.

۷-۴-۳) سختی ترمزی (رانشی) (Braking (Driving) Stiffness): نرخ تغییرات نیروی طولی نسبت به تغییرات لغزش طولی تایر که معمولاً در لغزش طولی صفر در نظر گرفته می‌شود.

۷-۴-۴) سختی برگردان تایر (Aligning Torques Stiffness): نرخ تغییرات گشتاور برگردان نسبت به تغییرات زاویه لغزش که معمولاً در زاویه لغزش صفر در نظر گرفته می‌شود.

۷-۵) ضرایب بی‌بعد سختی تایر (Normalized Tire Force And Moment Stiffness Coeff)

۷-۵-۱) ضریب سختی کناری (Cornering Stiffness Coefficient): نسبت سختی کناری تایر در شرایط بدون غلتش و انحراف (مستقیم) به نیروی نرمال تایر

نکته: اگرچه عبارت ضریب کناری در بسیاری از مقالات فنی استفاده می‌شود ولی برای هماهنگی با سایر مفاهیم، استفاده از عبارت ضریب سختی کناری ترجیح داده می‌شود.

۷-۵-۲) ضریب سختی کمبر (Camber Stiffness Coefficient): نسبت سختی کمبر یک تایر در شرایط بدون غلتشی و انحراف به نیروی نرمال تایر خواهد بود.

۷-۵-۳) ضریب سختی ترمزی (شتابگیری) (Braking (Driving) Stiffness Coefficient): نسبت سختی ترمزی (رانشی) یک تایر در شرایط بدون غلتش و انحراف

به نیروی نرمال تایر در نظر گرفته می‌شود.

۷-۵-۴) ضریب سختی (گشتاور) برگردان (Aligning Stiffness Coefficient): نسبت سختی برگردان یک تایر در شرایط بدون غلتش و انحراف به نیروی نرمال تایر در نظر گرفته می‌شود.

۷-۶-۶) ضرایب کشش تایر (Tire Traction Coefficients):
۷-۶-۱) ضریب کششی نیروی کناری (Lateral Traction Coefficient): بیشینه مقدار ضریب نیروی کناری که برای یک تایر بدون غلتشی و برای شرایط جاده‌ای، کاری و محیطی مشخص قابل حصول است.

۷-۶-۲) ضریب کشش در حال حرکت (Driving Traction Coefficient): بیشینه مقدار ضریب نیروی حرکت تایر برای سطح جاده و شرایط محیطی و کاری مشخص ایجاد نماید.

۷-۶-۳) ضریب کشش نیروی ترمزی (Braking Traction Coefficient): بیشینه مقدار ضریب نیروی ترمزی بدون اینکه تایر قفل شود، برای یک تایر و سطح جاده‌ای مشخص و برای شرایط کاری و محیطی معلوم را اصطلاحاً ضریب کشش نیروی ترمزی می‌نامند.
۷-۶-۳-۱) ضریب کشش ترمزی لغزشی (Sliding Braking Traction Coefficient): مقدار ضریب نیروی ترمزی یک تایر که در شرایط تایر قفل شده برای سطح جاده و شرایط کاری و محیطی مشخص قابل حصول است.

۷-۷) ارتعاشات و نویز ایجاد شده در تایر (Associated Noise And Vibrations)

۷-۷-۱) نویز گام تایر (Tread Noise): صدای انتقال یافته توسط هوا (تا بسامد 5000Hz) به جز صدای جیغ ممتد و صدای چلپ چلپ که توسط واکنش‌های بین تایر و سطح جاده بوجود می‌آید.

۷-۷-۱-۱) صدای هیس هیس تایر (Sizzle): نویز ایجاد شده در گام تایر (تا بسامد 4000 Hz) که مشخصه آن صدای مشابه آتش‌گرفتی به صورت ملایم که به خصوص روی سطح جاده خیلی صاف قابل تشخیص است.

۷-۷-۲) صدای جیغ تایر (Squeal): صدای انتقال یافته توسط هوا (در باند کوتاه) در بازه بسامدی 150-800 Hz که نتیجه لغزش طولی یا زاویه لغزش یا هر دو می‌باشد.

۷-۷-۲-۱) صدای جیغ کناری (Cornering Squeal): صدای جیغ ماندنی ناشی

از زاویه لغزش یک تایر بدون غلتش ایجاد می شود.

(۲-۲-۷-۷) صدای جیغ در هنگام ترمزگیری (Braking/driving Squeal): صدای جیغ ماندنی که ناشی از لغزش طول تایر است.

(۳-۷-۷) صدای تپ و تپ تایر (Thump): ارتعاشات پر یودیک یا صدای قابل شنیدن که بوسیله تایر تولید می شود و احساس ضربه یا حالت کرنش ایجاد می کند بطوریکه همزمان با چرخش تایر تولید می شود

(۴-۷-۷) زبری (Roughness): ارتعاشات بین ۱۵ تا ۱۰۰ هرتز که بطور حسی یا شنیداری ملاحظه می شود و توسط یک تایر در حال غلتش روی سطح جاده صاف ایجاد شده و احساس حرکت در یک جاده زبر و خشن را به راننده و یا سرنشین منتقل می نماید.

(۵-۷-۷) زبری حرکتی (Harshness): ارتعاشات بین ۱۵ تا ۱۰۰ هرتز که بطور حسی یا شنیداری ملاحظه می شود و در اثر واکنش بین ناصافی های سطح جاد و تایر تولید می شود.

(۶-۷-۷) صدای چلپ تایر (Slap): صدای انتقال یافته توسط هوا که توسط یک تایر در جاده کناری ایجاد شده و مشابه صدای رقص و یا اتصالات انبساطی خواهد بود.

(۸-۷) مشخصه های نایکنواختی چرخ (Tire And Wheel Non-Uniformity Characteristics):

(۱-۸-۷) خروج از مرکزی شعاعی (Radial Run Out):

(۱-۱-۸-۷) بیشینه خروج از مرکز شعاعی چرخ (Peak To Peak Radial Wheel Run-Out): اختلاف بین بیشینه و کمینه شعاع نشیمنگاه بستر رینگ که در صفحه عمود بر محور چرخش تایر اندازه گیری می شود.

(۲-۱-۸-۷) بیشینه خروج از مرکز شعاعی چرخ بی بار (Peak To Peak UnLoaded Radial Tire Run-Out): اختلاف بین مقادیر بیشینه و کمینه شعاع تایر (بدون تغییر شکل) که در صفحه عمود بر محور چرخش تایر روی رینگ در حال چرخش اندازه گیری می شود.

(۳-۱-۸-۷) بیشینه خروج از مرکز شعاعی تایر (Peak To Peak Loadad Radial Tire Run-Out): اختلاف بین مقادیر بیشینه و کمینه شعاع تحت بار تایر روی یک رینگ در حال چرخش می باشد.

(۲-۸-۷) خروج از مرکز کناری (Lateral Run-Out):

(۱-۲-۸-۷) بیشینه خروج از مرکز کناری رینگ (Peak To Peak Lateral Wheel Run-Out): اختلاف بین مقادیر بیشینه و کمینه ثبت شده که موازی با محور

چرخش در بخش قائم درونی لبه رینگ اندازه‌گیری می‌شود (اندازه‌گیری برای هر لبه بطور مجزا انجام می‌شود).

۷-۲-۲) بیشینه خروج از مرکز کناری تایر (Peak To Peak Lateral Tire Run-Out): اختلاف بین مقادیر بیشینه و کمینه ثبت شده که موازی با محور چرخشی تایر در نقطه بیشینه مقطع تایر، روی رینگ در حال چرخش اندازه‌گیری می‌شود.

۷-۸-۳) ارتعاشات نیروی شعاعی (Radial Force Variation): تغییرات پریودیک نیروی نرمال یک تایر بدون غلتش و انحراف و تحت بار که در هر گردش تایر در شعاع تحت بار ثابتی تکرار می‌شود (برای نیروی نرمال متوسط، سرعت ثابت و فشار باد مشخص و انحنای سطح جاده مشخص)

۷-۸-۳-۱) تغییرات نیروی شعاعی بیشینه (Peak To Peak (Total) Radial Force Variation): اختلاف بین مقادیر بیشینه و کمینه نیروی نرمال تایر در طول یک دور چرخش تایر می‌باشد.

۷-۸-۳-۲) تغییرات نیروی شعاعی (مرتبه اول) (First Order Radial Force Variation): دامنه بیشینه تا بیشینه مولفه بسامدی اساسی مربوط به سری فوریه که بیانگر تغییرات نیروی شعاعی می‌باشد. بسامد آن برابر است با بسامدی چرخشی تایر.

۷-۸-۴) تغییرات نیروی کناری (Lateral Force Variation): تغییرات پریودیک نیروی کناری یک تایر بدون غلتش و انحراف که در هر بار گردش تایر، تکرار می‌شود (در شعاع تحت بار ثابت) برای یک نیروی نرمال متوسط، سرعت ثابت و فشار باد مشخص و انحنای سطح جاده

۷-۸-۴-۱) تغییرات نیروی کناری دو سو (Peak To Peak - Total Lateral Force Variation): اختلاف بین مقادیر بیشینه و کمینه نیروی کناری در طول یک دوره کامل چرخش تایر.

۷-۸-۴-۲) تغییرات نیروی کناری (مرتبه اول) (First Order Lateral Force Variation): دامنه بیشینه تا بیشینه مولفه بسامدی اساسی مربوط به سری فوریه مرتبط با تغییرات نیروی کناری می‌باشد. بسامد آن برابر است با بسامد چرخشی تایر.

۷-۸-۵) انحراف نیروی کناری (Lateral Force Offset): نیروی کناری متوسط یک تایر بدون غلتش که بطور مستقیم و بدون انحراف در حال حرکت است.

۷-۸-۵-۱) نیروی سودهی لایه ای (Plyster): مولفه‌ای از انحراف نیروی کناری که جهت آن با تغییر جهت چرخش تغییر نمی‌کند. این نیرو مثبت خواهد بود زمانیکه از شماره سریال روی طرف راست تایر دور شده و بطرف شماره سریال تایر در سمت چپ نزدیک شود.

۷-۸-۵-۲) نیروی مخروطگونی (Coinicity): مولفه‌ای از انحراف نیروی کناری که علامتش با تغییر جهت گردش تایر تغییر می‌کند. این نیرو زمانیکه تایر در هنگام حرکت از شماره سریال در طرف راست دور شود مثبت و زمانیکه به سمت شماره سریال تایر روی طرف چپ نزدیک شده این نیرو منفی خواهد بود.

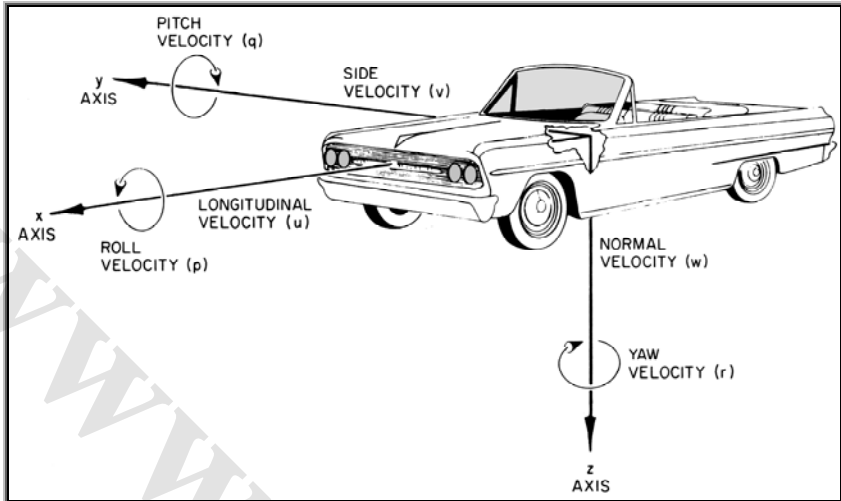
۸ سینماتیک «واژه‌شناسی نیرو و گشتاور»

۸-۱) سیستم محوره‌ای متصل به زمین (Earth-Fixed Axis)(X,Y,Z) System: این سیستم، یک سیستم محوره‌ای عمود بر هم بر اساس قانون دست راست خواهد بود که متصل به زمین در نظر گرفته می‌شود. مسیر حرکت با توجه به این سیستم مختصات ثابت ارزیابی و یقین می‌شود. محوره‌ای X و Y در صفحه افق و محور Z عمود بر آنها به طرف پایین است.

۸-۲) سیستم محوره‌ای خودرو (Vehicle Axis System) (x,y,z): این سیستم که یک سیستم محوره‌ای عمود بر هم بر اساس قانون دست راست است به صورت متصل به خودرو در نظر گرفته می‌شود. بطوریکه خودرو به صورت پایدار در یک خط مستقیم روی سطح جاده حرکت کند، محور X به صورت افقی و در صفحه تقارن افقی بوده و محور Y بطرف راست راننده و محور Z به سمت پایین در نظر گرفته می‌شود.

۸-۳) چرخش زاویه‌ای (Angular Orientation): چرخش سیستم مختصات خودرو (x,y,z) نسبت به سیستم مختصات چسبیده به زمین (X,Y,Z) که بوسیله سه دوران زاویه‌ای بیان می‌شود. به صورت زیر:

- چرخش (Yaw) (ψ) حول محور Z و Z تنظیم شده
- ناوش (Pitch) (θ) حول محور y خودرو
- غلتش (Roll) (ϕ) حول محور x خودرو



شکل (۲) چارچوب مختصات خودرو

۴-۸ متغیرهای حرکت (Motion Variables) :

۱-۴-۸ سرعت خودرو (Vehicle Velocity) : کمیت برداری که سرعت یک نقطه از خودرو را نسبت به سیستم مختصات متصل به زمین (XYZ) بیان می‌نماید. متغیرهای حرکتی زیر، مولفه‌های این بردارند که نسبت به سیستم مختصات در حال حرکت چسبیده به خودرو تنظیم شده‌اند.

۱-۱-۴-۸ سرعت طولی (u) مربوط به یک نقطه در خودرو که مولفه سرعت برداری در جهت Z است.

۲-۱-۴-۸ سرعت کناری (v) مربوط به یک نقطه در خودرو که مولفه سرعت بردار در جهت Y است.

۳-۱-۴-۸ سرعت نرمال (w) مربوط به یک نقطه از خودرو که مولفه سرعت بردار در جهت Z است.

۴-۱-۴-۸ سرعت طولی یک نقطه در خودرو که مولفه سرعت برداری عمود بر محور Y و موازی با صفحه جاده خواهد بود.

۵-۱-۴-۸ سرعت کناری یک نقطه در خودرو که مولفه بردار سرعت عمود بر محور X بوده و موازی با صفحه چهارده می‌باشد.

۸-۴-۱-۶) سرعت غلتشی (Roll Velocity) (p) : سرعت زاویه‌ای حول محور X

۸-۴-۱-۷) سرعت ناوشی (Pitch Velocity) (q) : سرعت زاویه‌ای حول محور Y

۸-۴-۱-۸) سرعت چرخشی (Yaw Velocity) (r) : سرعت زاویه‌ای حول محور Z

۸-۴-۲) شتاب خودرو (Vehicle Acceleration) : کمیتی برداری که بیانگر شتاب یک نقطه در خودرو نسبت به سیستم مختصات متصل به زمین (X,Y,Z) است. متغیرهای حرکت زیر، مولفه‌های این بردار هستند که نسبت به سیستم مختصات متحرک خودرو تغییر یافته اند.

۸-۴-۲-۱) شتاب طولی (Longitudinal Acceleration) : مولفه شتاب برداری یک نقطه در خودرو در جهت X

۸-۴-۲-۲) شتاب کناری (Side Acceleration) : مولفه شتاب برداری یک نقطه در خودرو در جهت Y

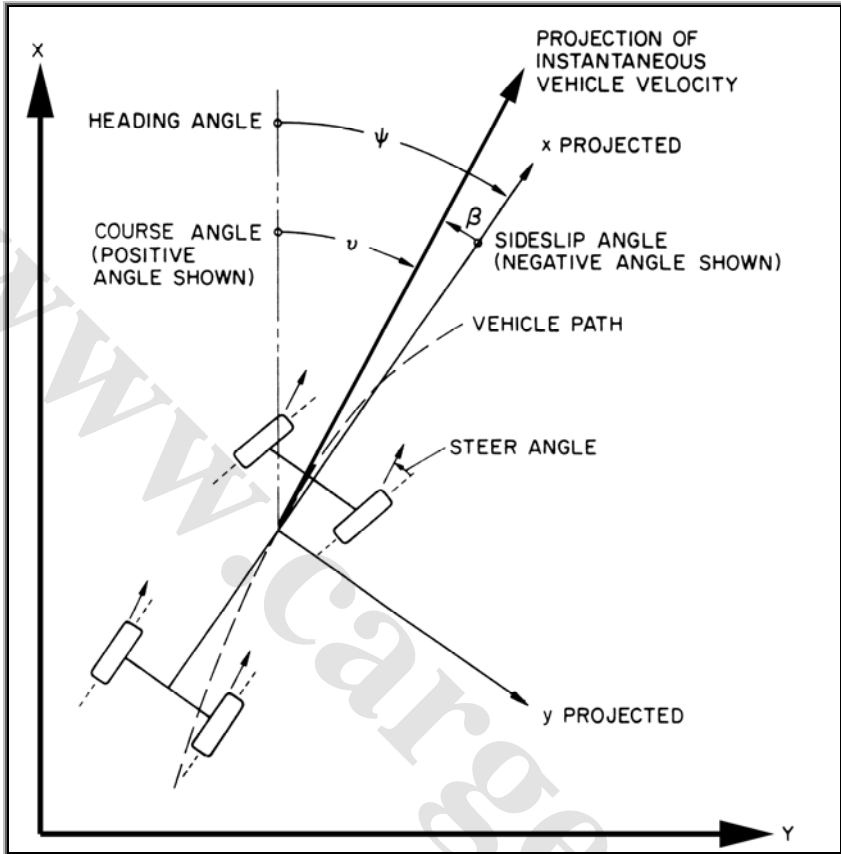
۸-۴-۲-۳) شتاب نرمال (Normal Acceleration) : مولفه شتاب برداری یک نقطه در خودرو در جهت Z

۸-۴-۲-۴) شتاب کناری (Lateral Acceleration) : مولفه شتاب برداری یک نقطه در خودرو عمود بر محور X خودرو و موازی با صفحه جاده است.

۸-۴-۲-۵) شتاب کناری مرکز (Centripetal Acceleration) : مولفه شتاب برداری یک نقطه در خودرو عمود بر مماس بر مسیر آن نقطه و موازی با صفحه جاده می‌باشد.

۸-۴-۳) زاویه رأس (Heading Angle) (ψ) : زاویه بین مسیر خودرو در صفحه XY خودرو (محور x) و محور X مربوط به سیستم مختصات متصل به زمین.

۸-۴-۴) زاویه لغزش کناری (SideSlip - Attitude Angle) (β) : زاویه بین مسیر حرکت خودرو در صفحه XY خودرو (محور x) و بردار سرعت خودرو در نقطه مشخص در خودرو است. زاویه لغزش کناری در شکل ۳ به عنوان یک زویه منفی نشان داده شده است.



شکل (۳) متغیرهای حرکت صفحه‌ای خودرو

۸-۴-۵) شیب زاویه لغزش کناری (SideSlip Angle Gradient): نرخ تغییرات زاویه لغزش کناری نسبت به شتاب کناری در حالت پایدار در شرایط مشخص آزمایش و تریم.

۸-۴-۶) زاویه جهت (Course Angle) (ν): زاویه بین راستای بردار سرعت خودرو روی صفحه XY و محور X سیستم مختصات متصل به زمین. یک زاویه جهتی مثبت در شکل (۳) نشان داده شده است. زاویه جهتی، مجموع زاویه‌های رأس و لغزش کناری می‌باشد.

۸-۴-۷) زاویه غلتش خودرو (Vehicle Roll Angle): زاویه بین محور Y خودرو و صفحه زمین

۸-۴-۸) شیب غلتشی خودرو (Vehicle Roll Gradient): نرخ تغییرات زاویه غلتش خودرو نسبت به تغییرات شتاب کناری در شرایط پایدار روی سطح جاده در یک شرایط مشخص.

۸-۴-۹) زاویه ناوش خودرو (Vehicle Pitch Angle): زاویه بین محور x خودرو و صفحه زمین.

۸-۵) نیروها (Forces): نیروهای بیرونی وارده به خودرو می‌تواند به صورت یک بردار نیروی برآیند که دارای مولفه‌های زیر است در نظر گرفته شود:

۸-۵-۱) نیروی طولی (Fx) (Longitudinal Force): مولفه بردار نیرو در جهت x

۸-۵-۲) نیروی کناری (Fy) (Side Force): مولفه بردار نیرو در جهت y

۸-۵-۳) نیروی نرمال (Fz) (Normal Force): مولفه بردار نیرو در جهت z

۸-۶) گشتاورها (Moments): گشتاورهای بیرونی وارده بر خودرو به صورت یک بردار گشتاور برآیند می‌تواند در نظر گرفته شود که دارای مولفه‌های زیر باشد:

۸-۶-۱) گشتاور غلتشی (Mx) (Rolling Moment): مولفه بردار گشتاور که باعث گردش خودرو حول محور x می‌گردد. در صورتیکه جهت بردار M_x همجهت با راستای مثبت محور x باشد از نظر علامت گشتاور مثبت است.

۸-۶-۲) گشتاور ناوشی (Pitching Moment): مولفه بردار گشتاور که باعث گردش خودرو حول محور y می‌گردد. در صورتیکه جهت بردار M_y همجهت با راستای مثبت محور y باشد از نظر علامت گشتاور مثبت است.

۸-۶-۳) گشتاور چرخشی (Mz) (Yawing Moment): مولفه بردار گشتاور که باعث گردش خودرو و تمایل آن حول محور z می‌گردد. در صورتیکه جهت بردار M_z همجهت با راستای مثبت محور z باشد از نظر علامت گشتاور مثبت است.

۹) دینامیک سمتی (Directional Dynamics)

۹-۱) کنترل موقعیت (Control Modes): حالت کنترل خودرو که در آن ورودی‌ها و قیودی روی سیستم فرمان به صورت جابجایی در تعدادی نقاط کنترلی سیستم فرمان (چرخ‌های جلو، بازوی پیتمن^۱، غربیلک فرمان) قرار گرفته است. (مستقل از نیروی مورد نیاز)

¹ - Pitman

۹-۱-۲) **کنترل ثابت (Fixed Control)**: حالتی از کنترل خودرو که در آن موقعیت تعدادی از نقاط سیستم فرمان و چرخ‌های جلو، بازوی پی‌تمن، گراییک فرمان) ثابت نگه داشته شده است. این حالت، یک شرایط خاصی از کنترل موقعیت می‌باشد.

۹-۱-۳) **کنترل نیرو (Force Control)**: حالتی از کنترل خودرو که در آن ورودی‌ها یا محدودیت‌های (قیود) به صورت نیروهای مشخص روی سیستم فرمان مستقل از جابجایی مورد نیاز، در نظر گرفته شده است.

۹-۱-۴) **کنترل آزاد (Free Control)**: حالتی از کنترل خودرو که در آن هیچ محدودیتی روی سیستم فرمان وجود ندارد این حالت به عنوان یک شرایط خاص از کنترل نیرو می‌باشد.

۹-۲) **پاسخ خودرو (Vehicle Response)**: حرکت خودرو ناشی از تعدادی ورودی به صورت درونی یا بیرونی بر روی خودرو، خواهد بود. آزمایش‌های پاسخ خودرو می‌تواند به منظور تعیین پایداری و مشخصه‌های کنترلی خودرو استفاده می‌شود.

۹-۲-۱) **پاسخ فرمان (Steering Response)**: حرکت خودرو ناشی از یک ورودی روی سیستم فرمان

۹-۲-۲) **پاسخ اغتشاشی خودرو (Disturbance Response)**: حرکت خودرو بواسطه ورودی‌های جابجایی یا نیرو به صورت ناخواسته که بر روی خودرو اعمال می‌شود. به طور نمونه نیروهای بار یا جابجایی‌های نرمال جاده از جمله ورودی‌های اغتشاشی می‌باشند.

۹-۲-۳) **حالت پایدار (Steady State)**: حالت پایدار زمانی که عکس العمل یا پاسخ‌های پریودیک یا ثابت خودرو به ورودی‌های اغتشاشی پریودیک یا ثابت، در طی یک زمان طولانی به صورت دلخواه تغییر نکند. پاسخ‌های حرکت در شرایط پایدار را اصطلاحاً پاسخ‌های شرایط پایدار می‌نامند. در این تعریف، نیازی نیست که خودرو در خط مستقیم یا بر روی یک سطح جاده مشخص حرکت کند و می‌تواند خودرو در یک مسیر با شعاع ثابت یا یک سطح جاده شیبدار حرکت کند.

۹-۲-۴) **حالت گذرا (Transient State)**: حالت گذرا، زمانی که پاسخ‌های حرکتی، نیروهای بیرونی نسبت به خودرو و یا موقعیت‌های کنترلی مشخص نسبت به زمان تغییر نمایند.

۹-۲-۵) **تریم (Tirm)**: شرایط پایدار (تعادلی) یک خودرو با ورودی ثابت که

می تواند به عنوان نقطه مبنا برای آنالیزهای مشخصه های کنترل و پایداری خودرو استفاده شود.

۹-۲-۶) بهره پاسخ مانا (Steady State Response Gain): نسبت تغییرات

پاسخ حالت پایدار از هر متغیر حرکتی به تغییرات ورودی در یک شرایط تعادلی مشخص.

۹-۲-۷) بهره کنترلی حساسیت فرمان (Steering Sensitivity Control

Gain): تغییر شتاب کناری حالت پایدار روی یک سطح جاده نسبت به تغییرات زاویه غریلک

فرمان در یک شرایط آزمایش و تعادلی مشخص.

۹-۳-۳) پایداری (Stability)

۹-۳-۱) پایداری بی تفاوت (Asymptotic Stability): پایداری بی تفاوت در

یک شرایط تعادلی که در آن برای یک تغییر دلخواه کوچک در ورودی کنترلی یا اغتشاشی،

خودرو به شرایط تعادلی خود باز گردد.

۹-۳-۲) پایداری طبیعی (Natural Stability): پایداری طبیعی در یک حالت

تعادلی توصیف شده که در آن برای هر تغییر دلخواه کوچک در ورودی کنترلی یا اغتشاشی،

پاسخ یا حرکت ایجاد شده خودرو به وضعیت حرکت تعادلی کاملاً برگردد بلکه نزدیک می شود.

۹-۳-۳) ناپایداری واگرا (Divergent Instability): ناپایداری واگرا در

شرایط تعادلی توصیف شده زمانی وجود دارد که ورودی کنترلی یا اغتشاشی دلخواه کم باعث

ایجاد یک افزایش در پاسخ خودرو بدون نوسان گردد.

۹-۳-۴) ناپایداری نوسانی (Oscillatory Instability): ناپایداری نوسانی

هنگامی رخ می دهد، که در آن ورودی کنترلی یا اغتشاش دلخواه کوچک باعث ایجاد پاسخ

نوسانی خودرو به صورت افزایش دامنه حول موقعیت تعادلی اولیه گردد.

۹-۴) مشخصات غلتش و فرمان سیستم تعلیق (Suspension Steer

And Roll Properties)

شکل چهار بند ۱۳ ملاحظه شود.

۹-۴-۱) زاویه فرمان (Steer Angle) (δ): زاویه بین راستای محور طولی

خودرو و خط برخورد صفحه چرخ و سطح جاده می باشد (زاویه مثبت در شکل ۳ نشان داده

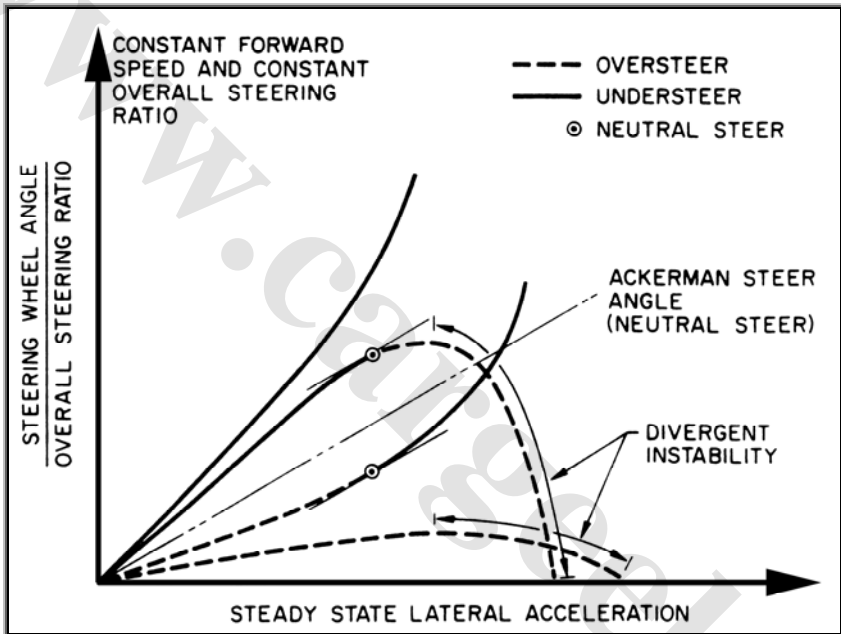
است).

۹-۴-۲) زاویه فرمان آکرمان (Ackerman Steer Angle) (δ_n): زاویه

یک تانژانت آن برابر است با فاصله طول خودرو (مرکز تا مرکز چرخ ها) تقسیم بر شعاع دوران

۳-۴-۹) شیب زاویه فرمان آکرمان (Ackerman Steer Angle Gradient): نرخ تغییرات زاویه فرمان آکرمان نسبت به تغییر شتاب کناری پایدار برای شرایط آزمایش و تعادلی مشخص در یک جاده معین.

۴-۴-۹) زاویه غربیلک فرمان (Steering Wheel Angle): نرخ تغییرات زاویه‌ای غربیلک فرمان آکرمان نسبت به تغییر شتاب کناری پایدار برای شرایط آزمایش و تعادلی مشخص در یک جاده معین.



شکل (۴) ویژگی‌های فرمان‌پذیری خودرو

۵-۴-۹) شیب زاویه غربیلک فرمان (Steering Wheel Angle Gradient): نرخ تغییرات زاویه غربیلک فرمان نسبت به تغییر شتاب کناری پایدار برای شرایط آزمایش و تعادلی مشخص در یک جاده معین.

۶-۴-۹) نسبت فرمان کل (Overall Steering Ratio): نرخ تغییرات زاویه غربیلک فرمان در یک شرایط تعادلی غربیلک نسبت به تغییر در متوسط زاویه فرمان چرخ‌های فرمان‌پذیر، با فرض اینکه سیستم فرمان کاملاً سخت (با سختی بالا) و خودرو بدون هیچگونه غلتشی باشد.

۹-۴-۷) شیب کم فرمانی - بیش فرمانی (Under - Over Steer) Gradient :

کمیتی که از تفاضل شیب زاویه فرمان آکرمان و نسبت شیب زاویه غربیلک به نسبت فرمان کل بدست می آید.

۹-۴-۸) فرمان طبیعی (Natural Steer) : یک خودرو در یک شرایط تعادلی مشخص، اصطلاحاً دارای فرمان طبیعی است در صورتیکه نسبت شیب زاویه غربیلک فرمان به نسبت فرمان کل برابر با شیب زاویه فرمان آکرمان باشد.

۹-۴-۹) کم فرمانی (Understeer) : یک خودرو در یک شرایط تعادلی مشخص، اصطلاحاً کم فرمان است. در صورتیکه نسبت شیب زاویه غربیلک فرمان به نسبت فرمان کل بزرگتر از شیب زاویه فرمان آکرمان است.

۹-۴-۱۰) بیش فرمانی (Oversteer) : یک خودرو در یک شرایط پایدار و تعادلی مشخص، اصطلاحاً بیش فرمان است. در صورتیکه نسبت شیب زاویه غربیلک فرمان به نسبت فرمان کل کوچکتر از شیب زاویه فرمان آکرمان است.

۹-۴-۱۱) گشتار و غربیلک فرمان (Steering Wheel Torque) : گشتاوری که به غربیلک فرمان حول محور چرخش آن اعمال می شود.

۹-۴-۱۲) شیب گشتاور غربیلک فرمان (Steering Wheel Torque Gradient) : نرخ تغییرات گشتاور غربیلک فرمان نسبت به تغییرات شتاب کناری پایدار در شرایط آزمایش و تعادلی مشخص در یک جاده معین خواهد بود.

۹-۴-۱۳) سرعت مشخصه (Characteristic Speed) : سرعت طولی برای یک خودروی کم فرمانی که در آن حساسیت فرمان در شتاب کناری صفر برابرست با نصف حساسیت فرمان در یک خودروی با فرمان طبیعی

۹-۴-۱۴) سرعت بحرانی (Critical Speed) : سرعت طولی برای یک خودروی بیش فرمانی که در آن حساسیت فرمان در شتاب کناری صفر، نامحدود می باشد. (تمایل به بینهایت)

۹-۴-۱۵) خط فرمان طبیعی (Neutral Steer Line) : مجموعه نقاطی در صفحه xz که در آن نیروهای کناری بیرونی که به جرم معلق اعمال می شود منجر به ایجاد سرعت یاو پایدار نشود.

۹-۴-۱۶) کران استاتیکی (Static Margin) : فاصله افقی از گرانیگاه تا خط

فرمان طبیعی تقسیم بر طول خودرو. اگر گرانبگاه در جلوی خط فرمان طبیعی قرار گیرد، آنگاه کران استاتیکی مثبت است.

۹-۴-۱۷) **غلتش سیستم تعلیق بر روی محور چرخ** (Suspension Roll): چرخش جرم معلق خودرو حول محور X نسبت به محور کناری که مراکز جهت چرخ را متصل می‌نماید.

زاویه غلتش محور چرخ: تغییر مکان زاویه‌ای که بدلیل غلتش سیستم تعیین شده ایجاد می‌شود.
۹-۴-۱۹) **شیب غلتش سیستم تعلیق (محور چرخ) (Suspension Roll Gradient)**: نرخ تغییر در زاویه غلتش سیستم تعلیق است به تغییر شتاب کناری پایدار در شرایط آزمایش و تعادل مشخص روی جاده معین.

۹-۴-۲۰) **غلتش فرمان (Roll Stear)**: تغییر در زاویه فرمان چرخ‌های جلو و پشت ناشی از غلتش محور چرخ خودرو

۹-۴-۲۰-۱) **غلتش فرمان (Roll Unsteer)**: غلتش فرمان که باعث افزایش کم‌فرمانی خودرو یا کاهش بیش‌فرمانی آن می‌شود.

۹-۴-۲۰-۲) **غلتش فرمان (Roll Oversteer)**: غلتش فرمان که باعث کاهش کم‌فرمانی خودرو و یا افزایش بیش‌فرمانی آن می‌شود.

۹-۴-۲۱) **ضریب غلتش فرمان (Roll Steer Coefficient)**: نرخ تغییرات غلتش فرمان نسبت به تغییر زاویه غلتش فرمان تعلیق تعریف شرایط تعادلی و پایدار.

۹-۴-۲۲) **نرمی فرمان (Compliance Steer)**: تغییرات زاویه فرمان چرخ‌های جلو یا پشت ناشی از نرمی سیستم فرمان و تعلیق بوجود می‌آید.

۹-۴-۲۲-۱) **نرمی کم‌فرمانی (Compliance Understeer)**: نرمی فرمان که باعث افزایش کم‌فرمانی یا کاهش بیش‌فرمانی خودرو گردد.

۹-۴-۲۲-۲) **نرمی بیش‌فرمانی (Compliance Oversteer)**: نرمی فرمان که باعث کاهش کم‌فرمانی یا افزایش بیش‌فرمانی خورده می‌شود.

۹-۴-۲۳) **ضریب نرمی فرمان (Compliance Steer Coefficient)**: نرخ تغییرات نرمی فرمان نسبت به تغییر نیروها یا گشتاورهای وارده در ناحیه تماس تایر و سطح جاده

۹-۴-۲۴) **غلتش کمبر (Roll Camber)**: تغییر مکانهای کمبر چرخ که ناشی از

غلش سیستم تعلیق می‌باشد.

۹-۴-۲۵) ضریب کمبر غلش (Roll Camber Confident): نرخ تغییرات زاویه انحراف چرخ نسبت به تغییرات زاویه غلش سیستم تعلیق.

۹-۴-۲۶) نرمی کمبر (Compliance Camber): حرکت کمبر چرخ ناشی از نرمی (نرمی) اجرای سیستم تعلیق که در اثر گشتاورها و نیروهای اعمالی در ناحیه تماس تایر و سطح جاده‌ای ایجاد می‌شود.

۹-۴-۲۷) ضریب نرمی کمبر (Compliance Camber Coeff): نرخ تغییرات انحراف چرخ نسبت به تغییرات گشتاورها و نیروهای اعمالی در ناحیه تماس تایر و سطح جاده.

۹-۴-۲۸) مرکز غلش (Roll Center): نقطه‌ای در صفحه قائم کناری که از مراکز جفت چرخ عبور می‌کند که در آن صفحه نیروهای کناری ممکن است در جرم فشر.

۹-۴-۲۹) محور غلش (Roll Axis): خطی که مراکز غلش جلو و پشت را بهم وصل می‌نماید.

۹-۴-۳۰) سختی غلش سیستم تعلیق (Suspension Roll Stiffness): نرخ تغییر گشتاور اعمالی توسط سیستم تعلیق روی جرم معلق خودرو نسبت به تغییرات زاویه غلش سیستم تعلیق.

۹-۴-۳۱) سختی غلش خودرو (Vehicle Roll Stiffness): مجموع سختی‌های غلش هر کدام از سیستم تعلیق‌های خودرو

۹-۴-۳۲) پراکندگی سختی غلش (Roll Stiffness Distribution): پراکندگی سختی غلش بین سیستم‌های تعلیق جلو و پشت که به صورت درصد سختی غلش خودرو بیان می‌شود.

۹-۵) انتقال بار تایر (Tire Load Transfer):

۹-۵-۱) انتقال بار کناری تایر (Tire Lateral Load Transfer): انتقال بار قائم از یکی از چرخ‌های جلو (یا چرخ‌های پشت) به دیگری که در اثر شتاب‌گیری گردش یا اثرات گشتاور در جهت کناری ایجاد می‌شود.

۹-۵-۲) پراکندگی انتقال بار کناری تایر (Tire Lateral Load Transfer Distribution): پراکندگی کل بار کناری تایر که بین تایرهای جلو و پشت توزیع می‌شود و به صورت درصدی از کل بیان می‌شود.

۹-۵-۳) انتقال بار طولی تایر (Tire Longitudinal Load):

(Transfer) : انتقال بار نرمال از یک تایر جلو به تایر پشت مربوطه (متناظر) که ناشی از شتاب‌گیری گردش یا اثرات گشتاور در جهت طولی ایجاد می‌شود.

۹-۵-۴) گشتاور بیش‌گردش (OverTurning Moment) : گشتاور بیش‌گردش روی خودرو نسبت به محور طولی و مرکزی در صفحه جاده در اثر شتاب کناری و شتاب غلتش می‌باشد.

۹-۵-۵) پراکندگی گشتاور بیش‌گردش: پراکندگی کل گشتاور بیش‌گردش بین محور چرخ‌های جلو و پشت که به صورت درصدی از کل بیان می‌شود.

۱۰ واژه‌شناسی آیرودینامیک (Aerodynamic Nomenclature)

۱۰-۱) متغیرهای حرکت آیرودینامیک (Aerodynamic Motion) : (Variables)

۱۰-۱-۱) سرعت باد محدود (Ambient Wind Velocity) (V_x) : مولفه افقی سرعت توده هوا نسبت به سیستم مختصات متصل به زمین در مجاورت خودرو.

۱۰-۱-۲) زاویه باد محدود (Ambient Wind Angle) (V_x) : زاویه بین محور X سیستم مختصات متصل به زمین (ثابت) و بردار سرعت باد محدود. یک زاویه باد مثبت در شکل ۶ نشان داده شده است.

۱۰-۱-۳) بردار سرعت برآیند باد (Resultant Air Velocity Vector) (V_r) : اختلاف بردار سرعت باد و بردار سرعت خودرو در صفحه XY.

۱۰-۱-۴) زاویه لغزش کناری آیرودینامیک (Aerodynamic Side Slip Angle) (Br) : زاویه بین راستای محور X خودرو در صفحه XY

خودرو با بردار برآیند سرعت هوا در نقاط مشخصی از خودرو می‌باشد.

۱۰-۱-۵) زاویه حمله آیرودینامیک (Aerodynamic Angle Of Attack) (α_x) : زاویه بین محور X خودرو و راستای بردار برآیند سرعت هوا روی صفحه قائم شامل محور X خودرو خواهد بود.

۱۰-۲) ضرایب نیروهای آیرودینامیک (Aerodynamic Force And Moment Coefficients) :

۱۰-۲-۱) ابعاد مرجع (Reference Dimensions) :

۱۰-۲-۱-۲) سطح خودرو (Vehicle Wheelbase) (A) : سطح جلویی

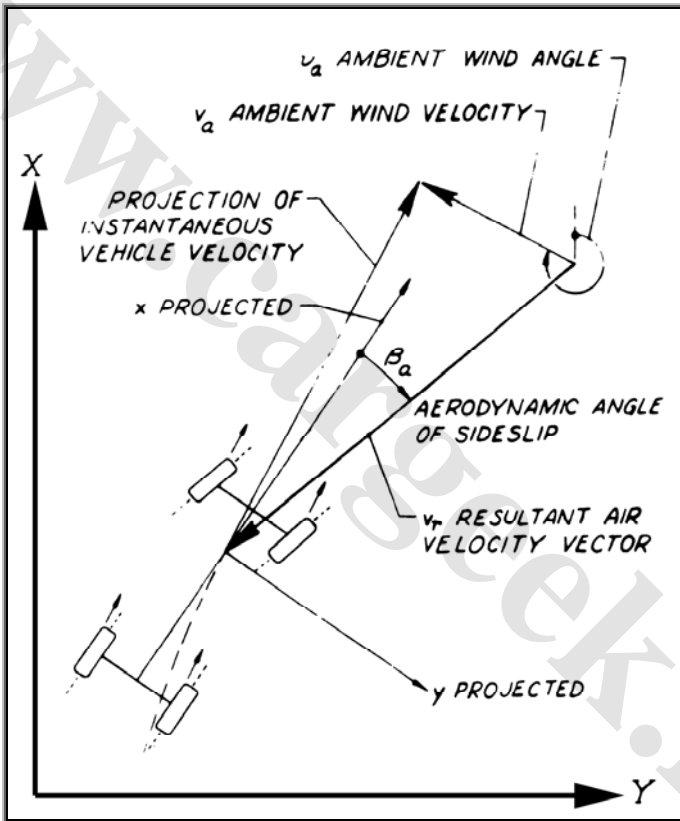
گسترش یافته که شامل قطعات تایر و زیر بدنه می‌باشد.

۱-۲-۱-۳) طول خودرو (L) : طول مشخصه که ضرایب گشتاور آیرودینامیکی بر اساس آن محاسبه و تعیین می شوند.

۱-۲-۲-۱) مشخصات هوای استاندارد (Standard Air Properties) :

۱-۲-۲-۱) چگالی هوای خشک استاندارد 2378×10^{-6} shgr/ft در دمای 59 درجه فارنهایت و 29.92 جیوه

۱-۲-۲-۲) لزجت هوای خشک استاندارد 378×10^{-9} shgs/ft/soc در نظر گرفته می شود.



شکل (۵) چارچوب آیرودینامیکی خودرو

۱-۲-۳) ضرایب نیرو (Force Coefficients) :

۱-۳-۲-۱) ضریب نیروی طولی (C_x) : بر پایه نیروی آیرودینامیکی

اعمالی روی خودرو در جهت X به صورت زیر محاسبه و تعریف می شود:

$$C_x = \frac{F_x}{qA}$$

در رابطه بالا فشار دینامیکی در سرعت هوای نسبی مشخص (q) به قرار زیر است:

$$q = \frac{\rho v^2}{2}$$

۱۰-۲-۳-۲) ضریب نیروی جانبی (C_y): که بر اساس نیروی

آیرودینامیکی اعمال روی خودرو در جهت y به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$C_y = \frac{f_y}{qA}$$

در رابطه بالا فشار دینامیکی در سرعت هوای نسبی مشخص (q) به قرار زیر است:

$$q = \frac{\rho v^2}{2}$$

۱۰-۳-۳-۲) ضریب نیروی نرمال (C_z): که بر اساس نیروی

آیرودینامیکی اعمالی در جهت z به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$C_z = \frac{f_z}{qA}$$

۱۰-۲-۴) ضرایب گشتاور (Moment Coefficients):

۱۰-۲-۴-۱) ضریب گشتاور غلتشی (CM_x): که بر اساس گشتاور غلتشی

که در پراکندگی نیروهای آیرودینامیکی اعمالی بر روی خودرو به صورت زیر محاسبه می‌شود، تعریف می‌گردد:

$$C_{Mx} = \frac{M_x}{qAl}$$

۱۰-۲-۴-۲) ضریب گشتاور ناوشی (CM_y): بر اساس گشتاور ناوشی

که از پراکندگی نیروهای آیرودینامیکی اعمالی بر روی خودرو به صورت زیر محاسبه می‌شود، تعریف می‌گردد:

$$C_{My} = \frac{M_y}{qAl}$$

۱۰-۲-۴-۳) ضریب گشتاور چرخشی (CM_z): بر اساس گشتاور چرخشی

که از پراکندگی نیروهای آیرودینامیکی اعمالی بر روی خودرو به صورت زیر محاسبه می‌شود، تعریف می‌گردد:

نکات

$$C_{Mz} = \frac{M_z}{qAl}$$

- مرکز ناحیه تماس تایر ممکن است همان مرکز هندسی ناحیه تماس تایر نباشد. این موضوع ناشی از تغییر شکل‌های تایر به سبب نیروهای اعمالی خواهد بود.
- زاویه تو استاتیکی¹ (اینچ) برابر است با حاصل ضرب مجموع زوایای تو (درجه) چرخ‌های چپ و راست در نسبت قطر تایر (اینچ) تقسیم بر ۵۷/۳. اگر زوایای تو روی چرخ‌های چپ و راست برابر باشد و قطر بیرونی تایر ۲۸/۶۵ اینچ (یا ۷۲۷/۷ میلی‌متر) باشد، در این صورت تو استاتیکی (اینچ) برابر با زاویه تو استاتیکی (برحسب درجه) است.

- تشخیص انتقال محورهای خودرو و محاسبه نیروهای اعمالی نسبت به جهت حرکت خودرو بسیار مهم است. بنابراین اندازه‌گیری شش مولفه نیرو و گشتاور تعریف شده در بندهای ۱-۳-۳-۷ تا ۶-۳-۳-۷ و ۱-۴-۳-۷ تا ۶-۴-۳-۷ بر این پایه استوار خواهد بود.
- تعریف نیروی مقاومت غلتشی تعمیم داده شده است برای چرخ‌هایی که تحت ترمز یا شتاب قرار دارند. گشتاور در چرخ می‌تواند بر حسب نیروی طولی، نیروی مقاومت غلتشی و شعاع تحت بار تایر از طریق رابطه زیر بیان گردد:

$$T = (F_x + F_r)R_1$$

- برای یک چرخ بدون غلتش، نیروی مقاومت غلتشی برابر با منفی نیروی طولی است.
- برای زوایای انحراف و لغزش کوچک، نیروی کناری ایجاد شده توسط تایر بطور تقریبی به قرار زیر است:

$$F_y = -C_{\alpha}\alpha + C_{\gamma}\gamma$$

- تغییر مکانهای زوایای مثبت خواهند بود در صورتیکه هنگام نگاه کردن در جهت مثبت محور، چرخش حول آن محور صورت می‌گیرد.
- در شرایط پایدار، شتاب کناری برابر است با حاصل ضرب شتاب گریز از مرکز در کسینوس زاویه لغزش کناری خودرو. از آنجا که در بیشتر شرایط آزمایش زاویه لغزش

¹ - Static Toe

کناری کوچک است، بنابراین برای کاربردهای آزمایشگاهی، شتاب کناری برابر با شتاب گریز از مرکز در نظر گرفته می‌شود.

- اگر چه غریبک فرمان به عنوان بخش اساسی در کنترل سمتی خودرو محسوب می‌شود، اما باید تشخیص داده شود که نیروهای طولی روی چرخ‌ها بر اثر ورودی‌های راننده بر ترمزها و یا دریچه گاز می‌تواند پاسخ سمتی خودرو را تغییر دهد.
- پاسخ‌های گذرا به وسیله مفاهیمی که معمولاً برای سایر سیستم‌های دینامیکی استفاده می‌شود، توصیف می‌شوند. بخشی از این مفاهیم در کتابچه‌های مهندسی کنترل^۱ توصیف شده است اما مفاهیم کاملتر در مرجع ANS C85.1-1963 گردآوری شده است [۲].

- رفتار خودروهای سواری وابسته به شرایط آزمایش و حالت تعادل پایدار آن است. شرایط آزمایش بستگی به شرایط خودرو یعنی بارگذاری خودرو، تنظیم چراغهای جلو، فشار باد تایر و همچنین شرایط جوی و جاده‌ای که بر روی پارامترهای خودرو موثر است، خواهد داشت. به طور نمونه درجه حرارت ممکن است منجر به تغییر مشخصه‌های میرایی لرزه‌گیر و سطح جاده لغزنده ممکن است منجر به تغییر خواص مانوری و کناری تایر گردد. حالت تعادلی قبلاً به عنوان شرایط کاری خودرو در یک محیط مشخص تعریف شده است و ممکن است بر اساس شتاب کناری به سرعت طولی و زاویه فرمان تعریف شده است. برای یک مجموعه‌ای از پارامترهای خودرو، شرایط آزمایش مشخص، خودرو ممکن است برای هر شرایط تعادلی قابل حصول، به صورت تئوری آزمایش و آزمایش شده. شرایطی که بیشترین تاثیر را روی پایداری خودرو دارند عبارتند از مقادیر حالت پایدار سرعت طولی و شتاب کناری خودرو در شرایط عملی، یک خودرو ممکن است تحت یک شرایط کارکردی مشخص پایدار باشد و در شرایط دیگر ناپایدار رفتار کند.

- ناپایداری واگرا ممکن است در شرایط کاری بالای سرعت بحرانی یک خودروی بیش فرمان مشاهده شود. ورودی به غریبک فرمان، خودرو را در یک مسیر گردش که شعاع آن حتی ممکن است تغییر کند قرار خواهد داد اگر چه راننده حرکت‌های جبران

¹ - Control Engineers HANdbook

کننده را روی چرخ اعمال می کند تا تعادل کلی خودرو روی مسیر گردش حفظ شود. این شرایط بیانگر ناپایداری واگرا می باشد. یک مدل ریاضی خودرو اصطلاحاً ناپایدار واگرا است در صورتیکه معادله مشخصه دارای ریشه های حقیقی مثبت باشد.

- ناپایداری نوسانی ممکن است از پاسخ کنترلی آزاد خودرو به ورودی پالس تغییر مکان یا نیرو به غریبک فرمان مشاهده می شود. بعضی از خودروها ابتدا در یک جهت گردش می کنند و سپس در جهت دیگر تا اینکه دامنه حرکت تا حد نهایی افزایش می یابد که منجر به شرایط چرخش ناخواسته خودرو با حرکت فرفره گون^۱ می شود. در این شرایط، خودرو سعی در تغییر مسیر حرکتی خود نخواهد داشت و باعث می شود که نه تنها شرایط پایدار ایجاد نشده بلکه حرکت نوسانی رخ می دهد.

- ممکن است یک خودرو برای ورودی های کوچک، کم فرمان و برای ورودی های بزرگ یا مخالف، بیش فرمان باشد. (مطابق شکل ۴) این امر ناشی از این است که خودرو یک سیستم ناخطی بوده و مشخصه های یکسان در همه شرایط تعادلی نخواهد داشت. بنابراین ضروری است که بازه ورودی ها و سرعت ها در هنگام تعیین مشخصه های فرمان خودرو، معین و مشخص شوند.

- شیب زاویه فرمان آکرمان برابر است با طول خودرو تقسیم بر مربع سرعت خودرو.
- برای سیستم های فرمان ناخطی، این نسبت باید به صورت تابعی از زاویه غریبک فرمان، برای اینکه سازگار با تعریف شیب کم فرمانی باشد بکار برود.

- مرکز غلتش که در بند ۹-۴-۱۸ تعریف شد، یک روش آرمانی بوده و لزوماً یک مرکز آنی دوران واقعی که جرم معلق حول آن گردش می کند نمی باشد.

- تمام تعاریفی که ارائه شد فقط برای نسبت فرمان ثابت، قابل استفاده است. برای سیستم های فرمان دیگر که نسبت فرمان متغیری دارند، مستقیماً باید به تعاریف تفسیری داده ها مراجعه نمود.

مراجعه

- 1- John G. Truxal (Ed), "Control Engineers HAndbook", New York, McGraw Hill.

¹ - Spin Out

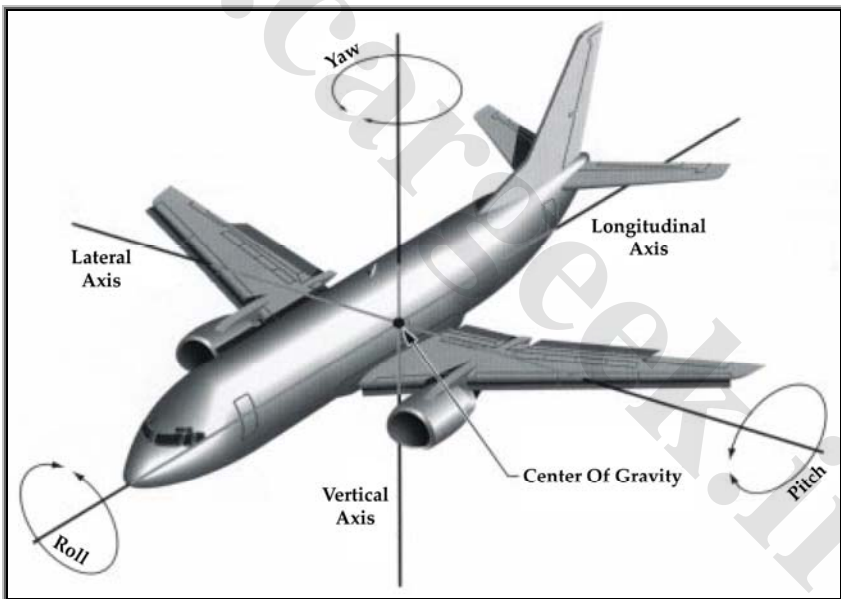
- 2- “Terminology For Automatic Control”, ANS C85.1-1963, Published By American Society Of Mechanical Engineers.

www.cargeek.ir

پیوست دوم - چارچوب مختصات خودرو

چارچوب مختصات دینامیکی خودرو

بایستی در نظر داشت که منظور از خودرو همه وسایل نقلیه موتوری مانند هواپیما، قطار و سواری است. برای بررسی دینامیک کلی این سیستم‌ها و به شکل اجسام صلب از چارچوب‌های مختصات همانندی استفاده می‌شود. نیز نام‌گذاری حرکات و فرمولاسیون مسایل مرتبط با آنها بسیار به یکدیگر شبیه بوده و یکسان است.

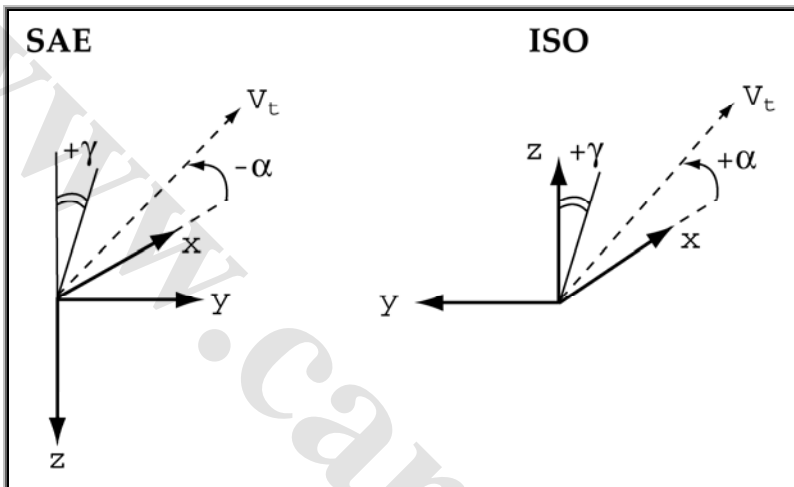


شکل (۱) چارچوب کلی مختصات دینامیکی خودرو

قرارداد چارچوب مختصات خودرو

دو قرارداد معتبر و شناخته شده برای چارچوب مختصات خودرو به قرار زیر می‌باشند [۱]:

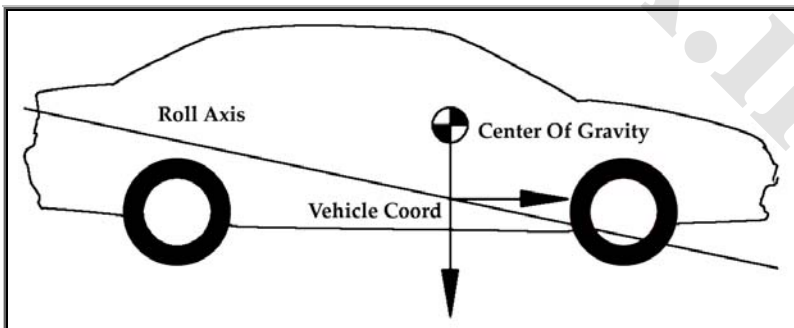
- سازمان جهانی استاندارد (ISO - International Organization for Standardization)
 - انجمن مهندسان خودرو (SAE - Society of Automotive Engineers)
- تفاوت عمده این دو قرارداد برای چارچوب مختصات خودرو در گزینش راستای محور عمودی است.



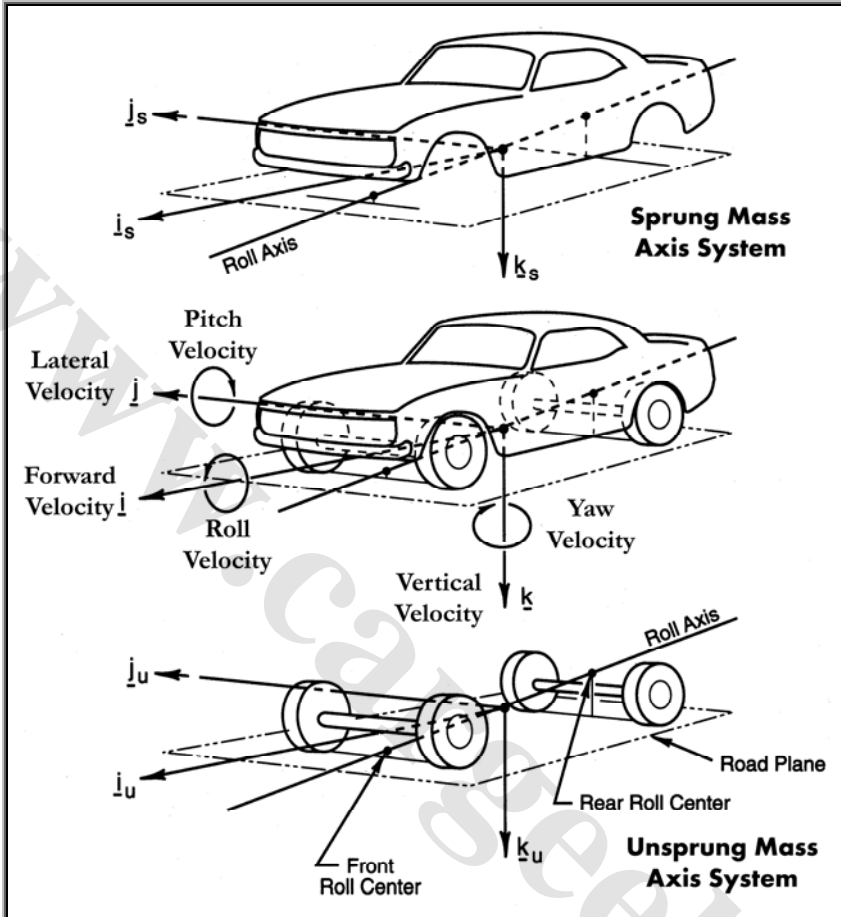
شکل (۲) چارچوب مختصات تایر بر پایه استانداردهای ایزو و انجمن مهندسان خودرو [۲]

چارچوب مختصات اجرام معلق و نامعلق خودرو

برای بررسی و همانندسازی دینامیک خودرو بر پایه روش اجسام صلب به طور معمول خودرو را به دو بخش معلق و نامعلق دسته‌بندی می‌نمایند، که برای توصیف هر یک از چارچوب ویژه آن و برای توصیف کل سیستم از چارچوب مختصات خودرو استفاده می‌شود.



شکل (۳) چارچوب مختصات خودرو و موقعیت دقیق مبدأ آن



شکل (۳) چارچوب مختصات اجرام معلق و نامعلق خودرو [۳]

مراجع

- 1- J. R. Ellis, "Vehicle Handling Dynamics", MEP, London, 1994
- 2- "ADAMS Help Manual", Product Guide, A/Tire, Using ADAMS Tire.
- 3- W. F. Milliken & D. L. Milliken, "Race Car Vehicle Dynamics", SAE, 1995.

پیوست چهارم - واژه‌شناسی

Four Wheel Drive	Broad Band Random Signal
Ackerman Steering	Bronco
Active System	Buffer
Actuator	Buffeting
Adaptive	Bumper
Adhesion	Bumper Spoiler
Aligning Torques	Bureau Of Motor Carrier Safety (BMCS)
American Society for Testing & Materials (ASTM)	Cable Pull
Analytical Level	Camber
Anti Dive	Carcass
Anti Lift	Carpet
Anti Lock Braking System (ABS)	Cavity
Anti Resonance Frequency	Center Feel
Anti Resonance Mode	Center Of Mass
Anti Roll Bar	Center Of Pressure
Anti Squat	Centroid
Aspect Ratio	Characteristic Speed
Aural	Characteristics Slope
Automatic Transmission	Close Interval Rod & Level Survey
Auxiliary Roll Stiffener	Coast down
Back Lite	Compact Car
Bead Seat	Compliance
Beetle	Composite Force Variation
Belt	Computer Aided Design (CAD)
Bias Belted Tire	Computer Aided Engineering (CAD)
Bias Ply Tire	Conicity
Bituminous Asphalt	Constant Velocity Joint
Block	Contact Patch
Bobillier's Construction	Control Algorithm
Bounce	Convertible
Boundary Layer	Cord
Brake Dive	
Brake Drum	

Cornering
Cornering Stiffness
CornWall
Corvair
Count De Dion
Cowl
Crisp
Critical Speed
Cross Member
Cross Wind
Curb
Curb Weight
Cut Off Wave Number
Decklid Spoiler
Diagonal Split Brake
Directional Response
Disk Brake
Dolly
Double Wishbone
Drag Coefficient
Drag Link
Drift
Drip Rail
Drive Line
Drive Train
Drum Brake
Duo Servo
Durability Force
Durometer
Dynamic Index
Earls S. MacPherson
Eccentricity
Elastic
Electronic Control Unit (ECU)
Empirical Level
EPA
Excitation
Exhaust
Exterior Envelop
Federal Motor Vehicle Safety
Standard (FMVSS)
FeedBack
Feel Of The Road
Fiber Glass
Filter

Final Drive
Fire Wall
Flexible Pavement
Fly Wheel
Fore Aft
Fourier Transform
Free Radial RunOut
Frequency
Friction Circle Or Ellipse
Front Steer
FWD Front Wheel Drive
Gas Pressurized Monotube
George Bouton
Goodyear Tire & Rubber Co
Gravel
Gross Vehicle Weight
Handling
Harmonic
Hartmann's Construction
Head Wind
Higher – Order Radial Variations
HighWay Community
Hill Climbing
Hitch
Hitch Arrangement
Hop
Hub
HydroPlaning
Hysteresis
In Line
In Phase
Induction System
Inertial Dynamometer
Inflection Circle
Injection
Institute Of Technology In
Stuttgart
Inter State
Interference Kicks
Intermediate Bearing
Jacking
Jounce & Rebound
Kamm Back
KingPin
Kingpin Inclination Angle

Lane Change (Single & Double)
Lateral Force Compliance Steer
Lateral Load Transfer
Limited Slip Differential
Limited Slip Interaxle Drive
Lining
Load Sensing Proportioning Valve
Loaded Radial RunOut
Lug
Lumped Mass
Luxury Car
Match Mounting
Moment Of Inertia
Motor Vehicle Manufactures Association (MVMA)
Multi Link
Multi Piece Shaft
Multi Purpose Vehicle
National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA)
Neutral Speed
Neutral Steer
Noise
Noise, Vibration & Harshness (NVH)
Non Locking
Normal Ride Position
Null frequency
Objective
Off Road
Off Tracking
Offset At The Ground
Out Of Phase
Ovality
Over Shoot
Over Steer
Over Turning Moment
Passenger Van
Passive System
Peak To Peak
Perception
Phase Lag
Pickup Truck
Pillar

Pitch
Pitman
Plastic
Plat Form
Ply Steer
Pneumatic Trail
Portland Cement Concrete
Pothole
Power
Power Hop
Power Spectral Density (PSD)
Power Squat
Power Train
Pull
Rack & Pinion
Radial Ply Tire
Random
Rear Steer
Relaxation Distance
Relay Linkage
Resonance Frequency
Response Gain Of Unity
Returnability
Rib
Ride
Ride Height
Ride Rate
Rigid Pavement
Rim
Road Roughness
Roll
Roll Axis
Roll Center
Roll Over
Roll Over Threshold
Roll Rate
Roll Steer
Roll UnderSteer
Root Mean Square (RMS)
Rotating Force
Rotating Torque
Rotational Inertia
Roughness Level
Roundness
Rubber

Rural	Steering Wheel
Rear Wheel Drive	Strut
Sag	Stunt Driver
Schunk	Style
Scrub	Subjective
Seat	Super Elevation
Section	Surface Treatment
Sedan	Swing Arm
Self Centering	Switched End
Semi Trailing Arm Suspension	Switching
Separation Point	Systems Technology, Inc.
Shimmy	Tactile
Short Long Arm (SLA)	Tail Wind
Side To Side Oscillation	Temporal Frequency
SideSlip Angle	Tension Strut
SideWall	Throttle Off
Signal	Throttle On
Single Piece Shaft	Tie Rod
Skid Number	Tiller Steering
Skid Tester	Tilt Table
Slab	Tire & Rim Association
Slalom Course	Tire Heading
Sliding Tube	Tire Relaxation Length
Slip	Toe In
Slip Angle	Toe Out
Society Of Automotive Engineers (SAE)	Tolerance Of Vibrations
Solid Beam Axle	Toroid
Spatial Frequency	Torus
Specific Fuel Consumption	Towing
Spectrum Of Vibration	Track
Spindle	Track Rod
Spline	Tractrix
Splined Half Shaft	Trailer of Double Combination
Sport Car	Trailing Arm Suspension
Spring Center	Transmissibility
Sprung Mass	Tread
Stabilizer Bar	Tripping
Static Margin	Tuck Under
Steer Axis	Turning
Steering Arm	Twin Tube
Steering Compliance	Under Steer Gradient
Steering Effort	Uni Body
Steering Feel	Universal Or Hook Joint
Steering Ratio	UnSprung Mass
	Urban

Utility Vehicle
Valve
Vega
Vehicle Dynamics
Virtual Reaction Point
Visco Elastic
Visual
Von Karman Vortex Street
Wave Length
Wave Number
Wheel Hop

Wheel Hub
Wheel Wells
White Noise
Wind Shield
Wind Up
Wobble
Yaw
Yoke