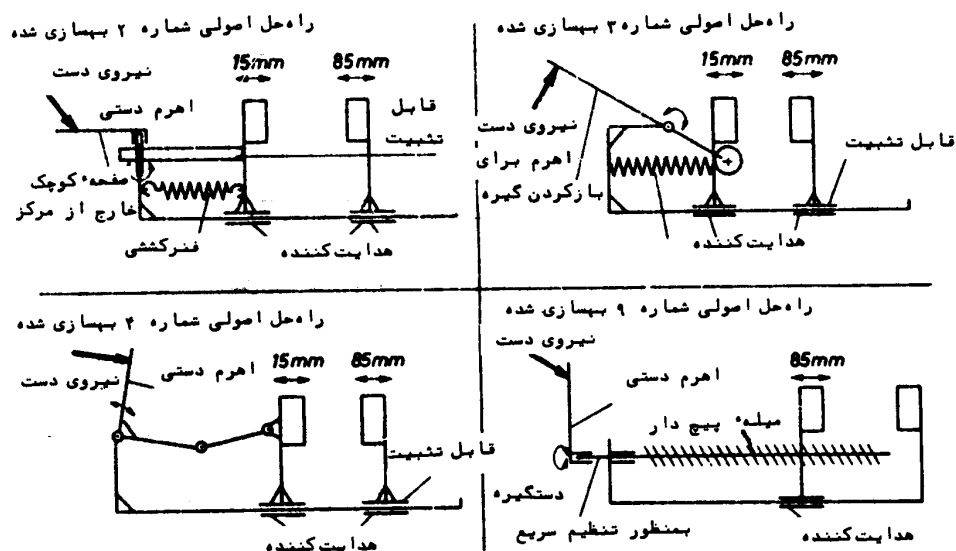




دانشگاه صنعتی اصفهان

دانشگاه مکانیک

روشهای طراحی مهندسی



آورنده و مترجم:



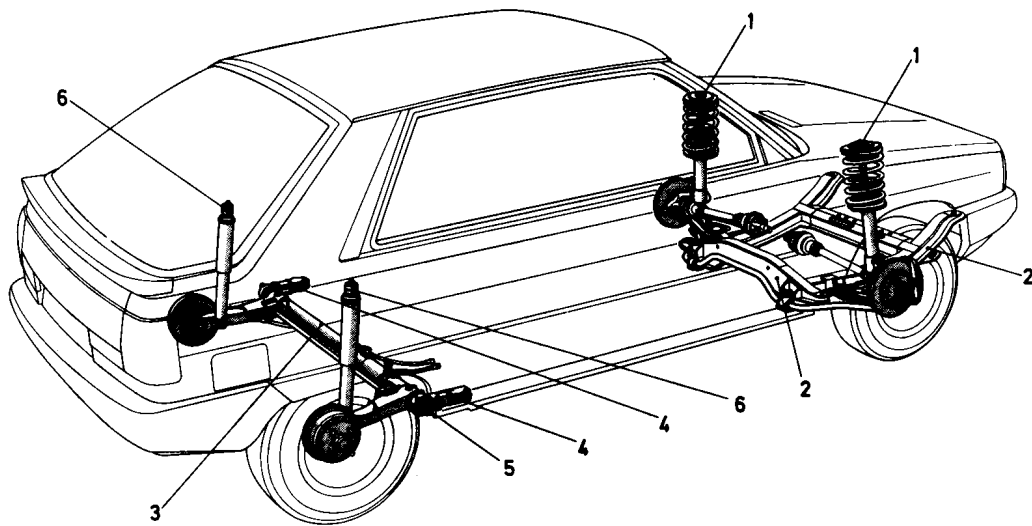
دانشگاه صنعتی اصفهان

گرد

جواد زرکوب

دانشگاه مگانی

طراحی ساختمان شاسی



15

گرد آورنده و مترجم: جواد زرکوب

بسمه تعالی

طراحی ساختمان شاسی خودرو

پیش گفتار

فصل اول: مجموعه خودرو

1-1 توسعه و وظائف شاسی، مرزبندی با سایر اجزاء ساختمانی خودرو ... 1

فصل دوم: اصول سینماتیکی سیستم‌های تعلیق چرخ

1-2 مفهوم درجه آزادی در سیستم‌های تعلیق چرخ 3

1-1-2 درجه آزادی مفاصل 4

2-1-2 درجه آزادی بازوهای اهرمی تعلیق چرخ 5

2-2 مدل‌های سینماتیکی سیستم‌های تعلیق چرخ 5

1-2-2 انواع سیستم‌های تعلیق تکی چرخ‌ها 7

2-2-2 انواع اکسل‌های ثابت 8

3-2-2 انواع اکسل‌های مختلط 10

3-2 اهمیت سینماتیک 11

1-3-2 مرکز غلت جانبی بدنه (roll center) 13

2-3-2 مرکز غلت طولی (مرکز کله‌زنی) (Pitch center) 16

3-3-2 خودفرمانی غلت جانبی 19

4-3-2 بازدهی توزیع نیروهای جانبی 20

5-3-2 اندازه‌گیری خصوصیات سینماتیکی 28

4-2 تغییر شکل‌های الاستیکی 31

1-4-2 تغییر شکل‌های الاستیکی خواسته شده یا ناخواسته 31

فصل سوم: سیستم‌های تعلیق چرخ

1-3 وظائف عملکردها 35

1-1-3 ضوابط ارزیابی سیستم‌های تعلیق چرخ 35

1-1-1-3 ضوابط مؤثر بر ایمنی خودرو 35

2-1-1-3 ضوابط مؤثر بر راحتی خودرو 36

3-1-1-3 ضوابط مؤثر بر اقتصاد 37

2-3 خواسته‌های طراحی 37

1-2-3 خصوصیات و خواسته‌های (کلی) و مشترک بین انواع سیستم‌های تعلیق چرخ

37 الف

2-2-3 خصوصیات و خواسته‌های و یز کننده انواع سیستم‌های تعلیق چرخ

38 الف

3-3 اجزاء تعلیق چرخ 41

1-3-3 اجزاء الاستیکی سیستم تعلیق چرخ 42

2-3-3 تکیه‌گاه‌های دورانی، بازوهای اهرمی (هدایت کننده)، بازوی اکسل، نگهدارنده

چرخ

49	پولي چرخ
53	3-3-3 تکیه‌گاههای چرخ‌ها
56	4-3-3 پیچ‌ها
61	5-3-3 انواع فنرها
61	1-5-3-3 فنرهای لاستیکی
61	2-5-3-3 فنرهای هوائی - گازی - هیدرولیکی
64	3-5-3-3 انواع فنرهای فولادی

فصل چهارم: انواع سیستم‌های تعلیق چرخ

73	1-4 اکسل جلو و اکسل عقب
74	2-4 اصول سیستم‌های تعلیق تکی
74	1-2-4 خواسته‌های طراحی
76	2-2-4 سیستم‌های تعلیق تکی مجهز به هدایت‌کننده‌های عرضی دابل
77	3-2-4 سیستم پایه فنری و سیستم پایه کمک فنری نگهدارنده چرخ
81	4-2-4 اکسل مجهز به هدایت‌کننده‌های طولی
82	5-2-4 اکسل مجهز به هدایت‌کننده‌های مورب
84	3-4 اصول اکسل ثابت
89	4-4 اکسل‌های مختلط
91	5-4 سیستم تعلیق چرخ و طرح سیستم محرک
91	1-5-4 سیستم استاندارد (موتور جلو، محرک چرخ‌های عقب)
92	1-1-5-4 محاسن سیستم استاندارد
94	2-1-5-4 سیستم تعلیق در اکسل‌های جلوی غیرمحرک
97	3-1-5-4 سیستم تعلیق در اکسل‌های عقب محرک
99	2-5-4 سیستم محرک عقب (موتور عقب و موتور وسط)
101	3-5-4 سیستم محرک جلو (موتور جلو و محرک چرخ‌های جلو)
101	1-3-5-4 انواع ساختمانی
101	الف - نصب موتور بطور طولی جلوی اکسل
102	ب - نصب موتور بطور عرضی جلوی اکسل
103	ج - سایر انواع ساختمانی
104	2-3-5-4 معایب و محاسن سیستم‌های محرک جلو
106	3-3-5-4 سیستم تعلیق در اکسل‌های
109	4-3-5-4 سیستم تعلیق در اکسل‌های ب ک عقب
111	4-5-4 سیستم‌های چهارچرخ محرک
111	1-4-5-4 سیستم چهارچرخ محرک با اتصال دستی در سواریه‌ها و خودروهای
112	ترکیبی
112	2-4-5-4 سیستم چهارچرخ محرک با اتصال دستی در کامیون‌ها و سواریه‌های چند
113	منظور
113	3-4-5-4 سیستم چهارچرخ محرک با اتصال پیوسته در سواریه‌ها و خودروهای
114	ترکیبی
118	4-4-5-4 محاسن و معایب سیستم‌های همه چرخ‌ها محرک
119	6-4 سیستم تعلیق و کل خودرو
119	1-6-4 مرکز ثقل کل خودرو و مرکز ثقل بدنه

- 119..... 1-1-6-4 مرکز ثقل و عکس‌العمل حرکتی
- 120..... 2-1-6-4 روش تعیین مرکز ثقل خودرو (s)
- 120..... الف - فاصله مرکز ثقل از محور اکسل جلو و محور اکسل عقب
- 120..... ب - ارتفاع مرکز ثقل
- 124..... ج - ضریب i_{le} برای وضعیت خالی
- 124..... د - تأثیر بارگیری
- 124..... 3-1-6-4 وزن اکسل‌ها و مرکز ثقل بدنه
- 126..... 2-6-4 عکس‌العمل ترمزگیری
- 126..... 1-2-6-4 عملکرد ترمزگیری
- 127..... الف - ترمزگیری روی آسفالت خشک با فقط دو نفر سرنشین
- 127..... ب - ترمزگیری روی یخ لغزنده و خودروی کامل بارگیری شده
- 127..... 2-2-6-4 پایداری ترمزی
- 129..... 3-2-6-4 بررسی خصوصیات عکس‌العمل کله‌زنی
- 130..... - یک مثال آموزشی عددی
- 130..... الف - محاسبه نیروهای عکس‌العمل فنری
- 132..... ب - محاسبه زاویه کله‌زنی θ_B
- 132..... - محاسبه زاویه کله‌زنی برای نوع فنربندی خطی
- 132..... - محاسبه زاویه کله‌زنی برای نوع فنربندی غیرخطی (پرگرسبو)
- 133..... ج - محاسبه تغییر ارتفاع مرکز ثقل بدنه
- 134..... 4-2-6-4 بررسی تأثیر مراکز کله‌زنی
- 134..... الف - شرائط محاسبات
- 135..... ب - بررسی نیروها در مراکز کله‌زنی دو اکسل
- 136..... ج - مثال عددی آموزشی
- 137..... د - محاسبه نیروهای عکس‌العمل فنری
- 137..... ه - محاسبه زاویه کله‌زنی
- 137..... و - مرکز کله‌زنی تنها در یک اکسل
- 137..... 5-2-6-4 تعادل کله‌زنی و ز ' ت کله‌زنی ترمزی
- 138..... 3-6-4 عکس‌العمل سیستم محرک ج
- 138..... 1-3-6-4 عملکرد شروع به حرکت
- 142..... 2-3-6-4 قابلیت شیب روی
- 143..... 3-3-6-4 حد لغزش

فصل پنجم: اصول طراحی سیستم‌های فنربندی

- 147..... 1-5 خواسته‌های طراحی از یک سیستم فنربندی
- 150..... 2-5 خصوصیات سیستم فنربندی (عکس‌العمل فنری)
- 151..... 3-5 جرم‌های فنربندی شده، جرم‌های فنربندی نشده
- 153..... 4-5 نوسانات عمودی (bounce)
- 157..... 5-5 نوسانات کله‌زنی (pitch)
- 159..... 6-5 محاسبه دمپینگ
- 162..... 7-5 اوزان و بارگذاری مجاز
- 163..... 1-7-5 وزن خالی
- 163..... 2-7-5 وزن کل مجاز

164.....	3-7-5 بارگيري مفيد مجاز
165.....	4-7-5 وزن طراحي
165.....	5-7-5 بارگذاري مجاز اكسل ها
165.....	6-7-5 توزيع بارگذاري ها
167	8-5 منحنى تغيير شكل فنر
167.....	1-8-5 فنربندي اكسل جلو
170.....	2-8-5 فنربندي اكسل عقب
173.....	3-8-5 فنربندي و عكس العمل در پيچها
173.....	1-3-8-5 تغيير بارگذاري چرخها در سيستم هاي تعليق تك
174.....	2-3-8-5 فواصل نوسان فنري در سيستم هاي تعليق تكي
174.....	3-3-8-5 تغييرات ارتفاع مركز ثقل بدنه
176.....	4-3-8-5 زاويه شيب بدنه در سيستم هاي تعليق تكي
176.....	5-3-8-5 زاويه شيب بدنه در اكسل ثابت
177.....	6-3-8-5 ضرايب فنري براي نوسان دو طرف مختلف
177.....	4-8-5 نوسان مورب
179.....	منابع تكميلي

د

و

فصل اول

مجموعه خودرو

1-1 توسعه و وظایف شاسی، مرزبندی با سایر اجزاء ساختمانی خودرو

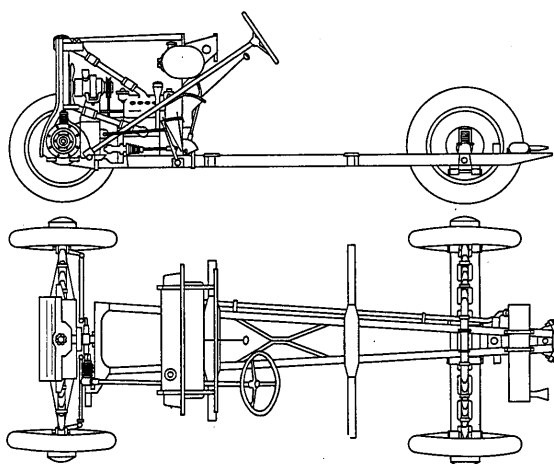
در گذشته خودرو را به دو گروه ساختمانی شاسی و بدنه تقسیم می‌کردند. باین نحو که غیر از بدنه کلیه سایر اجزاء آن متعلق به شاسی بود، یعنی حتی موتور و سیستم انتقال حرکت و متعلقات آنها. در مفهوم امروزی آن (Fahrwerk (زبان آلمانی)، Travel under carriage (زبان انگلیسی))، که بخاطر تمایز از مفهوم قبلی شاسی آن را «زیروبنده» می‌نامیم، مرزها درمقایسه با مفهوم شاسی به مراتب محدودتر است.

در اینجا منظور از مفهوم «زیروبنده» تنها آن قطعاتی از خودرو است که حرکت روی جاده، یعنی سفر را بطور مستقیم امکان‌پذیر نموده و بر آن تأثیر می‌گذارند. مرزهای مفهوم بسیار تنگ کشیده‌اند، زیرا نه تنها سیستم محرک یا سیستم انتقال نیرو، بلکه سیستم ترمز نیز، باوجودی که طبیعتاً از جمله اجزاء «زیروبنده» هستند، دیگر در چهارچوب مفهوم آن بررسی نمی‌شوند. همین‌طور قاب شاسی که عملکرد آن، بخصوص در خودروهای عمومی در ارتباط مستقیم با بدنه می‌باشد و در گذشته از اجزاء اصلی ساختمان شاسی بشمار می‌آمد، امروزه از بدنه‌های حمال بطورکلی حذف شده است.

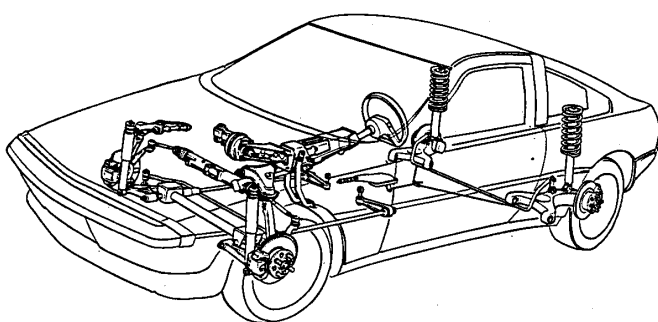
مجموعه های ساختمانی زیر که بیش از سایر گروههای ساختمانی خودرو بر وظایف «زیروبنده» تأثیر می‌گذارند در این درس مشروح‌تر بررسی می‌شوند:

- سیستم تعلیق چرخ
- فنربندی و دمپینگ
- چرخ و لاستیک (در صورت امکان)
- سیستم فرمان (در صورت امکان)

در یک بررسی مقایسه‌ای بین شاسی طبق مفهوم گذشته و سیستم «زیروبنده» طبق مفهوم امروزی به کمک اشکال 1-1 و 1-2 تفاوت‌های ایجاد شده در دوره توسعه حدود پنجاه ساله اخیر مشاهده می‌شود.



شکل 1-1: نقشه شاسی Stoewer - Front 5125 PS يك طراحی شاسی از سال 20 میلادی، سیستم محرك جلو، سیستم‌های تعلیق جلو و عقب بصورت سیستم هدایت کننده‌های عرضی دویل هستند، در آنها نقش هدایت کننده فوقانی به عهده خود فنر شمش عرضی گذاشته شده است، سیستم فرمان چرخ - شانه‌ای، روش چهارچوب سازی، چرخ‌های جلو کاملاً به جلو کشیده شده است.



شکل 2-1: Talbot Matra Murena 1.6l, 2.2l مجموعه ساختمانی «زیربند» متعلق به بدنه حمل رسم شده است. سیستم تعلیق چرخ در جلو بصورت هدایت کننده عرضی دویل و در عقب بصورت هدایت کننده آونگی مورب طراحی شده است، درحالیکه در جلو از فنر میله‌ای پیچشی و کمک فنر مستقل استفاده شده، در عقب پایه فنری بکار رفته است که شامل کمک فنر نیز هست. خودرو مجهز به سیستم فرمان چرخ - شانه بوده و هر اکسل مجهز به استابیلایزر می‌باشد.

اشکال نشان می‌دهند که گروه‌های ساختمانی در این پنجاه سال اخیر چه تغییرات کلی پیدا کرده‌اند و علاوه بر این امروزه «زیربند» به چه قسمت‌هایی از خودرو محدود می‌شود.

دلایل زیر را برای این مرزبندی نام می‌برند:

1. اهمیت خودروهای سواری با بدنه حمل آنقدر افزایش پیدا کرده که دیگر «زیربند» به عنوان يك مجموعه نوعی دیده می‌شود.

2. درک‌شاکش پیشرفت توسعه هم در چهارچوب تحقیقات و هم در چهارچوب طراحی و تولید يك جدائی بین تخصص‌های موتور، سیستم انتقال قدرت و «زیربند» ضروری شده است.

3. تعداد کارگاه‌هایی که تنها شاسی و یا تنها بدنه تولید می‌کنند کاهش پیدا کرده است. با وجود این تحول، عوامل زیر مثل گذشته در شکل دهی، طراحی «زیربند» از اهمیت شایان توجهی برخوردارند:

1. بارگیری (تعداد مسافر، همین طور نوع، وزن و وضعیت کالاهای بارگیری شده)
2. خواسته اقتصادی بودن (قدرت حرکت، میزان مصرف سوخت، دوام مجموعه خودرو و گروه‌های ساختمانی و قطعات آن و اطمینان)
3. خواسته ایمنی (ایمنی فعال و ایمنی غیرفعال)

درحالیکه خودروهایی که برای حمل کالاهای مختلف ساخته می‌شوند از نظر ظاهری و از نظر داخلی با هم تفاوت‌های زیادی دارند، طرح کلی صورت مسئله از نظر اقتصادی و ایمنی برای کلیه خودروها مشابه است. بخصوص برای افزایش ایمنی حرکت به مرور قوانین، مقررات و

توصیه‌های متعددی ایجاد شده‌اند که بسیاری از آنها مربوط به قسمت «زیروبندها» هستند، زیرا بطور عام خطر از جرم‌هایی که سریع حرکت می‌کنند آغاز می‌شود.

فصل دوم

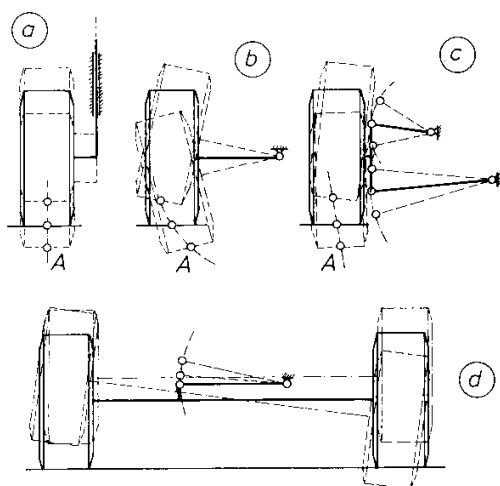
اصول سینماتیکی سیستم‌های تعلیق چرخ

1-2 مفهوم درجه آزادی در سیستم‌های تعلیق

صرف‌نظر از خودروهای قدیمی و یدک کش‌های بسیار ساده کشاورزی امروزه در کلیه خودروهای سریع خیابانی، چرخ‌ها نسبت به بدنه خودرو، بخصوص در جهت عمودی دارای یک امکان حرکت یا درجه آزادی هستند. تا بتوان به کمک سیستم فنربندی، تأثیر ناهمواری‌های جاده را، بدون جدا شدن چرخ از جاده و بدون منحرف شدن زیاد از حد بدنه خودرو، کاهش داد.

منظور از درجه آزادی، امکان تغییر موضع یک جسم فضایی (در اینجا چرخ بانضمام نگهدارنده آن) طبق یک رابطه مشخص و قابل تکرار می‌باشد. چنانچه شکل 1-2 نشان می‌دهد این درجه آزادی نبایستی بصورت یک تغییر مکان عمودی صرف یا یک تغییر مکان عرضی صرف باشد (شکل 1a-2) بلکه می‌تواند بصورت ترکیبی از این دو و یا یک حرکت عمودی مورب (شکل 1b-2) و یا بصورت یک حرکت کلی انحنایی (شکل 1c-2) نیز تحقیق پیدا کند، درحالی‌که کلیه این پارامترهای حرکتی تابع ثابتی از یکدیگر باشند. اگر هر دو چرخ بصورت یک اکسل ثابت¹ روی یک نگهدارنده مشترک سوار شده باشند (شکل 1d-2)، در اینصورت بایستی این نگهدارنده مشترک دارای دو درجه آزادی باشد (بطور مثال یک حرکت عمودی و یک حرکت مورب هنگام پیچیدن). بدین جهت یک اکسل ثابت بعنوان یک مکانیزم دارای دو درجه آزادی است تا هر چرخ نسبت به خودرو دارای یک درجه آزادی بشود.

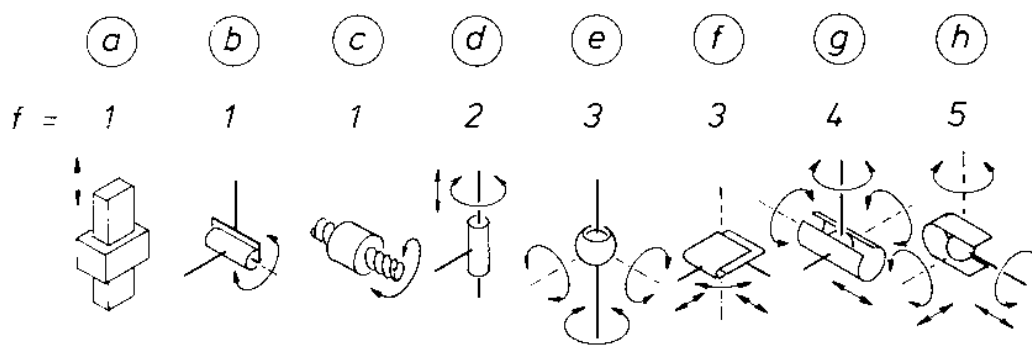
¹- منظور از اکسل ثابت اکسلی است که در آن دو چرخ جلو یا عقب خودرو در دو طرف یک میله مشترک بطور ثابت سوار شده باشند.



شکل 1-2: سیستم‌های هدایت چرخ با یک (a,b,c) و دو درجه آزادی (d). نگهدارنده چرخها توسط مفاصل و میله‌هایی بنام هدایت کننده‌ها بطوریکه دارای قابلیت تحرك باشند، به بدنه خودرو متصل می‌شوند.

1-1-2 درجه آزادی مفاصل

کوچکترین جزء ساختمانی یک مکانیزم متحرک (در اینجا سیستم تعلیق)، یک مفصل است. یادآوری می‌شود که در فضا شش فرم حرکتی وجود دارد: سه حرکت انتقالی در راستای سه خط فضایی (که نبایستی حتماً خطوط مستقیم بوده و نسبت به هم عمود باشند) و سه دوران حول سه محور دلخواه. به این جهت مفصل می‌تواند تا پنج درجه آزادی داشته باشد (یک مفصل با شش درجه آزادی مفهومی ندارد، زیرا بدون اتصال می‌تواند آزادانه حرکت کند). انواع ساختمانی مفاصل در شکل 2-2 نشان داده شده‌اند.



شکل 2-2: شماتیک مفاصل و درجه آزادی آنها

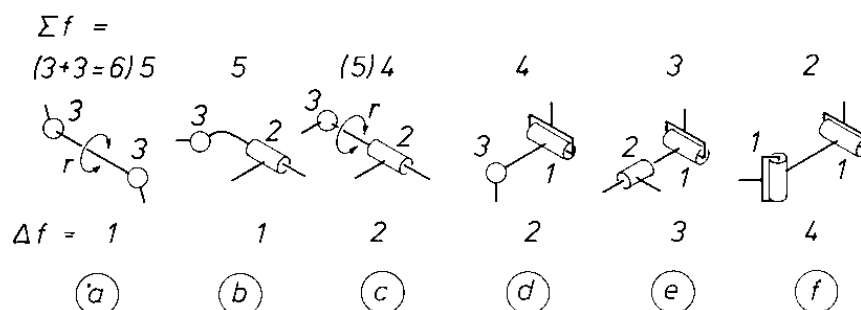
شکل 2a-2 نمونه یک مفصل لغزشی است. شکل 2b-2 شماتیک یک محور دورانی را نشان می‌دهد (هر دو مفصل دارای یک درجه آزادی هستند. یک بار بصورت تغییر مکان خطی و یک بار بصورت حرکت دورانی). شکل 2c-2 شماتیک یک مفصل پیچشی است (مانند a و b با یک درجه آزادی، زیرا دوران و انتقال تابع یکدیگرند).

شکل 2d-2، نمونه یک مفصل دورانی لغزشی با دو درجه آزادی است. شکل 2e-2، یک مفصل کروی با امکان سه دوران، یعنی یک مفصل با سه درجه آزادی را نشان می‌دهد. شکل 2f-2، نمونه یک مفصل سطحی با امکان دو انتقال و یک دوران در صفحه است. شکل 2g-2، یک

مفصل کروي شیاردار با امکان سه دوران و يك انتقال می باشد (شیار می تواند انحنایی نیز باشد). شکل 2h-2، شماتیک يك مفصل کروي با امکان سه دوران و دو انتقال می باشد. در سیستم های تعلیق چرخها اغلب نوع مفاصل دورانی و مفاصل کروي (سیبک) بکار رفته اند.

2-1-2- درجه آزادي بازوهای اهرمي تعلیق چرخ

مفاصل، نگهدارنده چرخها را بطور مستقیم یا بطور غیرمستقیم، توسط اعضایی به نام (بازوهای اهرمی) یا (میله های هدایت کننده) به بدنه خودرو متصل می کنند. به این منظور در شکل 2-3 چند مثال بطور شماتیک نشان داده شده است. از نظر درجه آزادي، اتصال نگهدارنده چرخ به خودرو توسط يك میله با دو مفصل کروي، دارای شش درجه آزادي است. سه درجه آزادي برای هر مفصل کروي يك دوران آزادي میله را به دور خود، بدون تأثیرگذاری بر سیستم تعلیق ممکن می سازد. یعنی اگر یکی از این مجموع شش درجه آزادي بصورت يك دوران حول محور طولی میله باشد، تأثیری بر روی مواضع سایر اعضای مکانیزم سیستم تعلیق ندارد و به این جهت میله با مفاصل کروي به منظور نگهداری چرخ، پنج از شش درجه آزادي را در فضا ممکن می نماید.



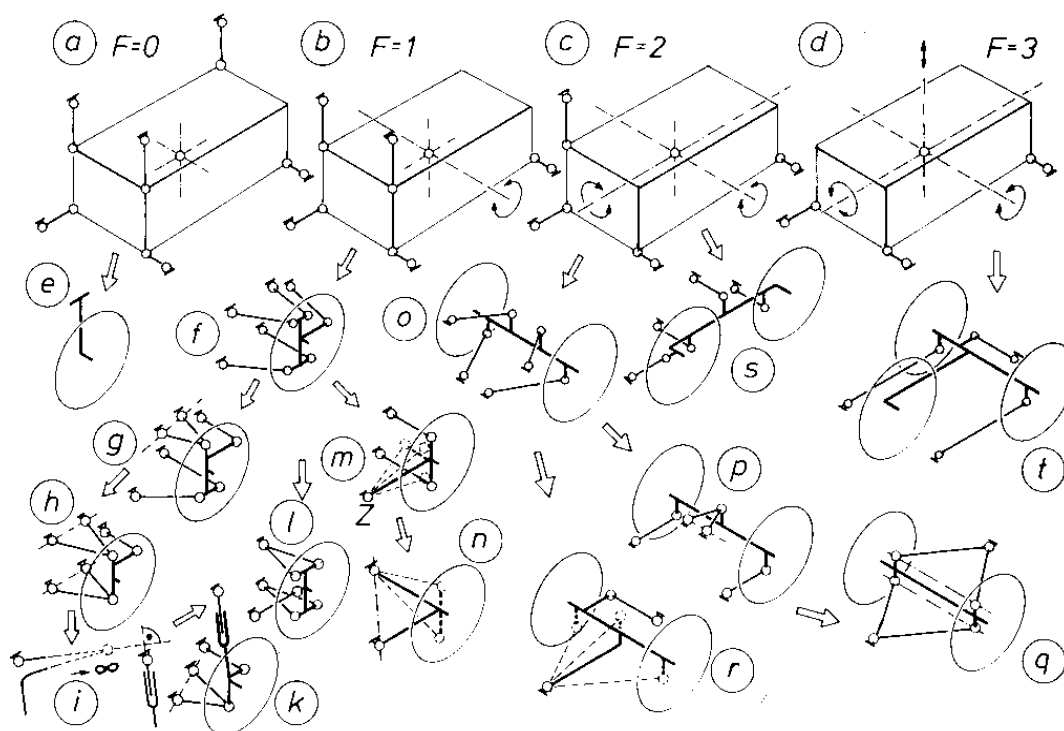
شکل 2-3: شماتیک ساختمانی انواع میله های هدایت کنند و درجه آزادي آنها

ترکیب يك مفصل کروي با يك مفصل دورانی - لغزشی شکل 2b-3 مجموعاً دارای $3+2=5$ درجه آزادي می شود. اما در نمونه شکل 2c-3 چنین نیست، زیرا مرکز سر کروي روی محور مفصل دورانی لغزشی قرار داشته (سیستم پایه فنری) و یکی از تعداد پنج درجه آزادي به صورت دوران آزاد میله حول محور خود بی تأثیر است. بطوریکه برای عملکرد سیستم تعلیق چرخ، چهار درجه آزادي در اختیار می باشد، ترکیب مفصل دورانی و مفصل کروي، هدایت کننده مثلث شکل نمونه شکل 2d-3 را با $3+1=4$ درجه آزادي بوجود می آورد. ترکیب مفصل دورانی با مفصل دورانی لغزشی شکل 2e-3 دارای سه درجه آزادي است. اتصال دو مفصل دورانی به هم، دو درجه آزادي ایجاد می کند (شکل 2f-3).

2-2 مدل‌های سینماتیکی سیستم‌های تعلیق چرخ

با نصب يك جسم (بطور مثال اتصال نگهدارنده چرخ توسط هدایت كننده‌ها به بدنه خودرو) توسط شش عدد میله مجهز به مفاصل كروي، نوع نشان داده شده در (شكل 2-4a) از تعداد شش درجه آزادي جسم آزاد در فضا، كاسته می‌شود و می‌گویند این جسم از نظر استاتیکی بطور معین سوار شده است.

به كمك این مدل سازی می‌توان اصول سینماتیکی سیستم‌های تعلیق چرخ را نتیجه‌گیری نمود. نگهدارنده چرخي كه توسط شش میله بطور صلب نصب شده باشد (شكل 2-4a)، حكم چرخي را پیدا می‌کند كه بطور ثابت روی بدنه خودرو سوار شده است (شكل 2-4e) با حذف يكي از این شش میله (شكل 2-4b)، نگهدارنده چرخ دارای يك درجه آزادي خواهد شد و این نوع هدایت فضایی توسط پنج میله حكم مدل كلي سیستم‌های تعلیق تكي چرخ (یا سیستم تعلیق مستقل چرخ) را پیدا می‌کند.



شكل 2-4: روش توسعه سینماتیکی انواع سیستم‌های تعلیق چرخ

در صورت ادغام دو میله در هم، آنها به يك هدایت كننده مثلث شكل چرخ تبدیل می‌شوند (اشكال 2-4h و 2-4g). به همین نحو می‌توان ادغام میله‌ها را ادامه داد بصورتی كه تنها يك میله هدایت كننده تكي باقی بماند. (شكل 2-4i)، در عمل چنین سیستم‌هایی بنام سیستم تعلیق با هدایت كننده عرضي دابل بانضمام میل رابط فرمان یا سیستم مجهز به هدایت كننده‌های طولی معروفند). به این ترتیب مدل انواع نمونه‌های ساختمانی اكسل‌های بكار رفته در انواع خودروها حاصل می‌شود. اگر يكي از مفاصل دوراني هدایت كننده‌های مثلث شكل، در محل اتصال به

هدایت کننده چرخ به بینهایت منتقل شود، (شکل 2-4i)، این نوع اتصال حکم یک نوع هدایت کننده تلسکوپی از ترکیب مفاصل کروی و مفاصل دورانی - لغزشی را پیدا می کند که محور آن در طرف بدنه بر صفحه هدایت کننده عمود می باشد. این نوع سیستم تعلیق را «سیستم پایه فنری» نامیده اند. (شکل 2-4k). اگر در یک سیستم پنج هدایت کننده ای، سه مفصل کروی طرف بدنه خودرو در هم ادغام شوند، در طرف نگهدارنده چرخ یک سه پایه ای صلب ایجاد می شود که می توان آنرا توسط یک میله صلب مجهز به مفصل کروی در طرف بدنه نیز جایگزین فرض نمود (شکل 2-4m). این نوع مکانیزم تعلیق فضایی، نوعی سیستم میله ای دابل است که در آن کلیه نقاط نگهدارنده چرخ حول محور کروی z، روی مسیرهای کروی شکل حرکت می کنند. اگر دو میله هدایت کننده باقیمانده را نیز مضافاً بصورت یک هدایت کننده مثلث شکل در هم ادغام کنیم (شکل 2-4n)، یک محور دوران ثابت برای نگهدارنده چرخ حاصل می شود که حکم اتصال مستقیم بین نگهدارنده چرخ و خودرو را دارد.

با سوار کردن هدایت کننده چرخ توسط چهار هدایت کننده (شکل 2-4c) نگهدارنده چرخ دو درجه آزادی پیدا می کند و این اساس مدل سیستم تعلیق اکسل ثابت را نمایش می دهد (شکل 2-4o). امکان دیگر اتصال چهار هدایت کننده بصورت ترکیب دابل چرخها، بطور مثال بصورت چرخهای سوار شده بدنبال هم می باشد (شکل 2-4s). در اکسل ثابت، چهار هدایت کننده فضایی با ایجاد یک هدایت کننده مثلث شکل و باقی گذاشتن دو تکه میله (شکل 2-4p)، یا با شکل دهی به صورت دو هدایت کننده مثلث شکل (شکل 2-4q) یا با شکل دهی بصورت یک سه پایه و یک میله (شکل 2-4r) انواع دیگر ساختمانی ممکن سیستم تعلیق بوجود می آیند.

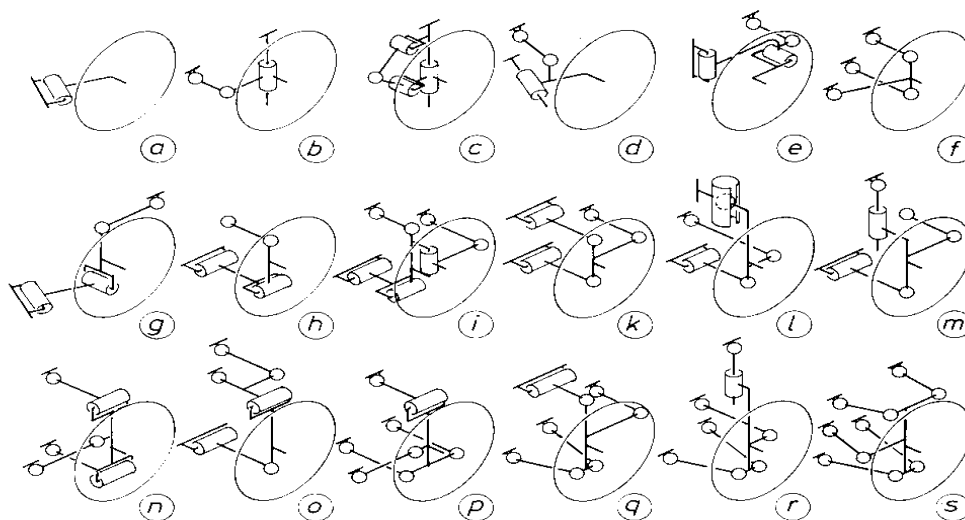
یک نگهدارنده چرخ مجهز به سه هدایت کننده که دارای سه درجه آزادی است (شکل 1-4d) را می توان بصورت یک سه چرخه تصور نمود (شکل 2-4c).

با مدل های سینماتیکی نشان داده شده در (شکل 2-4)، هنوز تعداد آلترناتیوهای ممکن سیستم های تعلیق پایان نیافته است. با جایگزین کردن میله های مجهز به مفاصل کروی توسط انواع اتصالات مفصلی هم ارزش دیگر و با اضافه کردن هدایت کننده ها و مفاصل جدید و اصلاح درجه آزادی هایی که به این نحو اضافه می شود، به کمک افزایش شرایط اجباری جدید یا با اضافه کردن رابط های واسطه (بطور مثال بصورت اتصال هدایت کننده ها به یکدیگر)، تعداد آلترناتیوها بطور دلخواه افزایش پیدا می کنند.

با تقسیم نگهدارنده چرخ اکسل ثابت به دو نیمه و اتصال آنها توسط یک مفصل به هم یا با مرتبط کردن هدایت کننده های دو طرف یک سیستم تعلیق تکی به هم باز با توجه به درجه آزادی کل، اکسلی ایجاد می شود که نه حکم سیستم تعلیق تکی را داشته و نه حکم سیستم اکسل ثابت را خواهد داشت. زیرا دو نگهدارنده چرخها، مثل اکسل ثابت بطور صلب به هم متصل نبوده و نه مثل سیستم تعلیق تکی چرخها غیرتابع یکدیگرند. این نوع سیستم ها را "اکسل های مختلط" نامگذاری کرده اند.

1-2-2 انواع سیستم‌های تعلیق تکی چرخها

در شکل 5-2 مدل‌های سینماتیکی تعدادی از انواع سیستم‌های تعلیق تکی متداول، نمایش داده شده‌اند، که از ترکیب مفاصل و هدایت‌کننده‌های نشان داده شده در اشکال 2-2 و 3-2 تشکیل شده‌اند. کلیه انواع نشان داده شده البته با تغییراتی که در مواضع یا شکل هدایت‌کننده‌ها و محورهای دورانی داده شده در عمل کاربرد پیدا کرده و یا حداقل به ثبت رسیده‌اند. نمونه شکل 5a-2 بصورت اکسل مجهز به هدایت‌کننده طولی، یا هدایت‌کننده مورب و یا بصورت اکسل مجهز به هدایت‌کننده عرضی (بصورت اکسل آونگی) بکار رفته است. سایر نمونه‌های شکل 5-2 بصورت‌های زیر بکار رفته‌اند. اکسل با هدایت‌کننده آن توسط میل رابط‌های فرمان در چرخ‌های جلو (شکل 5b-2)، بصورت پایه فنری هواپیما با حرکتی قیچی (شکل 5c-2)، بصورت اکسل عقب که به نام اکسل Dubonnet معروف است (شکل 5e-2)، بصورت اکسل عقب مجهز به هدایت‌کننده‌های عرضی دابل فضایی (شکل 5f-2)، همین نوع با بازوی اکسل قابل دوران با میله رابط فرمان اضافی، در اکسل جلو نیز به کار رفته است. بصورت اکسل مختلط عقب (شکل 5g-2)، بصورت اکسل عقب مجهز به هدایت‌کننده‌های عرضی دابل (شکل 5h-2)، بصورت اکسل جلو مجهز به هدایت‌کننده‌های عرضی دابل (اشکال 5i-2 و 5k-2) و با دوران 90 درجه‌ای هدایت‌کننده‌های نمونه‌های قبلی بصورت اکسل مجهز به هدایت‌کننده‌های طولی دابل یا به صورت اکسل آونگی (شکل 5l-2)، بصورت اکسل جلو از نوع پایه فنری (شکل 5m-2)، یا بصورت اکسل عقب خودروهای کورسی (اشکال 5n-2، 5o-2، 5p-2، 5q-2) یا بصورت پایه فنری اکسل جلو با مفصل دابل (شکل 5r-1) و بالاخره بصورت اکسل عقب با هدایت‌فضایی (شکل 5s-2).



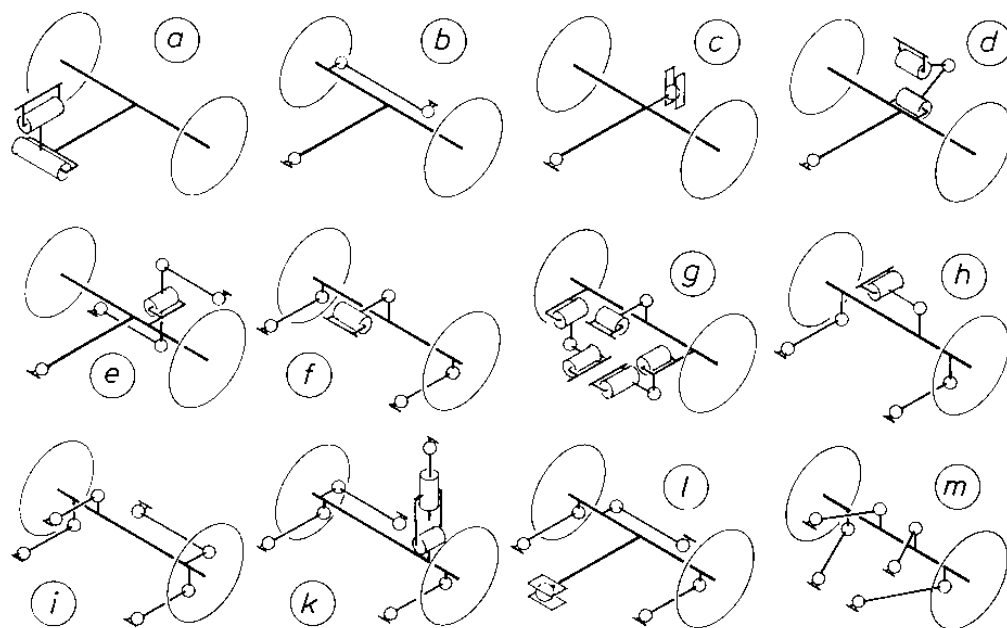
شکل 5-2: چند نمونه از مدل‌های سینماتیکی انواع سیستم‌های تعلیق تکی (بدون فنر)

درجه آزادی مکانیزم‌های تعلیق نشان داده شده در شکل 5-2، چنانچه در سیستم‌های تعلیق تکی چرخ‌ها لازم می‌باشد، یک است. اما اگر عنصر فنر که در این تصاویر نشان داده نشده را

نیز، که حکم يك هدایت کننده با خاصیت الاستیسیته بسیار بالایی را دارد، به آنها اضافه می‌کنیم، يك سیستم پایدار استاتیکی با درجه آزادی صفر نتیجه خواهد شد.

2-2-2 انواع اکسل‌های ثابت

در شکل 2-6، مدل‌های سینماتیکی انواع سیستم‌های اکسل ثابت نمایش داده شده‌اند. نمونه شکل 2-6a، بنام سیستم کاردانی و نمونه شکل 2-6b، بنام سیستم دایکسل‌دار معروفند. در شکل 2-6b، اکسل در جهت جانبی به کمک میله پانهارد هدایت می‌شود. در شکل 2-6c يك مفصل لغزشی اضافه شده است. در شکل 2-6d، هدایت اکسل بصورت حرکت قیچی شکل است و در شکل 2-6e، هدایت اکسل به کمک مکانیزم وات و در اشکال 2-6f و 2-6g و 2-6h هدایت جانبی اکسل توسط يك هدایت کننده مثلث شکل انجام می‌گیرد. در 2-6g، دو قیچی جایگزین هدایت کننده‌های طولی شده‌اند و در شکل 2-6i، سه عدد هدایت کننده طولی و يك میله پانهارد، بکار رفته است. در شکل 2-6k، نوع هدایت تلسکوپی (بصورت کمک فنر) جذب گشتاور ترمزی و گشتاور شروع به حرکت را به عهده دارد (تلسکوپ جایگزین يك هدایت کننده طولی شده است، تلسکوپ ترکیبی از مفاصل دورانی و مفاصل لغزشی است). در شکل 2-6l، دو هدایت کننده طولی و يك میله پانهارد بکار رفته است و اتکاء گشتاوری به عهده میله‌های اضافی و مفاصل سطحی کروی گذاشته شده است و نمونه شکل 2-6m، يك سیستم چهار هدایت کننده‌ای است.



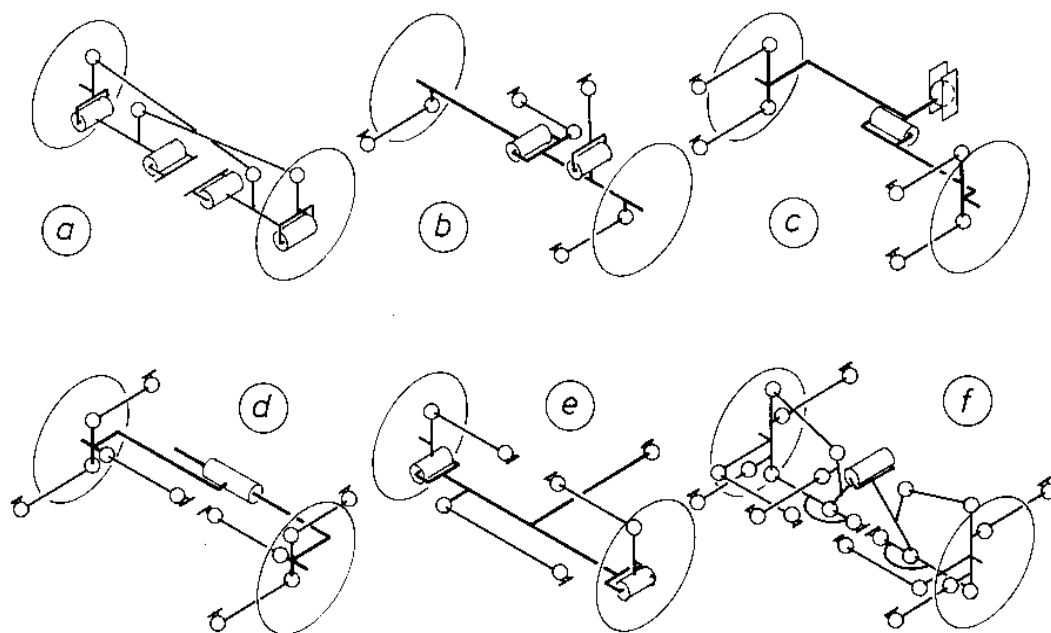
شکل 2-6: نمونه‌های مدل‌های سینماتیکی انواع سیستم‌های تعلیق اکسل ثابت (بدون فنربندی)

درجه آزادی کلیه نمونه‌های نشان داده شده در شکل 2-6، دو است و از نظر سینماتیکی بطور دقیق هدایت شده‌اند، یعنی حرکت اکسل، بدون این که تغییر شکل‌های اجباری در سایر قطعات اکسل ایجاد بشود، امکان پذیر شده است، حتی اگر مفاصل جابجا بشوند.

باتوجه به استفاده از دو فنر به عنوان هدایت کننده‌های الاستیکی، درجه آزادی اکسل صفر شده و از نظر استاتیکی معین می‌باشد. اما برخلاف سیستم‌های تعلیق تکی در عمل اغلب انواع تعلیق اکسل ثابتی بکار می‌روند که از نظر استاتیکی نامعین‌اند، زیرا مثلاً بجای چهار هدایت کننده از پنج هدایت کننده استفاده شده است. به این جهت ایجاد تغییر شکل‌هایی در اجزاء (معمولاً در قطعات الاستیکی)، به جز در موارد خاص اجتناب‌پذیر می‌باشد.

3-2-2 انواع اکسل‌های مختلط

در سیستم‌های تعلیق تکی چرخها، هر چرخ را غیرتابع و بدون تأثیرگذاری بر سایر چرخها و با يك درجه آزادی نسبت به بدنه خودرو، یعنی با يك امکان تحرك مشخص و قابل تكرار، روی بدنه سوار می‌کنند. در سیستم‌های تعلیق از نوع اکسل ثابت، هر دو چرخ بطور مشترك داراي دو درجه آزادی هستند، اما نمی‌توانند نسبت به یکدیگر حرکت نسبی داشته باشند. هر دو نوع سیستم تعلیق نامبرده حالت‌های حدی برای يك نوع سیستم تعلیق کلی هستند که در آن هر دو چرخ در جمع داراي دو درجه آزادی بوده (خاصیت اکسل ثابت) و علاوه بر این حرکات نسبی بین دو چرخ نیز امکان‌پذیر است، (خاصیت تعلیق تکی) این سیستم تعلیق عام را اکسل مختلط نامیده‌اند. در اکسل مختلط نباید موضع يك چرخ حتماً تعیین کننده موضع چرخ دیگر باشد اما بر رابطه حرکتی آن تأثیر می‌گذارد. در طراحی سیستم‌های تعلیق مختلط سعی بر این است که امتیازات سیستم‌های تعلیق تکی و سیستم‌های اکسل ثابت را با هم ترکیب کنند. چنانچه تشریح شد، اکسل مختلط حالت کلی و نوع عام انواع سیستم‌های تعلیق اکسل‌ها است و تعلیق تکی با صفر درصد اتصال بین چرخها به عنوان يك حد بوده و اکسل ثابت با صد درصد اتصال بین چرخها، حد دیگر را نمایش می‌دهد. به این جهت يك سیستم تعلیق مختلط را می‌توان نتیجه شده از يك سیستم تعلیق تکی، یا تبدیل شده از يك اکسل ثابت تصور نمود. در شکل 2-7 مدل‌های



سینماتیکی چند نمونه اکسل مختلط نمایش داده شده‌اند.

شکل 2-7: نمونه مدل‌های سینماتیکی اکسل‌های مختلط (بدون فربندی)

در مثال نمونه شکل 2-7a، یک اکسل مختلط با هدایت کننده‌های عرضی دابل نشان داده شده که هدایت کننده‌های فوقانی نگهدارنده چرخ بجای اینکه به بدنه خودرو متصل شوند، به هدایت کننده‌های عرضی چرخ طرف مقابل متصل شده‌اند. نمونه شکل 2-7b از تقسیم بدنه اکسل ثابت شکل 2-6k به دو نیمه تشکیل شده که در وسط توسط یک مفصل دورانی به هم متصل شده‌اند. البته این درجه آزادی اضافه شده به کمک یک شرط اجباری جدید، در این مثال حذف هدایت تلسکوپی نشان داده شده در شکل 2-6k، خنثی شده است. نمونه‌های اشکال 2-7c و 2-7d نیز به همین نحو از یک اکسل ثابت نتیجه شده‌اند مثال شکل 2-7c دارای یک مفصل دورانی است که نسبت به شکل 2-7b به اندازه 90 درجه چرخیده است. در این مثال جذب گشتاور ترمزی به عهده دو هدایت کننده طولی در هر طرف و دو هدایت کننده برای هدایت جانبی می‌باشد. (که در طرح‌های کاربردی ساخته شده دو شافت محرک را تشکیل می‌دهند). در اکسل ثابتی که دارای میله وسط می‌باشد (به نام میله دایکسل)، نگهدارنده چرخ قابل دوران بوده (شکل 2-7e) و به این جهت نیاز به دو هدایت کننده عرضی اضافی (میله پانهارد) برای هدایت نگهدارنده چرخ می‌باشد. این مدل ساختمانی (که عملاً ساخته نشده)، یک مثال نمونه از ترکیب اکسل ثابت و تعلیق تکی به صورت یک اکسل مختلط می‌باشد. یعنی اینکه می‌توان آنرا بصورت یک اکسل مجهز به هدایت کننده‌های عرضی دابل فرض نمود که هدایت کننده‌های عرضی تحتانی دو طرف توسط یک میله به هم متصل شده‌اند. (یعنی دو هدایت کننده دو طرف به هم متصل شده‌اند). نمونه شکل 2-7f، روشن می‌کند که برای تعداد هدایت کننده‌ها و مفاصل از نظر عددی محدودیتی وجود ندارد و این سیستم تعلیق مانند سایر انواع نشان داده شده در شکل 2-7، دارای دو درجه آزادی است. بنابراین خصوصیات اکسل‌های مختلط برحسب طرح مبنا یا مشابه اکسل ثابت یا مشابه تعلیق تکی است و آنچه بین همه اکسل‌های مختلط مشترک است، گستردگی آنها در تمام عرض خودرو می‌باشد.

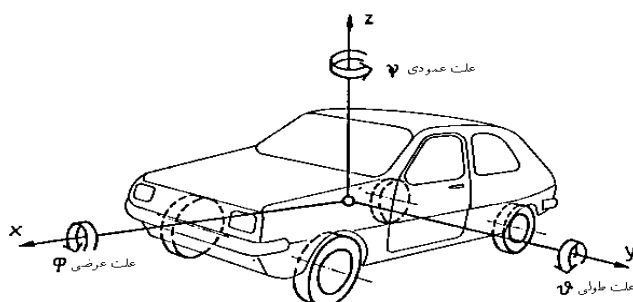
نتیجه: سیستم‌های تعلیق چرخ را می‌توان از نقطه نظر سینماتیکی به سیستم‌های تعلیق با و یا بدون تابعیت متقابل چرخ‌های یک اکسل (اکسل ثابت، تعلیق تکی چرخ‌ها و اکسل مختلط)، تقسیم‌بندی نمود.

معمولاً چرخ‌های یک اکسل جلو دارای یک امکان حرکت فرماندهی، یعنی دارای امکان یکحرکت دورانی حول محور عمودی خودرو نیز هستند. علاوه بر این طرح‌های کاربردی اکسل‌ها برحسب نوع فنر نیز با یکدیگر اختلاف پیدا می‌کنند. دیگر اینکه اگر مفاصل بکار رفته، بخاطر جذب ارتعاشات و نگهداشتن صدا از بدنه خودرو دارای خاصیت الاستیسیته باشند، در این صورت امکانات تحرك اضافی دیگری نیز در اکسل ایجاد می‌شود.

3-2 اهمیت سینماتیک

بررسی علمی سینماتیک سیستم‌های تعلیق چرخ در خودروهای جاده‌ای در حجمی وسیع‌تر آغاز شد که سرعت خودروها بطور پیوسته افزایش پیدا کرده، فربندیها نرم‌تر و لاستیک‌ها پرحجم‌تر و نرم‌تر شدند.

در بررسی‌های سینماتیکی سیستم تعلیق چرخ یک سیستم مختصات نسبت به خودرو را مبنا قرار می‌دهند. عموماً جهت‌های مختصاتی نشان داده شده در شکل 2-8 متداول هستند.



شکل 2-8: دستگاه مختصات و زوایا در محل

خودرو

جهت x = جهت حرکت

جهت y = عمود بر جهت حرکت

جهت z = به موازات محور عمودی

هریک از سه حرکت: دوران چرخ

حول محور خود هنگام حرکت خودرو، چرخش صفحه چرخ حول محور دوران فرمان‌دهی هنگام فرمان‌دهی چرخ‌ها و حرکت عمودی چرخ هنگام نوسانات فنری در این سیستم مختصات قائم دارای مؤلفه حرکت‌هایی در چندین جهت مختصاتی می‌باشند، بطور مثال با یک نگاه دقیق محور دوران چرخ تنها به موازات محور y ‌ها نیست، بلکه در اثر سرجمعی (toein^*) به سمت محور x ‌ها شیب داده شده و در اثر تورب چرخ (camber^*) شیبی به دور از محور z ‌ها پیدا کرده است که هنگام حرکت فرمان‌دهی چرخ‌ها این انحرافات بزرگ‌تر هم می‌شوند. در اثر تورب محور دوران فرمان (caster^*) و عقب افتادگی (Lag^*) صفحه چرخ حول محوری دوران می‌کند که از یک خط موازی محور z ‌ها انحراف زیادی دارد.

سینماتیک چرخ در ارتباط با نوسانات عمودی اهمیت ویژه‌ای پیدا کرده است. البته نوسانات عمودی تنها یک درجه آزادی را نمایش می‌دهد که فنر و کمک فنر خلاف جهت آن عمل کرده و موانع نوسان فنری دامنه آنرا محدود می‌کنند. در کلیه سیستم‌های تعلیق تکی چرخ‌ها اما صفحه چرخ در یک یا چندین صفحه و یا حول یک یا چندین صفحه تغییر مکان و دوران دارد. در سال‌های اخیر تاحدی این مؤلفه‌های حرکتی در سه جهت مختصاتی مورد استفاده قرار می‌گیرند. این مؤلفه‌های حرکتی در اثر الاستیک بودن اجزاء معین بکار رفته در سیستم تعلیق امکان‌پذیر می‌شود.

در ادامه نشان خواهیم داد که در طول زمان طراحی و توسعه خودروها آن سیستم‌های تعلیقی ارجحیت پیدا کرده‌اند که تحقق یک به اصطلاح «الاستوسینماتیک» خواسته شده‌ای را تحقق می‌بخشند. منظور از اصلاح الاستوسینماتیک خواسته شده هدایت تغییر شکل‌های الاستیکی موجود در جهت ایجاد عکس‌العمل‌های سینماتیکی خاص می‌باشد.

هنگام نوسانات عمودي نگهداشتن صفحه چرخ بطور دقیق در جهت‌هایی به موازات صفحات z ، x یا y کار بسیار پرزحمتی است و به این جهت یک سیستم تعلیق با یک الاستوسینماتیک مناسب ارجحیت پیدا کرده است. سه مثال زیر این نکته را روشن می‌نماید:

- 1- افزایش دادن عقب افتادگی هنگام ترمزگیری و کاهش دادن آن هنگام شتاب‌گیری:
به منظور تأمین حرکت مستقیم‌الخط مطمئن بایستی همیشه یک گشتاور برگردان چرخ در بازوی اکسل وجود داشته باشد تا صفحه چرخ را، در صورت انحراف از جهت حرکت، به جهت اصلی برگرداند. این گشتاور برگردان را به کمک حاصل ضرب عقب افتادگی و نیروی جانبی ایجاد می‌کنند. مقدار عقب افتادگی که توسط لاستیک ایجاد می‌شود ممکن است هنگام ترمزگیری حتی منفی شود. درحالی‌که وقتی جلوی خودرو به پائین نوسان می‌کند مناسب این است که عقب افتادگی بطور الاستوسینماتیکی افزایش پیدا کند.
در خودروهای محرك جلو عکس‌العمل تشریح شده هنگام شتاب‌گیری (شروع به حرکت معکوس است. یعنی چون گشتاور برگردان افزایش پیدا می‌کند، به ویژه مناسب است که

* این مفاهیم در کلاس درس توضیح داده می‌شوند.

افتادگی کاهش داشته باشد.

- 2- تأثیر «خود فرمانی غلت جانبی» در سیستم‌های تعلیق چرخ‌های جلو و عقب:
حرکت نوسانی بدنه حول محور طولی خودرو را حرکت «غلت جانبی» (بطور مثال هنگام پیچیدن) می‌نامیم. یک تأثیر خود فرمانی چرخ‌ها هنگام غلت جانبی وقتی ایجاد می‌شود که هنگام غلت جانبی بدنه سرجمعی و زاویه تورب دو چرخ یک اکسل چنان تغییر کند بطوری که بر حرکت فرماندهی چرخ‌ها در جهت «زیاد فرمانی»، «کم فرمانی» و یا «فرمان خنثی» تأثیر بگذارد. در بند 2-3-3 به بحث «خود فرمانی» خواهیم پرداخت.
- 3- بهینه سازی بازدهی توزیع نیروهای جانبی به هنگام شتاب‌های عرضی:
در انواع سیستم‌های تعلیق چرخ شناخته شده هنگام حرکت در پیچ‌ها در چرخ طرف انحنای داخلی پیچ، در مقایسه با بارگذاری چرخ یک نیروی جانبی نسبتاً بزرگی ایجاد می‌شود. با ایجاد یک تغییر آگاهانه در موضع چرخ بطوریکه باعث یک حرکت مورب کوچک‌تر در چرخ طرف انحنای داخلی پیچ و یک حرکت مورب بزرگ‌تر در چرخ طرف انحنای خارجی بشود، می‌توان چگونگی توزیع نیروهای جانبی مؤثر بر چرخ‌ها را در جهت مطلوب بهینه سازی نمود.

1-3-2 مرکز غلت جانبی بدنه (roll center)

در انواع سیستم‌های تعلیق تکی یک ارتباط مستقیمی بین تغییرات فاصله عرضی و ارتفاع مرکز غلت جانبی وجود دارد. به این جهت بایستی این دو را در ارتباط با یکدیگر بررسی نمود.

مرکز غلت جانبی قطبی است که، اگر از خصوصیات الاستیکی موجود بطور آگاهانه استفاده نشود (توضیح بیشتر در آینده)، بخاطر قانون مندیهای سینماتیکی بدنه خودرو حول آن

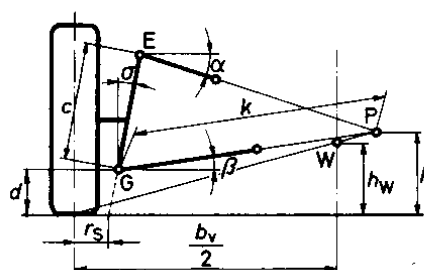
نسبت به مراکز اتكاء چرخها در جهت جانبي نوسان مي‌کند. مقدار شيب بدنه حول محور طولی خودرو (محور c-c، در شکل 2-11) تابع ارتفاع مرکز غلت جانبي از سطح جاده مي‌باشد. از نظر تئوري فاصله عمودي بين مرکز غلت جانبي و مرکز ثقل (Δh_w) يك بازوي اهرمي است که با تأثير آن نيروي گريز از مرکز گشتاوري ايجاد مي‌کند که باعث غلت جانبي بدنه مي‌شود. يك روش ترسيمي عام (بطور مثال) براي پيدا کردن مرکز غلت جانبي W و نقطه P به منظور طراحي مرکز غلت طولی بدنه (مربوط به بند 2-3-2) در يك سيستم تعليق مجهز به دو هدايت کننده عرضي در شکل 2-9 نشان داده شده است.

ارتفاع مرکز غلت جانبي را از نقطه نظرهاي متفاوتي ارزيابي مي‌کنند. چنانچه در بالا اشاره شد (به عنوان بازوي اهرمي بصورت فاصله عمودي بين مرکز ثقل بدنه و مرکز غلت جانبي) براي ايجاد گشتاور ناشي شده از نيروهاي گريز از مرکز در پيچها که باعث شيب جانبي بدنه مي‌شود، تعيين کننده است. از اين نقطه نظر يك مرکز غلت جانبي در حد ارتفاع مرکز ثقل بدنه مطلوب است، زيرا بدون وابستگي به نيروهاي جانبي گشتاور نامبرده صفر شده و بطور تئوريكي از شيب جانبي بدنه هنگام پيچيدن جلوگیری بعمل مي‌آيد. در مقابل اين اما اين مشکل قرار مي‌گيرد که در سيستمهاي تعليق تكي اين حد ارتفاع مرکز غلت جانبي هنگام نوسان عمودي چرخها باعث ايجاد تغييرات فاصله عرضي زيادي در چرخها مي‌شود. مرکز غلت جانبي در اکسلهاي متداول پائين‌تر و حتي در جديدترين طراحي‌ها خيلي پائين‌تر از مرکز ثقل بدنه قرار مي‌گيرد. چنانچه در ارتباط با پايداري حرکت خودرو اثبات شده هنگام تأثير نيروهاي جانبي بارگذاري چرخهاي طرف انحنای داخلي پيچ کاهش پيدا کرده و بر بارگذاري چرخ طرف انحنای خارجي پيچ افزوده مي‌شود. ميزان اين اختلاف بارگذاري چرخها تابع مقاومت غلت جانبي اکسل بوده و باز ارتفاع مرکز غلت جانبي نيز تعيين کننده است. در اکسل‌هائي که مرکز غلت جانبي آنها بالاي سطح جاده قرار مي‌گيرد برآيند تأثير سينماتيكي اکسل باعث افزايش اين اختلاف شده و اگر مرکز غلت جانبي به اصطلاح زير سطح جاده قرار گيرد باعث کاهش اين اختلاف مي‌شود.

در بعضي از سيستمهاي تعليق چرخ موقعيت مرکز غلت جانبي تابع نوسانات عمودي چرخها و شيب غلت جانبي نسبت به بدنه تغيير مي‌کند.

هنگام ارزيابي سيستمهاي تعليق بایستی فرض بر اين باشد که براي هر خودرو يك وضعيت طراحي نرمال وجود دارد که طبق آن صفحه چرخ را نسبت به بدنه خودرو بطور بهينه تنظيم مي‌کنند. بطورکلي در ارتباط با ايجاد اختلال در اين وضعيت نرمال، که از جمله تجاوز از ميزان بارگيري مجاز است، بررسی تغيير شکلهاي الاستيكي و سينماتيک ايجاد شده جالب توجه است. از جمله بررسی اختلالات زير

ابعادی که بایستی معلوم باشند :
 $c, d, b_v, r_s, \alpha, \beta, \sigma,$



1- تأثير تغيير وضعيت بارگيري

شکل 2-9: روش ترسيمي و محاسباتي براي طراحي مرکز غلت جانبي W و قطب P و تعيين فواصل h_w و P.

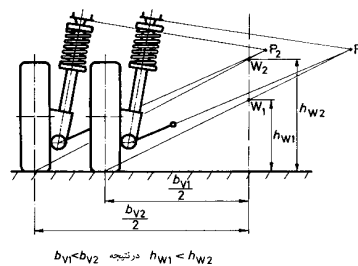
$$h_w = \frac{b_v}{2} \frac{p}{k \cos \beta + d \tan \sigma + p} \quad \leftarrow p = k \sin \beta + d$$

$$k = \frac{c \sin(90^\circ \sigma - \alpha)}{\sin(\alpha + \beta)} = k$$

a- در سیستم تعلیق چرخ

مجهز به هدایت کننده‌های

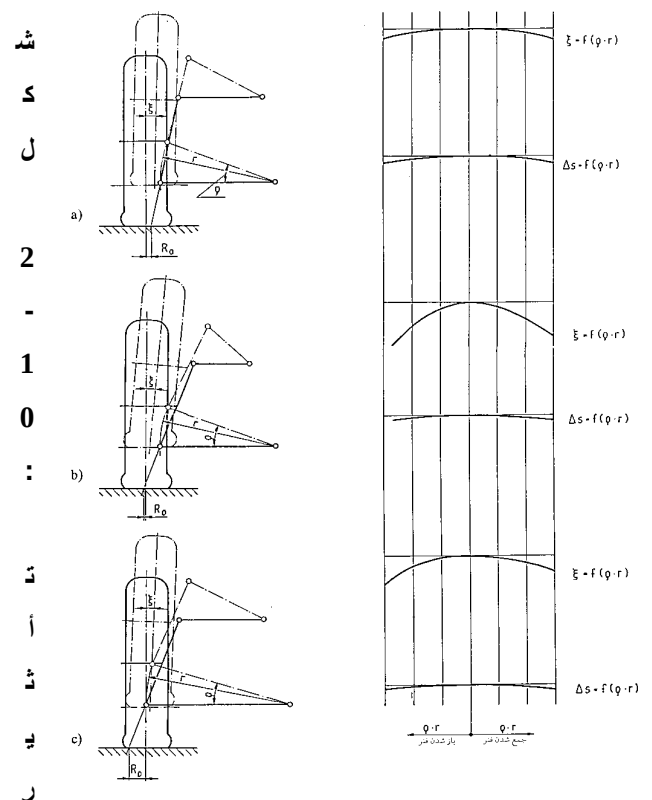
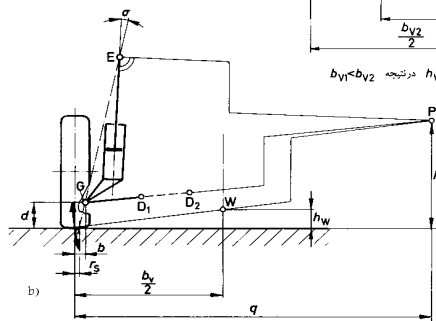
عرضی دویل



b- در سیستم پایه فنری، هرچقدر فاصله

عرضی b_v بزرگتر باشد، ارتفاع مرکز غلت

جانبی نیز بالاتر قرار می‌گیرد.



تغییرات طول هدایت کننده‌ها در

سیستم تعلیق چرخ با هدایت

کننده‌های عرضی دوپل بر

سینماتیک آنها:

تغییرات فاصله عرضی چرخ‌ها

$$\Delta s = f(p, r)$$

تغییرات تورب چرخ $\psi = f(p, r)$

a - موضع ابتدایی طراحی

b - هدایت کننده فوقانی در

مقایسه با حالت a کوتاه‌تر شده

است.

c - هدایت کننده تحتانی در

مقایسه با حالت a بلندتر شده

است.

* منظور از هدایت کننده میله

نگهدارنده چرخ است.

2- تأثیر حرکت‌های عمودی در اثر ناهمواری‌های جاده (نوسانات فنری)

3- تأثیر نیروهای جانبی (نیروی گریز از مرکز در اثر حرکت در پیچ‌ها، نیروی کربولیس، بارهای جانبی، شیب عرضی جاده)

4- تأثیر نیروهای طولی (شتاب‌گیری، ترمزگیری، حرکت در سربالایی‌ها و سرازیری‌های کوهستانی)

5- تأثیر زاویه فرماندهی در چرخ‌های جلو

در ارتباط با سه اختلال اول بررسی سینماتیک در صفحه y-z راهگشا است. به کمک استقرار موضع مرکز غلت جانبی می‌توان اطلاعات مستقیمی در مورد چگونگی تغییرات فاصله عرضی چرخ‌ها و تغییرات زاویه تورب چرخ ارائه نمود.

شکل 2-9 نشان می‌دهد که در اکسل‌هایی که در موضع ابتدایی طراحی دارای ارتفاع مراکز غلت جانبی یکسانی هستند نیز با تغییر طول هدایت کننده‌ها (میله‌های نگهدارنده چرخ) می‌توان تأثیرات جالب توجهی بر تغییرات فاصله عرضی چرخ‌ها و بر زاویه تورب چرخ تابع فاصله نوسان عمودی چرخ‌ها اعمال نمود.

در شکل 2-10 يك سيستم تعليق تكي مجهز به دو هدايت كننده عرضي معمولي نمايش داده شده است كه در وضعيت طراحي هر دو هدايت كننده در وضعيت افقي قرار گرفته و طول هدايت كننده فوقاني کوتاهتر از هدايت كننده تحتاني است. در شكل طرف راست تصوير a روند تغييرات فاصله عرضي چرخ ها (ΔS) و تغييرات زاويه تورب چرخ (ψ) تابع زاويه هدايت كننده تحتاني

(ρ) رسم شده اند. در شكل b هدايت كننده فوقاني کوتاهتر است. اين تغيير از نظر تغييرات فاصله عرضي مناسب، اما از نظر تغييرات زاويه تورب چرخ نامناسب است. آنچه را كه بايستي به عنوان يك اشكال ويژه ارزيابي نمود اين است كه هنگام نوسان بطرف بالا هدايت كننده فوقاني كمی بعد از يك دوران 15° درجه اي هدايت كننده تحتاني، بطور افقي قرار مي گيرد. در مثال شكل c با طولاني تر گرفتن هدايت كننده تحتاني در مقايسه با مثال a تغييرات فاصله عرضي چرخها بطور واضح كمتر و تغييرات زاويه تورب چرخ كمی بزرگتر شده است.

روند به مقايسه گذاشته شده در شكل 2-10 تأثير موقعيت مركز غلت جانبي بر تغيير مكان صفحه چرخ را نيز تأييد مي كند. هنگام نوسان به پائين بلافاصله پس از انتقال از وضعيت اوليه طراحي مركز غلت جانبي داخلي به سمت چرخ تغيير مكان مي يابد. هنگام نوسان به بالا نيز در مقايسه با وضعيت طراحي مركز غلت جانبي تغيير مكان يافته و اين بار از فاصله بي نهايت دور آمده و به طرف خارجي چرخ نزديك مي شود. هرچقدر مركز غلت جانبي به چرخها نزديكتر شده و هرچقدر از سطح جاده بالاتر رود تغييرات موضعي صفحه چرخ بيشتر مي شود، (شكل 2-9b).

ساير اقدامات طراحي از اهميت تأثير ارتفاع مركز غلت جانبي كاسته اند. باتوجه به افزايش خواسته ها از سيستم هاي تعليق چرخ، از نظر حفظ جهت حركت و افزايش مقاومت جانبي لاستيك (خواسته ها در سال هاي اخير باتوجه به توسعه لاستيك هاي راديال و لاستيك هاي پهن افزايش بيشتري داشته اند) جهت گيري سيستم هاي تعليق چرخ به وضوح در جهت طرح هاي است كه در آنها مركز غلت جانبي از صفحه چرخ كاملاً دور شده و فقط كمی بالاتر از سطح جاده قرار مي گيرند.

2-3-2 مركز غلت طولي (مركز كله زني) (Pitch center)

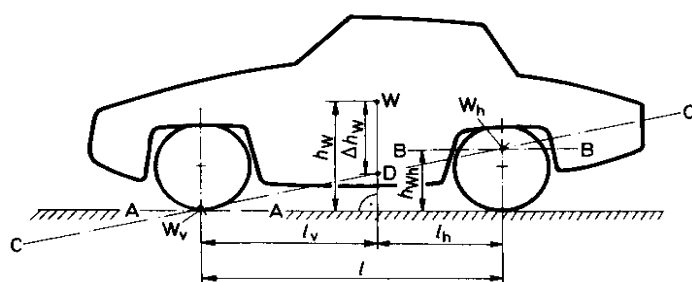
چنانچه مشاهده شد به كمك مركز غلت جانبي مي توان تأثير نيروهاي جانبي بر بدنه و تأثير سينماتيكي بر توزيع بارگذاري دو چرخ يك اكسل را بررسي نموده، و ميزان تغييرات فاصله عرضي چرخها و ميزان تغييرات زاويه تورب چرخ را نيز از نظر تأثيرپذيري سينماتيكي به كمك آن تعيين نمود. اين روند بطور مشابه براي زاويه تورب محور دوران فرمان دهی نيز امكان پذير است. (در بخش «سيستم هاي فرمان» به اين موضوع مي پردازند).

يك ارتباط مستقيمي بين تأثيرات اختلالي نيروي جانبي و خصوصيات: خودفرماني، حد سر خوردن و حد چپ شدن، (از جمله ضوابط نامبرده در شكل 3-1 براي سيستم تعليق چرخ)، وجود دارد. ايجاد اختلال در اثر نيروهاي طولي خواهان يك بررسي در يك دومين صفحه،

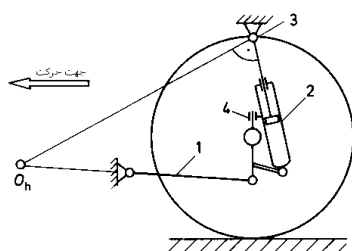
یعنی صفحه $z-x$ بوده، و بررسی اثر فرماندهی به یک سومین صفحه، یعنی صفحه $y-x$ نیاز دارد، (به شکل 2-8 رجوع شود). نیروهای طولی نیز بر خصوصیات: خودفرمائی، حد سرخوردن و حد چپ شدن تأثیر دارند. هنگام قفل شدن چرخهای ترمز شده، چرخها به حد سرخوردن خود رسیده‌اند. اما اگر از تأثیر تغییرات فاصله طولی چرخها و تغییرات بارگذاری اکسلها بر این عملکرد قفل شدن چشم پوشی کنیم، نمی‌توان توسط سیستم تعلیق بر آن تأثیری اعمال نمود. در ارتباط با نیروهای طولی بایستی به سه عامل توجه داشت: تعادل غلت طولی²، تغییرات عقب افتادگی و نوسان فنری مورب. (منظور از غلت طولی نوسان بدنه بطرف پائین و بالایی جلو یا عقب خودرو حول محور عرضی در اثر ترمز گرفتن یا شتاب‌گیری است که عموماً عکس‌العمل کله‌زنی نامیده شده است).

امکان ایجاد یک تعادل غلت طولی خودرو هنگام ترمزگیری به کمک سیستم تعلیق چرخ در منابع علمی متعددی بطور مفصل بررسی شده است. با این شرط که نیروهای ترمزی از طریق نگهدارنده چرخ به سیستم تعلیق منتقل می‌شود، می‌توان روش‌های ترسیمی بکار رفته برای پیدا کردن مرکز غلت جانبی را برای طراحی مرکز غلت طولی نیز بکار گرفت (شکل 2-12).

هنگام طراحی مرکز غلت طولی بایستی یک مصالحه مناسب جستجو شود بطوریکه قبل از هرچیز سه عامل نامبرده (خصوصیات تعادل غلت طولی هنگام ترمزگیری یا شتاب گرفتن، افزایش عقب افتادگی هنگام جمع شدن فنر (اکسل‌های جلو) و نوسان فنری مورب (هنگام برخورد به مانع) با هم هماهنگ شده باشند. این خواسته در اکسل عقب بسادگی قابل تحقق می‌باشد و با تحقق استقرار نقطه O_h در جلوی چرخ‌های عقب (شکل 2-12) یک تعادل غلت طولی ترمزگیری خوب و یک نوسان فنری مورب مناسب حاصل می‌شود. تغییرات عقب افتادگی در چرخ‌های عقب که فرماندهی نمی‌شوند تأثیر نامناسبی ندارد. به همین دلیل اغلب هنگام طراحی به آن توجهی نمی‌شود. متأسفانه بارگذاری اکسل عقب هنگام ترمزگیری کاهش پیدا کرده و تطبیق نیروهای ترمزی بر بارگذاری اکسل خواهان کاهش تأثیر نیروی ترمز است.



شکل 2-11: نمایش محور غلت جانبی به عنوان خط اتصال $C-C$ بین مراکز غلت اکسل‌های جلو و عقب خودرو. ارتفاع Δh_w بازوی اهرمی برای تأثیر نیروهای جانبی فاصله بین مرکز ثقل بدنه و مرکز غلت جانبی است.



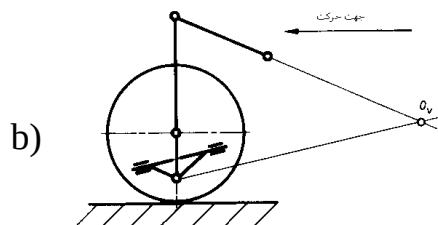
شکل 2-12: روش تعیین مرکز غلت طولی (مرکز کله‌زنی)
a- اکسل عقب از نوع پایه فنری

2- منظور از تعادل غلت طولی ایجاد عکس‌العملی برای جلوگ

a)

b- اکسل جلو از نوع هدایت

کننده طولی - عرضی



برای تعیین میزان تأثیر تعادل غلت طولی يك روش آسان با استفاده از ابزارهای ساده پیشنهاد شده است. در این روش فرض را بر این می‌گذارند که مرکز O_h و O_v شکل 12a-2 که به روش ترسیمی بدست می‌آیند واقعاً مراکزی هستند که نقاط اتکاء لاستیک هنگام غلت طولی نسبت به بدنه خودرو حول آنها تغییر مکان پیدا می‌کنند. بر مبنای این دیدگاه تعادل غلت طولی ترمزی هر اکسل وقتی برابر با صفر می‌شود که مرکز غلت (یا مرکز کله‌زنی) آن در سطح جاده قرار گرفته، و وقتی به صددرصد می‌رسد که مرکز آن روی خط فاصل بین نقطه اتکاء لاستیک و مرکز ثقل قرار گیرد.

علاوه بر ابعاد $l_{v,h}$ و $h_{wv,h}$ از اکسل، ارتفاع مرکز ثقل h_s و فاصله طولی چرخها l نیز بطور مستقیم بر تعادل غلت طولی ترمزی تأثیر دارند. هرچه قدر ارتفاع مرکز ثقل (h_s) کوچک و فاصله طولی چرخها (l) بزرگ انتخاب شود، تعادل غلت طولی ترمزی بهتر می‌شود. چنانچه بعداً در بررسی‌های خصوصیات الاستیکی اجزاء نشان داده خواهد شد فاصله طولی بزرگتر چرخها در ارتباط با فنربندی نیز مضافاً با عکس‌العمل غلت طولی مقابله می‌کند. بنابراین افزایش فاصله طولی چرخها کلید راه حل مسئله غلت طولی است، زیرا بخصوص در اکسل جلو راه حل‌های سینماتیکی نامناسب‌اند.

چگونگی تغییرات عقب افتادگی در ارتباط با خصوصیات الاستیکی اجزاء سیستم تعلیق چرخ نیاز به بررسی مفصل‌تری دارد. يك افزایش آگاهانه عقب افتادگی هنگام جمع شدن فنر مناسب بوده و به این جهت در اغلب خودروهای جدید و شناخته شده مشاهده می‌شود. میزان عقب افتادگی ایجاد شده توسط سینماتیکی تعلیق را بایستی با عقب افتادگی ایجاد شده توسط لاستیک چرخ با هم جمع نمود. چنانچه اندازه‌گیرها در لاستیک نشان داده است عقب افتادگی ناشی شده از لاستیک که تابع گشتاور برگردان اندازه‌گیری می‌شود قویاً تابع نیروی محیطی لاستیک می‌باشد. به این جهت، بخصوص در خودروهای محرك جلو که هنگام حرکت عقب افتادگی لاستیک از مقادیر بویژه بزرگ تا مقادیر منفی (در حالت ترمزگیری) تغییر می‌کند، ایجاد يك افزایش عقب افتادگی هنگام جمع شدن فنر (نوسان به پائین بدنه هنگام ترمز گرفتن) مطلوب است. بهمین دلیل بایستی مرکز O_v (شکل 12-2) پشت اکسل جلو قرار گیرد. البته اگر مرکز در ارتفاع پائین و در يك فاصله کاملاً دور پشت اکسل جلو قرار گیرد، تعادل غلت طولی

ترمزي ناشي شده از سينماتيک ايجاد نمي‌شود اما نوسان فري مورب و تغييرات عقب افتادگي جهت مطلوب را پيدا خواهند کرد. اهميت ويژه گشتاور برگردان ايجاد شده توسط عقب افتادگي و نيروهاي جانبي به عنوان يك سيگنال خطر براي راننده از اهميت ويژه‌اي برخوردار است.

در سيستم‌هائي که کاسه‌هاي ترمز روي چرخها نصب نشده و گشتاور ترمزي بر سيستم تعليق چرخ اتکاء ندارد، تکیه‌گاه چرخ تنها نقش يك مفصل را داشته و انتقال گشتاور ترمزي ديگر از چرخ به سيستم تعليق انجام نمي‌گيرد. در اين حالت گشتاور توسط مجموعه محرکي که فك ترمز به آن متصل است جذب شده و از طريق تعليق موتور به بدنه خودرو منتقل مي‌شود. ترسيم نقطه اثر و جهت نيرو بایستی در اين گونه موارد در مرکز چرخ باشد، چنانچه در شکل 99-4 نشان داده شده است.

اگر گشتاورهاي ترمزي از طريق بدنه اکسل به عنوان يك بخش ساختماني از سيستم تعليق منتقل مي‌شوند، چنانچه بطور مثال در خودروهاي محرك عقب مجهز به اکسل ثابت به كمك بدنه اکسل عقب چنين مي‌شود، در اين صورت هم نيروي اينرسي در اثر ترمزگيري (يا هر نوع ترمز دائمي که بر ميله کاردان اثر مي‌کند) و هم نيروي اينرسي مجموعه محرك بر نقطه اتکاء لاستيك و مرکز غلت سيستم تعليق چرخ اتکاء پيدا مي‌کنند. طراحي مرکز غلت طولي در اين صورت طبق شکل 103-4 مي‌باشد.

3-3-2 خودفرماني غلت جانبي :

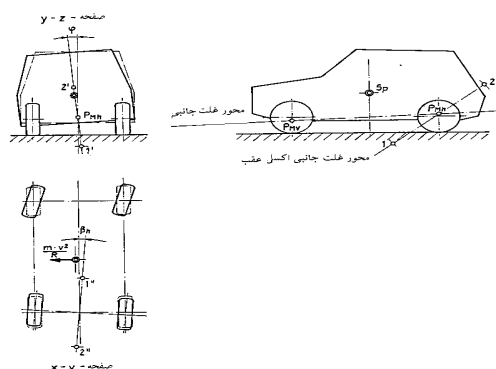
تأثير عكس‌العمل خودفرماني در اکسل‌هاي ثابت³ در منابع علمي متعددي مورد بررسي قرار گرفته است. چگونگي آن در اشکال 2-13، 2-14 و 2-15 نمايش داده شده است. چنانچه در شکل 2-13 مشاهده مي‌شود مي‌توان مراکز غلت جانبي اکسل‌ها را به كمك يك خط بهم وصل کرد. اين خط بنام محور غلت جانبي معروف است. وقتي تأثير خودفرماني سينماتيکي ايجاد نمي‌شود که محور غلت اکسل با محور غلت خودرو بر هم منطبق شوند. در شکل 2-13 يك اختلاف واضح در شيب اين دو خط به چشم مي‌خورد. اين طرح در ارتباط با شيب غلت جانبي بدنه يك تأثير خودفرماني قابل توجهي در اکسل عقب ايجاد مي‌کند. جهت تأثير اين فرماندهي که «خودفرماني غلت جانبي» ناميده شده همراه با نيروي گريز از مرکز چنان است که شعاع دایره پيچش خودرو را افزايش مي‌دهد. اين رفتار را «کم فرماني» ناميده‌اند. از اين تأثير کم فرماني در اغلب خودروها استفاده مي‌شود، در اينگونه خودروها اما در صورت تأثير نيروهاي جانبي، انحراف خودرو بطوريکه در شکل 2-14 نشان داده شده از خط اثر حرکت خود بيشتري مي‌شود.

در شکل 2-15 نوع تأثير خودفرماني در اکسل ثابت که به كمك نصب مورب فنر شمش با شيب بطرف جلو ايجاد مي‌شود، نشان داده شده است. در سمتي که بدنه در اثر حرکت غلت جانبي شيب پيدا مي‌کند اکسل بطرف جلو کشيده شده و در طرف ديگر عكس آن مي‌شود. اين تأثير خودفرماني از سالها پيش شناخته شده است. به كمك هدايت کننده‌هائي که در جهت مشابهي نصب شوند نيز مي‌توان اين تأثير را ايجاد کرد. در اکسل‌هاي ثابت بایستی توجه داشت که در صورتی که جهت نوسان عمودي چرخها مختلف باشد، هر دو لاستيك با توربي مساوي با

3- منظور از اکسل ثابت اکسلي است که در آن دو چرخ دو طرف روي يك ميله اکسل بطور ثابت سوار شده باشند.

جهت‌گیری بسمت انحنای خارجی پیچ می‌غلطند. نیروی جانبی که بدین نحو ایجاد شده باعث خنثی کردن یک بخش از تأثیر خودفرمانی می‌شود.

خودفرمانی الاستوسینماتیکی در بسیاری از سیستم‌های تعلیق تکی نیز ایجاد می‌شود. شکل 2-13 برای تعلیق تکی‌ها نیز اعتبار دارد. چون در این حالت برخلاف خودفرمانی در اکسل‌های ثابت تأثیر آن در چرخ‌های انحنای داخلی و خارجی پیچ متفاوت است.



شکل 2-13: تأثیر خودفرمانی غلت جانبی برای یک اختلاف زاویه بین محور غلت نسبت به خودرو و نسبت به اکسل عقب. ترتیب عملیات ترسیمی طراحی:

1- محور غلت خودرو (P_{Mh} , P_{Mv})

2- محور غلت اکسل عقب

3- زاویه غلت جانبی $\Psi = 5^\circ$

صفحه ترسیم

$y-z$: 5° منحرف شده از $S_P P_{Mh}$

$y-z$: 2, 1 از صفحه $x-z$ در صفحه $z-y$ و

$x-y$: صفحه y, x انتقال داده می‌شود

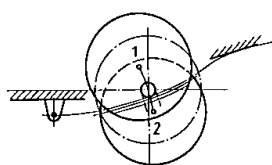
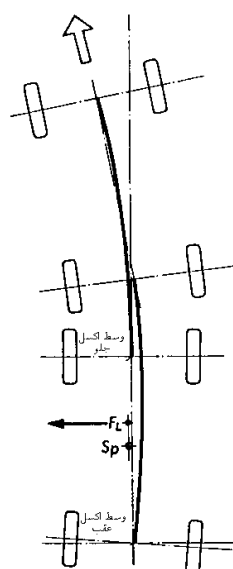
$x-y$: اکسل عقب چرخیده رسم می‌شود.

شکل 2-14: وقتی خودفرمانی مانند شکل 2-13 در جهت

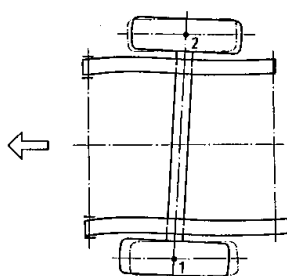
کمفرمانی باشد، خودرو مضافاً بطور نامناسب در جهت

مسیر باد از مسیر خود خارج می‌شود.

نتیجه:
شیب بدنه
'1', '2', '1' و
-
زاویه غلت جانبی



شکل 2-15: تأثیر خودفرمانی غلت جانبی در یک اکسل ثابت (rigid axle) مجهز به فنرهای شمش طولی. شکل مربوط به یک اکسل عقب بوده و جلوی فنرها پایین‌تر از عقب آنها نصب شده است. به این صورت «کم فرمانی» ایجاد می‌شود.



خودفرمانی در اکسل ثابت در بخش 3-4 شکل 30-4 بررسی می‌شود.

4-3-2 بازدهی توزیع نیروهای جانبی :

تا وقتی تنها منظور از نیروهای جانبی نیروی گریز از مرکز مؤثر بر مرکز ثقل و چگونگی توزیع نیروهای جانبی ایجاد شده در اثر آن بین دو اکسل باشد می‌توان ضریب اصطکاک متوسط μ مفید واقع شده برای اکسل را بسادگی محاسبه کرد. نیروی جانبی نسبت به اکسل متناسب با بارگذاری اکسل بوده و ضرایب اصطکاک متوسط مفید واقع شده باهم برابرند. شرایط مربوطه در شکل 2-16 نمایش داده شده‌اند. روابط زیر معتبرند:

$$(4-2) \quad \text{نیروی وزن (نیروی ثقل):}$$

$$F_G = m \cdot g$$

$$(5-2) \quad \text{بارگذاری اکسل جلو:}$$

$$F_{GV} = \frac{F_G \cdot L_h}{L}$$

$$(6-2) \quad \text{بارگذاری اکسل عقب:} \quad F_{Gh} = \frac{F_G \cdot L_v}{L}$$

$$(7-2) \quad \text{نیروی جانبی در مرکز ثقل:}$$

$$F_S = \frac{m \cdot V^2}{R}$$

سیستم تعلیق تکی چرخها غیرتابع یکدیگرند. این نوع سیستمها را اکسلهای مختلط نامگذاری کرده‌اند.

$$(8-2) \quad \text{نیروی جانبی اکسل جلو:}$$

$$F_{SV} = \frac{F_S \cdot L_h}{L}$$

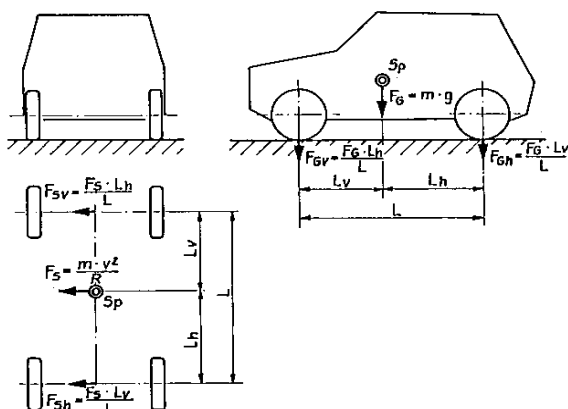
$$(9-2) \quad \text{نیروی جانبی اکسل عقب:} \quad F_{Sh} = \frac{F_S \cdot L_v}{L}$$

باتوجه به تشابه معادلات، از نظر ریاضی نیز مشاهده می‌شود که نیروهای جانبی متناسب با بارگذاری اکسل‌ها هستند. اگر در مرکز ثقل بجای نیروی گریز از مرکز نیروهای ایجاد شده توسط بادهای جانبی اثر کنند شرایط متفاوت می‌شود. به F_L در شکل 2-14 رجوع شود. موضع نقطه اثر نیروی باد تابع شکل دوره خارجی بدنه می‌باشد. نیروی باد جانبی را وقتی رعایت می‌کنند که بطور مثال طراحی سیستم تعلیق چرخ بر تأثیر آن نفوذ داشته باشد. توزیع نیروی باد بین اکسل‌ها علاوه بر تأثیر سایر عوامل تحت تأثیر موقعیت اکسل‌ها نسبت به بدنه نیز قرار دارد. با بلندتر انتخاب کردن فاصله طولی چرخ‌ها و بخصوص به کمک استقرار چرخ‌های جلو در گوشه‌های جلوی بدنه مشکلات کمتر می‌شود.

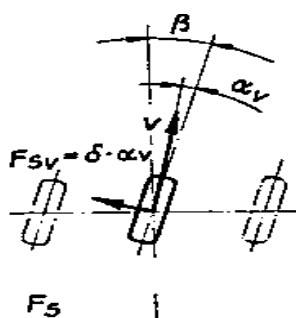
قسمت اعظم محتوی این بخش معطوف به بررسی چگونگی تأثیر سینماتیکی بر توزیع نیروهای جانبی بین دو چرخ اکسل می‌شود، زیرا حتی در دایره متخصصین نیز هنوز در این باره ابهاماتی وجود دارد. دو نظریه غلط گسترش پیدا کرده است:

1- نیروهای جانبی در دو چرخ متساوی هستند!؟

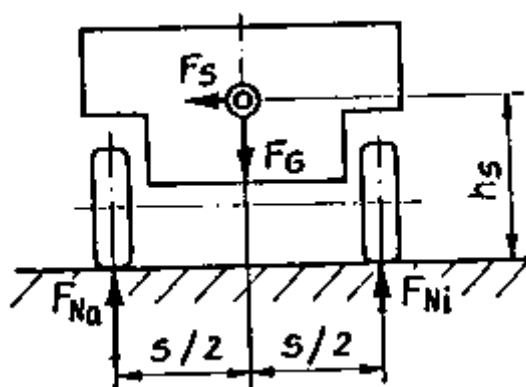
2- نیروهای جانبی در دو چرخ متناسب با بارگذاری چرخ‌ها می‌باشند!؟



شکل 2-16: چون نقطه اثر نیروی گریز از مرکز F_s را می‌توان مانند نیروی وزن F_G در مرکز ثقل فرض نمود، نیروهای جانبی F_{sv} و F_{sh} متناسب با بارگذاری اکسل‌ها بین دو اکسل جلو و عقب توزیع می‌شوند.



شکل 2-17: مدل خودرو با چرخ‌های ادغام شده در هم، هر بار بصورت یک چرخ در وسط اکسل.



شکل 2-18: اختلاف بارگذاری چرخ‌ها در مثال یک یک اکسل.

$$F_{Na} = \frac{F_G}{2} + \frac{F_s \cdot h_s}{s}$$

$$F_{Ni} = \frac{F_G}{2} - \frac{F_s \cdot h_s}{s}$$

(اندیس a مربوط به چرخ در انحنا خارجی پیچ)

(اندیس i مربوط به چرخ در انحنا داخلی پیچ)

در استاتیک بررسی توزیع نیروهای جانبی تنها باتوجه به رعایت تغییر شکل‌های الاستیکی امکان‌پذیر است. تغییر شکل‌های الاستیکی در چرخ‌های غلتنده بصورت حرکت مورب لاستیک تحت تأثیر نیروهای جانبی ظاهر می‌شود. در بررسی‌های اولیه شرائط را قویاً ساده‌سازی می‌کنند، به این صورت که خصوصیات لاستیک هر دو چرخ یک اکسل را در هم ادغام کرده و بصورت مدل شکل 2-17 نمایش می‌دهند. در این حالت اختلافی بین بارگذاری چرخ‌ها ایجاد نشده و برای یک زاویه حرکت مورب کوچک چنین فرض می‌کنند:

$$(10-2)$$

$$F_s = \delta \cdot \alpha$$

$$F_s = \text{نیروی جانبی}$$

α = زاویه حرکت مورب لاستیک

δ = ضریب مقاومت حرکت مورب لاستیک

شکل 2-17 نیروهائی که طبق این رابطه ساده محاسبه شده را نشان می‌دهد. جهت تأثیر نیروهای جانبی عمود بر سطح چرخ و جهت تأثیر نیروهای جانبی ناشی شده از تورب چرخ عمود بر جهت طولی تعریف شده است. در هر دو حالت نیروها در نقطه اتکاء لاستیک و در سطح جاده قرار دارند.

رابطه ساده ذکر شده برای نیروهای جانبی این خطا در نتیجه‌گیری را ممکن می‌نماید که زاویه حرکت مورب α تنها عامل مؤثر برای تعیین نیروهای جانبی است. این تصور مطمئناً به این صورت نیز تقویت می‌شود که برای قطعات الاستیکی از جنس فولاد قانون هوک اعتبار داشته و برای کلیه فنرها با خصوصیات خطی می‌توان رابطه

$$F = c.f \quad (11-2)$$

F = نیروی فنر

c = ضریب سختی فنر

f = فاصله فنری (تغییر شکل)

را با دقت بالائی بکار برد. با انتقال این تصورات به رابطه نیروی جانبی رابطه (2-10)، تنها کافی است فرض کنیم زاویه حرکت مورب در هر دو چرخ یک اکسل با هم مساوی‌اند، یعنی

$\alpha_i = \alpha_a$ که این البته برای اکسل‌های ثابت و شعاع دایره پیچیدن بزرگ مجاز می‌باشد، و طبق آن بطور محاسباتی برای هر دو چرخ نیروی جانبی یکسانی بدست می‌آید.

چنانچه در ارتباط با بررسی خصوصیات لاستیک اثبات کرده‌اند، بارگذاری چرخ بر ضریب مقاومت حرکت مورب تأثیر زیادی می‌گذارد و این تأثیر گاهی بزرگتر از زاویه حرکت مورب است.

تأثیر یک نیروی جانبی در یک فاصله معین از سطح جاده، بطور مثال بصورت تأثیر نیروی گریز از مرکز در ارتفاع مرکز ثقل، همیشه باعث ایجاد یک اختلاف بارگذاری بین چرخ‌های انحنايي داخلی و خارجی پیچ می‌شود. تنها استثناء پیچی است که ارتفاع عرضی آن چنان افزایش داده شده باشد که برآیند نیروی وزن و نیروی گریز از مرکز عمود بر سطح جاده قرار گیرد.

اختلاف بارگذاری در دو چرخ را می‌توان بسادگی به کمک مثال یک یدک تکی اکسلی و با شرط این گونه کوپلینگ کروی شکل آن نیرو و گشتاوری انتقال نمی‌دهد (یعنی بارگذاری کوپلینگ ثابت است) تا تأثیری بر بارگذاری چرخ‌ها داشته باشد تعیین نمود. به این منظور برای محاسبه اختلاف بارگذاری چرخ‌ها طبق شکل 2-18 عمل می‌کنند. برای تعیین دو بارگذاری مجهول چرخ‌ها نیاز به دو معادله می‌باشد:

باتوجه به رابطه گشتاوری حول نقطه اتکاء چرخ طرف راست:

(12-2)

$$F_S \cdot h_S + F_G \cdot \frac{S}{2} - F_{Na} \cdot S = 0$$

چنین نتیجه می‌گیریم:

$$F_{Na} = \frac{F_G}{2} + \frac{F_S \cdot h_S}{S} \quad (13-2)$$

و باتوجه به رابطه نیروهای عمودی:

$$F_G - F_{Na} - F_{Ni} = 0 \quad (14-2)$$

نیز نتیجه می‌گیریم که:

$$F_{Ni} = \frac{F_G}{2} - \frac{F_S \cdot h_S}{S} \quad (15-2)$$

و به این ترتیب اختلاف بارگذاری چرخ‌های ناشی شده از تأثیر نیروی گریز از مرکز برابر می‌شود با:

$$\Delta F_{Na,i} = \pm \frac{F_S \cdot h_S}{S} \quad (16-2)$$

به کمک رابطه (15-2) می‌توان با چشم‌پوشی از کلیه تغییر شکل‌های الاستیکی و تغییر مکان‌های سینماتیکی حد چپ شدن بطور ساده محاسبه نمود، این حد برای $F_{Ni} = 0$ برابر است با:

(17-2)

$$\frac{F_G}{2} = \frac{F_S \cdot h_S}{S}$$

چنانچه عموماً شناخته شده است. هرچقدر ارتفاع مرکز ثقل h_S کمتر و فاصله عرضی چرخها بزرگتر باشد، نیروهای جانبی مجاز تا رسیدن به حد چپ شدن بزرگتر می‌شود.

برای روشن کردن چگونگی ارتباط بین نیروهای جانبی، زاویه حرکت مورب و بارگذاری چرخ در منابع منحنی‌های مختلفی ارائه شده است. ساده‌ترین راه برای کسب یک دیدگاه سریع از چگونگی توزیع نیروهای جانبی از تابع:

(18-2)

$$\frac{\alpha}{\mu} = f(F_N)$$

μ = ضریب اصطکاک

استفاده می‌شود که بصورت منحنی‌های استاندارد ارائه می‌شود.

در شکل 19-2 یک چنین منحنی برای یک لاستیک معین با فشار معلوم نمایش داده شده است. برای استفاده از این منحنی بایستی قبل از هر چیز اختلافات بارگذاری چرخ‌ها معلوم باشند. برای مثال کاربرد منحنی شکل 19-2 را به کمک محاسبه یک μ اکسلی نشان می‌دهیم.

مبنای کاربرد این منحنی تعیین اختلافات بارگذاری چرخ‌ها است و برای محاسبه آنها نیاز به نیروهای جانبی، فاصله عرضی چرخ‌ها و ارتفاع مرکز ثقل می‌باشد. در خودروهای چند اکسل توزیع مقاومت غلت اکسل‌ها که تابع ضریب فنری (فنربندی بدنه، استابلیزاتر) ارتفاع مرکز غلت جانبی، فاصله عرضی چرخ‌ها و مقاومت پیچشی بدنه می‌باشد، نیز به آنها اضافه می‌شود.

اگر ضریب اصطکاک مفید واقع شده معلوم باشد می‌توان نیروی جانبی ایجاد شده توسط نیروی گریز از مرکز را بسیار ساده به کمک رابطه 2-19 تعیین نمود:

(19-2)

$$\frac{m.V^2}{R} = \mu.m.g$$

(m = جرم خودرو، R = شعاع پیچ، V = سرعت خودرو)

g = شتاب زمین

در این بررسی نتیجه می‌شود که ضریب اصطکاک مفید واقع شده در خودرو متناسب با شتاب عرضی است. تعریف ضریب اصطکاک متوسط، در ارتباط با اکسل و شتاب عرضی جرم‌های متصل به اکسل نیز معتبر بوده و چنین می‌توان نوشت:

$$F_s = \mu_s.F_G \quad (20-2)$$

$$F_{sv} = \mu_s.F_v \quad (21-2)$$

$$F_{sh} = \mu_s.F_n \quad (22-2)$$

این روابط ساده برای یک حرکت موضعی دایره‌ای شکل، یعنی بدون شتاب حول محور عمودی اعتبار دارد.

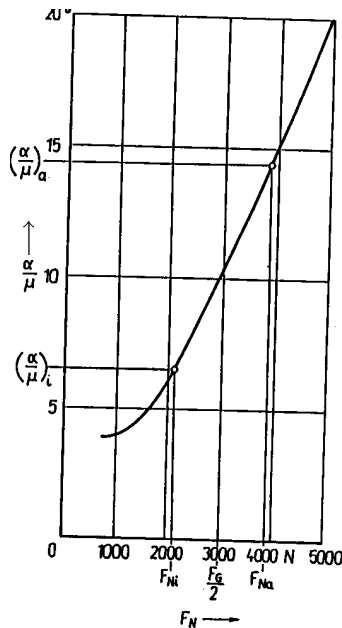
اگر شتاب عرضی نسبت به شتاب زمین برای $\mu = 1$ برابر با $1g$ خواهد شد، بطوریکه بطور مستقیم می‌توان چنین نوشت:

$$\ddot{y} = \mu_s.g \quad (23-2)$$

بر مبنای روابط (2-19 تا 2-23) می‌توان منحنی‌های شکل 2-20 را رسم نمود.

چنانچه مثال محاسبه شده در زیرنویس شکل 2-19 نشان می‌دهد، در صورت ایجاد یک نیروی جانبی (بطور مثال هنگام پیچیدن) برای بهبود توزیع آن نیاز به یک سرجمعی می‌باشد.

چون در این لاستیک نسبت $\frac{\alpha}{\mu}$ تابع بارگذاری چرخ F_N شدید افزایش پیدا می‌کند، مقدار



شکل 2-19: منحنی حرکت مورب لاستیک $\frac{\alpha}{\mu} = f(F_N)$

اندازه لاستیک : 6.00-13

نوع ساخت : دیاگونال

فشار داخلی : 137 kpa

سرعت : 40 km/h

موقعیت خودرو : غلت جانبی :

انحنای غلت آزمایش

مثال : سرجمی لازم برای بازدهی $\eta_G^* = 1$ و $\mu = 0.2$ و

داده‌ها : $F_N = 900\text{ N}$, $F_{N0} = 3000\text{ N}$

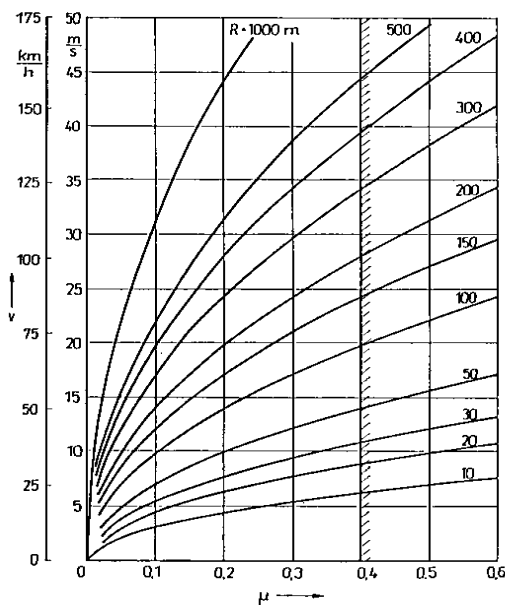
$$\left[\frac{\alpha}{\mu} \right]_a = 14.4^\circ \quad \left[\frac{\alpha}{\mu} \right]_i = 6.5^\circ$$

$$\alpha_i = 0.2 \times 6.5^\circ = 1.3^\circ, \quad \alpha_a = 0.2 \times 14.4^\circ = 2.9^\circ$$

درمجموع برای دو چرخ یک سرجمی برابر با:

$$\alpha_a - \alpha_i = 1.6^\circ \text{ ضروری است.}$$

$$\eta_G = \frac{F_{sv,h}}{\mu \cdot F_{v,h}} = \frac{\text{نیروهای جانبی واقعی}}{\text{نیروهای جانبی نظری}}$$



شکل 2-20: تأثیر سرعت v بر ضریب اصطکاک مفید واقع

شده μ برای شعاع‌های مختلف پیچ $\mu = 0.4$ به عنوان مرز

مشخص شده است.

سرجمی لازم بخصوص زیاد است. مثال

منحنی‌های لاستیک $\frac{\alpha}{\mu} = f(F_N)$ برای انواع لاستیک‌ها بررسی می‌شوند. برای بهینه‌سازی بازدهی توزیع نیروهای جانبی بایستی علاوه بر نیروی جانبی حرکت مورب لاستیک که تعیین کننده است، نیروی جانبی تورب چرخ زیر که در اغلب موارد به مراتب کوچک‌تر است را نیز به آن اضافه نمود:

(24-2)

$$F_S = f(F_N, \xi)$$

ξ = زاویه تورب چرخ

نیروی جانبی تورب چرخ تابع بارگذاری چرخ F_N و زاویه تورب چرخ ξ می‌باشد، اما نوع ارتباط، چنانچه شکل 2-21 نشان می‌دهد به مراتب ساده‌تر است.

بنابراین اگر بخواهیم به کمک سینماتیک سیستم چرخ بازدهی توزیع نیروهای جانبی را بهبود بخشیم، بایستی یک تأثیر فرماندهی ایجاد کنیم. چنانچه شکل 2-22 بطور نمونه نشان می‌دهد، هنگام غلت جانبی بدنه، چرخ عقب واقع در انحناي خارجی پیچ (در اکسل عقب) و چرخ جلوي واقع در انحناي داخلی پیچ (اکسل جلو) در جهت «کم فرمانی» می‌چرخند. اگر قبلاً از راههای دیگری یک کم‌فرمانی یا حداقل یک تأثیر فرمان خنثی کافی ایجاد شده باشد، یک چرخش مخالف جهت چرخهای متقابل نیز، و یا هر دو اقدام به‌مراه هم موجب بهینه‌سازی بازدهی نیروهای جانبی می‌شوند.

چنانچه در بعضی از منابع اثبات شده است، هنگام حرکت فرماندهی همیشه در اکسل جلو از این تأثیر خودفرمانی استفاده می‌شود. زیرا بدین وسیله نه تنها بازدهی توزیع نیروهای جانبی بهینه‌سازی می‌شود، که این احتمالاً یک تأثیر فرعی مناسبی است، بلکه در یک عملکرد فرماندهی معین، که بطور مثال دامنه آن بخاطر زاویه خمیدگی محورهای مفصلی در محرك جلوها محدود است، در اصل یک دایره دور زدن کوچکتری را نیز نتیجه می‌دهد. این انحراف ایجاد شده از زاویه فرماندهی دقیق هندسی طبق نظریه Ackermann تاحدی هنوز به روایتی خطای فرماندهی نامیده می‌شود، اما بخاطر فایده‌ای که بر آن مترتب می‌باشد، بهتر است دیگر چنین نامیده نشود.

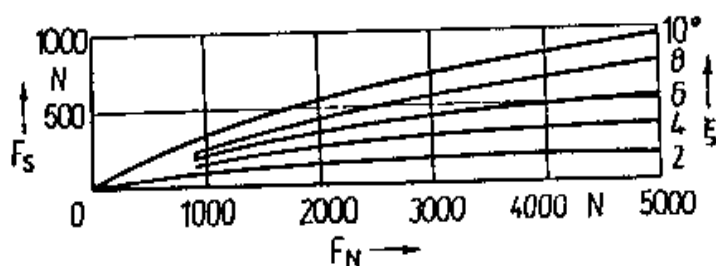
توجه یک راننده متوسط را به این نکته جلب می‌کنیم که: این که یک خودرو در پیچ چقدر مطمئن حرکت کند، بستگی به نقش همه چرخها نقش دارد اما نقش کنترلی چرخ عقب در انحناي خارجی پیچ تعیین‌کننده‌تر است. تنها برای راننده ماهری که با خارج شدن اکسل عقب از مسیر، (که همیشه با یک زیاد فرمانی شدید همراه است) کنترل خودرو را از دست نمی‌دهد، می‌توان چرخ عقب انحناي خارجی را از این نقش حساس معاف نمود. به این وسیله اهمیت توجه ویژه به بازدهی توزیع نیروهای جانبی برای اکسل عقب اثبات می‌شود. هنگام کاهش ناگهانی نیروهای جانبی در اثر تبدیل اصطکاک خشک به اصطکاک لغزشی (یخ لغزنده، سطح برف سفت شده، جاده مرطوب و کثیف) ممکن است در صورت نامناسب بودن بازدهی توزیع نیروهای جانبی چرخ داخلی، اکسل عقب از مسیر خود خارج شود. در این موقعیت یک راننده مسئول سرعت خود و تا حد امکان خط مسیر حرکت خودرو را بر وضعیت جاده تطبیق می‌دهد. شرایط جاده توسط ضریب اصطکاک مفید آن مشخص می‌شود. وظیفه طراح خودرو است که به کمک خودرو و لاستیک آن از این ضریب اصطکاک استفاده کامل را بگیرد.

چون در سیستم‌های تعلیق تکی میزان تغییرات زاویه فرماندهی β چرخ‌ها و میزان تغییرات زاویه تورب چرخ ϵ تابع فاصله نوسان عمودی در دو چرخ يك اكسل مختلف است هم می‌توان تأثیر خودفرماني را طبق بند 2-3-3 و هم تأثیرگذاري بر بازدهی نیروهای جانبی را ایجاد کرد. اختلاف در زاویه حرکت مورب لاستیکها یعنی $\alpha_a - \alpha_i$ را می‌توان بطور مثال اگر دو زاویه فرمان بطرف مرکز خودرو مثبت ارزیابی شوند به كمك مجموعه زاویه فرمان مربوطه تحقق بخشید، چرخش صفحه چرخها بایستی در جهت سرجمی بزرگتر باشد تا زاویه بین سطح چرخ و جهت حرکت خودرو که برابر با زاویه حرکت مورب لاستیک است، در چرخ خارجی پیچ بزرگتر بشود. در مثال شکل 2-22 تنها به كمك زاویه‌های فرماندهی در اكسل جلو و اكسل عقب هم يك تأثیر در جهت كمفرماني و هم يك تأثیر برای بهبود بازدهی توزیع نیروهای جانبی ایجاد می‌کنند. برای وضوح بهتر زوایای β_{ha} و β_{vi} در شکل کمی بزرگتر نشان داده شده‌اند.

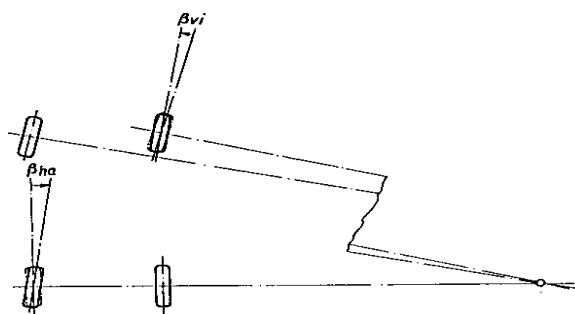
تاکنون در ارتباط با طراحی مرکز غلت جانبی، تغییرات فاصله عرضی چرخ‌ها و تغییرات زاویه تورب چرخ، و در ارتباط با طراحی مرکز غلت طولی، تغییرات فاصله طولی چرخ‌ها و تغییرات عقب افتادگی، همین طور نوسان مورب چرخ‌ها بررسی شدند، اما هنوز زاویه فرماندهی چرخها بررسی نشده است. تأثیر خودفرماني و بازدهی توزیع نیروهای جانبی ولی در ارتباط با زاویه فرمانی که توسط چرخ‌ها اعمال می‌شود نبوده، بلکه تابع زاویه فرماندهی است که توسط سینماتیک سیستم تعلیق چرخ یا توسط تغییر شکل‌های الاستیکی ایجاد می‌شود.

برای تعیین زاویه فرماندهی تابع فاصله نوسانات عمودی، هم روش‌های مختلف محاسباتی و هم روش‌های اندازه‌گیری بکار رفته است. در سال‌های اخیر در کنار بهبود عملی قدم به قدم کلیه سیستم‌های تعلیق که بطور انبوه تولید می‌شوند. چندین روش آنالیز ریاضی نیز جهت بهینه سازی آنها ارائه شده‌اند.

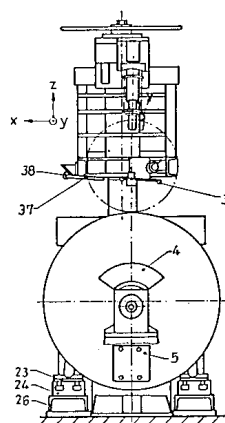
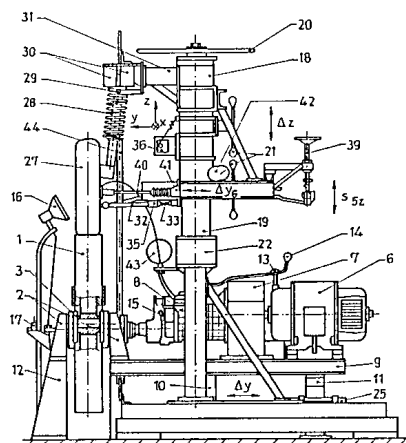
برای طراحی و توسعه يك اكسل جدید از يك مکانیزم فضائی به عنوان مدل استفاده کرده و با بهره‌گیری از يك برنامه محاسباتی آماده یا تطبیق داده شده میزان چرخش صفحه چرخ و میزان تغییر مکان نقطه اتكاء چرخ را، بطور مثال تابع فاصله نوسان عمودی، توسط يك رایانه محاسبه می‌کنند. بعضی از این برنامه‌ها قادرند تغییر شکل‌ها و تغییر مکان‌های الاستیکی را نیز تعیین نمایند. در بعضی از آنها حتی سیستم تعلیق در ارتباط با مدل خودرو بررسی می‌شود، درحالی‌که خصوصیات حرکتی مورد انتظار در سیستم تعلیق چرخ توسط رایانه، در بعضی از مدل‌ها تحت تأثیر تحریکات خارجی



شکل 2-21: نیروی جانبی تورب چرخ
تابع بارگذاري F_N ، زاویه تورب چرخ
 ϵ . مشخصات لاستیک مانند شکل 2-19.



شکل 2-22: زوایای فرمان β_{ha} و β_{vi} برای بهینه سازی بازدهی توزیع نیروهای جانبی با خواسته همزمان ایجاد کم فرمانی.



شکل 23-2:

شماتیک يك دستگاه آزمایش سیستم‌های

تعطیل چرخ.

1- غلتك حرکت

2- تکیه‌گاه‌ها

3- واحد تکیه‌گاه که تنظیم دامنه تا 30mm را

امکان‌پذیر می‌نماید.

4 و 5- جرم‌های تعادل

6- موتور جریان مستقیم، قابل تنظیم دور،

6kw

7- کوپلینگ

8- جعبه دنده

24- ریل شیارها برای تغییر مکان‌های افقی

36- پتانسیومتر دورانی اندازه‌گیر پیش‌دهایت کننده

9- پایه تکیه گاهی

y

37- استابیلیزاتور

25- شافت برای تغییر مکان‌های افقی Y

10- پایه بتونی

38- تکیه گاه استابیلیزاتور

26- پروفیل U- شکل برای دستگاه آزمایش

11 و 12- تکیه گاه‌ها

39- محور تنظیم پیش تنش استابیلیزاتور

27- چرخ آزمایش

13- راه اندازی کوپلینگ

40- میل رابط قابل تنظیم

28- پایه فنری آزمایش

14 و 15- اهرم اتصال

41- جعبه فرمان - چرخ - شانه

29- بازوی تکیه گاهی

16 و 17- اندازه‌گیری دور

42- محل اندازه‌گیری چرخ - شانه

30- سنسور اندازه‌گیری نیرو

18- نگهدارنده‌های تعلیق چرخ

43- محل اندازه‌گیری فشار ترمز

31- بازو

19- لوله داخلی برای تغییر مکان‌های عمودی (مدرج)

44- ستون دستگاه

32- هدایت کننده عرضی

20- چرخ دستی برای تغییر مکان‌های

عمودی

21- دستگاه گیره مدرج برای تغییر مکان‌های

عمودی

33- تیر خمشی اندازه‌گیر نیرو

22- پل پایه

34- اندازه‌گیر محور دوران هدایت کننده عرضی

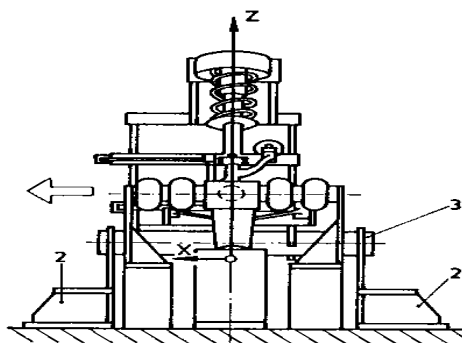
23- کشاب پایه برای تغییر مکان‌های افقی y 35- قسمت حلقه اندازه‌گیر زاویه پیش‌دهایت کننده

مانند حرکت مارپیچ، حرکت دایره‌ای شکل، بریده شدن چرخ فرمان، تأثیر باد جانبی، نقص لاستیک و با ناهمواری‌های مختلف جاده مورد بررسی قرار می‌گیرند.

5-3-2 اندازه‌گیری خصوصیات سینماتیکی :

اندازه‌گیری خصوصیات سینماتیکی بسیار آسان است. با اندازه‌گیری موضع چرخ در خودرو به کمک يك دستگاه اندازه‌گیری نوري (توسط خط اثر چرخ) در دو حالت بارگیری مختلف دو نقطه سینماتيك تابع فاصله نوسان عمودي بدست می‌آید. برنامه اندازه‌گیری را می‌توان در امتداد كل فاصله نوسان عمودي، به کمک يك دستگاه بارگذاري و بار برداري، توسعه داد. اندازه‌گیری در يك سیستم تعلیق كامل دو چرخ یا تنها با نیم اكسل (تنها يك چرخ) نیز متداول است. سیستم‌های اندازه‌گیری نیز وجود دارند كه فاصله نوسان عمودي را به نقطه اتكاء لاستيك منتقل کرده، و یا دستگاه‌هایی كه بدنه خودرو را بالا و پائین می‌برند. همین‌طور می‌توان پایه‌ای را مشابه حرکت بدنه متناسب با شیب غلت جانبی چرخاند. يك دستگاه اندازه‌گیری با پایه‌ای كه مشابه خودرو بالا و پائین می‌رود در شكل 2-23 نشان داده شده است. دستگاه اندازه‌گیری دیگری كه در آن پایه آزمایش طبق شیب غلت جانبی بدنه چرخانده می‌شود در اشكال 2-24 و 2-25 نمایش داده شده است. به کمک هر دو دستگاه‌های آزمایش هم می‌توان تغییر مکان‌های سینماتیکی و هم تغییر شكل‌های الاستیكي را اندازه‌گیری نمود.

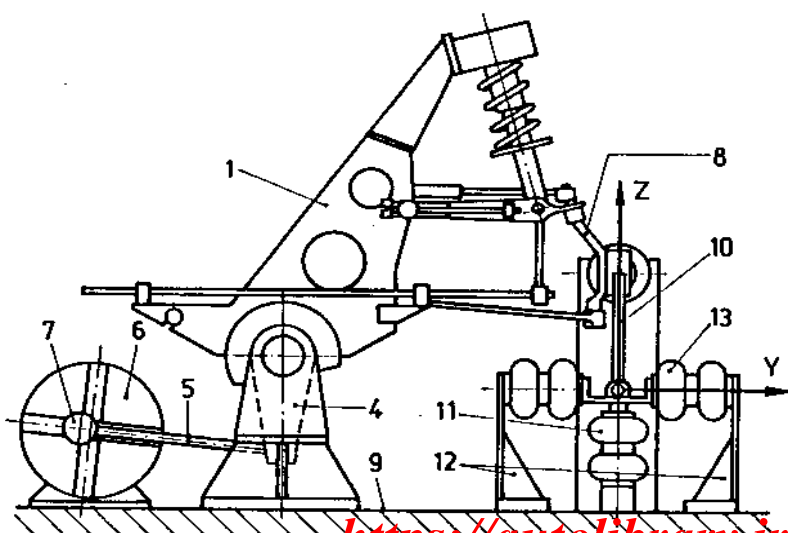
در اشكال 2-26 تا 2-30 نتایج اندازه‌گیری‌هایی كه توسط دستگاه نشان داده شده در اشكال 2-24 و 2-25 انجام گرفته رسم شده‌اند. يك قسمت از نتایج قبلاً از حدود بیست سال پیش نیز بدست آمده بودند، اما روندها روشن می‌کنند كه سینماتيك آنها كم و بیش تصادفی ایجاد شده‌اند. يك بحث عمیق‌تر وقتی شروع می‌شود كه نتایج توسط تغییر شكل‌های الاستیكي نیز تكمیل شده باشند. اندازه‌گیری تغییرات زوایای تورب چرخ، سرجمعی و عقب افتادگی و تغییر مکان نقطه اتكاء لاستيك در جهت‌های طولی و عرضی تابع فاصله نوسان عمودي امروزه از جمله آخرین پیشرفت‌های صنعتی هستند. رعایت نتایج این نوع اندازه‌گیری‌ها از توضیحات اكسل‌هایی كه جدیداً توسعه یافته‌اند بخوبی مشهود است.



شكل 2-24: دستگاه آزمایش اكسل در صفحه X-Z

2- پایه‌های تکیه‌گاهی برای سوار کردن شافت

3- محور برای سوار کردن پایه دستگاه



شكل 2-25: دستگاه

آزمایش شكل 2-24

در صفحه z-y:

3- پایه دستگاه برای محکم

کردن اكسل روی دستگاه

4- اهرم راه‌اندازی برای

حرکت نوسانی شافت

5- میل رابط برای تنظیم

ارتفاع دستگاه

6- صفحه کورس

7- قطعه لغزنده براي تنظيم فاصله نوسان فنر

8- تکیه‌گاه، نگهدارنده چرخ

9- صفحه اصلي

10- اهرم نصب شده روي نگهدارنده چرخ بجاي چرخ 11- فنر نيوماتيكي كه قسمتي از آن با اب پر شده تا بر ضريب سختي فنري لاستيك تطبيق داده شود.

12- پايه‌هاي كمكي براي فنرهاي نيوماتيكي اعمال كننده نيروهاي طولوي و جانبي

13- فنرهاي نيوماتيكي كه بر مفصل كروي انتهاي پائيني اهرم 10 اثر مي‌كنند.

شكل 2-26: در دستگاه 2-25 بجاي يك فنر

نيوماتيكي از يك بالابر استفاده شده و صفحه

6 ثابت شده است.

به اين نحو تغيير مكان‌هاي نشان داده شده در

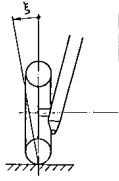
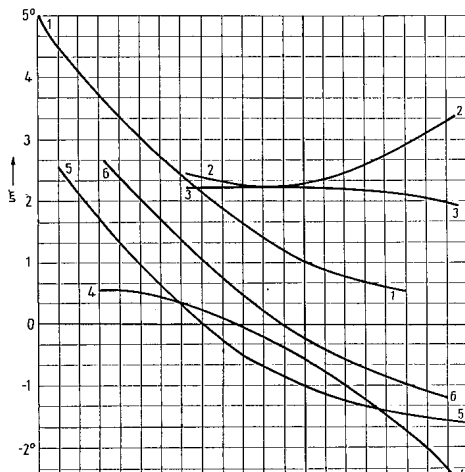
اين شكل و در شكل‌هاي بعدي اندازه‌گيري

شده‌اند (تغيير مكان‌هاي صفحه چرخ). شكل

26-2 تغييرات زاويه تورب را تابع فواصل

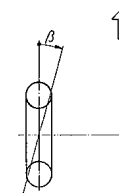
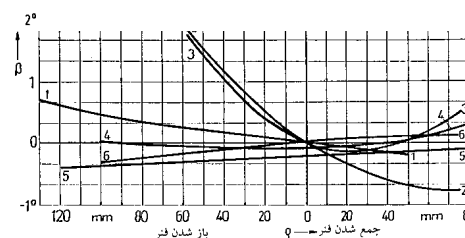
نوسانات عمودي فنر نشان مي‌دهد.

$$\xi = f(\rho)$$



شكل 2-27: تغييرات زاويه سرجمعي تابع

فاصله نوسان عمودي فنري $\beta = f(\rho)$



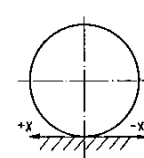
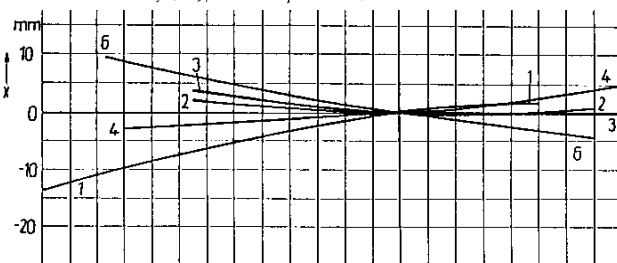
شكل 2-28: تغيير مكان

طولوي نقطه اتكاء چرخ كه

با تغيير فاصله طولوي

چرخهاي عقب و جلو

$x = f(\rho)$ تطبيق دارد.



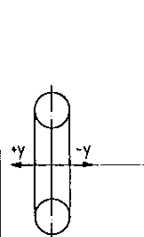
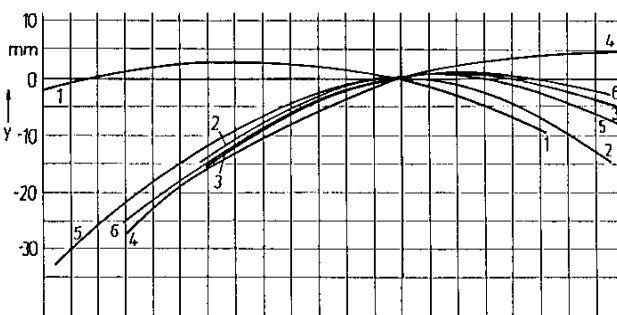
شكل 2-29: تغيير مكان

عرضي نقطه اتكاء چرخ

كه با يك تغيير فاصله

عرضي چرخ‌هاي يك اكسل

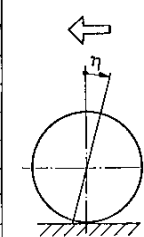
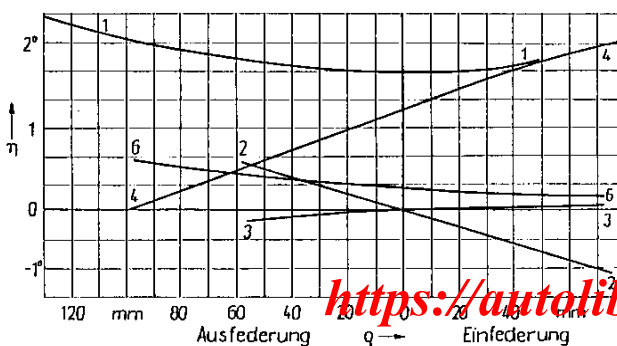
$y = f(\rho)$ تطبيق دارد



شكل 2-30: تغييرات عقب

افتادگي تابع فاصله نوسان

عمودي $\eta = f(\rho)$



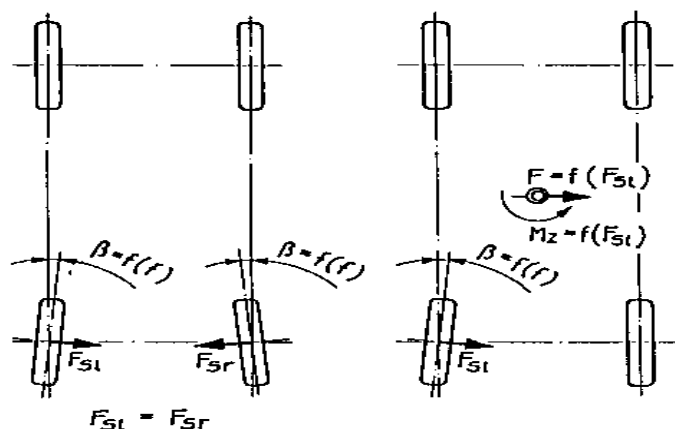
4-2 تغییر شکل‌های الاستیکی

1-4-2 تغییر شکل‌های الاستیکی خواسته شده و ناخواسته

مهمترین نوع تغییر مکان الاستیکی یا تغییر شکل الاستیکی در ارتباط با سیستم تعلیق چرخ نوسان فنری است که يك فصل خاص به بررسی آن اختصاص داده شده است. در این بخش این نوع تغییر شکل را به عنوان معلوم فرض می‌کنیم. تغییر شکل‌های الاستیکی در سایر اجزاء الاستیک بکار رفته در سیستم تعلیق نیز در ارتباط با نیروهای مؤثر ایجاد می‌شوند از اینگونه تغییر شکلهای برای تأثیرگذاری بر عکس‌العمل‌های حرکت خودرو (تحت عنوان کلی خصوصیات الاستوسینماتیک) آگاهانه استفاده می‌شود. در سیستم‌های تعلیق بررسی‌ها بر مبنای نیروها و گشتاور مؤثر در سطح اتکاء لاستیک انجام می‌گیرد. نیروها و گشتاورهای مؤثر عبارتند از:

- نیروهای عمودی (بارگذاری چرخ)
- نیروهای محیطی (نیروی محرك و نیروی ترمز)
- نیروهای جانبی (نیروی گریز از مرکز و نیروهای باد جانبی)
- گشتاور برگردان (گشتاور حول محور تورب فرمان)

این نیروها و گشتاورها را می‌توان هنگام ایجاد تغییرات در عکس‌العمل‌های حرکتی با نیروهای اینرسی یکسان تصور نمود. در ارتباط با مفهوم سینماتیک سیستم تعلیق قبلاً چندین بار به ایجاد اثرات مطلوب فرماندهی به منظور بهینه سازی خصوصیات حرکتی اشاره شده است. باتوجه به تغییر شکل‌های الاستیکی می‌توان این نوع خواسته‌ها را گسترش داد. چنانچه بطور مثال در شکل 2-22 نشان داده شد، ایجاد تأثیر خودفرمانی توسط سینماتیک سیستم تعلیق مستلزم این است که هنگام عبور از روی يك مانع يك تأثیرگذاری بر نیروهای جانبی مانند شکل 2-31 ایجاد شود.



شکل 2-31: نمایش چگونگی تأثیر فرماندهی سینماتیکی ایجاد شده توسط تغییر زاویه سرجمی تابع فاصله نوسان فنری هنگام عبور از روی يك مانع. تأثیر بر بارگذاری خودرو و حفظ جهت حرکت مشابه شکل خواهد شد. اما از نظر راندمان توزیع نیروهای جانبی نیز، اگر همراه با غلت جانبی ایجاد شود تأثیر مناسبی به همراه دارد. چنانچه بعداً اثبات می‌شود ایجاد يك سرجمی در ارتباط

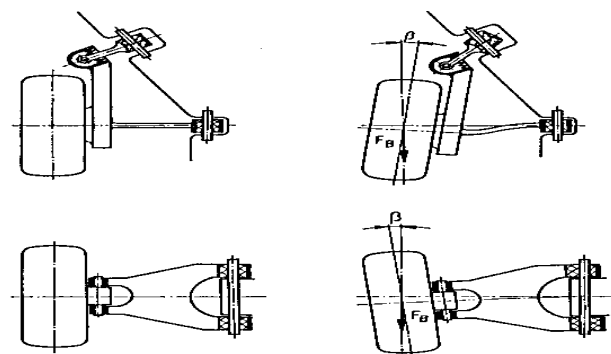
با نیروهای جانبی از نظر راندمان توزیع نیروهای جانبی نیز مناسب است.

در مقایسه اما اگر این گونه تأثیرات به کمک تغییر شکل‌های سیستم تعلیق اعمال بشوند، این اثرات جانبی را ندارند. بنابراین بسیار مناسب‌تر است که یک تأثیر فرماندهی، آنطور که در شکل 2-22 نمایش داده شده، به کمک تغییر شکل‌های الاستیکی سیستم تعلیق حاصل شود. زاویه فرمان‌دهی β در این صورت تابع نیروهای جانبی بوده و به این وسیله در ناهمواریهای جاده تأثیر نمی‌کند، البته اگر تضمین بشود که هنگام جمع شدن فنر تغییرات فاصله عرضی ایجاد نمی‌شود.

به کمک استقرار صحیح اعضاء الاستیک می‌توان تأثیرات منفی سینماتیک را بر موضع چرخ کاهش یا افزایش داد. مثال‌های زیر شناخته شده‌اند:

در یک اکسل بکار رفته در عقب پورشه 928 (سیستم هدایت کننده عرضی دابل) به کمک ترتیب مفاصل و الاستیسیته معین و جهت‌دار در ارتباط با نیروی ترمز یک عکس‌العمل فرماندهی خواسته شده‌ای را ایجاد می‌کنند. در شکل 2-32 نوع تأثیر یک هدایت کننده معمولی در یک اکسل عقب با عملکرد هدایت کننده تحتانی اکسل نامبرده مقایسه شده است. درحالی‌که با یک مفصل معمولی هنگام تأثیر یک نیروی ترمز در چرخ خارجی پیچ یک زاویه فرماندهی در جهت زیاد فرمانی ایجاد می‌شود، در اکسل عقب پورشه زاویه فرمانی در جهت مخالف آن را ایجاد می‌کند. آنطور که در شکل 2-22 برای چرخ خارجی پیچ اکسل عقب خواسته شده بود.

شکل 2-32: تأثیر نیروی ترمز:

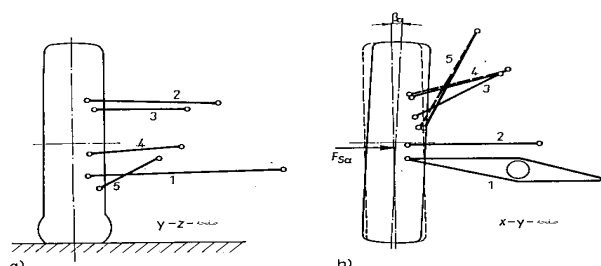


به کمک ترتیب مفاصل و الاستیسیته معین جهت‌دار در ارتباط با نیروی ترمز یک عکس‌العمل فرماندهی خواسته شده را ایجاد می‌کنند (هدایت کننده تحتانی) (تصویر فوقانی) در مقایسه یک هدایت کننده تحتانی معمولی در یک اکسل عقب نشان داده شده است (تصویر تحتانی) (هدایت کننده فوقانی در تصاویر نمایش داده نشده است).

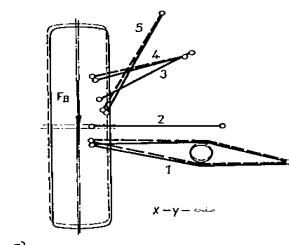
یک مثال دیگر اکسل هدایت کننده فضائی مرسدس است. در این طرح نیز به کمک استقرار

آگاهانه هدایت کننده‌ها چنانچه

شکل 2-33 نشان می‌دهد، حداقل از چرخش منفی الاستیکی سطح چرخ جلوگیری بعمل می‌آید،



شکل 2-33: اصول ساختمان یک اکسل هدایت کننده فضایی



a- نمای پشت، تصویر شده در صفحه z-y: نیروهای جانبی و ترمزی مؤثر در سطح اتكاء لاستیک. بیشتر توسط هدایت کننده تحتانی 1، بازوی 5 و میله رابط 4 جذب می‌شوند.

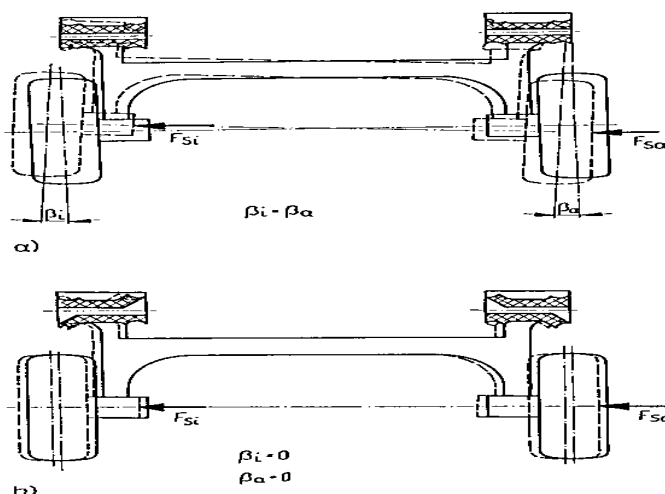
b- نمای فوقانی، تصویر شده در صفحه y-x: هنگام تأثیر نیروهای جانبی از خارج بازوی 5 و میله رابط 4 باعث چرخش در جهت سرجمی می‌شوند.

c- نمای فوقانی، تصویر شده در صفحه y-x: هنگام تأثیر نیروهای ترمزی بازوی 5 و میله رابط 4 مانع يك چرخش در جهت سرجمی منفی می‌شوند.

در این نمایش بسیار ساده شده تأثیر مفید تغییر شکل‌های الاستیکی هنگام ترمزگیری در پیچ‌ها روشن می‌شود، زیرا تأثیر خودفرماني در جهت کم‌فرماني را توجیه می‌نماید.

در شکل 2-34 راه حل دیگری نشان داده شده است که در آن تغییر شکل‌های الاستیکی در اثر يك نیروی جانبی اکسل نوع هدایت مرتبط را به يك طرف می‌کشد. بدین وسیله سختی دو تکیه‌گاه لاستیکی در جهت طولی خودرو تغییر می‌کند، بطوریکه کل اکسل نمی‌پیچد.

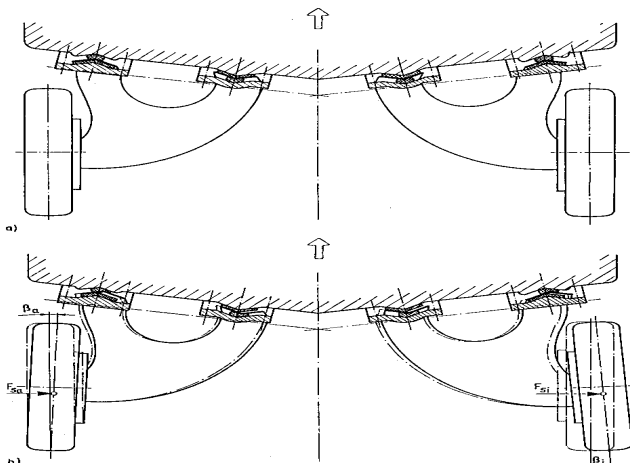
شکل 2-34: اصول ساختمانی يك اکسل مختلط، بدون و با مفاصل اصلاح کننده رد حرکت خودرو.



a- الاستیسیته مفاصل باعث يك زاویه فرماندهی β می‌شود که در اکسل عقب زیادفرماني ایجاد می‌کند.

b- به کمک مفاصل اصلاح کننده رد حرکت مانع ایجاد زاویه فرماندهی β می‌شوند.

در شکل 2-35 راه حلی نشان داده شده که تکیه‌گاههای لاستیکی آن بنحوی بهم متصلند که باز سیستم دارای خاصیت سختی فنری تابع جهت نیرو می‌باشد.



شکل 2-35: اصول ساختمان اکسل آونگی مورب:

نیروهای جانبی نشأت گرفته از حرکت در پیچ‌ها در این اکسل سرجمی ایجاد می‌کند.

مفاصل الاستیکی هدایت کننده‌ها چنان طراحی شده‌اند که مرکز دوران هدایت کننده‌ها برای نیروهای جانبی مؤثر از خارج پشت اکسل و برای نیروهای جانبی از داخل (چرخ انحناي داخلی پیچ)

جلوي اكسل قرار مي گيرد. به

اين صورت

مي توان هم از ايجاد زياد فرماني هنگام ترمزگيري در پيچ ها جلوگيري کرده و هم η_G را بهبود بخشيد. با افزايش فاصله عرضي چرخها هنگام نوسان فنري نيز به اين صورت مقابله ميشود كه رأس فلش تك مفاصل در امتداد يك منحنی پيچي قرار مي گيرند، بطوريكه هدايت كننده ها هنگام نوسان فنري به طرف داخل مي پيچند.

مفاصل خارجي هدايت كننده طولي به طرف جلو نرم و به طرف عقب سخت هستند، و مفاصل داخلي تأثيري بالعكس دارند. با تأثير يك نيروي جانبي از خارج عكس العمل مفصل هدايت كننده سخت تر است. در چرخ انحنای داخلي آنجا كه نيروي جانبي از داخل اثر مي كند تكيه گاه نرم و تغيير شكل پذير است. علاوه بر اين خاصيت الاستيسيته جهت دار، طراحي مفاصل خارجي به طرف جلو و مفاصل داخلي به طرف عقب شكدهي فلش مانند دارند، به اين وسيله كه تغيير مكان عرضي مرتبط با نيروهاي جانبي باعث چرخش سطح چرخ شده و بر قابليت فرماندهي و راندمان توزيع نيروهاي جانبي تأثير مناسبی مي گذارد.

حرکت فلشي شكل يك چرخش به طرف داخل توضيح داده شده در شكل 2-35 را نيز امكان پذير مي نمايد، بطوريكه ارتفاع مركز غلت کاهش يافته و تغييرات فاصله عرضي كمتر مي شود.

با وجودي كه مثال هاي اشكال 2-31 تا 2-35 فقط مربوط به اكسل عقب هستند، الاستيسيته در اكسل هاي جلو نيز با اهميت است. اين نوع تأثيرات در ارتباط با بحث فرماندهي ارزيابي مي شوند (به جدول 2-3 نيز رجوع شود).

يك کاهش عقب افتادگي هنگام ترمزگيري در اثر الاستيسيته در چرخهاي فرماندهي شده عكس العمل نامناسبی است. زيرا ممكن است گشتاور برگردان در چرخها به اين نحو حتي منفي شود. به اين جهت يك افزايش عقب افتادگي سينماتيكي هنگام كلهزني به پائين، هنگام ترمزگيري، عكس العمل مناسبی است. يك مثال نوعي سيتروئن 2CV است كه در ابتدا آنرا از جمله بخاطر تغييرات عقب افتادگي زياد تابع فاصله نوسان فنري، تنها براي سرعت هاي كم كاراً ارزيابي مي كردند. تغيير عقب افتادگي زياد موجود در اكسل جلو را ديگر امروزه به عنوان دليل براي محدود كردن سرعت ارائه نمي كنند، زيرا مي توان به كمك الاستوسينماتيک سيستم تعليق با تغييرات خصوصيات حرکت مورب الاستيك هنگام ترمزگيري مقابله نمود. تأثيرات منفي در ساير موقعيت هاي حركتي آنقدر كه تصور مي شد زياد نيست. يك وظيفه مهم ديگر اجزاء الاستيك در سيستم تعليق چرخ جلوگيري از انتقال صدا است. اجزائي كه در بخش بعدي به عنوان دمپينگ بدنه بررسي مي شوند براي دمپينگ صدای غلطي كه توسط چرخها ايجاد مي شود نيز تعيين كننده هستند و از نقطه نظر اين خصوصيت نيز ارزيابي مي شوند.

فصل سوم

سیستم های تعلیق چرخ

1-3 وظائف و عملکردها

چرخ ها هم از نظر ایمنی و هم از نظر اقتصادی از جمله با اهمیت ترین اجزاء بکار رفته در خودروها هستند. اهمیت تعلیق در ارتباط تنگاتنگ با اهمیت چرخ است. یک سیستم تعلیق چرخ بایستی قبل از هر چیز از این نظر ارزیابی شود که چقدر خوب ایفای وظیفه نموده و به تبع آن چرخ ها وظائف حرکتی خودروی مربوطه را امکان پذیر می نمایند. چرخ ها همراه با سیستم تعلیق خود بدنه خودرو را روی جاده هدایت می کنند. ابتدا «ضوابط ارزیابی سیستم های تعلیق چرخ» را جمع بندی نموده و سپس به اختصار مهم ترین وظائف حرکتی و خصوصیات عملکردی آنها را تحت عنوان «سینماتیک چرخ و اکسل» مورد بررسی قرار می دهیم.

1-1-3 ضوابط ارزیابی سیستم های تعلیق چرخ

امروزه طرح های سیستم تعلیق چرخ را، به ویژه از سه نقطه نظر ایمنی، راحتی و اقتصادی مورد ارزیابی قرار می دهند (شکل 1-3):

1-1-1-3 ضوابط مؤثر بر ایمنی خودرو:

خصوصیات ساخت: استحکام کاری، ابعاد مناسب، انتخاب ماده و تکنولوژی ساخت از نظر ایمنی کلیه قطعات تعلیق بویژه مهم اند. شکسته شدن یک قطعه از سیستم خطر ایجاد سانحه را به همراه دارد. به این جهت بطور مثال فنرها که از نظر عملکردی هنگام جمع و باز شدن، نوسانات تنشی بسیار بزرگی را تحمل می نمایند نبایستی به تنهایی برای هدایت چرخ یا اکسل بکار روند.

خصوصیات سینماتیکی :

- تأثیر فرماندهی: زاویه فرماندهی چرخ، زاویه تورب چرخ (Camber) و عقب افتادگی (lag) از جمله خصوصیات سینماتیکی سیستم تعلیق چرخ هستند که ممکن است تابع نوسانات عمودی تغییر کنند. این تغییرات و تغییر شکل‌های الاستیکی ایجاد شده در اثر نیروهای طولی و جانبی تأثیر قابل توجهی بر پایداری حرکت خودرو دارند. چگونگی تأثیر خصوصیات سینماتیکی و تغییر شکل‌ها را بعداً مشروح‌تر بررسی می‌کنیم.



شکل 3-1: ضوابط ارزیابی سیستم‌های تعلیق چرخ خودروها. بزرگی سطوح قطاع تابع اهمیت ضوابط است.

- تأثیر سرخوردن: همراهی تغییرات فاصله عرضی چرخ‌ها، تغییرات زاویه فرماندهی و تغییرات زاویه تورب چرخ، همراه با تغییرات بارگذاری چرخ‌ها و تغییرات نیروهای جانبی مؤثر بر یک سیستم تعلیق چرخ تأثیر مستقیمی بر چگونگی توزیع نیروهای جانبی بین دو چرخ یک اکسل داشته و به تبع آن بر رسیدن به حد سرخوردن چرخ‌ها تأثیر می‌گذارند. سیستم تعلیق چرخ بر قابلیت کنترل خودرو روی جاده‌های لغزنده و در وضعیت‌های بحرانی از نظر شتاب‌گیرهای عرضی و عمودی نیز تأثیر دارد.

- تأثیر بر چپ شدن: با وجودیکه خودروها بایستی چنان طراحی شده باشند که قبل از رسیدن به مرز چپ شدن به حد سرخوردن برسند، شرایط مرزی وجود دارد که خودرو چپ شده و حتی معلق می‌زند. سیستم تعلیق چرخ در ارتباط با سیستم فنربندی و ابعاد اصلی (فاصله عرضی و طولی چرخ‌ها و ارتفاع مرکز ثقل) بر مرز چپ شدن تأثیر می‌گذارد.

3-1-1-2 ضوابط مؤثر بر راحتی خودرو:

- راحتی نوسانی: راحتی نوسانی قبل از هر چیز از فنربندی خودرو همراه با سیستم تعلیق چرخ تأثیر می‌گیرد.
- راحتی سمعی: سیستم تعلیق چرخ همراه با تکیه‌گاه‌های هدایت کننده‌ها، فنر و کمک فنر بر چگونگی انتقال صدای غلت لاستیک‌ها تأثیر می‌گذارد.

- شکل دهی فضای داخلی خودرو: فضائی که چرخ‌ها و سایر اجزاء سیستم تعلیق اشغال می‌کنند دیگر در اختیار موتور، جعبه دنده، مخزن سوخت، دستگاه تخلیه دود، و همین‌طور در اختیار فضای مسافر و بار نیست. اگرچه این ضابطه به عنوان آخرین عامل مؤثر بر راحتی معرفی می‌شود، اما با این وجود باید توجه داشت که در سال‌های اخیر به ویژه آن سیستم‌های تعلیقی بیشتر متداول شده‌اند که از نظر اشغال فضا قابلیت انطباق بیشتری از خود نشان داده‌اند.

3-1-1-3 ضوابط مؤثر بر اقتصاد:

- مقاومت‌های حرکتی: از بین مقاومت‌های حرکتی که تابع سیستم تعلیق چرخ هستند، مقاومت غلت لاستیک اهمیت ویژه‌ای دارد. خطا در موضع استقرار چرخ (زاویه سرجمی، زاویه تورب چرخ) و تغییر فاصله عرضی چرخ‌ها در طول نوسانات عمودی (که باعث می‌شود لاستیک در ناهمواری‌ها بطور مورب بغلتد) باعث افزایش مقاومت غلت لاستیک می‌شوند.

انرژی مستهلك شده فنری که تبدیل به گرما شده و هنگام نوسان خودرو يك مقاومت حرکتی ایجاد می‌کند نیز بایستی در این ارتباط مورد توجه قرار گیرد.

- دوام: سطح توقعات از نظر اطمینان و دوام در خودروها بالا است. استهلاك و ارزش خرید مجدد تابع آنها می‌باشند. به ویژه تأثیر سیستم تعلیق بر سائیدگی لاستیک‌ها نیز روشن است. در يك سیستم تعلیق که هنگام نوسانات عمودی تغییرات فاصله عرضی زیاد است، بطور مثال ممکن است دوام لاستیک در مقایسه با يك سیستم تعلیق بدون تغییرات فاصله عرضی بطور قابل توجه کاهش پیدا کند.

- هزینه نگهداری: هزینه نگهداری در ارتباط مستقیم با دوام بوده و بجز چند استثناء سیستم‌های تعلیق بدون نیاز به سرویس مورد توجه هستند.

- قابلیت مونتاژ و قابلیت تعمیر: بخصوص با متداول شدن پایه‌های فنری (Spring strut axle) و قابلیت مونتاژ سیستم تعلیق بصورت يك مجموعه پیش ساخته این خواسته‌ها بخوبی تحقق پیدا کرده است.

- کاربرد مواد و هزینه تولید: این ضابطه مشخصه ارزش مصرفی نبوده، بلکه در ارتباط با ایجاد هزینه بررسی می‌شود. سازنده‌ها بایستی علاوه بر هزینه يك سیستم تعلیق چرخ، چگونگی تأثیر آن بر سایر مجموعه‌های ساختمانی و به ویژه تأثیر آن بر بدنه را نیز مورد مطالعه قرار دهند. بطور مثال راحتی فنری بالا بارگذاری بدنه را کاهش می‌دهد.

موقعیت مناسب استقرار نقاط انتقال نیرو به بدنه از نظر سبك‌سازي و دوام بدنه مهمند. کلیه قطعات پوسته‌ای (ورق فلزی) در محدوده پوسته چرخ (باصطلاح گل‌گیرها) بطور مستقیم تحت تأثیر سیستم تعلیق چرخ قرار دارند.

معیارهای نام برده در شکل 1-3 جمع‌بندی شده‌اند. اندازه سطوح تابع اولویت ضوابط تعیین شده‌اند. بدیهی است که يك چنین اولویت بندی عینی نبوده و دیدگاه سازنده‌ها با دیدگاه خریداران خودرو متفاوت می‌باشد.

2-3 خواسته‌های طراحی :

1-2-3 خصوصیات و خواسته‌های طراحی (کلی) مشترک بین انواع سیستم‌های تعلیق چرخ

سیستم‌های تعلیق بایستی:

- 1- از عکس‌العمل حرکتی خوبی برخوردار باشند یعنی تأمین کننده حداکثر راحتی و ایمنی سفر باشند. بطور مثال بدون نوسانات دینامیکی بارگذاری چرخها بوده، قابلیت جذب نیروهای جانبی خوبی داشته و هدایت دقیق چرخها را بدون نوسانات حول محور عمودی تأمین کنند.
- 2- سبک باشند، زیرا جرم بدون فنربندی کمتر موجب کاهش انتقال نوسانات به بدنه خودرو می‌شود.
- 3- قابلیت فرماندهی چرخهای جلو را بدون عیب و نقص و بطور ساده تأمین کرده و تأثیر نامناسبی بر سیستم فرمان نداشته باشند.
- 4- نیروهای موجود در نقطه اتکاء لاستیک را به بدنه انتقال دهند و با این وجود از استحکام کافی برخوردار باشند.
- 5- سروصدای جاده و سروصدای غلتش لاستیکهای رادیال را از بدنه خودرو دور نگهدارند. اجزاء تشکیل دهنده یک سیستم تعلیق یعنی اعضاء واسط بین نگهدارنده چرخ و بدنه خودرو عبارتند از هدایت کننده‌ها، مفاصل و فنرها. این اجزاء بایستی متناسب با وظائف نامبرده در بالا طراحی شده باشند. از جمله به این منظور بایستی :

 - نقاط اتصالشان بر راحتی قابل دوران بودن و با این وجود تغییر شکل‌پذیر نباشند.
 - عایق سروصدا باشند.
 - میله‌های هدایت کننده کلیه نیروهای همه جهات را جذب کنند.
 - گشتاورهای شروع حرکت و ترمزی را جذب کرده، بدون اینکه سنگین یا از نظر تولید پرزحمت باشند.
 - فنرها نیز بایستی شکل‌دهی ساده داشته و از ماده آن حداکثر استفاده شده و بخوبی قابل جاسازی باشند.

2-2-3 خصوصیات و خواسته‌های ویژه متمایز کننده انواع سیستم‌های تعلیق چرخ

خصوصیات و خواسته‌های ویژه‌ای که سعی بر تحقق و رعایت آنها و برحسب اولییتی که طراح بین آنها قائل شده باعث ایجاد تنوع و تفاوت در انواع طرح‌های سیستم تعلیق می‌شود عبارتند از:

- 1- قابلیت کاربرد
 - 2- نیاز به فضا
 - 3- خصوصیات سینماتیکی سیستم تعلیق
 - 4- چگونگی بارگذاری بدنه
 - 5- استحکام و دوام کافی
 - 6- چگونگی نیاز به سرویس و نگهداری
- * قابلیت کاربرد : فرق است بین اینکه سیستم تعلیق در اکسل جلو یا در اکسل عقب بکار رفته و محرك باشد یا نباشد.

* نیاز به فضا: بعضی از انواع سیستمهای تعلیق در مقایسه با ارتفاع، در عرض خودرو نیاز بجای کمتری دارند، درحالیکه بعضی دیگر عکس آن، در جهت ارتفاع جای کمتری را اشغال میکنند. بطور مثال سیستم هدایت کننده عرضی دابل بطور عرضی در جهت موتور نیاز بجای کمتری دارد. یا سیستم هدایت کننده طولی و هدایت کننده مورب در ارتفاع نیاز بجای کمتری دارد (مناسب برای صندوق بار مناسب). یا اکسل ثابت با فنرهای آن در تمام طول اکسل نوسان کامل داشته و به این منظور در بالای خود نیاز بجای مناسب برای نوسان دارد که این باعث محدود شدن جا برای نصب صندوق بار شده و کف خودرو نیز ناصاف میشود. مثال دیگر اینکه اکسل جلو نیاز به جای کافی برای پیچیدن چرخها (هنگام فرماندهی) دارد.

* خصوصیات سینماتیکی تعلیق: پارامترهای سینماتیکی طراحی بایستی به نحوی انتخاب شوند که خصوصیات حرکتی خوب و مناسبی حاصل شود. به دلیل اهمیت این مسئله خصوصیات سینماتیکی موردنظر را به تفصیل معرفی مینمائیم:

- تابعیت تحرك چرخها از هم: (اکسل ثابت است، سیستم تعلیق تکی است یا از نوع مختلط)
- نوسانات عمودی: نوسانات عمودی، وقتی بدنه خودرو را ثابت فرض میکنیم، هنگام نوسان دو طرف یکسان یا نوسان دو طرف مختلف ایجاد میشوند. نوسانات عمودی باعث ایجاد تغییراتی در خصوصیات سینماتیکی از قبیل سرجمعی، تورب چرخ و فرمان، عقب افتادگی و غیره خواهد شد.

- عکس العملهای عرضی: عکس العملهای عرضی نیز در حالت نوسان یک طرفه یا دو طرف مختلف چرخهای یک اکسل ایجاد شده و ممکن است با حرکت عمودی دو طرف یکسان یا دو طرف مختلف چرخها ترکیب شوند. از این نقطه نظر بین دو حالت زیر تفاوت قائل شدهاند: الف: بدنه خودرو را در جهت عرضی ثابت شده فرض میکنند (با فرض کردن سرعتهای حرکتی بالا و وجود خاصیت الاستیسیته عرضی در چرخها، یا با فرض سیستم تعلیق چرخ سبک و وزن نسبتاً زیاد بدنه قابل تحقق است) در این صورت برحسب نوع ساختمانی سیستم تعلیق یک تغییر مکان عرضی در یک چرخ یا در هر دو چرخ ایجاد خواهد شد.

- ب: فرض میکنند تغییر مکان عرضی بدنه امکان پذیر بوده و یک چرخ یا هر دو چرخ را در جهت عرضی ثابت کرده باشند (این با فرض کردن سرعتهای کم، خاصیت الاستیسیته کم، ضریب اصطکاک خوب چرخها و جرم نسبتاً کم بدنه خودرو قابل تحقق است). در این صورت نیروهای عرضی که در حالت نوسان یک طرفه ایجاد میشود باعث لرزش خواهد شد. راههای مقابله با عکس العملهای عرضی این است که در کنار استفاده از سیستم تعلیق کمتر قابل لرزش و استفاده از لاستیکهایی که در جهت جانبی نرمترند (که این اما برحسب نوع ساخت لاستیک دارای خاصیت حرکت مورب لاستیک نامطلوب است) یک امکان تحرك عرضی در سیستم تعلیق و تحت شرایطی در کل اکسل ایجاد میکنند.

- موقعیت ایجاد مرکز آنی بدنه: مرکز آنی غلت بدنه نقطه ایست که بدنه هنگام تأثیر نیروهای جانبی حول آن در لحظه اول دوران میکند. معمولاً موقعیت این نقطه تابع زاویه شیب بدنه عوض میشود (شکل 2-13).

- تأثیر زاویه شیب بدنه بر فاصله عرضی چرخها و زاویه تورب چرخها: زاویه شیب بدنه در پیچها، از نظر سینماتیکی با حفظ موقعیت چرخها، تأثیری معادل عکس تأثیر حرکت عمودی دو طرف مختلف بر فاصله عرضی و زاویه مورب چرخها دارد (شکل 2-13).
- میزان ایجاد گشتاور برگردان برای یک زاویه شیب معلوم بدنه.

- تأثیر خود فرمانی اکسل: این امکان وجود دارد که در يك اكسل هنگام فرماندهی چرخها، با استفاده از نیروهای جانبی تأثیر فرماندهی را در اكسل در جهت مطلوب بطور خودکار اصلاح نمود.

در ارتباط با كل خودرو خصوصیات سینماتیکی عبارتند از:

- موقعیت متقابل مراکز آني غلت و مراکز ثقل جلو و عقب خودرو
- زاویه شیب بدنه و تأثیر آن بر توزیع بارگذاری چرخها
- عكس العمل كله زدن

* بارگذاری بدنه: اجزاء تعلیق بایستی به نحوی انتخاب و طراحی شده باشند که با وجود سبك سازی تا حد ممکن باعث تقویت زیر بدنه شده و نیروهای کمتری به بدنه منتقل کنند (شکل 4-29).

* استحکام و دوام کافی: در محاسبات اولیه با تعیین ابعاد، دوام اولیه قطعات را محاسبه و سپس به كمك تست های خستگی استحکام آنها را تضمین می کنند.

* سرویس و نگهداری: سیستم تعلیق بایستی به نحوی طراحی شده باشد که تا حد ممکن بدون نیاز به سرویس و نگهداری باشد. نتیجه گزارش يك ارزیابی از هفت میلیون تست در 84 نوع مدل سواری مختلف از سال 1981 در این مورد در جدول 3-1 نشان داده شده است.

جدول 3-1: گزیده ای از نتایج گزارش تست موضعی که در سیستم های تعلیق نیاز به سرویس و نگهداری دارند. نواقص مشاهده شده در مواضع کنترل شده و پی آمد احتمالی نواقص توضیح داده شده است. علاوه بر آن آمار به درصد متوسط نواقص تابع عمر سواریهای بررسی شده نیز ارائه شده است (گزارش از سال 1981 توسط سازمان TÜV آلمان. (سازمان حفاظت فنی))

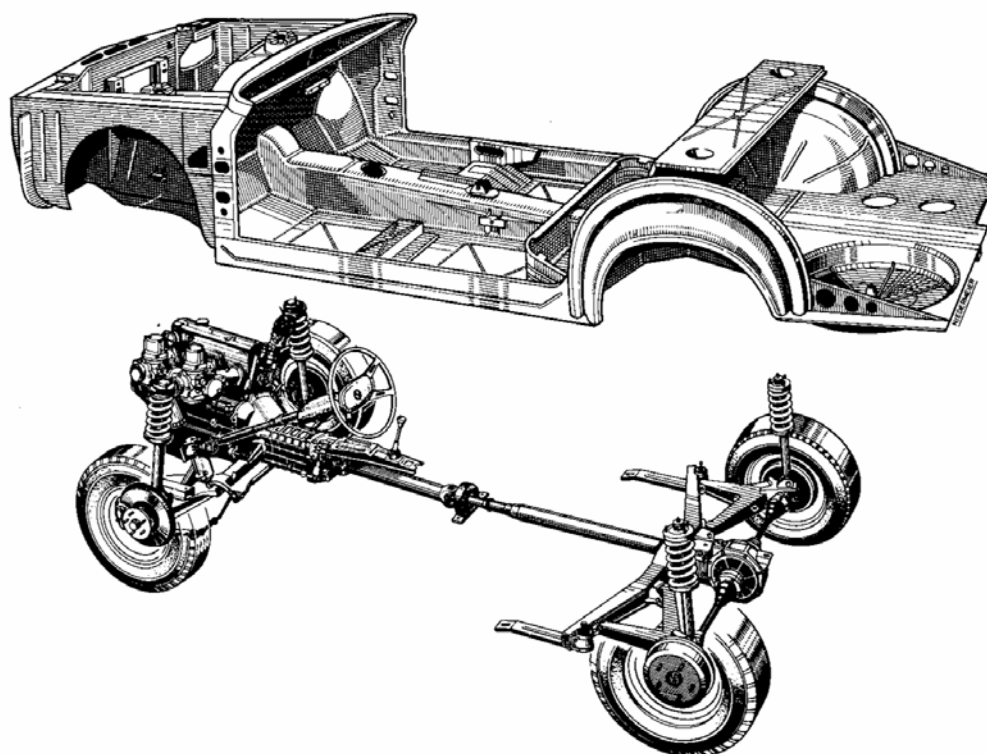
نامگذاری	نواقص:	مشاهده به درصد سواریهای بررسی شده: عمر به سال:				پس آمد نواقص
		2 تا سال	4 تا 2 سال	4 تا 6 سال	بیش از 6 سال	
سیستمهای تعلیق چرخ جلو یا عقب	لقی زیاد غیرمجاز در مفاصل، تعلیق چرخ عایق مفاصل معیوب، یاتاقانها ضربه خورده، شکستگی در قطعات، اتصال معیوب و ایمنی ناقص در اتصالات، صدمات مکانیکی از قبیل کج بودن میله های هدایت کننده و ...	0/9	1/9	3/7	8/6	خطر شکستن یا باز شدن قسمتهای مهم سیستم تعلیق یا سیستم فرمان، اختلال در حرکت، لرزش فرمان، لرزش چرخها، افزایش سائیدگی لاستیکها، کاهش ثبات جهت و ناآرامی فرمان.

یاتاقان چرخهای جلو یا عقب	لقی زیاد در یاتاقانها (بلبرینگها)، بلبرینگهای معیوب، جایگاه یاتاقانها پوسیده	0/2	0/3	0/6	0/9	ناآرامی فرمان، اختلال در ثبات جهت افزایش مقاومت غلت حرکت، خطر قفل شدن چرخ، سائیدگی غیر یکنواخت لاستیکها
شافت‌های محرك	عایق یاتاقانها (کاسه نمد) و آب بندیها سوراخ شده یا صدمه دیده	0/3	0/5	0/6	0/8	افزایش سائیدگی در مفاصل، خطر قفل شدن، قطع گشتاور محرك هنگام شکستن، امکان کاهش ثبات جهت حرکت، تأثیرگذاری نامناسب بر سیستم فرمان

3-3 اجزاء سیستم تعلیق چرخ

در این بخش اجزاء زیروبند را نشان داده و خصوصیات طراحی بعضی از اجزاء را بررسی و در بخش‌های بعدی انواع اکسل‌ها و نوع تعلیق چرخ بکار رفته در آنها را مشاهده می‌کنیم.

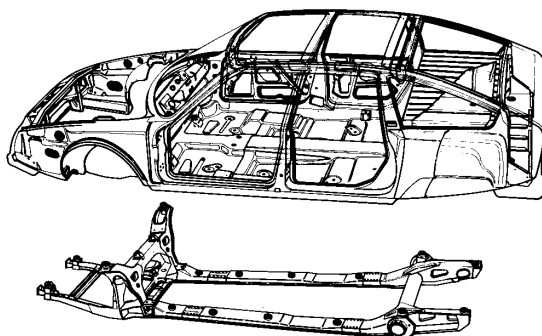
در سواری‌ها گاهی اکسل‌ها مستقیم به خود بدنه خودرو متصل نمی‌شوند، بلکه ابتدا بر یک چهارچوب مستقل پیش بینی شده بین اجزاء و بدنه پیچ می‌شوند (شکل 2-3).



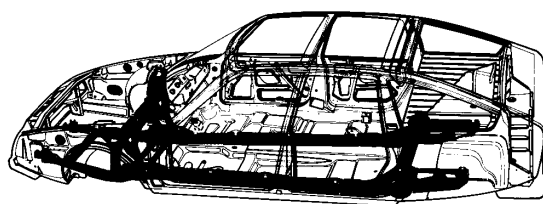
شکل 2-3: مجموعه زیربند سواری BMW 518. تیر عرضی عقب و پوسته دیفرنسیال یک چهارچوب مستقل تشکیل داده‌اند که از سه طرف به بدنه خودرو متصل می‌شود. مابین این چهارچوب و بدنه از قطعات عایق لاستیکی استفاده می‌شود.

این چهارچوب یک واحد مونتاژ مستقل است که به زیر بدنه خودرو متصل می‌شود. این نوع طراحی تولید انبوه و کارهای تنظیم و تعمیرات بعدی را ساده‌تر می‌نماید. علاوه بر آن با قرار دادن اجزاء لاستیکی بین چهارچوب و بدنه عایق کردن سروصدا بسادگی امکان‌پذیر می‌شود. این چهارچوب اما امروزه دیگر در اغلب سواری‌ها بکار نرفته است و اغلب با تقویت مناسب زیرسازی خود بدنه را مقاوم‌تر می‌کنند. طراحی بدون چهارچوب نه تنها باعث سبک‌تر شدن زیربند شده، بلکه تولید آن نیز ساده و اقتصادی‌تر از طرح چهارچوب و بدنه جداگانه، می‌شود (شکل 3-3).

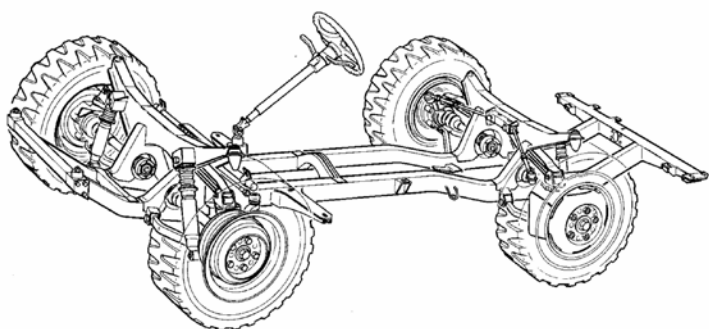
امروزه گاهی در کامیون‌های متوسط و سنگین و یا در خودروهای چندمنظوره (صحرایی) از این چهارچوب مستقل بعنوان یک اسکلت مقاوم استفاده می‌شود (شکل 3-4). در کامیون‌های سبک و در اتوبوس‌ها نیز زیرسازی خود بدنه تقویت می‌شود.



شکل 3-3: به منظور دور نگهداشتن صدای جاده و صدای غلت لاستیکها از بدنه خودرو در سیترونن CX یک چهارچوب اضافه پیش‌بینی شده است که به کمک 16 پیچ به بدنه خودرو متصل می‌شود.



شکل 3-4: جیب صحرایی VW - Iltis سیستم تعلیق یکسان جلو و عقب که در هر دو فنر شمش عرضی بکار رفته است مجموعه زیربند را تشکیل داده‌اند.

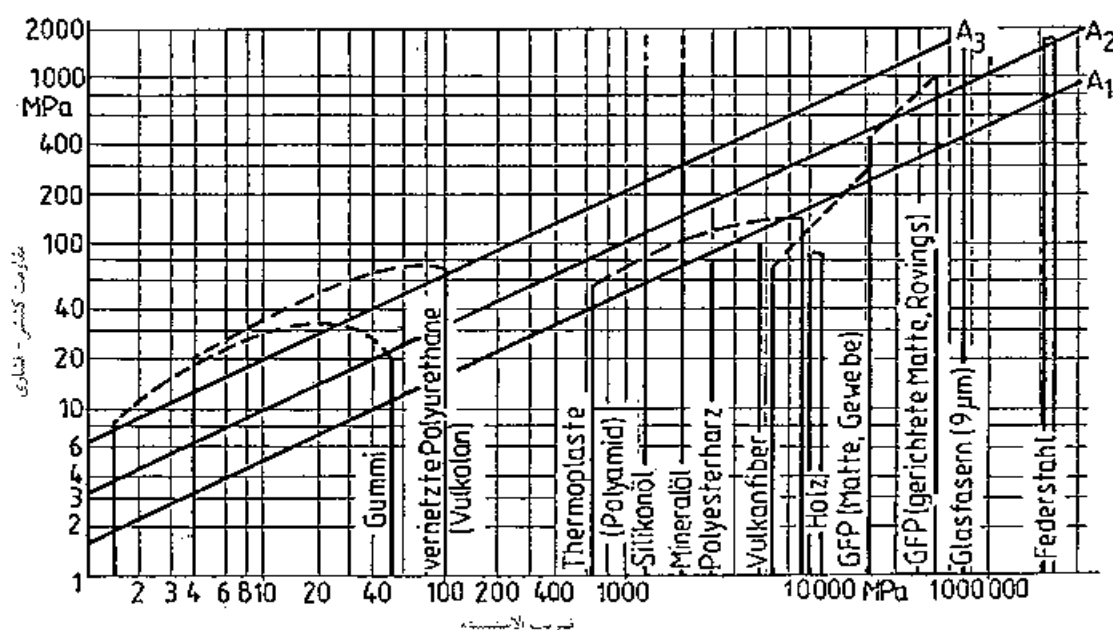


3-3-1 اجزاء الاستيكي سیستم تعلیق چرخ

در تهیه الاستومرها می‌توان، برخلاف فولاد، یک تغییر شکل الاستیکی بزرگی را، که تا تغییر مشخص فرم خارجی آن پیش می‌رود اجازه داد. درحالی‌که در فنرهای فولادی تغییر شکل‌های پیچشی بر مبنای یک مدول برشی ثابت و تغییر شکل‌های خمشی و فشاری و کشش بر مبنای یک مدول الاستیسیته ثابت بطور دقیق قابل تعیین و قابل محاسبه می‌باشند، در فنرهای الاستومری کمتر قابل محاسبه هستند. اما از طرف دیگر الاستومرها امکانات انطباق به مراتب وسیع‌تری بر خواسته‌های مشخص را برای مهندسين طراح فراهم می‌کنند. هنگام طراحی و توسعه بایستی محاسبه و آزمایش نمونه‌ها دست بدست هم بدهند. نمودار شکل 3-5 یک دیدگاهی در مورد این که با کدام مواد خواسته‌های الاستیسیته بهتر قابل تحقیق هستند را ارائه می‌دهد. در این نمودار تنش‌های مجاز تقریبی σ تابع ضریب الاستیسیته (در مقیاس لگاریتمی) نشان داده شده است. خطوط A_1 ، A_2 ، A_3 برای قابلیت جذب کاری ثابت رسم شده‌اند. چنانچه بطور مثال سطح A_r در شکل 3-6 نیز نشان می‌دهد این خطوط بیان می‌نمایند که برای یک مجاز σ تابع ضریب الاستیسیته، یک حجم معین ماده چه قابلیت جذب کاری دارد، قابلیت جذب کاری A_r یک ماده الاستیک که بارگذاری آن برحسب کشش، فشار و خمش می‌باشد را می‌توان به کمک رابطه زیر نشان داد:

$$A_r = K.V. \frac{\sigma^2}{E} \quad [N.m]$$

K = عدد ثابت V = حجم به mm^3 σ = تنش به N/mm^2 E = ضریب الاستیسیته به N/mm^2



N/mm^2

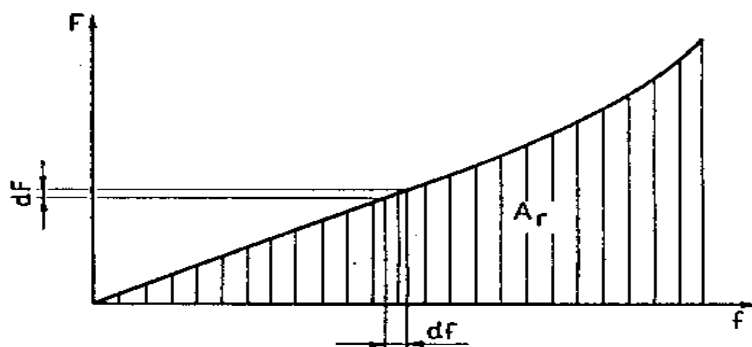
شکل 3-5: مقایسه مواد فنری مختلف: (با مقیاس لگاریتمی)

قابلیت جذب انرژی A یک ماده الاستیک را می‌توان هنگام بارگذاری کششی، فشاری یا خمشی به کمک رابطه زیر بیان نمود:

$$A_r = K.V.\frac{\sigma^2}{E} \quad [\text{N.mm}]$$

K = عدد ثابت
 V = حجم به mm^3
 σ = تنش به N/m^2 یا Mpa
 E = ضریب الاستیسیته به MPa

نمایش لگاریتمی باعث ایجاد خطوط با قابلیت جذب انرژی ثابت شده است. در مقیاس لگاریتمی دابل A در سیستم مختصات E و σ به عنوان خط نمایش داده می‌شود. به این دلیل شکل 3-5 برای مقایسه قابلیت جذب کاری نسبت به حجم مواد مختلف باهم، بسیار مناسب است. از این مقایسه برای ارزیابی آنها به عنوان جنس فنری استفاده می‌شود. یک قابلیت جذب کاری بزرگی را می‌توان بطور مثال توسط مواد الاستیک، پلی اورتان، رزین‌های پلی استر و اپوکسید تقویت شده توسط الیاف شیشه‌ای و فولاد بدست آورد. متداول این است که مواد با ضریب الاستیسیته پائین را نرم و با E بالا را سخت می‌نامند. جالب توجه این است که لاستیک و پلی اورتان از انواع نرم قابلیت جذب کاری بالاتری دارند، درحالیکه مواد مصنوعی تقویت شده به کمک الیاف شیشه‌ای با سهم الیاف شیشه‌ای بالاتر سخت ترند. در سیستم‌های تعلیق چرخ کاربرد لاستیک در مفاصل الاستیکی به دلایل زیر گسترش دارد:



شکل 3-6: ویژگی هر عضو الاستیکی را می‌توان به کمک یک منحنی فنری مشخص نمود. کمیت های تعیین کننده عبارتند از:
 نیروی فنری F، فاصله فنری f،
 ضریب سختی $C = \frac{dF}{df}$ (شیب منحنی) و قابلیت جذب کاری A_r (سطح زیر منحنی)
 1- لاستیک بسیار الاستیک

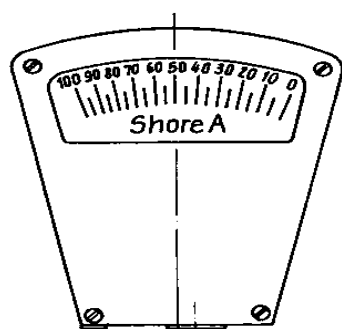
است (با ضرایب E کوچک تطبیق دارند)

- 2- لاستیک نسبت به یک حجم معین قابلیت جذب کاری بالایی دارد
- 3- لاستیک کوتاه مدت قابلیت جذب بارگذاری زیاده از حد را دارد و برای دمایی قابل انتظار در خودروها بسیار مناسب است. پلی اورتان در دمایی 253 K - یخ می‌زند، درحالیکه لاستیک بطور متوسط در دمایی 10°C پائین‌تر، یعنی در حدود دمایی 243 K - یخ می‌زند.
- 4- البته لاستیک نیز مانند همه الاستومرها قابلیت خزش دارد (تغییر شکل ماندنی تحت تأثیر بارگذاری استاتیکی). اما این خاصیت منفی در مفاصل الاستیکی سیستم‌های تعلیق تأثیر چندانی ندارد، زیرا در وضعیت نرمال بارگذاری استاتیکی ناچیز بوده و اوج بارگذاری‌ها

تنها کوتاه مدت اثر می‌کنند. در موارد منفردی که بارهای استاتیکی بزرگ‌ترند می‌توان به کمک ابعاد مناسب میزان خزش را محدود نمود.
مشخصه‌های زیر مبنای محاسبه و طراحی فنرهای لاستیکی قرار می‌گیرند.

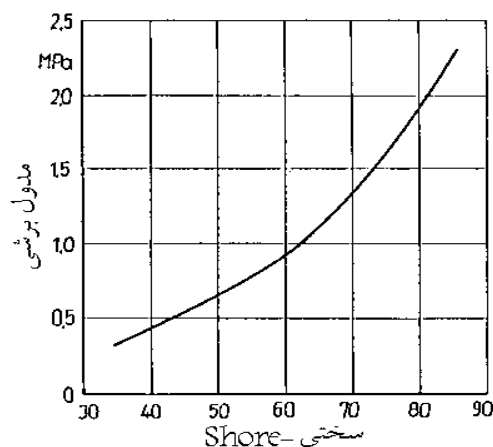
- سختی Shore
- ضریب پیچشی (مدول برش)
- ضریب الاستیسیته

سختی Shore توسط دستگاه آزمایش (شکل 3-7) اندازه‌گیری می‌شود و به کمک آن تعیین می‌کنند نمونه آزمایش چه مقاومتی در مقابل نفوذ یک جسم کروی شکل از خود نشان می‌دهد. سختی Shore یک مشخصه شناسایی مهم برای ترکیب لاستیک‌های مختلف می‌باشد.



شکل 3-7: دستگاه سختی سنج Shore را با یک کلاهک کروی شکل روی نمونه آزمایش قرار می‌دهند.

ضریب پیچشی تابع سختی shore است، شکل 3-8 در محاسبات و اندازه‌گیری‌های بعدی انجام گرفته یک تطبیق خوبی با روند بدست آمده در آزمایش‌ها نشان داده است.



شکل 3-8: ضریب پیچش (مدول برش) G تابع سختی Shore.

تأثیر سختی Shore بر تغییر شکل برشی بسیار زیاد است. سختی یک فنر با Shore 80 که برحسب برش خالص بارگذاری شده چهار برابر فنری است که با ابعادی مساوی از جنس مرکب با سختی Shore 42 باشد. سختی‌های اجزاء الاستیکی بکار رفته در سیستم‌های تعلیق بیشتر در یک محدوده بین Shore 50 تا Shore 70 قرار دارند.

درحالی‌که ضریب برش برای لاستیک به عنوان یک مشخصه ماده به رسمیت شناخته شده است، ضریب الاستیسیته که مبنای محاسبات کشش و فشار قرار دارد به عنوان یک مشخصه

اصلي ماده شناخته نمي‌شود. در شكل 3-5 مواد مختلف از نظر ضريب الاستيسيته با هم مقايسه شده‌اند. مي‌توان چنين تصور نمود كه ويژگي لاستيك در ارتباط با تغيير شكل‌هاي وسيع آن تحت تأثير بارگذاري‌هاي كششي و فشاري است (توزيع تنش فضائي همراه با تغيير همزمان سطح مقطع بارگذاري شده). نسبت سطح بارگذاري شده به سطح آزاد در ارتباط مستقيم با تغيير شكل قرار دارد. در اين ارتباط ضريب شكل K تعريف شده است:

سطح آزاد / سطح بارگذاري شده $K =$

در طراحي با الاستومرها، تعيين ضريب الاستيسيته E هم تابع اين ضريب شكل K و هم تابع سختي Shore مفيد تشخيص داده شده است. با ارتباط نمايش داده شده در شكل 3-9 مي‌توان منحنی فنر لاستيكي كه برحسب فشار، كشش يا خمش بارگذاري شده را با اولين تقريب خوب محاسبه و رسم نمود.

يك مثال براي فنري كه برحسب فشار بارگذاري شده در شكل 3-10 نشان داده شده است. با فرض يك سختي Shore 50 طبق شكل 3-9 براي $K=1$ مقدار $E \cong 9\text{Mpa}$ نتيجه مي‌شود. با وجود داشتن اختلاف با قانون هوك مي‌توان آنرا، بخصوص در محدوده تغيير شكل‌هاي كوچك‌تر بكار برد، چنين نتيجه مي‌شود:

(26-2)

$$\sigma = \varepsilon \cdot E = \frac{f_d}{h} \cdot E$$

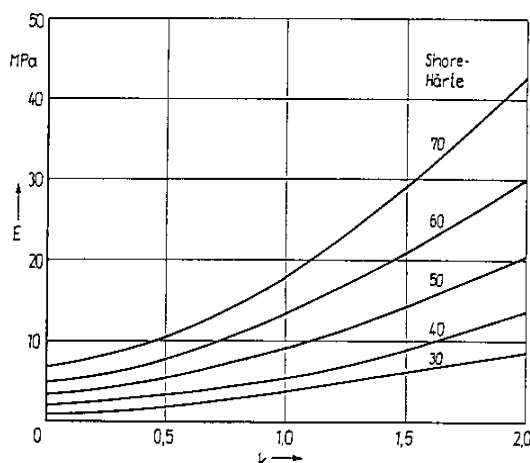
علاوه بر اين باتوجه به $\sigma = \frac{F}{A}$ نيروي F برابر مي‌شود با:

$$F = \sigma \cdot A = \frac{f_d \cdot A \cdot E}{h}$$

و براي سختي فنري چنين داريم:

$$C_d = \frac{F}{f_d} = \frac{A \cdot E}{h}$$

$\varepsilon =$ ازدياد طول، $f_d =$ فاصله نوسان فنري در جهت فشار، $h =$ ارتفاع فنر، $A =$ سطح مقطع

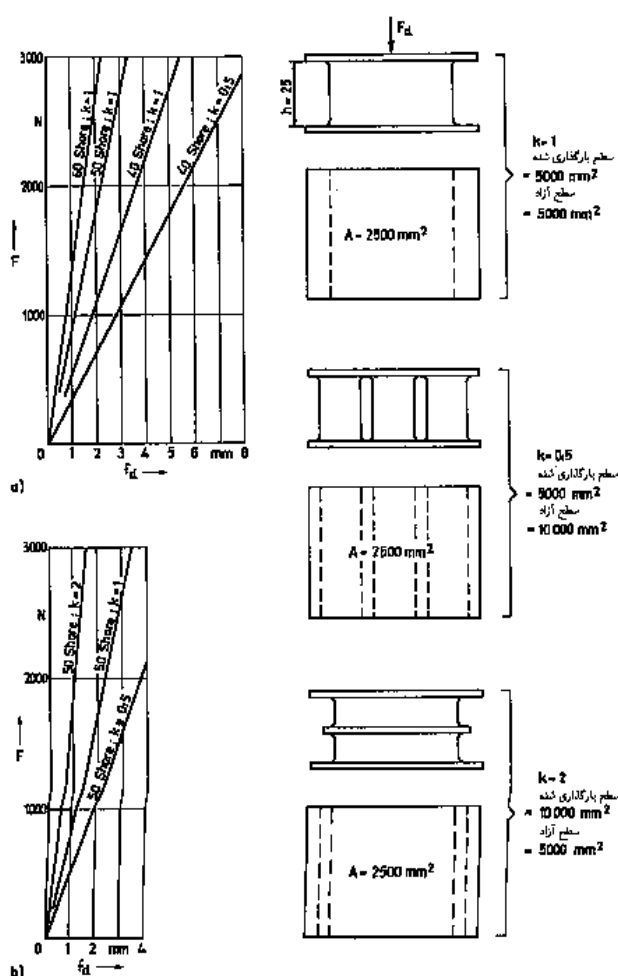


شكل 3-9: ضريب الاستيسيته تابع سختي Shore و ضريب شكل K برابر با سطح بارگذاري شده / سطح آزاد $K =$

با قرار دادن ابعاد شکل 3-10 در رابطه، با فرض یکسان بودن سطح مقطع مؤثر A ، برای سختی‌های Shore مختلف و ضرایب مختلف K امکان تأثیرگذاری گسترده‌ای بر سختی فنری C_d فراهم می‌شود. در این ارتباط امکان تأثیرگذاری بر سختی فنری توسط ضریب فرم K به دو دلیل برای طراح جالبتر از تأثیرگذاری توسط سختی Shore است:

1- با کاهش ضریب فرم K می‌توان با انتخاب ابعاد مناسب قابلیت جذب کاری مفاصل لاستیکی را افزایش داده و همزمان در جرم صرفه جویی نمود. این برای فنرهای لاستیکی ترجیحاً در یک جهت بارگذاری می‌شوند نیز اعتبار دارد.

2- چون ضریب فرم K را می‌توان در هر یک از جهت‌های بارگذاری متفاوت گرفت، منحنی‌های هر یک از جهت‌های بارگذاری نیز متفاوت می‌شود. به این نحو می‌توان در ارتباط با سیستم تعلیق، هنگام تأثیر نیرو (نیروی محیطی چرخ یا نیروی جانبی یا هر دو همزمان) موضع چرخ را بطور مناسب جهت داد. در جدول 2-3 نمونه‌های طراحی بوش‌های لاستیک نشان داده شده است.



شکل 3-10: تأثیر سختی Shore و ضریب فرم K در مثال یک فنر لاستیکی - فلزی ساده.

a- فنرهای لاستیکی با Shore 40, 50, 60 اختلاف واضحی در منحنی‌های فنری نشان می‌دهند.

b- با دو برابر کردن سطح آزاد $K = 0.5$ می‌شود. با اضافه کردن یک ورق در وسط سطح بارگذاری شده با $k = 2$ دو برابر می‌شود. هم در منحنی‌های a و Shore 40 و هم در منحنی‌های b، Shore 50، روشن می‌شود که به کمک نسبت سطح آزاد به سطح بارگذاری شده می‌توان بر فنرهای لاستیکی تأثیری زیادی اعمال نمود.

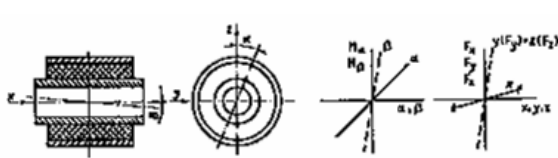
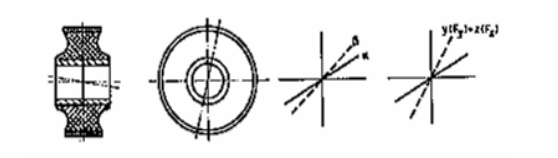
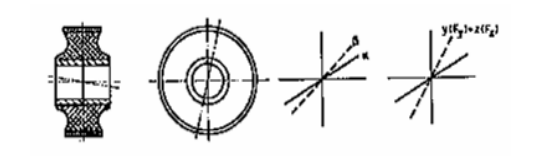
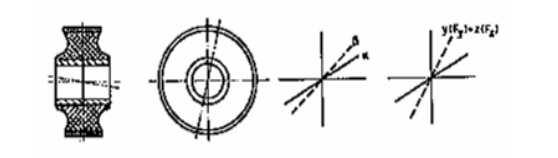
از امکان تأثیرگذاری قابل توجه ضریب فرم نه تنها برای تغییر هدفدار ضریب سختی فنری در هر يك از جهت‌های بارگذاری در مفاصل سیستم‌های تعلیق استفاده می‌شود، بلکه در طراحی تکیه‌گاه‌های تعلیق موتور، مجموعه محرك، اطاق راننده، چهارچوب كمكي و غیره نیز مورد توجه قرار می‌گیرد. تکیه‌گاه‌های لاستیکی در این مواضع در خدمت عایق‌بندی صدا نیز هستند. آنها را بصورت تزریقی تولید می‌کنند، زیرا با این روش ساخت فرم‌های نسبتاً پیچیده بخوبی و ارزان امکان پذیر است.

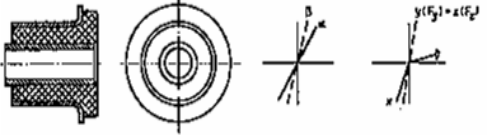
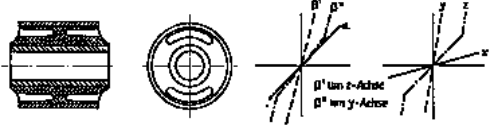
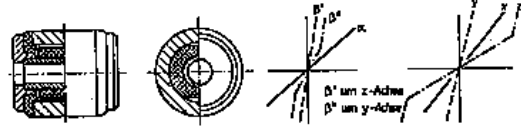
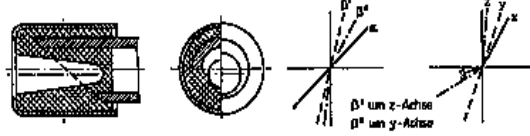
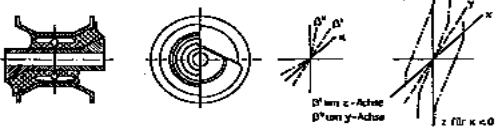
کاربرد تکیه‌گاه‌ها از جنس مواد الاستیکی به دلیل سه امتیاز زیر گسترش پیدا کرده است:

- 1- مواد با ضریب الاستیسیته پائین و استحکام کافی دارای قابلیت جذب کاری بالایی هستند
- 2- روش تولید به كمك ابزارهای تزریق تنوع شکل دهی وسیعی را ممكن می‌نماید.
- 3- چون حرکت نسبی بصورت لغزشی نبوده، بلکه به كمك تغییر شکل‌های الاستیکی انجام می‌گیرد. این تکیه‌گاه‌ها بدون سرویس و نگهداری هستند.

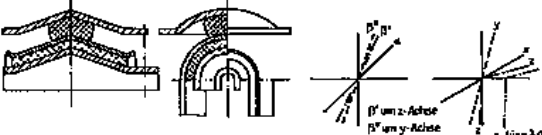
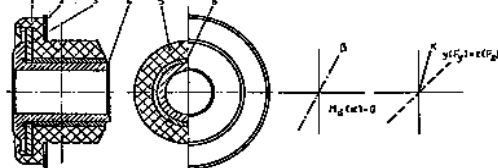
در اغلب اکسل‌ها تغییر مکان‌های الاستیکی سطح چرخ، هنگام بارگذاری چرخ و هنگام تأثیر نیروهای طولی و جانبی تا بیش از 90% توسط خصوصیات تکیه‌گاه‌های لاستیکی، الاستیکی و بعضی هم توسط تکیه‌گاه‌های الاستومر تعیین می‌شود. يك استثناء اکسل نشان داده شده در شکل 32-3 است که در آن در کنار تکیه‌گاه‌های لاستیکی در جلو، هدایت کننده که در مقابل خمش نرم است بصورت يك فنر فولادی باعث پیچش سطح چرخ می‌شود.

جدول 2-3: نمونه‌های طراحی بوش‌های الاستیکی و اصول روند منحنی شکل آنها هنگام پیچش و تغییر مکان

توضیحات	منحنی‌ها هنگام پیچش و تغییر مکان بوش	شکل
1- این بوش‌ها از سال‌های 1930 در تعلیق‌های چرخ بکار رفته‌اند. قسمت لاستیکی با تغییر شکل‌های نسبتاً زیادی بین دو بوش فولادی پرس می‌شود. برحسب نوع طراحی زاویه پیچش $\alpha = \pm 15^\circ$ تا $\pm 30^\circ$، دوران محوری $\beta = \pm 6^\circ$ تا $\pm 1^\circ$ تغییر مکان شعاعی $y = \pm 0.1$ تا 0.5 mm و جابجایی محوری 3 mm تا $x = 1$ ممکن است. فشار سطحی مجاز تابع نسبت طول به ضخامت لاستیک بوده و با آن کمی افزایش دارد. برای طراحی می‌توان بر مبنای بارگذاری استاتیکی انتظار داشت که برای يك فشار سطحی تا مرز 1 N/mm^2 تا 3 N/mm^2 بوش برای بارگذاری بصورت همراه شدن اوج تنش‌های کوتاه مدت هنگام نوسان و شروع به حرکت و ترمزگیری و در پیچها نیز مناسب باشد		
2- بوشهای لاستیکی و لکانیزه شده. تکیه‌گاه کمی الاستیکتر است. بخاطر حذف بیش تنش گذاری زاویه پیچش و نیروهای شعاعی کمتری را مجاز می‌نماید.		

	3- بوش‌هاي ليه‌دار از نظر ساخت و قابليت تحمل مشابه دو نوع اولند. حلقه خارجي به كمك ليه اضافي در جهت محوري دقيق‌تر ثابت مي‌شود. اين بوش براي جذب نيروهاي محوري همراه شده مناسب‌تر است، بخصوص وقتي كه از دو بوش متقابل بهم متصل شده، استفاده شود.
	4- بوش‌هاي لاستيكي با شيارهاي حلقوي در يك قسمت از محيط خود. به اين نحو منحنى تغيير شكل در دو جهت بارگذاري y و x مختلف مي‌شود. هنگام دوران محوري حول محورهاي y و x نيز عكس‌العملهاي متفاوتي ايجاد مي‌شود. شكست در منحنى وقتي ايجاد مي‌شود كه در اثر تغيير شكل فضاي خالي بسته شود.
	5- بوش‌هاي لاستيكي با ليه‌هاي محافظت شده. سختي شعاعي تابع يك قطعه لاستيكي داراي سطح تخت تعيين مي‌شود. بين قطعه لاستيكي و بوش خارجي دو فضاي خالي قوسي شكل ايجاد مي‌شود. سختي محوري قبل از هرچيز تابع قطعات لاستيكي ليه‌ها تعيين مي‌شود. در مقايسه با بوش‌هاي نوع 4 با سختي‌هاي متفاوت در جهت‌هاي y و z براي بارگذاري محوري بزرگ‌تري مناسب‌اند.
	6- اين بوش توسط تفاوت زياد بين سختي شعاعي در جهت‌هاي $+z$ و $-z$ مشخص مي‌شود. قابليت تحمل در جهت x محدود است، به اين جهت از دو بوش متقابل متصل بهم استفاده مي‌شود.
	7- اين بوش كه بصورت توليد انبوه در اكسل‌هاي مختلط بكار رفته اصلاح جهت حركت را بعهده دارد (به شكل 2-28 نيز رجوع شود)

جدول 2-3 : نمونه‌هاي طراحي بوش‌هاي الاستيكي و اصول روند منحنى شكل آنها هنگام پيچش و تغيير مكان

توضيحات	منحنى‌ها هنگام پيچش و تغيير مكان بوش
8- بوش‌ها با بازوي اهرمي. امكان اصلاح سرجمعي به كمك الاستيسيته جهت‌دار ممكن است. (به شكل 2-35 نيز رجوع شود)	
9- بوش با ليه الاستيك كه در مقايسه با بوش نوع 3 زاويه پيچشي دلخواه α را حول محور x ممكن مي‌نمايد. ليه پشت بند در قطعه لاستيكي = 1، واشر = 2، واشر بوش محوري = 3، پوشش داخلي با فلانچ بوش محوري محوري = 4، قطعه لاستيكي = 5، بوش لغزشي = 6	

2-3-3 تکیه‌گاه‌های دورانی، بازوهای اهرمی (هدایت کننده)، بازوی اکسل، نگهدارنده چرخ و پولی چرخ
 اجزاء نام برده برای نوع سیستم تعلیق تعیین کننده بوده و برای هر خودرو نوعی هستند.
 شکل دهی آنها تابع روش ساخت آنها است. تکیه‌گاه‌های دورانی و نگهدارنده‌های چرخ اکثراً
 آهن‌گری می‌شوند. اما در سوارهای اجزاء جوشکاری شده (با ورق) و طراحی‌های ریختگری
 نیز مشاهده می‌شوند. اغلب بازوهای اهرمی چرخ بکار رفته در اکسل جلو آهن‌گری شده‌اند. در
 اکسل عقب بیشتر از مقاطع مختلف از قبیل لوله استفاده می‌شود. شکل‌دهی انتهای این قطعات
 در نزدیکی اتصالات اغلب پیچیده بوده و به سختی قابل محاسبه هستند. برای طراحی يك سیستم
 تعلیق جدید مراحل زیر توصیه شده است:
 1- محاسبه تنش‌های قابل انتظار در مقاطع بحرانی و طراحی برای حالت بارگذاری‌های
 بحرانی (شکل (11-3)):

شکل (11-3):

برای محاسبه سیستم تعلیق چرخ موارد بارگذاری زیر
 را رعایت می‌کنند.

a- حداکثر ضربه عمودی (ضریب ضربه = 3)

$$F_N = 3 F_{NO}$$

b- پیچیدن حاد، چرخ خارجی پیچ

$$F_N = 2 F_{NO}$$

$$F_S = 1.2 F_{NO} (\mu = 0.6)$$

c- پیچیدن حاد، چرخ داخلی پیچ

$$F_N = F_{NO}$$

$$F_S = -0.6 F_{NO}$$

d- ترمزگیری حاد، اکسل جلو

$$F_N = 2 F_{NO}$$

$$F_B = 1.5 F_{NO}$$

اکسل عقب:

$$F_N = F_{NO}$$

$$F_B = 0.8 F_{NO}$$

e- شروع به حرکت حاد:

اکسل جلو محرك:

$$F_N = 1.5 F_{NO}$$

$$F_A = F_{NO}$$

اکسل عقب محرك:

$$F_N = 1.8 F_{NO}$$

$$F_A = 1.5 F_{NO}$$

طبق تحقیقات و تجارب بدست آمده در خودروهای دو خطه چهار حالت بارگذاری زیر

مبنای محاسبات قرار می‌گیرد. ارقام بر مبنای يك بارگذاری استاتیکی چرخ بارگیری کامل

خودرو (F_{NO}) تعریف شده‌اند:

1-1 حداکثر بارگذاری عمودي چرخ $F_N = 3.$

F_{NO}

2-1 حداکثر بارگذاری چرخ بصورت همراه شدن با يك نيروي جانبي :

جهت اثر نيروي جانبي از خارج : $F_S = + 1.2. F_{NO}$; $F_N = 2.$

F_{NO}

جهت اثر نيروي جانبي از داخل : $F_S = - 0.6. F_{NO}$; $F_N =$

F_{NO}

3-1 حداکثر بارگذاری چرخ بصورت همراه شدن با يك نيروي ترمزگيري :

در چرخهاي جلو : $F_B = 1.5. F_{NO}$; $F_N = 2.$

F_{NO}

در چرخهاي عقب : $F_B = - 0.8. F_{NO}$; $F_N =$

F_{NO}

4-1 حداکثر بارگذاری چرخ بصورت همراه شدن با يك نيروي محرك :

فقط چرخهاي جلو محرك : $F_A = F_{NO}$; $F_N = 1.5.$

F_{NO}

فقط چرخهاي عقب محرك : $F_A = 1.5. F_{NO}$; $F_N = 1.8$

F_{NO}

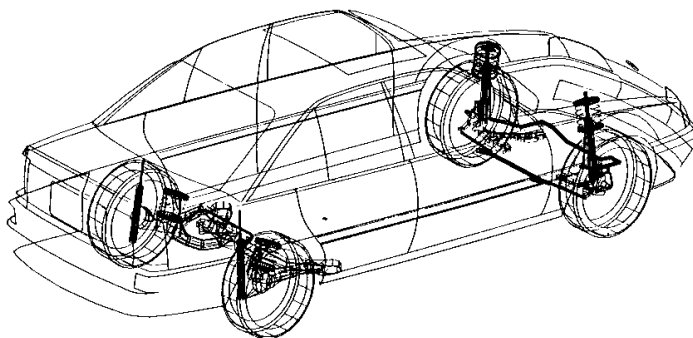
با وجود تأثیر انواع بارگذاری‌های بحرانی نشان داده شده تنش‌های ایجاد شده نبایستی از حد تسلیم قطعات تجاوز کنند.

2- بررسی و آزمایش اجزاء از قبیل بازوهای اهرمی چرخ به کمک روش اجزاء محدود (FE) :

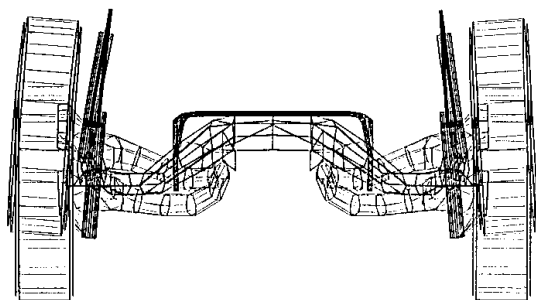
در این مرحله در اختیار داشتن نرم‌افزار مناسب تعیین کننده است. در اشکال 3-12 و 3-

13 بطور مثال نشان داده شده است که چگونه می‌توان به کمک رایانه وضعیت بارگذاری اجزاء

را در شرایط مختلف روی صفحه تصویر شبیه سازی نمود.



شکل 3-12: تصویر رایانه‌ای خودروی سواری اپل سناتور. به کمک رایانه هم عکس‌العمل رفتاری را در شرایط مختلف و هم عکس‌العمل بارگذاری‌ها را، بطور مثال هنگام تصادف، شبیه‌سازی می‌کنند.



شکل 3-13: شبیه‌سازی نوسان سیستم تعلیق عقب خودروی سواری اپل سناتور توسط رایانه. به این صورت می‌توان بطور مثال تغییرات فاصله عرضی چرخ‌ها و تغییرات زاویه تورب چرخ را نیز بررسی نمود.

مهم‌ترین قطعات مانند بازوهای اهرمی چرخ‌ها را به اجزاء محدود (FE) تقسیم کرده و به کمک رایانه علاوه بر تغییر شکلهای عکس‌العمل‌های حرکتی را نیز بررسی و محاسبه می‌کنند.

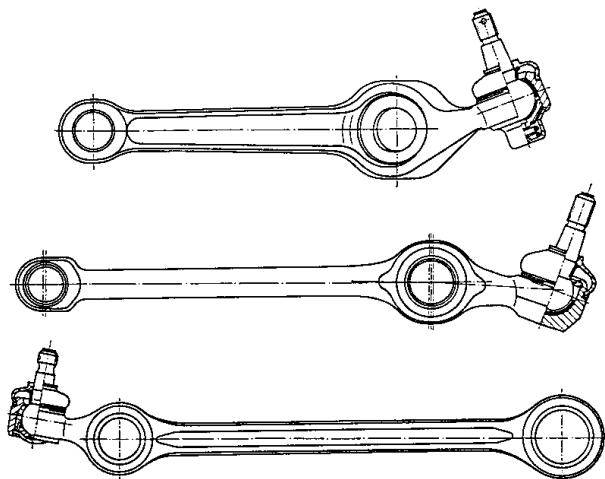
3- ساخت نمونه قطعات، چسباندن نوارهای اندازه‌گیری به آنها، بارگذاری سیستم تعلیق تا حد نیروهای نشان داده شده در بند یک، روی دستگاه آزمایشگاهی و اندازه‌گیری تنش‌ها.

قبل از چسباندن نوارهای اندازه‌گیری مناسب است که به کمک لاک‌های برشی مقاطع بحرانی و گذرگاهها را از پیش تعیین نمود.

4- انجام آزمایش‌های مداوم توسط دستگاه آزمایش.

در این ارتباط می‌توان مجموعه بارگذاری‌ها را به کمک دستگاههای هیدرولیکی بطور آماري، اما نسبتاً نزدیک به واقعیت، آن چنان که در جاده ایجاد می‌شود، اعمال نمود.

در این نوع آزمایش‌های انجام گرفته با قطعات یک تطبیق نسبتاً خوبی با آزمایش‌های جاده‌ای بدست آمده است. چند نوع طراحی بازوهای اهرمی چرخ‌ها، بطور نمونه در اشکال 3-14 تا 3-18 نشان داده شده‌اند.



شکل 3-14: نمونه‌هایی از طراحی بازوهای اهرمی چرخ‌ها که در سیستم تعلیق چرخ نوع پایه فکری در اکسل جلو بکار رفته‌اند. مفصل کروی (سیبک) طرف خارجی چرخ نیز مشاهده می‌شود.

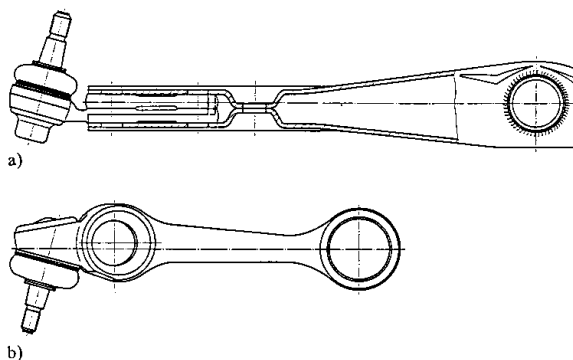
شکل 3-15 : دو نمونه دیگر از طراحی

بازوهای اهرمی چرخ‌ها

a- از جنس ورق جوشکاری شده است.

b- بازوی اهرمی از جنس آلومینیوم (طرح

سبک)



شکل 3-16 : دو بازوی اهرمی چرخ از جنس

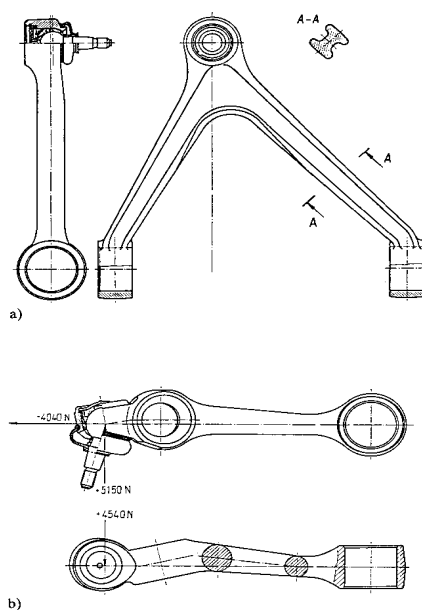
آلومینیوم

a- قاب مثلثی شکل از جنس آلومینیوم با

مقاومت $\sigma_{0.2} = 220\text{MPa}$ و $\sigma_A = 260\text{MPa}$

b- بازوی اهرمی چرخ. مقدار بارگذاری مفاصل

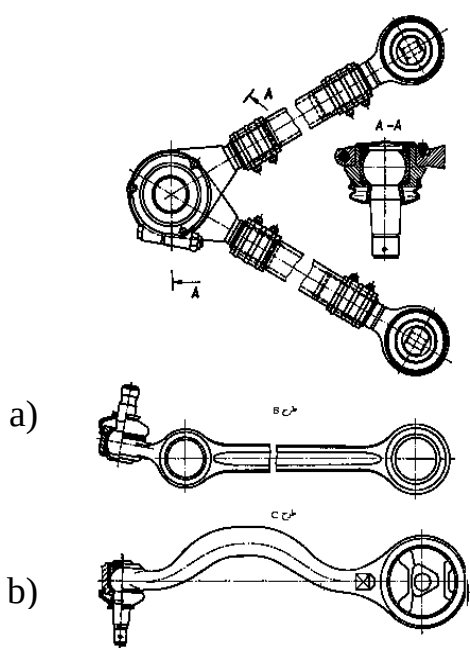
در شکل نشان داده شده است.



شکل 3-17 : بازوهای اهرمی چرخ‌ها در طرح‌های مختلف

a و b و c

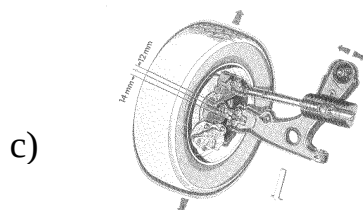
a- قاب مثلثی شکل با طول و زاویه قابل تنظیم



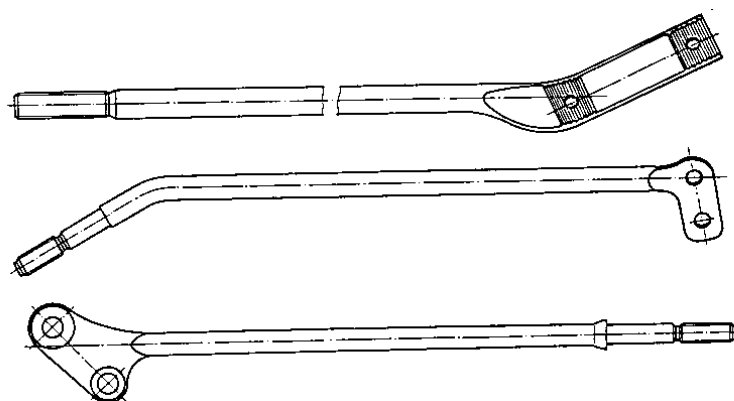
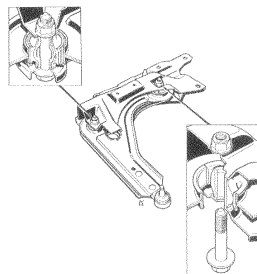
b- بازوی اهرمی در طرح‌های B و C. در طرح C طرف

راست یک تکیه‌گاه با انعطاف پذیری زیادی در جهت شعاعی

یعنی در جهت بازوی اهرمی وجود دارد.



c- اینکه چگونه به کمک استقرار مفاصل در بازوهای اهرمی چرخ‌ها و میله‌های رابط آنها و به کمک طراحی الاستیکی یاتاقان‌ها و پیش بینی الاستیسیته طولی تغییرات زاویه سرجمی ایجاد نمی‌شود، در مثال خودروی VW. Passat نشان داده شده است.



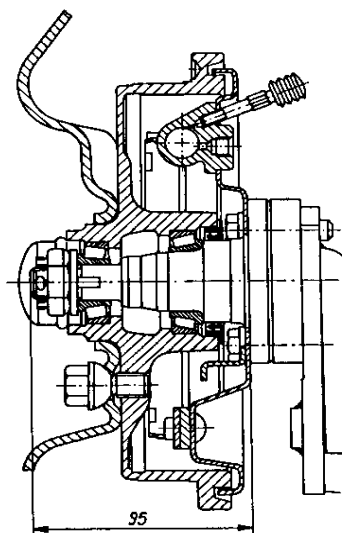
شکل 3-18: سه طراحی بازوهای اهرمی طولی مختلف چرخ‌ها، آنطور که در ارتباط با بازوهای ساده سیستم تعلیق چرخ در نوع پایه فنری بکار می‌رود.

3-3-3 تکیه‌گاه‌های

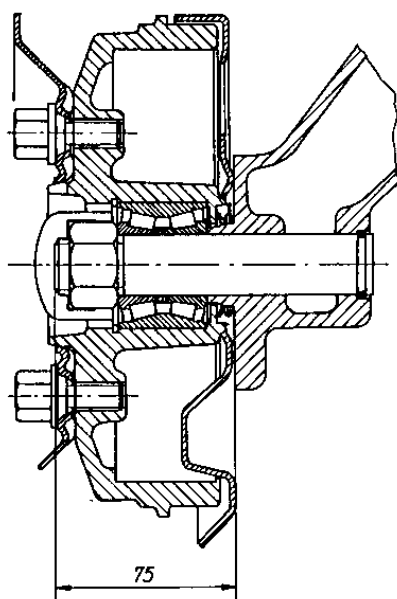
چرخ‌ها

بین انواع تکیه‌گاه‌های بکار رفته در سیستم‌های تعلیق، یاتاقان بکار رفته برای سوار کردن چرخ‌ها يك موقعیت ویژه‌ای دارند. برای سوار کردن چرخ‌ها بدون استثناء از یاتاقان‌ها غلتي (ساقمه‌اي) استفاده می‌شود. درحالی‌که تا چند سال قبل مشابه با سایر شاخه‌های ماشین سازی، اکثراً دو تکیه‌گاه جداگانه به فاصله معین از هم معمول بود و از یاتاقان‌های نوع ساقمه مخروطی قابل تنظیم بکار می‌رفت، شکل 3-19، در دهه‌های اخیر یاتاقان‌های مخصوص خودروها طراحی شده‌اند. در شکل 3-20 يك طراحی جدید نشان داده شده است. در طراحی‌های جدید به کمک اقدامات زیر يك افزایش قابل توجه قابلیت تحمل در تکیه‌گاه‌ها که شامل نیروهای جانبی نیز هست حاصل می‌شود:

- رعایت تأثیر لایه روغن و جنس روغن
- بهینه سازی نشت بندي
- افزایش کیفیت سطح در اجزاء غلتي و مسیر حرکت غلتي
- بهینه سازی سطح مقطع تماس (گذر از حالت کروي دایره‌اي شکل در ساچمه‌ها و حلقه‌ها به نوع تماس لگاریتمي).



شکل 3-19 : تکیه‌گاه يك چرخ عقب در يك سواري متوسط بصورت ياتاقان‌هاي غلتي مجزا. براي حلقه‌هاي خارجي دو انطباق جداگانه پرسی لازم است. براي حلقه‌هاي داخلي نیز دو انطباق جداگانه بالقي امکان‌پذیر است. در تکیه‌گاه خارجي امکان تنظیم محوري به كمك مهره تاجدار ممكن است. فاصله مؤثر تکیه‌گاه حدود بیست درصد شعاع لاستیک است



شکل 3-20 : تکیه‌گاه جمع و جور بر میناي ياتاقان‌هاي ساچمه مخروطي. در مقایسه با شکل قبل ژورنال اکسل از 95 میلیمتر به 75 میلیمتر کوتاه‌تر شده است. روي پولي ژورنال اکسل فقط يك انطباق کافي است. حلقه‌هاي داخلي نیز پرس شده‌اند. به این دلیل و بدلیل انتقال خمش به پولي و ژورنال امکان کج شدن ياتاقان کمتر شده است و اما بارگذاری تکیه‌گاه بخاطر فاصله کوتاه تکیه‌گاهی بمراتب بزرگتر است.

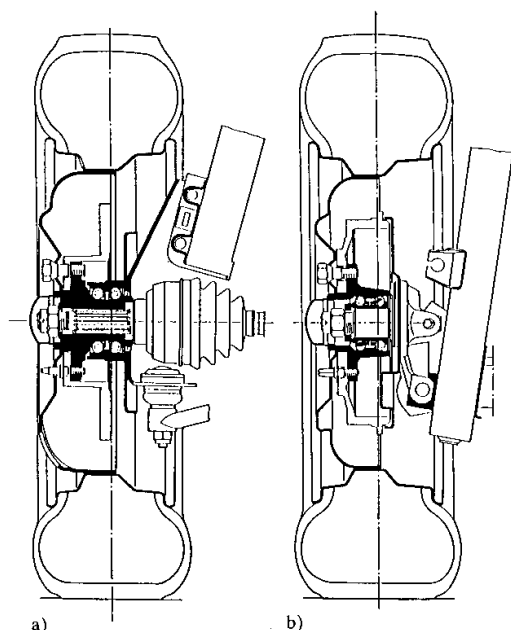
نمونه‌هاي کاربردي تکیه‌گاه‌هاي معروف به “Hub – unit” در اشکال 3-20 و 3-21 نمایش داده شده‌اند.

کاربرد ياتاقان‌هاي غلتي در ساير بخش‌هاي يك سیستم تعلیق در موارد استثنائي مشاهده می‌شود. در مفصل طرف چرخ و در چرخ‌هاي فرماندهي شده مفاصل کروي (سییک) بدون نیاز به سرویس بکار می‌روند. زوج مواد بکار رفته در ساخت، کیفیت سطح اجزاء غلتي، پر کردن

چربی و نشت بندي از نظر گشتاور اصطكاكي و دوام اين مفاصل تعيين كننده هستند. چند نمونه از طراحي مفاصل كروي (سبك) در اشكال 22-3 و 23-3 نشان داده شده‌اند.

شكل 21-3 : تكيه‌گاه چرخ‌هاي بكار رفته در خودروهاي

كوتك



a- چرخ جلوي محرك. تكيه‌گاه و پولي چرخ با هم تركيب شده‌اند. حلقه خارجي ياتاقان بطور مستقيم به تكيه‌گاه از جنس ورق پيچ شده است، حلقه داخلي براي ارتباط با محور محرك و فلانچ صفحه ترمز و اتصال چرخ دنده‌دار است.
b- چرخ عقب محرك. حلقه داخلي تقسيم شده و روي بازوي اكسل سوار شده است. كاسه ترمز و چرخ به فلانچ حلقه خارجي محكم شده‌اند

شكل 3-

22:

انواع

طراحي

مفاصل

كروي

شكل

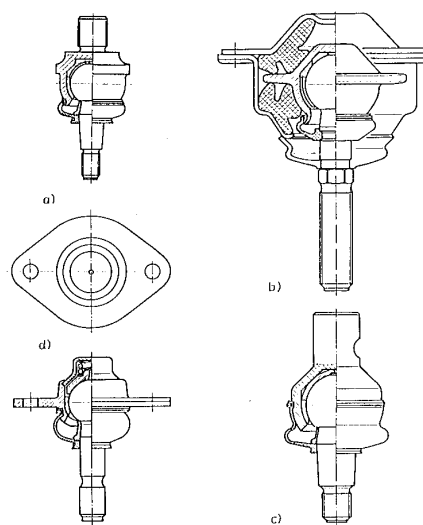
(سبك)

a-

پوسته

مفصل

تقسيم

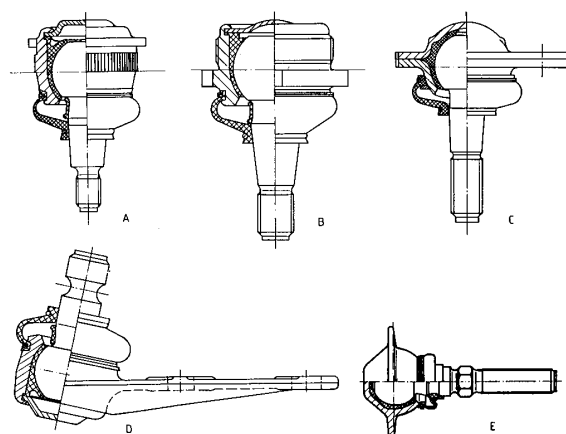


نشده است و نياز به تكنولوجي مونتاژ خاص دارد.

b- مانند a، مضافاً در پوسته‌اي از جنس ورق بطور الاستيك سوار شده است.

c- مانند a با اتصال به كمك پين

d- پوسته مفصل تقسيم شده است. فنر به منظور تعديل ميزان لقي است.



شکل 3-23: انواع طراحی مفصل کروی شکل (سیبک)

A- پوسته و کلاهک از جنس ورق بصورت بسته

B- مانند A

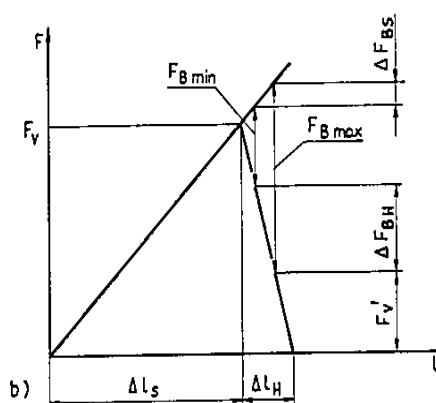
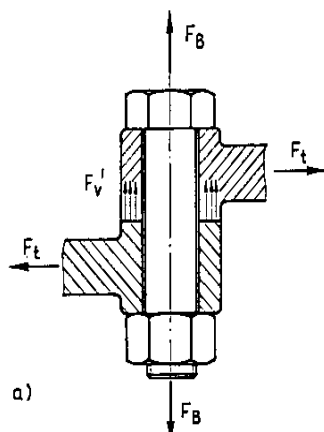
C- پوسته تقسیم شده از جنس ورق

D- مانند A به اضافه میله اتصال

E- پوسته مفصل تقسیم نشده و نیاز به تکنولوژی مونتاژ خاص دارد.

3-3-4 پیچ ها:

در قسمت «زیربند» خودرو اتصالات پیچی متفاوتی بکار می رود که از نظر ایمنی سفر اهمیت ویژه ای دارند. چگونگی محاسبه اتصالات پیچی به کمک نمودار تنش گذاری طبق شکل 3-24 شفافتر است. اهمیت این اصل کلی که توصیه شده در اتصالات پیچی «پیچ های انبساطی بلند با بوش سخت» بکار رود، در اینجا واضح تر نمایان می شود.



شکل 3-24: نمایش

نیروها در یک اتصال

پیچی

a- F_B نیروی کاری،

F_t نیروی برشی و

F'_V نیروی پیش

بارگذاری

b- نمودار تنش

ΔL_S انبساط طولی

پیچ، ΔL_H انقباض

طول بوش، F'_V نیروی پیش بارگذاری بعد از مونتاژ به انضمام عملکرد نشست، $F_{B \max, \min}$ اوج نیروی کاری، ΔF_{BS} دامنه نیرو در پیچ بین $F_{B \max}$ و $F_{B \min}$ ، ΔF_{BH} دامنه نیرو در بوش بین $F_{B \max}$ و $F_{B \min}$ ، F'_V بقیه نیروی پیش بارگذاری تحت تأثیر $F_{B \max}$ (بایستی بزرگتر از صفر باشد).

به این صورت بارگذاری‌ها در اتصال پیچ نیروی کمی ایجاد کرده و دامنه تنش در پیچ کاهش می‌یابد و این هر دو باعث افزایش دوام پیچ می‌شوند. در این گونه اتصالات پیچی معمولاً نشست پیچ نیز در مقایسه با طول انبساط $\Delta L_S + \Delta L_H$ کوچک است.

از نظر جنس مناسب برای پیچ‌ها خصوصیات فیزیکی ارائه شده در جدول 3-3 را تعریف کرده‌اند. چگونگی ارتباط بین قطر پیچ (به mm) (M6 تا M24)، نیروی پیچ (F_V به KN)، گشتاور سفت کردن (به NM)، بارگذاری مجاز پیچ (به N/mm^2) و ضریب اصطکاک μ در رزوه ($\mu = \mu_G$) و بین سر پیچ و سطح اتکاء آن ($\mu = \mu_A$) در اشکال 3-25 (برای پیچ‌های M6 تا M12) و 3-26 (برای پیچ‌های M16 تا M24) نمایش داده شده‌اند. در بالایی تصاویر گشتاور بازکردن اتصالات پیچی نیز ارائه شده است.

جدول 3-3 خصوصیات فیزیکی پیچ‌ها

	8.8 ($\leq M16$)	8.8 ($> M16$)	10.9	12.9		خصوصیات فیزیکی
Nenn Min	800 800	800 830	1000 1040	1200 1220	Mpa	استحکام کششی
Min max	230 300	255 336	310 382	372 434	HV	سختی ویکرز
min max	219 285	242 319	295 362	353 412	HB	سختی برنیل $F = 3 OD^2$
min HRC max HRC	20 30	23 34	31 39	38 44	HR	سختی راکول
max	320	356	402	454	HV 0.3	سختی سطح
Nenn min	640 640	640 660	900 940	1080 1100	Mpa	حد تسلیم 0.2 (0.2 σ)
σ_{ZL} / σ_S Mpa	0.91 580	0.91 600	0.88 830	0.88 970	σ_{ZL}	تنش تست
min	12	12	9	8	$\sigma 5\%$	ازدیاد طول شکست
min	60	60	40	30	Joule/Cm ²	مقاومت ضربه
min	1/2 H ₁	1/2 H ₁	2/3 H ₁	3/4 H ₁	E	منطقه زغال زدائی نشده رزوه
max	0.015	0.015	0.015	0.015	Mm	عمق کاملاً زغال زدائی شده

$H_1 =$ عمق رزوه

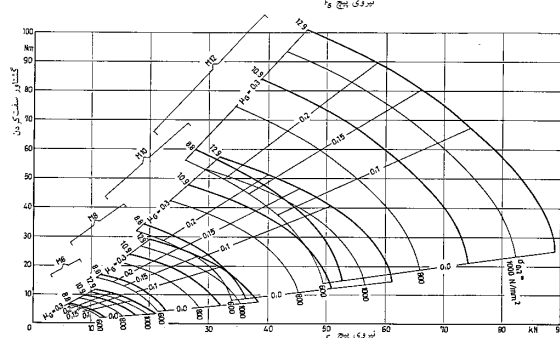
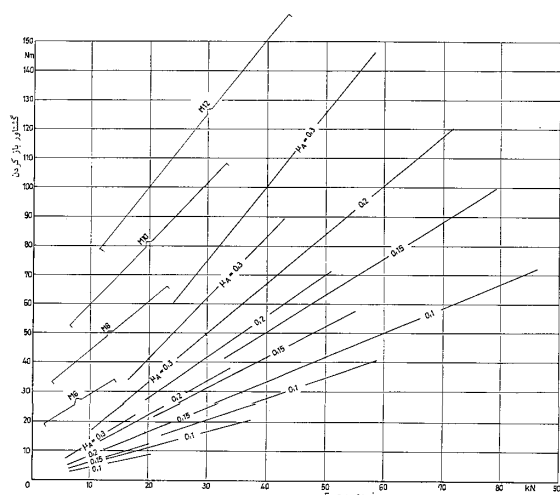
در جدول 3-4 ضرایب اصطکاک ارائه شده‌اند.

جدول 3-4 ضرایب اصطکاک برای رزوه (μ_G) و برای مهره و سطح اتکاء سر (μ_A)

- | | |
|--|--|
| (4) پودر Mos_2 در روغن شناور | (1) برای فشار سطحی تا مرز حد تسلیم |
| (5) پس از فسفاتیزه Zn در سیاهی Nigrosin شناور (حمام) گرفته | (2) بدون روانکاری خاص اما نه بدون چربی |
| (6) در حمام سیانید گالوانیزه شده | (3) روغن با اضافات HD |
| (7) چربی ماشین گرافیت دار | |
| (8) چربی زدایی شده در تترا کلراتیلن | |

0.13-0.18	0.13-0.17	0.10-0.11	براق	گالوانیزه با روی (6)
0.13-0.18	0.13-0.20	0.10-0.12	براق	ضخامت لایه $2\mu\text{m}$
0.17-0.32	0.10-0.14	0.10-0.15	براق	ضخامت لایه $8-10\mu\text{m}$
				ضخامت لایه $15\mu\text{m}$
0.13-0.18	0.12-0.14	0.08-0.10	گالوانیزه با روی	ضخامت لایه $3-4\mu\text{m}$
0.12-0.17	0.14-0.19	0.10-0.14	ضخامت لایه $5-6\mu\text{m}$	ضخامت لایه $7-10\mu\text{m}$
0.12-0.20	0.14-0.35	0.10-0.12	ضخامت لایه $5-6\mu\text{m}$	ضخامت لایه $14\mu\text{m}$
-	-	0.07-0.12 ⁷⁾	گالوانیزه با روی و کرومیزه	ضخامت لایه $5-10\mu\text{m}$
0.24-0.36 ⁸⁾	0.21-0.25	-	نفوذ روی و ضخامت لایه $16\mu\text{m}$	نفوذ روی و ضخامت لایه $16\mu\text{m}$

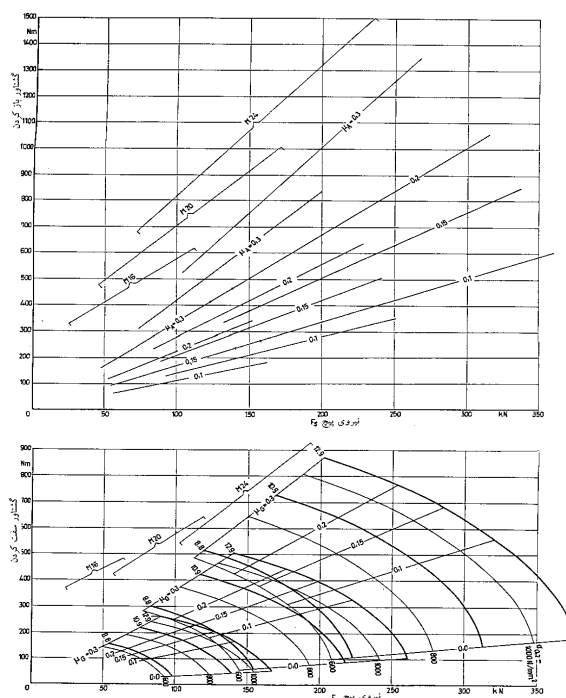
وضعیت سطح			محور وسط، ضرایب اصطکاک μ و μG (1)	
چ	مهره	روانکاری با MOS_2 (4)	روانکاری با روغن (3)	بدون روانکاری (2)
ق	براق	0.10-0.12	0.14-0.17	0.14-0.18
فانتیرت	براق	0.10-0.11	0.14-0.15	0.14-0.18
انتیرت و ت	براق	0.10-0.12	0.14-0.17	0.14-0.21
ی (5)	براق	0.15-0.20	0.16-0.23	0.16-0.22



شکل 3-25: پیچ‌ها با رزوه معمولی. نیروی پیچ برای بارگذاری مجاز پیچ (0.2 σ) گشتاور سفت کردن و ضریب اصطکاک μ (زیرسریچ و در رزوه)، پیچ‌های M6 تا M12. در نمودار گشتاور بازکردن پیچ نیز مشاهده می‌شود.

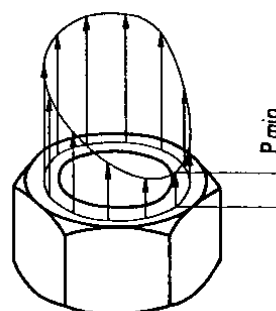
اتصالات پیچی بندرت می‌برند و نارسایی آنها بخاطر شل شدن و باز شدن است. در اتصالات پیچی بکار رفته در «زیروبند» در بسیاری از موارد بین قطعات بارگذاری برشی ایجاد می‌شود و بارگذاری اتصال وقتی بویژه بحرانی است که در اثر همراه شدن بارگذاری برشی و خمشی باهم منحنی فشار ایجاد شده بین قطعات، حول محور پیچ تغییر مکان پیدا کند. شکل 3-27 یک چنین منحنی فشار تشکیل شده حول محور پیچ را نشان می‌دهد.

شکل 3-26 : مشخصات مشابه شکل (3-25) اما
برای پیچهای M16 تا M24



3-

نمونه طراحی منحنی فشار در زیر مهره، بویژه وقتی ایجاد می‌شود که
تواند (P_{min}, μ) سهم نیروهای برش را انتقال دهد.



شکل

27

طرح

بعنوان مناسبترین ابزار برای جلوگیری از شل شدن اتصالات پیچی، روش افزایش پیش
تنش گذاری و انبساط شناخته شده است. در صنایع خودرو سازی انواع ایمن سازی پیچ‌ها را
بکار گرفته‌اند. ایمنی پیچهای سرمخروطی شکل، در مقابل باز شدن، بیشتر است، زیرا باعث
ایجاد منحنی فشاری می‌شود که در جهت عرضی تعادل ایجاد کرده و در هیچ موضعی از
قطعات تحت تنش نیروهای برشی بطور موضعی منتقل نمی‌شود.

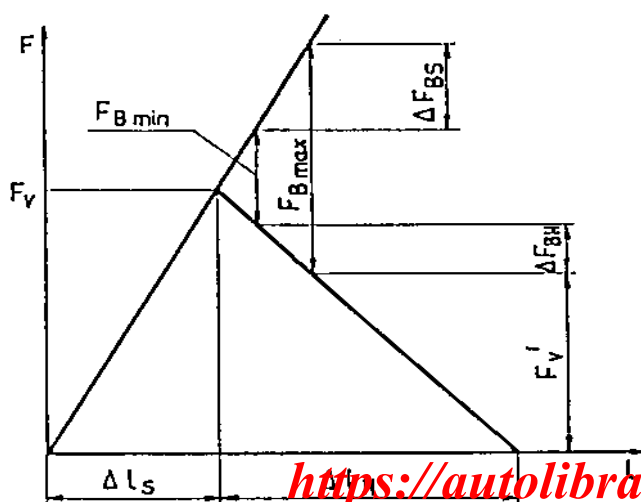
اگر کاربرد پیچ‌های بلند

انبساطی ممکن نباشد از نظر

ایمنی سفر برای اتصال چرخ‌ها

استفاده از لبه‌های کروی یا

لبه‌های مخروطی شکل تعدیل



منحني فشار اهميت خاصي پيدا کرده است. علاوه بر اين صفحه چرخ بصورتي شکل دهی می شود که در آن، هنگام سفت کردن، کمی تغییر شکل الاستیکی کمی ایجاد می شود. در نمودار تنش گذاري شکل 3-28 مشاهده می شود که در اتصالات با پیچ های سخت و بوش الاستیک نیز یک باقیمانده نیروی تنش گذاري F'_v کافی و مطمئن در مقابل شل شدن ایجاد می شود. اما تنش گذاري در پیچ نسبتاً قوی است، بطوریکه هنگام انتخاب جنس و تعیین ابعاد بایستی به آن توجه شود. در هر صورت گشتاور های سفت کردن تعیین شده توسط سازنده های خودرو

شکل 3-28 : نمودار پیش تنش گذاري در پیچ های سخت و بوش الاستیک. دامنه تنش ها در پیچ بزرگتر از بوش است. با انتخاب مناسب جنس پیچ هم می توان به اتصال مقاومي رسید، چنانچه مانده پیش تنش F'_v این نکته را نشان می دهد.

الزامی است، و رعایت آنها بایستی تضمین شده باشد (پس از تعویض چرخ کنترل گشتاور سفت کردن توسط یک آچار گشتاوری در کارگاه لازم است). در جدول 3-5 ارقام متوسطی پیشنهاد شده است. در اشکال 3-25 و 3-26 نیز میزان گشتاور های سفت کردن و باز کردن پیچ ها ارائه شده اند. این ارقام برای سطوح اتکاء تخت پیچ و رزوه های معمولی معتبرند. در صورت استفاده از سطوح اتکاء کروی یا مخروطی شکل، شعاع اصطکاکی سطح اتکاء پیچ افزایش یافته و گشتاور های سفت و باز کردن نیز متناسب با آنها افزایش پیدا می کند.

جدول 3-5 : گشتاور های سفت کردن متوسط برای پیچ و مهره های لبه کروی فسفات سیاه شده در مقایسه با مهره های شش گوش تخت، هر دو بارزوه ظریف. در کیفیت های فولاد 8.8 طبق جدول 3-3. اگر توسط سازنده های خودرو ارقام دیگر پیشنهاد شده باشد، بایستی از آنها استفاده کرد.

خودرو	گشتاور سفت کردن متوسط به Nm			رزوه ظریف
	مقادیر حداکثر برای سطح اتکاء تخت	پیچ لبه کروی	مهره لبه کروی	
سواری	90	95	85	M 12 × 1.5
سواری	150	130	115	M 14 × 1.5
کامیون	90	95	95	M 12 × 1.5
*	150	140	140	M 14 × 1.5
*	320	260	260	M 18 × 1.5
*	460	320	320	M 20 × 1.5
*	610	400	400	M 22 × 1.5

برای ایجاد اطمینان در هر اتصال پیچ میزان پیش تنش گذاري F'_v طبق شکل 3-24 تعیین کننده است. چنانچه اشکال 3-24 و 3-26 نشان می دهند، پیش تنش گذاري تابع گشتاور سفت کردن و اصطکاک های زیر سرپیچ و داخل رزوه آنها می باشد. ضریب اصطکاک اما کمیتی

نیست که بتوان آنرا هنگام مونتاژ تنظیم کرد. در مقایسه اما می‌توان به کمک شیب پیچ ارتباط بین زاویه دوران، انبساط و پیش تنش را بطور دقیق محاسبه نمود. به این جهت در آچارهای خودکار جدید هم یک گشتاور و هم یک زاویه دوران را تنظیم می‌کنند. به کمک گشتاور قطعات را بدون لقی و با کمی پیش تنش بهم پیچ می‌کنند. درصد انحراف در گشتاورهای اصطکاک تأثیر کمی بر نیروی پیش تنش می‌گذارد. به این گشتاور پیش تنش، از راه زاویه دوران تنظیم شده یک میزان پیش تنش ثابت نیز اضافه می‌کنند، بطوریکه درصد خطا با نسبت:

پیش تنش گذاری توسط گشتاور هنگام اتصال

پیش تنش گذاری توسط گشتاور هنگام اتصال + پیش تنش گذاری توسط زاویه دوران

کاهش پیدا می‌کند. پراکندگی ضریب اصطکاک به این نحو به مراتب کمتر بر ایمنی اتصال پیچ تأثیر می‌گذارد. به کمک نرم‌افزار و کاربرد روش پیچ کردن به کمک رایانه نیز می‌توان خطاهای اصولی را در پیچ و اتصال پیچی شناسایی کرد. اگر بطور مثال یک دانه جوش در یک گام پیچ باشد، در این صورت می‌توان با تغییر گشتاور به کمک زاویه دوران انحراف را شناخت.

3-3-5 انواع فنرها

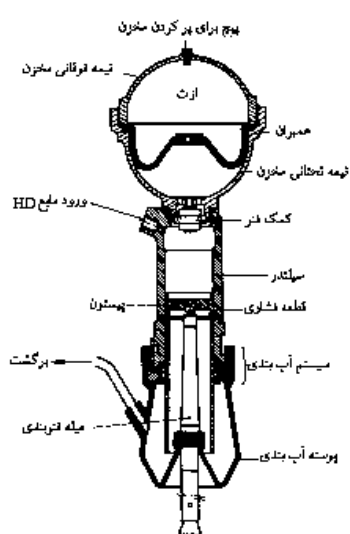
به منظور فنربندی بدنه سواریه‌ها، باریه‌ها، اتوبوسها و یدک‌ها فنرهای لاستیکی، هوائی و یا فولادی بکار می‌روند.

3-3-5-1 فنرهای لاستیکی

لاستیک از نظر خصوصیات ضربه‌گیری (دمپینگ) و فنریت تابع دما می‌باشد، به این جهت فنربندی لاستیکی به تنهایی عملاً فقط در یدک‌ها و خودروهای کشاورزی بکار می‌رود. بعنوان یک استثناء در سواریه‌های موتور جلوی (British leyland) فنربندی هیدرو الاستیکی بکار رفته است. شرط عملکرد خوب این نوع فنرها ظاهراً وجود فاصله‌های کوتاه در اجزاء فنر می‌باشد، که مستلزم پیش بینی نسبت تبدیل بزرگ مابین چرخ و اجزاء فنری بوده که باعث ایجاد نیروهای زیادی، هم در هدایت کننده‌ها و هم در مفاصل هدایت کننده‌ها می‌شود. راحتی سفر کمتر از اغلب سواریه‌های مجهز به فنرهای فولادی است و بخاطر میزان سختی اینگونه فنرهای هیدرو الاستیکی (ضرایب $\left[\frac{N}{Cm}\right] C_2 \approx 180 - 200$ نسبت به یک چرخ) دیگر به گذشته تعلق دارند.

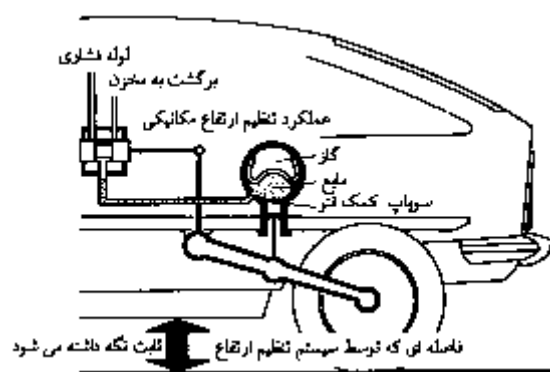
3-3-5-2 فنرهای هوائی، گازی - هیدرولیکی

این نوع فنرها بصورت هوائی و هوائی - هیدرولیکی ساخته می‌شوند. سیستم‌های هوائی - هیدرولیکی که توسط Citroen در سال 1953 توسعه یافته شرایط به مراتب بهتری فراهم می‌کنند. در شکل 3-29 مقطع یک عنصر فنری، در یک سیستم فنربندی هوائی هیدرولیکی که در هر چهار چرخ یک خودرو بکار رفته و نیاز به جای بسیار کمی دارد نشان داده شده است.



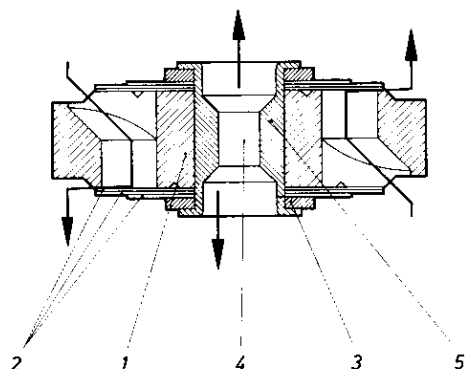
شکل 3-29 : عنصر فنري با سوپاپ دمپینگ بکار رفته توسط Citroen در مدلهاي D و GS گاز ازت موجود در بالاي صفحه همبران کار اصلي فنر را انجام مي‌دهد.

در نیمه فوقانی این عنصر گاز ازت تحت فشار قرار داشته و کار اصلی فنري را انجام می‌دهد و برای جلوگیری از ایجاد کف توسط يك صفحه همبران لاستيكي از روغن هیدروليكي موجود در سيلندر دمپینگ نیمه تحتانی جدا می‌شود. اهرم منتقل کننده نیروها در قسمت بالا که بشکل کره است در داخل پیستون سوار شده و در قسمت پائین به هدایت کننده عرضي تعلیق چرخ جلو، یا بر هدایت کننده طولی عقب تکیه دارد (شکل 3-30).



شکل 3-30 : در خودروهاي Citroen عناصر فنري بر هدایت کننده‌ها تکیه می‌کنند، تنظیم ارتفاع بدنه توسط سوپاپهاي متصل به استابيليزاثرهاي اکسل انجام می‌گیرد.

هنگامیکه چرخ بطرف بالا نوسان می‌کند روغن توسط پیستون از سوپاپ فشاري سوار شده در سيلندر بطرف بالا پرس شده (طرف راست شکل 3-31) و هنگام نوسان به پائین گاز ستون روغن را



شکل 3-31) سوپاپ دمپینگ بکار رفته در عنصر فنري Citroen

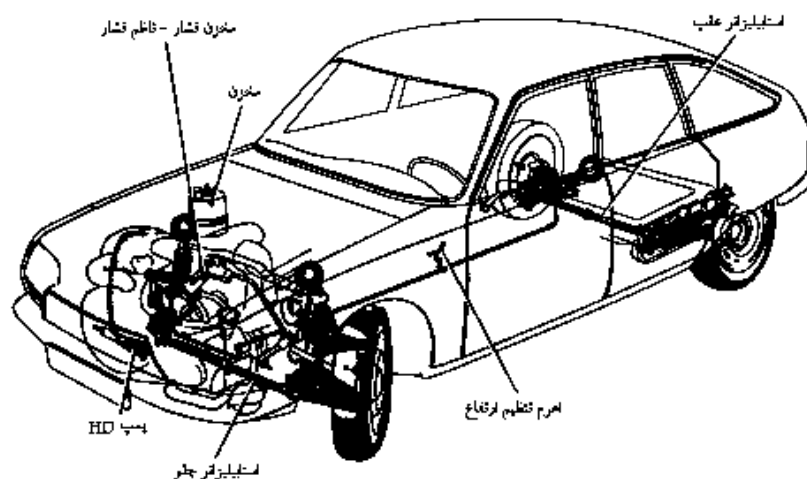
- 1- نگهدارنده سوپاپ
- 2- سوپاپ مرحله کشش
- 3- واشر اتکاء برای محدود کردن فاصله صفحه سوپاپ
- 4- مدخل ثابت ورود روغن
- 5- قطعه اتصال

از سوپاپ کششی که سخت‌تر تنظیم شده بطرف پائین پرس می‌کند (طرف چپ شکل) ساخت این ترکیب سوپاپ ثابت سوار شده مشابه با کمک فنر تك لوله‌اي فشاري است، با این تفاوت که سوپاپها در آنجا روی پیستون قرار داشته و با چرخ حرکت می‌کنند.

امتیاز کلیه سیستم‌های فنربندی هوایی «تنظیم ارتفاع» است که این کار در سیستم‌های هوایی – هیدرولیکی به کمک تغییر میزان روغن مابین صفحه همبران و پیستون انجام می‌گیرد. وقتی از ارتفاع بدنه در اثر بارگذاری کاسته می‌شود، تنظیم کننده ارتفاع متصل به استابیلایزر (شکل 32-3) و

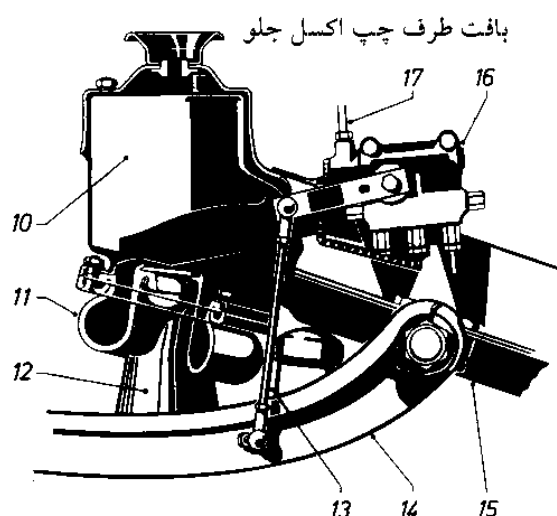
شکل 3-30) جریان روغن را از مخزنی که تحت فشار $1500[\frac{N}{cm^2}]$ تا $1750[\frac{N}{cm^2}]$ قرار دارد توسط سوراخ نشان داده شده در شکل 3-29 بطرف سیلندر آزاد می‌نماید.

در صورت کاهش بارگذاری، تنظیم کننده جریان برگشت را به يك مخزن ذخیره که تحت فشار قرار ندارد آزاد می‌کند.



شکل 32-3 : استقرار عنصر فنري در Citroen GS . در شکل سیستم تعلیق جلو با هدایت کننده عرضي دوپل، سیستم هدایت کننده طولی عقب و استابیلایزرهاي نسبتاً قوی، بخوبی مشهودند. ارتفاع بدنه از زمین به کمک يك اهرم تنظیم توسط دست قابل تغییر است.

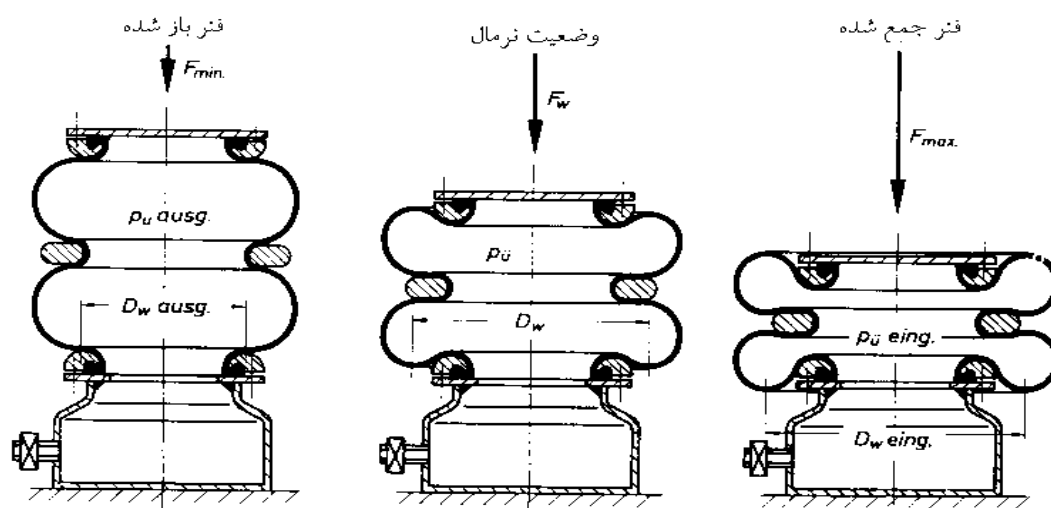
در سیستم فنربندی هوایی فقط هوای تنها در يك کیسه دیافراگم از جنس لاستیک یا الیاف تحت فشاری متناسب با بارگذاری نگهداشته می‌شود. برخلاف سیستم‌های هوایی – هیدرولیکی که در این بین به خودروهای طبقه متوسط نیز راه پیدا کرده است (Citroen GS) ، فنربندی هوایی در سواریه‌ها راه پیدا نکرده و تنها در گران قیمت‌ترین مدل 600 دایملر بنز بکار رفته است. (در شکل 3-33) نحوه استقرار فنر هوایی در اکسل جلوي این خودرو مابین هدایت کننده عرضي تحتانی و چهارچوب نشان داده شده است.



شکل 3-33: استقرار عنصر فنري هوائي در سيستم تعليق هدايت كننده عرضي دابل جلوي Daimler - Benz 600
10: مخزن هوا، 11: كيسه فنري الاستيكي، 14: هدايت كننده تحتاني، 17: لوله تنظيم براي تنظيم ارتفاع.

در مقابل اتوبوسها قريب باتفاق مجهز به فنربندي هوائي بوده و اخيراً کاربرد آن در باريها و يدكها نيز افزايش پيدا کرده است. علت آن فنربندي نرمتر، به معنای راحتی سفر بيشتر براي سرنشينان و ايمني بيشتر براي كالاست. امتياز تنظيم ارتفاع نيز اضافه شده كه به معنای عدم وابستگي ارتفاع (به پياده و سوار شدن) از وضعيت بارگيري، منحنی غيرخطي و تنظيم هوائي استابيليزاٲر در پيچها است.

در شكل 3-34 ساختمان كيسه ديفراگم مورد استفاده نشان داده شده است.



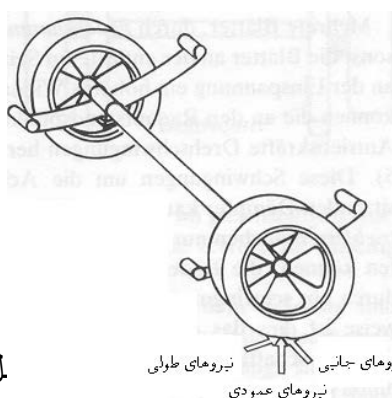
شكل 3-34: نمايش كيسههاي فنري در ارتفاعهاي مختلف

3-5-3-3 فنرهای فولادی

فنرهای فولادی به فنرهای نوع شمش لایه‌ای، فنرهای پیچشی لایه‌ای، فنرهای پیچشی میله‌ای و فنرهای لوله‌ای تقسیم می‌شوند. چهار نوعی که از نظر ظاهر کاملاً با یکدیگر متفاوتند.

فنرهای شمش لایه‌ای :

برخلاف فنربندی هوایی که در ساختمان آنها قطعات استاندارد شده بکار می‌رود، بایستی فنرهای فولادی، چه از نوع شمش، لوله‌ای یا میله‌ای پیچشی، بر نوع ویژگی‌های طراحی و خصوصیات خودرو تطبیق داده شوند. قدیمی‌ترین و شناخته شده‌ترین نوع فنرها، فنر چند لایه‌ای شمش است که دارای این حسن است که نه تنها می‌تواند نیروها را از کلیه جهات منتقل کند (نیروهای عمودی، جانبی و طولی، شکل 3-35) بلکه گشتاورهای شروع حرکت و ترمز را نیز منتقل می‌کند.



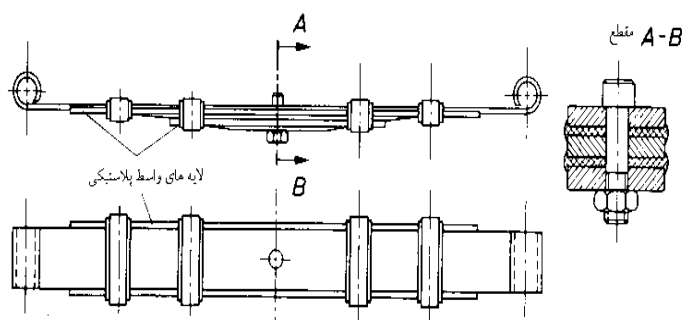
شکل 3-35 : فنرهای شمش طولی می‌توانند هم کلیه نیروها را در همه جهات و هم گشتاورهای شروع حرکت و ترمز را جذب کنند.

به این جهت اقتصادی‌ترین و مناسب‌ترین نوع فنرها ل میله‌ای و لوله‌ای برای انتقال نیروهای نامبرده نیاز به هدایت کننده دارند که در ترکیب با فنر هزینه بیشتری را ایجاب می‌کنند.

فنرهای شمش در سیستم فنربندی اکسل‌های ثابت و ترجیحاً در سواریه‌ها و باریه‌ها بکار می‌روند. این نوع فنرها دارای دو نقص اساسی زیر هستند:

اشکال اول خود اصطکاک زیاد و از نظر زمانی متغیر مابین لایه‌ها و کاهش استحکام توسط تأثیر تمرکز تنش مواضع سائیدگی که آنها را می‌توان به کمک لایه‌های پلاستیکی که مابین لایه‌های فنر قرار می‌دهند، تا حد زیادی برطرف کرد. این لایه‌های پلاستیکی یا بطور پیوسته تند هس

(شکل 3-36) یا فقط در انتها و شاید مضافاً در وسط (شکل 3-37) قرار داده می‌شوند.

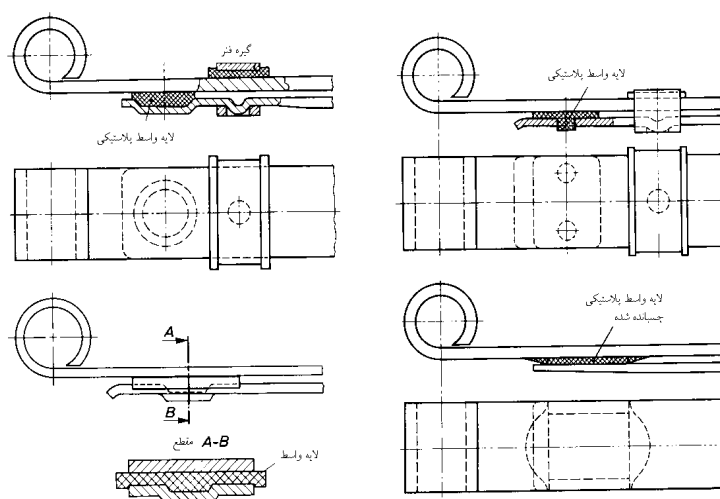


شکل 3-36 : فنر شمش طولی سواریه با لایه‌های واسط پلاستیکی که روی

لایه‌های فنری می‌لغزند، بانضمام گیره‌های فنری که برای جلوگیری از سروصدا مجهز به قطعات لاستیکی هستند.

شکل 3-37: فنرهای شمش طولی با قطعات پلاستیکی و لاستیکی در انتهای لایه‌ها. این قطعات در مرکز فنر هم بکار رفته‌اند تا در این قسمت وسط هم که حداکثر بارگذاری وارد می‌آید از ساینده‌گی و خطر شکست جلوگیری بعمل آید.

امکانات مختلف اتصال لایه‌های خارجی در شکل (38-3) نشان داده شده است.



شکل 3-38: چهار نوع اتصال معمول لایه‌ها در انتهای شمش. علاوه بر آن در بالاترین تصویر، گیره نگهدارنده عایق لاستیکی نیز نشان داده شده است.

لایه واسط پلاستیکی در یک کاسه قرار گرفته و یا توسط

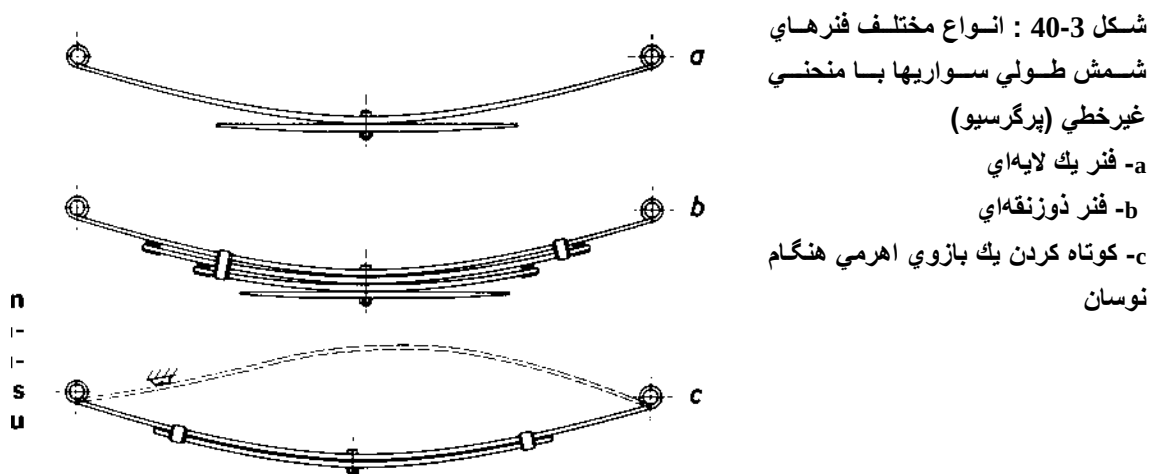
یک سوراخ نگهداشته شده و یا چسبانده می‌شود.

خود اصطکاکی که میزان آن در اصل تابع تعداد لایه‌هاست بطور نامطلوب بردمیپینگ اثر می‌گذارد، باین دلیل فنرهای شمش لایه‌ای، بایستی دارای حداقل تعداد لایه ممکن باشند، حالت ایده‌آل فنر یک لایه ایست (شکل 3-39)



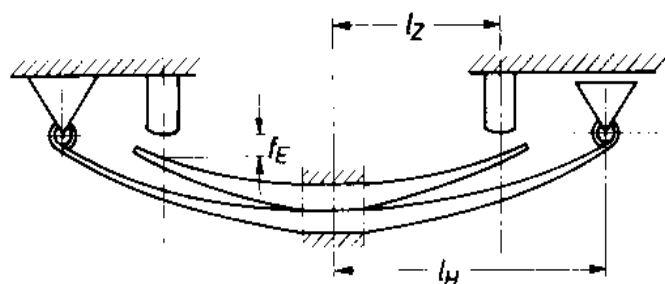
شکل 3-39: فنر یک لایه‌ای غیرمتقارن بکار رفته در اکسل عقب یک سواری.

اشکال دوم مقاومت کم آنها در جهت جانبي در پیچها نیز موجب بدتر شدن کیفیت گیرائی چرخ با زمین هنگام پیچیدن است، اما توزیع نیروها در چهارچوب با بدنه مناسب بوده (مراجعه شود بشکل 4-29) و امکان ایجاد سختی فنري پرگرسو وجود دارد. برای اینکه فنرهای شمش با افزایش بارگذاری سختتر بشوند بطور مثال فنرهای عقب سواریه‌ها را به يك دومين قسمت فنري مجهز می‌کنند و فنر سهمي يك لایه‌اي یا فنر دو تا سه لایه‌اي دوزنقه‌اي قسمت اول روی این میغلطد (اشکال 40a-3 و 40b-3)

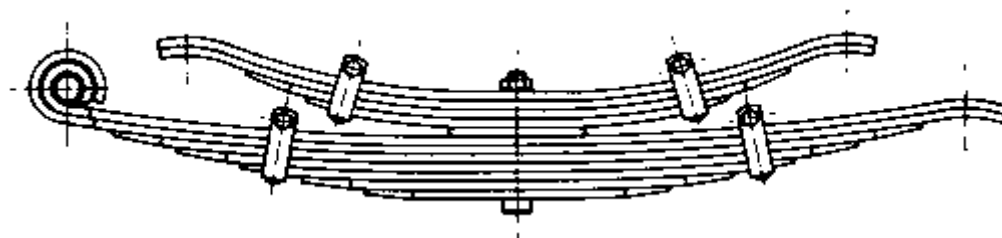


علاوه بر این، این امکان نیز وجود دارد تا با پیش‌بینی موانع جانبي لاستيكي موجب کوتاه‌تر شدن بازوي اهرمي هنگام جمع شدن فنر شده و با آن موجب افزایش ضریب فنري شد (نوع ساخت c). در راه‌حلهای a و b می‌توان ضخامت و طول لایه‌های هر دو قسمت را طوری تنظیم کرد که هنگام نوسان در طول فاصله فنري جمع شدن فنر (یعنی برای حداکثر بارگذاری) توزیع تنشها تا حدی یکنواخت بماند. درحالی‌که در نوع c در اثر موانع جانبي در موضع اتکاء مانع، تمرکز تنش ایجاد می‌شود.

در باریه‌ها تأثیر بارگذاری بمراتب شدیدتر است، برای اینکه در وضعیت خالی فنربندی زیاد سخت نباشد، بایستی پرگرسویتی قویتر باشد که فقط به کمک فنرهای اضافی ممکن است. فنرهای اضافی بعنوان يك واحد مستقل را لایه‌بندی نموده و روی فنر اصلی سوار می‌کنند که پس از طی يك فاصله مشخص f_E (شکل 3-41) بر پایه تکیه می‌کند، ضریب فنري فنر اضافی اغلب سخت‌تر از فنر اصلی است. تا در وضعیت بارگذاری شده خودرو فرکانس ارتعاشات بیش از حد کم نشده و در پیچها قابلیت کج شدن محدود بماند. این نوع منحنی توسط بازوهای اهرمي کوتاه‌تر (I_Z بجای I_H در فنر اصلی) و لایه‌های ضخیم‌تر حاصل است. چون فنر اضافی دیرتر وارد عمل شده، تنش‌های خمشی کمتری ایجاد می‌شود (مراجعه شود به زیرنویس شکل 3-43). بسته‌های قرار گرفته رویهم می‌توانند باز یا دوزنقه‌اي شکل (شکل 3-42) یا بصورت سهمي (شکل 3-43) طراحی شوند.



شکل 3-41: در خودروهای باری
پرگرسیویتی قویتری لازم است که فقط
توسط یک فنر اضافی روی فنر اصلی حاصل
می‌شود، این فنر اضافی پس از طی یک
فاصله فنری مشخص f_E به یک پایه
مخصوص تکیه می‌کند.



شکل 3-42: فنرهای پرگرسیو دوزنقه‌ای عقب باریها نوع معمول

جدول 3-6: مشخصات اصلی فنرهای سهمی شکل بکار رفته در کامیونها

فنر اضافی	فنر اصلی	فاصله چشمهای مفاصل
-	1800 mm	L
1120 mm	-	طول فنر
100 mm	100 mm	عرض لایه B
29 mm	22 mm	حداکثر ضخامت لایه h_1
7300 N/cm	2450 N/cm	ضریب فنری C_2h
9800 N	33200 N	حداکثر بار F_{max}
222 N/mm ²	680 N/mm ²	تنش‌های خمشی برای F_{max}

فنرهای پرگرسیو چون هنگام جمع شدن سخت‌تر می‌شوند، نیاز به فاصله فنری کمتری داشته و فرکانس شاسی تابع وضعیت بارگذاری نیست و به این جهت می‌توان آنها را ثابت تنظیم کرد، علاوه بر آن در نوع مونتاژ عرضی امکان تعلیق دو نقطه‌ای آنها بطور الاستیکی در دو طرف بجای تعلیق وسط وجود دارد (شکل 3-44)



شکل 3-43: فنرهای سهمی شکل
بکار رفته در کامیونها با اتصال
مرکزی مشخصات جدول 3-6



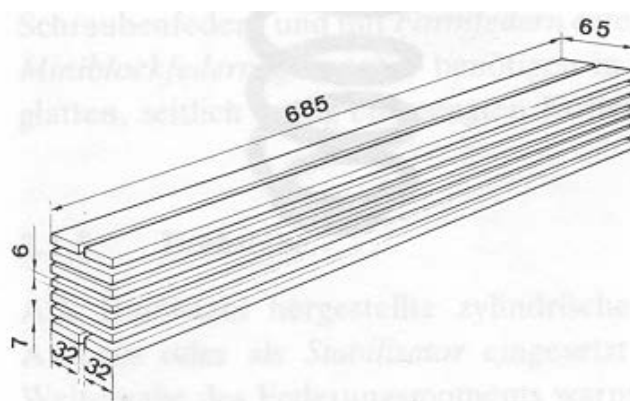
شکل 3-44: فنرهای شمش در استقرار عرضی.
با روش اتصال دونقطه‌ای تعدیل نیرو بهتر
می‌شود

در این صورت بعلت تأثیرگذاری متقابل دوطرفه، فنریت آنها در پیچها سخت‌تر از فنرهای معمولی شده و یک تعدیل اضافی در پیچها حاصل می‌شود، در نتیجه پیش بینی استابیلزاتر اضافی لازم نمی‌شود. به این جهت یک فنر شمش عرضی می‌تواند جایگزین دو هدایت کننده، دو فنر لوله‌ای و یک استابیلزاتر بانضمام میله بندی آنها بشود. این راه حل اقتصادی هنوز توسط Fiat در قسمت بالای اکسل جلو خودروهای کوچک موتور عقب مدل‌های 126 و 133 و در (متکی به هدایت کننده پائینی پایه فنری عقب) محرك جلوهای 127 و 128 بکار می‌رود. نقص این سیستم قابلیت تغییر شکل جانبی بیشتر است. اپل در مدل GT و Kadett برای مقابله با این نقص هدایت کننده پائینی را حفظ کرده و انتهای فنر را در جهت طول قابل جابجایی به هدایت کننده محکم می‌کند. بخاطر نیاز به فضای کم و امکان تعویض ساده، فولکس واگن vw فنر شمش عرضی را در بالای اکسل جلو و عقب مدل Iltis (مدل صحرایی) که از سال 1977 به بازار آورده بکار برده است (شکل 3-4). در این سیستم این فنر که توسط نیروهای طولی و جانبی کمتر بارگذاری شده، همزمان وظیفه فنربندی و هدایت چرخها را بعهده دارد. بدلائل اقتصادی فنرهای شمش طولی مثل گذشته برای هدایت اکسل‌های ثابت محرك باریها (شکل 4-21) و بعضی از سواریه‌ها بکار می‌رود. Volvo در مدل 343 بجای نوع چند لایه‌ای فنر شمش یک لایه‌ای بکار برده است.

فنر شمش از فولاد تخت نورد شده ساخته شده و بعلت بارگذاری خمشی شمش‌ها دارای طولهای متفاوت هستند.

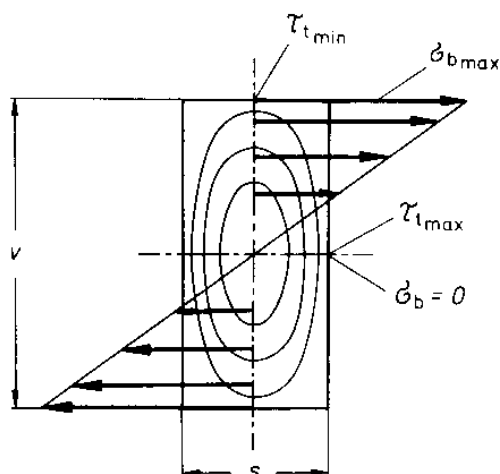
فنرهای پیچشی لایه‌ای :

فنرهای پیچشی لایه‌ای که برحسب پیچش بارگذاری می‌شوند (شکل 3-45) نیز از چندین لایه اما با طولها و ضخامت متساوی تسکیل شده‌اند و بخاطر دقت لازم (در نقاط اتصال) از ماده نوع تخت کشیده شده ساخته می‌شوند. در مقایسه با فنرهای پیچشی میله‌ای گرد، بخاطر سطح مقطع تخت و سختی (عملیات حرارتی) کمتر، راندمان ماده در هر صورت بدتر است. یعنی یک فنر پیچشی لایه‌ای در صورت تساوی قابلیت فنری همیشه سنگین‌تر و گرانتتر از نوع میله‌ای گرد است. اما در مقابل دارای این حسن است که حتی با میله‌های کوتاه هم می‌تواند دارای فنریت نرم باشد (در میله‌های گرد اینطور نیست)



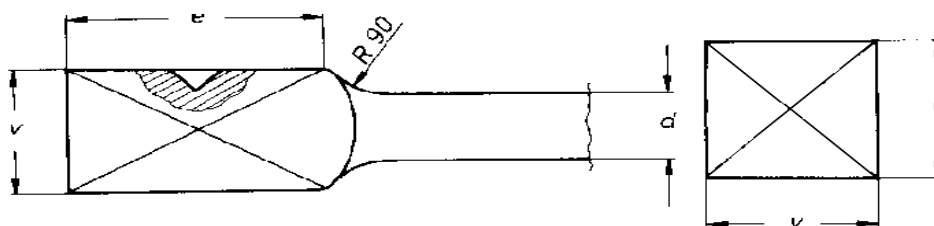
شکل 3-45: دسته فنر میله‌ای پیچشی

مسئله مهم در فنرهای مونتاژ شده بطور عرضی این است که بخاطر محدود بودن فاصله عرضی چرخها، از نظر انتخاب طول محدود می‌باشند. اینگونه فنرها بدون نیاز به تقویت، در صورت مونتاژ بصورت مقطع ایستاده می‌توانند تنش‌های خمشی اضافی را نیز جذب نمایند. تنش‌های پیچشی T_{min} در لبه بالا فقط 74% تنش‌های T_{max} در طرف تخت می‌باشد و هنگام تعیین ابعاد بایستی مورد توجه باشد (شکل 3-46).



شکل 3-46: توزیع تنش در میله‌های تخت با بارگذاری پیچشی. حداکثر تنشها در طرف تخت است (فشرده‌گی خط نیروهاست). در گوشه T_t به سمت صفر می‌رود.

در گوشه‌ها، تنش‌ها بسمت صفر میل می‌کنند، به این جهت فنرهای لایه‌ای بایستی همیشه در اینگونه مواضع سوار شده و هیچگاه در سطح تخت متصل نشوند. اگر انتهای فنرها بطور ثابت محکم شده باشد، انتقال اضافی نیروهای کششی و فشاری نیز ممکن می‌شود. همین کار را فنرهای میله‌ای پیچشی گرد (شکل 3-47) که انتهای گرم آهن‌گری شده آنها گیر داده می‌شود نیز می‌توانند انجام دهند. با این تفاوت که تنش‌های خمشی توسط اینها فقط در صورت تقویت یعنی بزرگتر گرفتن قطر قابل تحمل است.



شکل 3-47: میله فنری پیچشی استوانه‌ای با انتهای چهار گوش

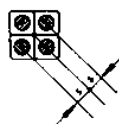
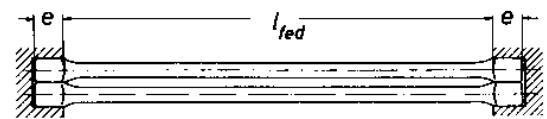
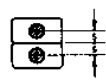
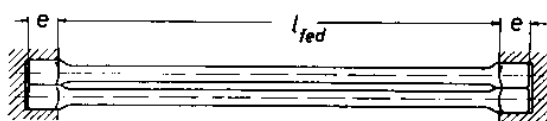
هدایت کننده‌های عرضی و طولی که يك سر فنر به آن وصل می‌شود، بایستی به این جهت طوری سوار شوند که لنگر خمشی در میله فنری ایجاد نشود. عیوب فنرهای پیچشی میله‌ای گرد: طول زیاد لازم برای فنر نرم، نیروهای زیاد طرف اتصال بدنه فنر که بخاطر این مسئله تقویت بدنه و یا استفاده از يك محمل اضافی لازم می‌شود،

و افزایش هزینه در صورت پیش بینی امکان تنظیم ارتفاع در خودرو. حذف چنین امکان تنظیمی مستلزم پیش بینی تolerانس‌های بسیار دقیق در انتهای فنرها و اجزاء تکیه‌گاه‌ها و غیره می‌باشد که موجب افزایش دقت کار در تولید می‌شود.

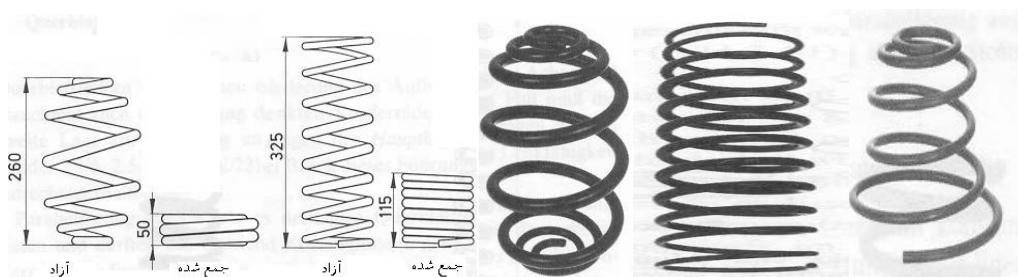
در مقابل این حسن وجود دارد که هم در خودروهای نو که در ارتفاع صحیح تنظیم شده‌اند و هم در فنرهای میله‌ای تغییر شکل یافته اصلاح ارتفاع ممکن و علاوه بر آن در صورت لزوم کم و زیاد کردن ارتفاع خودرو نیز امکان پذیر است.

امروزه هیچ نوع خودروی سواری وجود ندارد که دارای فنرهای پیچشی میله‌ای بوده و دارای امکان تنظیم ارتفاع نباشد.

امتیاز اصلی فنرهای میله‌ای گرد، ساده بودن عملیات ماشینکاری سطح قطعات پیش ساخته توسط سنگ زدن است و سوختگی مضر و سایر زدگی‌ها نیز از بین می‌رود، شروطی که برای راندمان خوب ماده و مقاومت زیاد لازم است (1900 تا 1700 N/mm^2 σ_B مقاومت کششی). در میله‌های گرد که بطور عرضی مونتاژ شده‌اند، می‌تواند پیش آید که در اثر کوتاه شدن طول مفید در اختیار، بارگذاری از حد مجاز تجاوز نماید. در اینگونه موارد می‌توان چندین میله پیچشی گرد را با هم ترکیب کرد (شکل 3-48). یک راه حل عملی فنی اما غیراقتصادی که در $v.w$ برای فنربندی جلو مدل لاک‌پشتی بکار رفته است.



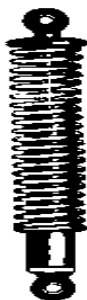
شکل 3-48: فنرهای میله‌ای تخت را نیز می‌توان مشابه میله‌های گرد باهم ترکیب کرد. این کار وقتی لازم می‌شود که بدلائل طراحی طول ممکن فنر محدود بوده و یا در صورت معلوم بودن طول فنر، فنریت نرم خواسته شده باشد.



شکل 3-49: فنر حلزونی (لوله‌ای). دارای انتهای صیقلی

یک نقص در کلیه فنرهای میله‌ای عیبی طول زیاد آنست که مونتاژ جمع و جور در محدوده تمرکز نیرو را ممکن نمی‌سازد، عیبی که در فنرهای لوله‌ای وجود ندارد (شکل 3-49). اینگونه فنرها در حقیقت میله گردی هستند که به تعداد معینی حلقه پیچیده شده‌اند تا مونتاژ جمع و جور ممکن شود. به این وسیله هم جا دادن آنها در یک چهارچوب جلو ممکن شده

(شکل 4-5) و هم استقرار قطعات دیگر حول آنها مانند پایه فنري MC – Pherson (اشکال 4-9 و 4-12) و يا كمك فنر امکان پذير است. اين تركيب استقرار كمك فنر در داخل و قرار دادن فنر لوله‌اي حول آن كه «پایه فنري» نام گرفته از نظر اقتصادي قابل ساخت و به راحتی قابل تعويض مي‌باشد. تنها در مواضع اتصال كمك فنرها و در تكيه‌گاه بشقابهاي فنري نياز به تقويت الاستيكي است (شکل 3-50).



شکل 3-50: پایه فنري، متشکل از يك كمك فنر و يك فنر لوله‌اي حول آن.

امتياز ديگر فنرهاي لوله‌اي امکان استقرار ساده آن مابين هدايت كننده و بدنه در نوع تعليق چرخ عقب مي‌باشند (شکل 4-14 و شکل 4-19). درحاليكه با پيچيدن حلقه‌هاي آن در شيب‌هاي متفاوت و يا با استفاده از مفتول با مقطع مخروطي يك حالت منحنی غيرخطي نيز مي‌توان ايجاد كرد. بعنوان نواقص، در مقابل، مي‌توان: امکان جذب نيرو تنها در يك جهت (جهت عمودي)، و در صورت ارتفاع زياد خطر كمانش را نام برد. در اثر كج شدن هنگام پيچيدن فنر (در مقايسه با ميله‌هاي پيچشي گرد) فنرهاي لوله‌اي قادر به تحمل 10 تا 30 درصد تنش كمتر هستند. اغلب فنرها پس از توليد، بمنظور افزايش دوام، تحت عمليات سطحي قرار گرفته و در پايان يك پوسته (Lack) ضدزنگ مقاوم به آنها اضافه مي‌شود و فنر خودروها امروزه ديگر آن قطعات آهنگري شده خشن گذشته نبوده و داراي قابليت بارگذاري بالائي هستند.

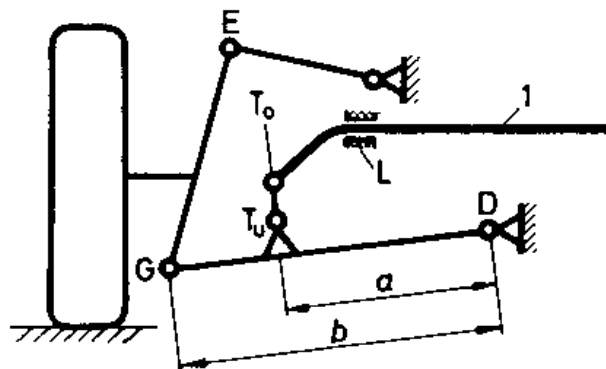
هنگام شكست يا در صورت بارگذاري زياده از حد مجاز بايستي فنرها بطور كامل تعويض شوند. گرم كردن بعدي بمنظور کاهش ارتفاع فنر يا تابگيري در فنرهاي فولاد فنري عالي آنها در مقابل حرارت حساسند، ديگر امکان پذير نيست. با اين وجود اگر اين عمل انجام گيرد، انتظار نشست و شكست زودرس آنها مي‌رود.

عضو فنري ديگر بنام «استابيليزاير» (Stabilizer) نيز از جمله قطعات متعلق به سيستم تعليق بوده و وظيفه دارد هم از كج شدن بدنه در پيچ‌ها كاسته و هم عكس‌العمل خودرو را هنگام پيچيدن بهبود بخشد در فصل 5 به طراحي و محاسبه سيستم‌هاي فنربندي خواهيم پرداخت.

استابيليزاير (ميله تعادل):

استابيليزاير يا ميله تعادل به منظور کاهش غلت جانبي بدنه (كاهش شيب بدنه) هنگام پيچيدن خودرو (اشکال 4-4 و 4-5)، کاهش نوسان عرضي اكسل ثابت محرك (شکل 4-23) و به منظور بهينه سازي رفتار پيچيدن خودرو در پيچ‌ها و با آن افزايش ايمني سفر بكار مي‌رود. منظور از استابيليزاير ميله‌اي است اغلب U شكل با سطح مقطع دايره‌اي شكل كه قطر آن از 10mm در سواريهاي سبك به 60mm در كاميون‌هاي سنگين مي‌رسد (اشکال 3-51 و 4-24). در صورتي كه جهت نوسان دوچرخ يك اكسل يكسان باشد پشت ميله 1 در تكيه‌گاههاي L دوران كرده

(شکل 3-51) و استابيليزاير بعنوان فنر بي‌تأثير است. نوسان دو طرف مختلف چرخ‌ها (شکل 4-5) باعث پيچش و هم برحسب خمش



شکل 3-51: پشت استابلیزاتر در تکیه‌گاه‌های L بطور قابل دوران سوار شده است. اتصال بین دو انتهای بازوهای آن T_o و میله عرضی (نقاط T_u) به کمک میله‌بندی است. نسبت تبدیل نمایش داده شده $i_s = \frac{b}{a}$ بمراتب بزرگتر از یک بوده و باعث ایجاد نیروهای اضافی می‌شود.

بارگذاری می‌شود. ضریب فنری میله C_{sq} نسبت به دو چرخ یک اکسل که برای

کاهش شیب بدنه (درحالی‌که دو چرخ یک اکسل عکس هم نوسان دارند) مهم است در سیستم‌های تعلیق تکی تابع نسبت تبدیل مفصل چرخ G به نقطه اتصال T_u روی میله هدایت کننده چرخ (شکل 3-51)، و یا در اکسل ثابت تابع فواصل b_h و b_s (شکل 4-24) می‌باشد. با C_s در انتهای بازوهای T_u میله چنین داریم:

$$C_{sq} = \frac{C_s}{i_s^2}, \quad i_s = \frac{b}{a} \frac{b_h}{b_s} \quad \text{یا} \quad i_s = \frac{b}{a} \frac{b_h}{b_s}$$

هرچقدر دو انتهای دو طرف میله استابلیزاتر به چرخ‌ها نزدیک‌تر نصب شوند، می‌توان میله را سبک‌تر و ارزان‌تر طراحی نمود و نیروهای کمتری هم در کلیه قطعات ایجاد می‌کند. اگر فقط یک چرخ نوسان کند (شکل 5-6) بازوی اهرمی موقعیت خود را روی زمین حفظ کرده و چرخ دیگر در نقطه T_o به فاصله Δf بطرف بالا و یا پائین حرکت می‌کند و در نتیجه پشت میله 1 در کل محدوده می‌پیچد. نیروهای اعمال شده در این حالت برابراند با:

$$\Delta F_s = \frac{C_s}{2} \Delta f$$

میله استابلیزاتر معایبی نیز به‌همراه دارد، زیرا هرچقدر ضریب فنری C_{sq} نسبت به چرخ‌ها بزرگتر بشود و هرچقدر اجزاء الاستیکی هریک از مفاصل بیشتر تنش‌گذاری بشوند (نقاط L، T_o و T_u در شکل 3-51) هنگام عبور از جاده‌های ناهموار کل فنربندی بیشتر تحت تأثیر قرار گرفته و خودرو و موتور به ارتعاش وادار می‌شوند. حالت نوسان دوچرخ مختلف یک اکسل نیز در جاده‌های ناهموار همین تأثیر را اعمال می‌کند.

فصل چهارم

انواع سیستم‌های تعلیق چرخ

1-4 اکسل جلو و اکسل عقب

فرق است بین اینکه يك سیستم تعلیق به عنوان اکسل جلو با امکان فرمان‌دهی چرخها، و یا به عنوان اکسل عقب بدون نیاز به فرمان دادن به چرخها بکار رود و اینکه اکسل شامل سیستم محرك چرخ نیز باشند یا نباشد.

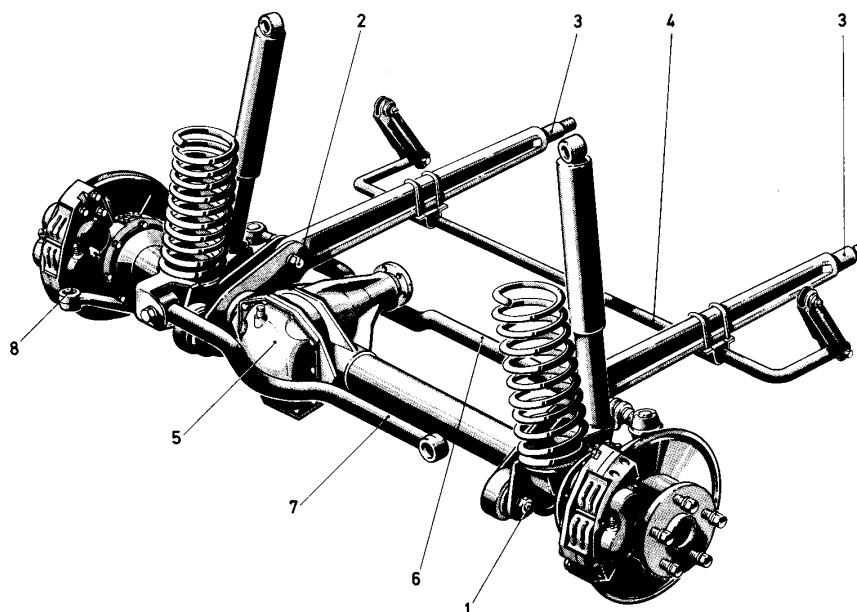
متداول‌ترین انواع سیستم‌های تعلیق تکی عبارتند از:

- سیستم تعلیق مجهز به هدایت‌کننده‌های عرضی دویل
- سیستم‌های پایه فنری، یا پایه کمک فنری نگهدارنده چرخ
- سیستم‌های نامبرده در جهت عرضی - یعنی بطرف وسط خودرو - نیاز به جایی کمی دارند (بطور مثال جا برای نصب موتور باز است).
- سیستم‌های تعلیق مجهز به هدایت‌کننده‌های طولی، هدایت‌کننده‌های مورب که در جهت ارتفاع نیاز به جایی کمتری دارند و به این لحاظ صندوق بار عریض‌تر و کف خودرو صاف می‌باشد.

اکسل مختلط يك حالت متوسط بین دو سیستم ذکر شده اکسل ثابت و سیستم تعلیق تکی دارد و از نظر ساختمانی جایی بسیار کمی را اشغال کرده و بسیار جمع و جور است اما فقط می‌تواند به عنوان سیستم تعلیق عقب در خودروهای محرك جلو بکار رود (شکل 4-32).

در اکسل‌های ثابت تمام طول بدنه اکسل در جهت عمودی نوسان می‌کند. بر این جهت مکانی که بایستی به این منظور در بالای اکسل پیش بینی شود، در اکسل عقب باعث کوچک‌تر شدن صندوق بار شده و جاسازی چرخ یدکی را نیز دشوارتر می‌کند، و در اکسل جلو، بدنه اکسل زیر موتور قرار می‌گیرد و برای اینکه با این وجود جایی کافی برای نوسان اکسل ایجاد بشود بایستی موتور را بالاتر نصب کرد، که این باعث افزایش ارتفاع ساختمان خودرو می‌شود، یا

این که اکسل را بطرف عقب تغییر مکان داد. به این جهت امروزه اکسل ثابت در جلو فقط در کامیونها یا سواریهایی چهارچرخ محرك و خودروهای چند منظوره بکار می‌رود (شکل 4-1).



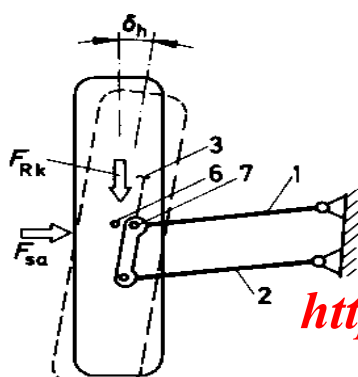
شکل 4-1: اکسل جلوی خودرو چند منظوره دایملر بنز مدل 240GD/280GE بهینه سازی شده در سال 1982. انتهای هدایت کننده‌های طولی 3 به بدنه خودرو و مواضع 1 و 2 به بدنه اکسل متصل می‌شود. به وسط هدایت کننده‌ها استابلیزاتر 4 متصل می‌شود. به منظور ایجاد جا برای نصب پوسته دیفرنسیال 5 میله رابط فرمان 6 و میله پانهارد 7 خمیدگی پیدا کرده است.

2-4 اصول سیستمهای تعلیق تکی

4-2-1 خواسته‌های طراحی

روند رو به افزایش شتابها و اوج سرعتها و روند رو به افزایش سرعت در پیچ‌ها یا کاهش سریع سرعتها هنگام ترمزگیری، خواستار یک سیستم زیربند مطمئن است. سیستم‌های تعلیق تکی به خاطر امتیازات اصلیشان که در زیر می‌آید جواب مناسبی در جهت تحقق این خواسته‌ها هستند:

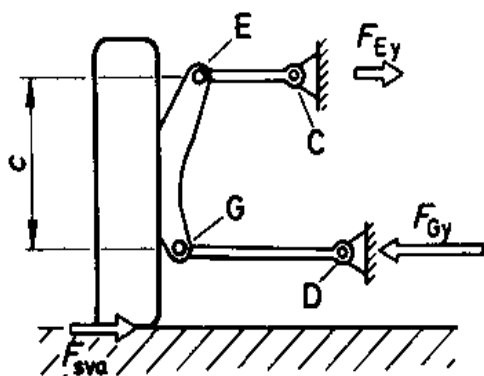
- نیاز به فضای کمی دارند.
- امکان ایجاد سرجمعی با استفاده از تغییرات سینماتیکی یا الاستو سینماتیکی در جهت ایجاد خودفرمانی وجود دارد (به شکل 4-2 مراجعه شود).
- قابلیت فرماندهی با وجود نصب سیستم محرك، ساده‌تر تحقق پیدا می‌کند.
- وزن آن کم است.
- بدون تأثیرات متقابل چرخها بر یکدیگر می‌باشند.



شکل 4-2: به خاطر تأثیر نیروهای جانبی در نقطه اتکاء لاستیک، نقطه اتکاء تغییر شکل پیدا کرده و نقطه اثر نیرو

نیز تغییر مکان می‌یابد (نیروی F_{sa} در چرخ انحناي خارجي پیچ). به این جهت مفصل هدایت کننده 1 بیشتر از مفصل میله 2 تغییر شکل پیدا کرده و نقطه 6 به نقطه 7 منتقل شده و سرجمي δh ایجاد می‌شود.

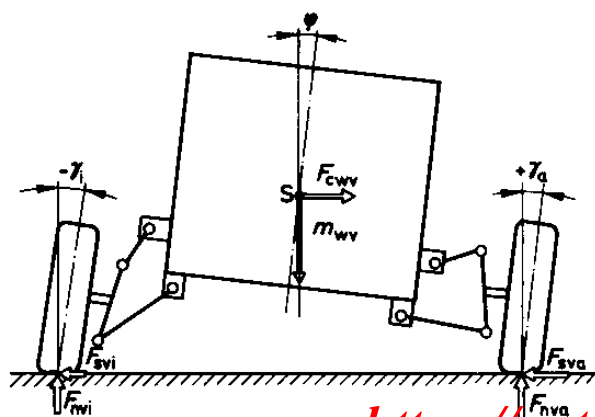
دو خاصیت اخیر از نظر گیرایی خوب چرخها روی جاده و بخصوص در پیچها با سطح موجدار جاده اهمیت بیشتری پیدا می‌کنند. هدایت کننده‌های عرضي و طولی رفتار سینماتیکی مطلوب چرخهای نوسان کننده را تأمین کرده و انتقال نیروها به بدنه را به عهده دارند (شکل 3-4).



شکل 3-4 : در سیستم تعلیق تکی جلو نیروهای جانبی پیچ F_{sva} نیروهای عکس‌العمل F_E و F_G را در هدایت کننده‌ای که اکسل را به بدنه خودرو متصل می‌کند، ایجاد می‌نماید. در اثر این نیروها، هم در طرف انحناي خارجي پیچ و هم در طرف انحناي داخلی گشتاور ایجاد شده و تمایل به کج شدن بدنه را بطور نامناسب تقویت می‌کند. بدون وابستگی به این نکته، بایستی فاصله مؤثر C بین نقاط E و G در سیستم تعلیق، از نوع هدایت کننده‌های عرضي دوپل تا حد ممکن بلند باشد تا نیروهای کوچکتری در بدنه و مفصل هدایت کننده‌ها ایجاد شده و تغییر شکل در اجزاء لاستیکی آنها محدود بماند.

نیروهای جانبی گشتاوری اضافی ایجاد می‌کنند که به عنوان یک عیب، تمایل به کج شدن بدنه در پیچها را تقویت می‌کند. علاوه بر این هدایت کننده‌ها نیاز به مفصل دارند که تحت تأثیر بارگذاری تغییر شکل پیدا کرده و می‌توانند بر سیستم فنربندی تأثیر نامناسب داشته باشند، زیرا در اثر پیچش اجزاء لاستیکی سخت‌تر شده، و یا این که در سطوحی که اجزاء روی یکدیگر می‌لغزند اصطکاک افزایش پیدا می‌کند (شکل 4-4).

چرخها نیز همراه با بدنه کج شده (شکل 4-4) و چرخ طرف انحناي خارجي پیچ، که بایستی عملاً قسمت اعظم نیروهای جانبی را تحمل کند به تورب مثبت می‌ورد. هم زمان چرخ طرف انحناي داخلی پیچ به تورب منفي رفته و قابلیت جذب نیروهای جانبی لاستیک در مجموع کاهش پیدا می‌کند. برای جلوگیری از این اتفاق بایستی تغییرات سینماتیکی تورب چرخ متناسب با رفع این اشکال سازماندهی شده و تمایل به کج شدن بدنه در پیچها تا حد ممکن پائین نگه داشته شود. این خواسته را می‌توان به کمک فنربندی سخت‌تر، استابیلایزر اضافی یا ارتفاع بزرگتر مرکز آنی غلت نیز تحقق بخشید.



شکل 4-4 : وقتی بدنه خودرو در پیچها تحت زاویه ϕ کج قرار می‌گیرد، چرخي که در انحناي خارجي پیچ حرکت کرده و مجهز به سیستم تعلیق تکی باشد به تورب مثبت $+\gamma_a$ و چرخ داخلی به تورب منفي $-\gamma_i$ می‌رود. به این جهت امکان انتقال نیروهای جانبی F_{svi} توسط لاستیک کاهش پیدا کرده و پی‌آمد آن افزایش

زاویه حرکت مورب لاستیک است. M_{wv} قسمت وزن بدنه بالایی اکسل جلو و F_{cwv} نیروهای گریز از مرکز مؤثر به مرکز ثقل s است.

فنر چرخ داخلی باز شده و فنر چرخ دیگر جمع می‌شود، یعنی نوسان چرخها از نوع نوسان دو طرف مختلف است. چنین داریم:

$$F_{nva} = F_{nv} +$$

و

$$F_{nvi} = F_{nv} - \Delta F_{nv}$$

$$\Delta F_{nv}$$

i = اندیس طرف داخلی

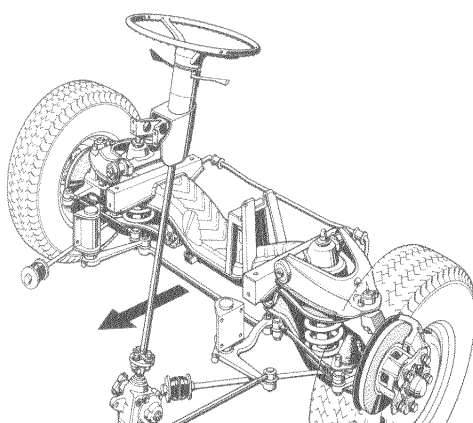
a = اندیس طرف خارجی

2-2-4 سیستمهای تعلیق تکی مجهز به هدایت کننده‌های عرضی دوبل

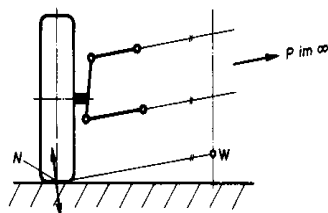
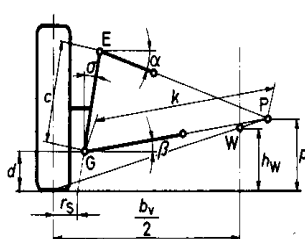
خصوصیات نامبرده اخیر (تطبیق تغییرات سینماتیکی تورب و کاهش کج شده بدنه) را بخصوص می‌توان بطور ساده توسط نوع تعلیق به کمک هدایت کننده‌های عرضی دوبل بهینه نمود (شکل 4-5). این سیستم تعلیق تشکیل شده است از دو هدایت کننده عرضی در هر طرف خودرو که به چهارچوب شاسی، به قاب اضافی یا به بدنه لولا شده، و اگر مربوط به اکسل جلو باشد در طرف چرخ توسط مفاصل کروی (باصطلاح سیبک‌ها) به نگهدارنده چرخها یا به بازوی اکسل متصل می‌شوند. هرچقدر فاصله تأثیر C بین هدایت کننده‌های بزرگتر باشد (شکل 4-3)، نیروهایی که در مفاصل و هدایت کننده‌ها ایجاد می‌شوند کمتر می‌شوند. یعنی تغییر شکلهای کلیه قطعات کمتر شده و هدایت چرخ دقیق‌تر می‌شود.

امتیاز اصلی تعلیق چرخ به کمک هدایت کننده‌های عرضی دوبل خاصیت سینماتیکی آنها است. به کمک موقعیت هدایت کننده‌های فوقانی و تحتانی نسبت به هم، یعنی به کمک زوایای α و β

(شکل 4-6) هم می‌توان ارتفاع مرکز آنی غلت را و هم موقعیت مرکز کله‌زنی را تعیین کرد. (شکل 4-7 و α' و β' شکل 4-7).

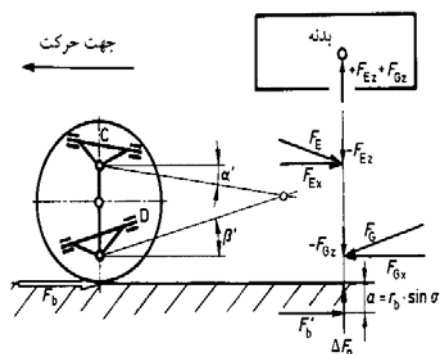


شکل 4-5: اکسل جلوی کامیون سبک ساخت شرکت VW. یک تیر عرضی اضافی به عنوان قاب بکار رفته و از پایین به چهارچوب شاسی پیچ می‌شود. فنرها، موانع فنری، کمک فنرها و دو زوج هدایت کننده عرضی به این باصطلاح «مرکز نیرو» تکیه می‌کنند. تنها استابلیزاتر، جعبه فرمان، میله‌های واسط فرمان و میله‌های کششی هدایت کننده تحتانی به تیرهای طولی چهارچوب شاسی متصل شده‌اند. مفاصل لاستیکی میله‌ها در جهت طولی الاستیک‌ترین و سختی غلت لاستیکهای رادیال را جذب می‌کنند.



شکل 4-6: روش ترسیمی تعیین فواصل h_w و p در اکسل‌های مجهز به سیستم‌های هدایت کننده

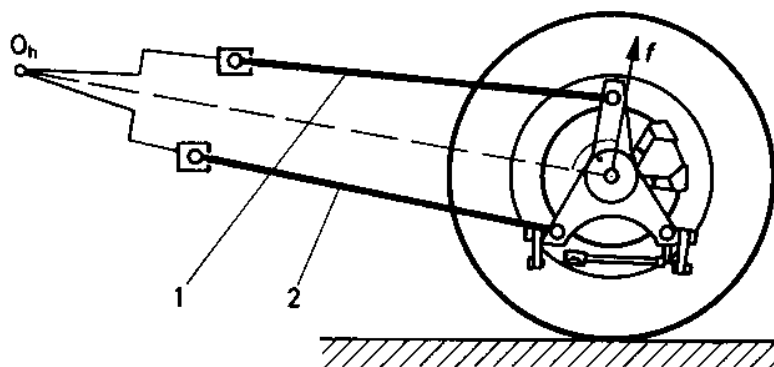
عرضي دویل یا هدایت کننده‌های عرضي و طولی
(به شکل 2-9 نیز مراجعه شود).



شکل 4-7: به منظور کاهش عکس العمل کله‌زنی هنگام ترمزگیری، در صورتیکه سیستم ترمز روی چرخها نصب باشد، هدایت کننده‌ها را در تصویر جانی نسبت به هم مورب سوار می‌کنند. نیروهای عکس‌العمل $+F_{Ex}$ و $+F_{Gx}$ با کله‌زنی به پائین جلوی خودرو مقابله می‌کنند.

علاوه بر این، به کمک طولهای متفاوت هدایت کننده‌های فوقانی و تحتانی می‌توان بر چگونگی حرکت زاویه‌ای چرخهای نوسان کننده اعمال نفوذ کرد، یعنی بدون وابستگی به تغییرات فاصله عرضی چرخها، می‌توان تغییرات تورب چرخ را (بطور محدود)، تنظیم نمود. در صورت کوتاه‌تر گرفتن هدایت کننده فوقانی، چرخي که فنرش جمع می‌شود به تورب منفی رفته و چرخي که فنرش باز می‌شود به تورب مثبت می‌ورد. به این نحو می‌توان تمایل به کج شدن بدنه که در اثر تغییرات زاویه تورب چرخ ایجاد می‌شود را کاهش داده و یا از بین برد (شکل 4-4). مرکز کله‌زنی O_h ، در اکسل جلو پشت چرخها و در اکسل عقب جلوی چرخها قرار می‌گیرد. اگر بتوان O_h را بالای چرخ مستقر کرد (شکل 4-8)، نه تنها اتکاء کله‌زنی موقع ترمزگیری بهتر می‌شود، بلکه موجب کاهش کله‌زنی هنگام شروع به حرکت در اکسل محرك نیز می‌شود. به همین دلایل است که امروزه سیستم هدایت کننده عرضي دویل به عنوان اکسل محرك عقب در سواریهایی گران قیمت بکار می‌رود.

تصویر جانی



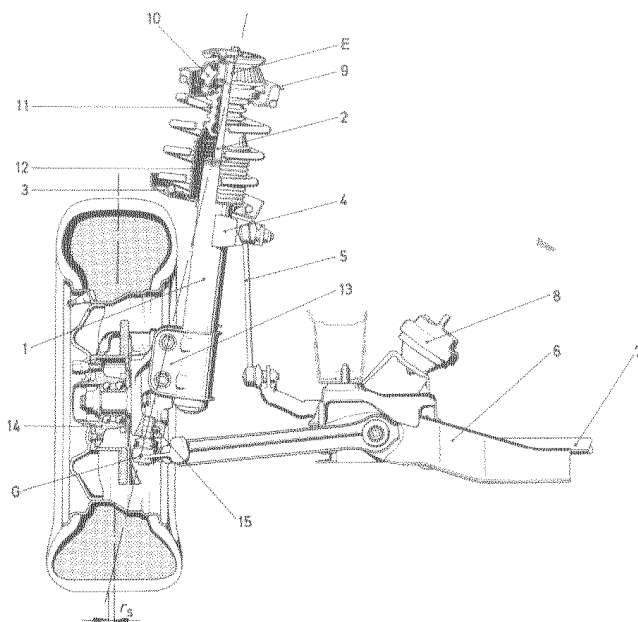
شکل 4-8: اکسل عقب دایملر بنز در مدل سواری آزمایشی C111. نگدارنده چرخ در این سیستم تعلیق از نوع هدایت کننده عرضي دویل بوده و توسط 5 میل به هدایت می‌شود. میله‌های 1 و 2 نیروهای طولی را جذب کرده و مرکز کله‌زنی O_h را ایجاد و در اثر وضعیت مورب خود در تصویر جانی نه تنها کله‌زنی در اثر ترمزگیری را

3-2-4 سیستم پایه فنی و سیستم پایه کمک فنی به عنوان نگهدارنده چرخ

به منظور جلوگیری از تغییرات ناخواسته زاویه تورب و عقب افتادگی بایستی قطر دسته پیستون از 11mm (در كمك فنرهای معمولی) به حداقل 20mm افزایش داده شود. با حفظ قطر پیستون، كمك فنر عموماً طبق يك سیستم دو لوله‌ای عمل می‌کند. امتیاز اصلی سیستم پایه فنری نگهدارنده چرخ، جمع و جور بودن آن است. کلیه قطعات تشکیل دهنده سیستم فنربندی و سیستم هدایت چرخ در يك واحد ساختاری قابل جمع می‌باشند. چنانچه در شکل (4-9) نشان داده شده، سیستم پایه فنری از قطعات اصلی زیر تشکیل شده است:

- بشقاب براي نگهداري قطعات زیر فنر لوله
 - فنر اضافي 11 (مانع فشاري)
 - مانع کششي
 - استابيليزاٲر با بازوي آونگي (قطعة 7) و با ميله بندي 5
 - نگهدارنده چرخ
- نگهدارنده چرخ به كمك جوشكاري، يا به روش لحيم كاري سخت به لوله خارجي 1 متصل شده، يا به آن پيچ مي شود.

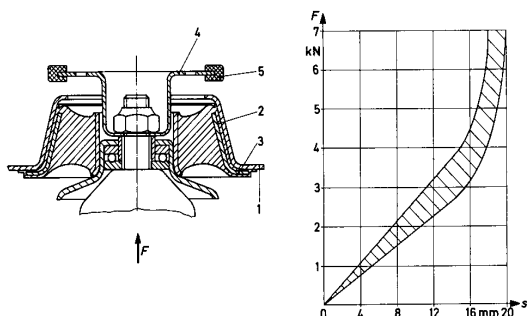
شکل 4-9: نگاه از پشت بطرف چپ
اکسل جلوي پایه فئري بکار رفته در
خودروهاي شرکت Opel در مدلهاي
Omega و SenatorB. در این پایه فئري
شعاع غلت فرمان r_s منفی و حرکت
بازوي استابيليزاٲر آونگي است. به
منظور کاهش اثر اصطكاك بين دسته
پيستون 2 و هادي آن فنر لوله مورب
سوار شده است. قطعه 2 و بشقاب فنر
فوقاني 9 به كمك تكيه‌گاه 10 در نقطه E
بر ورق داخلي گلگير محكم شده‌اند. فنر
اضافي (مانع فشاري) 11 از جنس
الاستومر بوده و از بالا به بشقاب 9
متصل شده و در زیر، پوسته 12 را نگه



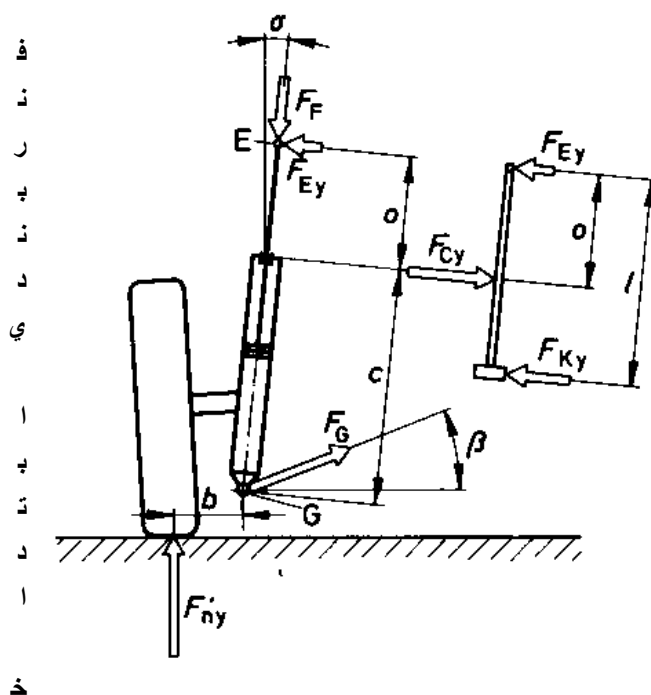
داشته است. پوسته 12 روی بشقاب فنر 3 تکیه کرده و میله 2 را حفاظت می‌کند. هنگام جمع شدن فنر چرخ، فنر اضافی به سرپوش لوله 1 تکیه می‌کند. نگهدارنده 4 به قطعه 1 جوشکاری شده و مفصل کروی فوقانی میله بدنه استابیلایزر 5 از داخل به آن متصل شده است. گیره 13 بازوی U شکل نگهدارنده چرخ را نگه داشته است. سوراخ بالایی این گیره شیار دارد و به کمک آن می‌توان زاویه تورب چرخ را تنظیم نمود. باتاقان چرخ (قطعه 14) یک بلبرینگ ساچمه کروی مورب دوپل است. سبک مفصل G به کمک یک گیره به نگهدارنده چرخ متصل شده و پیچ 15 مانع خارج شدن آن می‌شود. برای اتصال سیستم به بدنه خودرو از یک قاب اضافی 6 استفاده شده که علاوه بر هدایت کننده عرضی تحتانی نگهدارنده پایه موتور 8 و قسمت پشت استابیلایزر 7 نیز هست.

دیگر امتیازات این سیستم تعلیق چرخ عبارتند از:

- به خاطر فاصله تأثیر بازوی اهرمی C بزرگتر (شکل 4-3) نیروهای کمتری در مواضع اتصال E و D طرف بدنه خودرو ایجاد می‌شود.
- فاصله نقاط G و N (نقطه اتکاء لاستیک روی جاده) کوتاه است (شکل 4-9).
- فواصل نوسان فنری بلندترند.
- از سه موضع اتصال صرفه جویی می‌شود.
- امکان شکل‌دهی منطقه ضربه‌گیری جلو بهتر است.
- فراهم شدن زمینه مناسب‌تر از نظر اقدامات طراحی (مناسب) در اکسل جلو در این بین باعث کاهش تأثیر معایب غیرقابل اجتناب سیستم در مقابل امتیازات نامبرده آن شده است. معایب سیستم عبارتند از:
- خصوصیات سینماتیکی نامناسب‌تر است.
- نیروها و ارتعاشات به ورق داخلی گلگیر و به جلوی خودرو منتقل می‌شوند.
- عایق بندی سر و صدای جاده دشوارتر و نیاز به یک تکیه‌گاه دارد (شکل 4-10)
- اصطکاک بین دسته پیستون و راهگاه آن بر فنربندی تأثیر نامناسب دارد (شکل 4-11 و 4-12).
- در صورت بالا قرار گرفتن جعبه فرمان چرخ شانه‌ای، طول میله رابط فرمان بلند شده و دستگاه فرمان پیچیده‌تر می‌شود.
- اکسل جلو نسبت به غیربالانسی حساست دارد و لنگ‌زنی چرخ‌ها بیشتر است.
- گاهی فضایی موجود بین لاستیک و پایه فنری بسیار کم می‌شود (شکل 4-9).
- اشکال اخیر فقط در خودروهای محرك چرخ‌های جلو اهمیت پیدا می‌کند، زیرا از زنجیر برف نمی‌توان استفاده نمود. در نوع چرخ‌های غیرمحرك فقط نمی‌شود از لاستیک‌های عریض‌تر استفاده کرد و اگر کاربرد لاستیک‌های عریض‌تر الزام پیدا کند بایستی از دیسک‌های ویژه با عمق پرس شده کوچک‌تری استفاده کرد که به نحوی نامناسب موجب افزایش یا مثبت شدن شعاع غلت فرمان r_s می‌شود (شکل 4-12).
- در طول 10 سال اخیر پایه‌های فنری نگهدارنده چرخ در اکسل جلو نیز جای خود را باز کرده‌اند اما در اکسل عقب محرك جلوها نیز با علاقه بکار می‌روند.
- چون ارتفاع عقب خودرو به دلایل آئرودینامیکی بلندتر طراحی می‌شود فاصله بین راهگاه دسته پیستون و پیستون نیز بلندتر است.



شکل 4-10: سیستم تعلیق پایه فنری در مدل‌های Jetta II و VW GOLF II با یاتاقان‌های ساچمه کروی محوری که حرکت دورانی پایه فنری را ممکن می‌نماید. قسمت لاستیکی به منظور عایق صدا بکار رفته است. منحنی



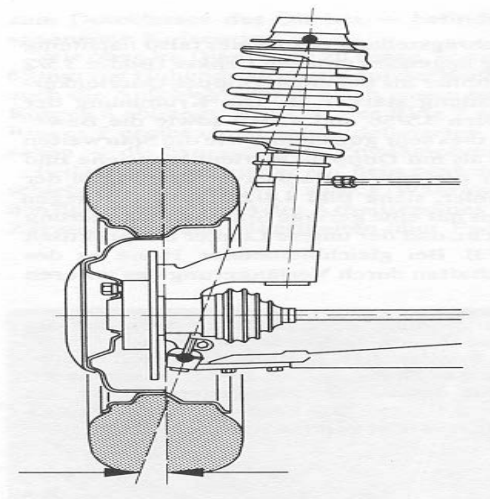
طی و سپس در قسمت اعظم محدوده کاری بین 3KN و 4KN قویاً پُرگرسیدو عمل می‌کند.

شکل 4-11: اگر فنر لوله (نیروی F_F) و مفصل تحتانی G نسبت به محور فنر جابجایی نداشته باشند. نیروی عرضی F_{EY} دائم به نقطه اتصال طرف بدنه E پایه فنری وارد می‌آید و عکس‌العمل‌های F_{CY} و F_{KY} را در محل هدایت دسته پیستون و پیستون ایجاد می‌کنند. هرچه در نیروی F_{CY} بزرگتر باشد، نیروی اصطکاک F_F در محل هدایت دسته پیستون بزرگتر شده و تغییرات نیروی لازم برای حرکت آن در جهت عمودی بیشتر می‌شود. چون پیستون قطر بزرگتری داشته و علاوه بر آن داخل روغن می‌لغزد، نیروی عرضی F_{KY} در اینجا چندان نقش منفی ندارد. با سوار کردن مورب فنر می‌توان تأثیر F_{CY} را کاهش داد (شکل 4-12).

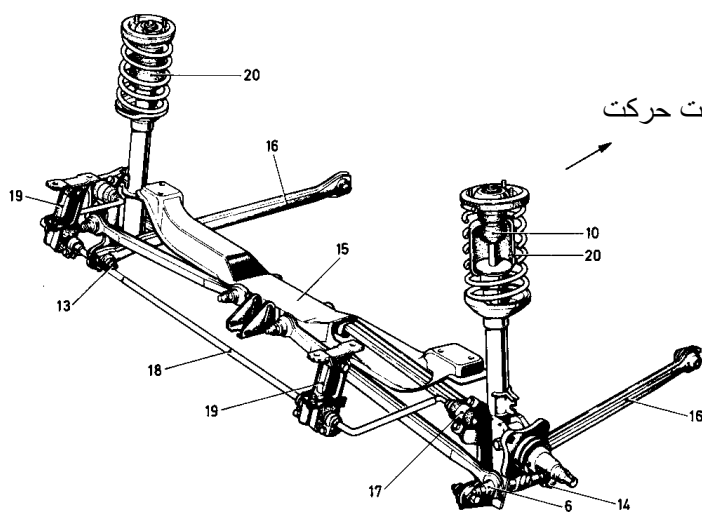
خصوصیات سیستم تعلیق چرخ پایه فنری به عنوان اکسل عقب (شکل 4-13) عبارتند از (غیر محرک):

- بلبرینگ‌ها حذف می‌شوند.
- از میله‌های عرضی بلندتر تا امتداد وسط خودرو می‌توان استفاده نمود و این موجب بهبود تغییرات فاصله عرضی و زاویه تورب می‌شود و علاوه بر این ارتفاع مرکز کله‌زنی در اثر بارگذاری کمتر کاهش پیدا می‌کند.

- مواضع اتصال طرف چرخ میل‌ها را می‌توان کاملاً به داخل چرخ انتقال داده و باعث کاهش شعاع غلت فرمان شد (شکل 4-12).
- صندوق بار را می‌توان پایین‌تر نصب نموده و در صورت استفاده از پایه کمک فنری آن را عریض‌تر نمود (شکل 4-13).
- اما بایستی به کمک لاستیک‌های سخت‌تر و فاصله متناسب مواضع اتصال میل‌ها به نگهدارنده چرخ (نقاط 6 و 14 در شکل 4-13) تضمین نمود که خود فرمانی الاستیکی ناخواسته‌ای ایجاد نشود (شکل 4-2).



شکل 4-12: طرف چپ اکسل جلوی Audi 80 با شعاع غلت فرمان منفی $r_s = -0.8$ پایه فنری کاملاً قائم و فنرها به طور مورب سوار شده‌اند تا از اصطکاک بین دسته پیستون و راهگاه آن کاسته شود. برای ایجاد r_s منفی، مفصل G کاملاً به داخل چرخ منتقل شده است.

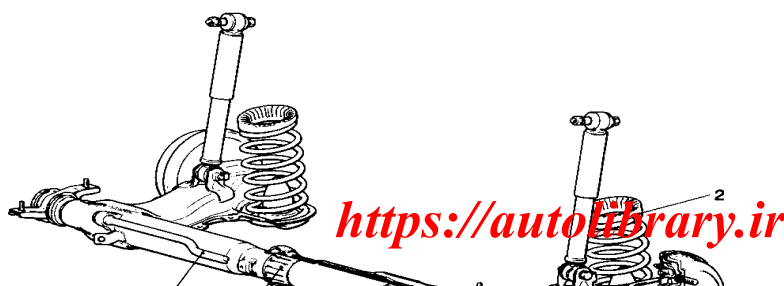


شکل 4-13: پایه فنری اکسل عقب Lancia Delta مجهز به میل‌های عرضی ساخته شده از پروفیل ورقی با طول‌های مساوی که به قسمت وسط 15 متصل می‌شوند. به منظور حفظ جهت مستقیم این کار لازم است فاصله بین نقاط 6 و 14 روی نگهدارنده چرخ تا حد ممکن زیاد باشد. مواضع توسط قطعات 19 به بدنه خودرو لولا می‌شوند. فنرهای اضافی 10 در بالا به پایه فنری تکیه می‌کنند و توسط لوله‌های 20 محافظت می‌شوند. مجموعه ساختمانی به عنوان یک واحد به کمک تیر عرضی 15 به بدنه خودرو محکم می‌شود.

4-2-4 اکسل مجهز به هدایت کننده‌های طولی

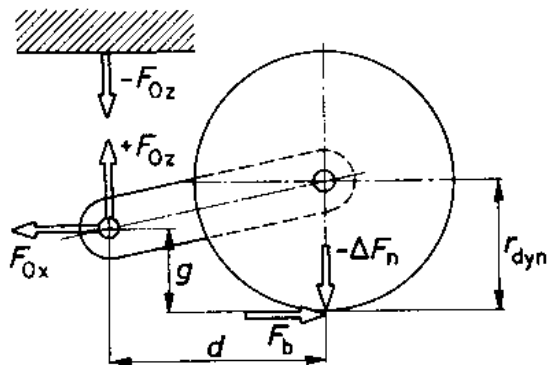
این سیستم تعلیق چرخ تشکیل شده است از یک میل طولی در هر طرف خودرو که با طول آن در جهت حرکت به چهار چوب یا بدنه خودرو لولا می‌شود (شکل 4-14).

شکل 4-14: اکسل عقب خودروهای Mitsubishi در مدل‌های Colt و



<https://autolibrary.ir>

نمود. محورهاي دوران هدايت كننده‌ها همزمان مراكز كله‌زني o نيز هستند. يعني هنگام ترمزگيري عقب خودرو حول اين مواضع به پايين كشيده مي‌شود (شكل 4-16).

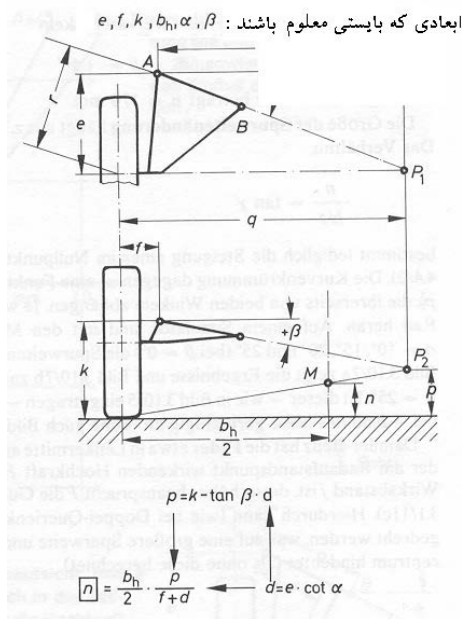


شكل (4-16) در سيستم‌هاي تعليق توسط هدايت كننده‌هاي طولی با محور دوران هدايت كننده‌ها به موازات زمين، تكيه‌گاه‌هاي طرف بدنه خودرو همزمان مركز كله‌زني نيز هستند. هر چقدر مركز بالاتر (فاصله g) و نزديكتر به چرخ (فاصله d) قرار گيرد. به پايين كشيدن عقب بدنه خودرو هنگام ترمزگيري، توسط نيروي $-F_{0z}$ قوي‌تر مي‌شود.

اشكال اين طرح پايين قرار داشتن مركز آني غلت در سطح زمين است، علاوه بر اين چرخها هنگام پيچيدن همراه به بدنه نسبت به ساير سيستم‌هاي تعليق تكي، بيشتر كج مي‌شوند.

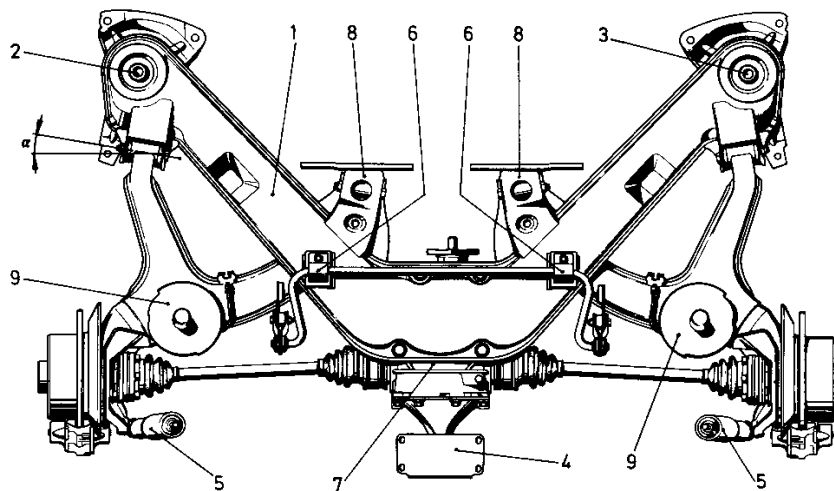
4-2-5 اكسل مجهز به هدايت كننده‌هاي مورب

اين سيستم تعليق نيز در حقيقت همان سيستم تعليق چرخ با هدايت كننده‌هاي طولی است كه در اغلب قريب به اتفاق سواريه‌هاي محرك عقب بكار رفته و در مقايسه فقط محور دوران EG را در تصوير فوقاني تحت زاويه $\alpha = 10^\circ \dots 25^\circ$ مورب طراحي مي‌كنند. زاويه تورب $\beta \leq 5^\circ$ در تصوير پشت نيز به آن اضافه مي‌شود، شكل (4-17)

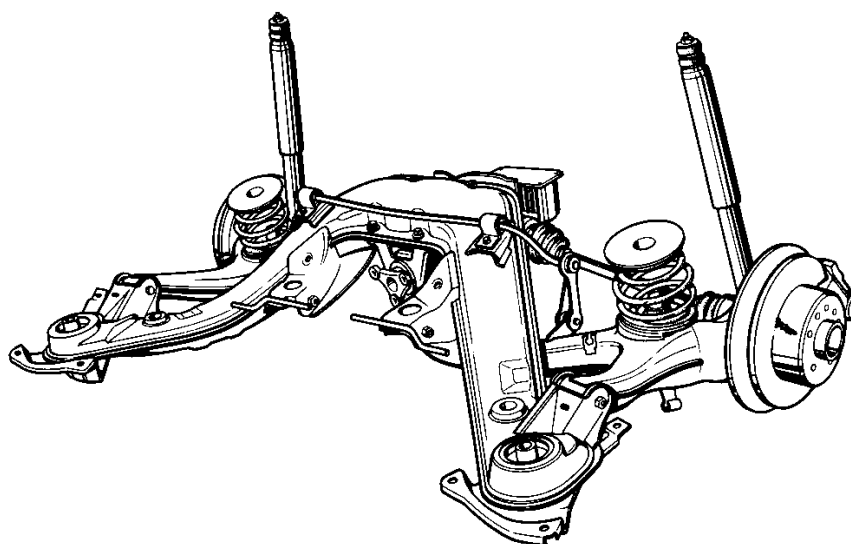


شكل 4-17: در اكسل مجهز به هدايت كننده‌هاي مورب موقعيت مركز آني P و مركز غلت W تابع طول هدايت كننده r و زواياي α و β تعيين مي‌شود. روابط براي محاسبه ارتفاع h_w در وسط خودرو به كارمي‌روند. هنگام بارگيري نقاط E و G و تابع آنها نقاط P و W به پايين تغيير مكان مي‌يابند.

هنگام نوسان به طرف بالا یا به پایین، چرخ حرکتی فضایی انجام می‌دهد، به این جهت شافت‌های محرک نیاز به دو مفصل در هر طرف با امکان حرکت زاویه‌ای و امکان تعادل طولی دارند (اشکال 18-4 و 19-4 و 20-4).



شکل 18-4: تصویر فوقانی اکسل عقب Opel omega و Senator دیفرنسیال 7 محکم به چهارچوب پیچ می‌شود. پشت استابلیزاتر نیز به کمک مفصل، به چهارچوب 1 محکم شده است. این مجموعه واحد ساختمانی به کمک مفصل لاستیکی 2 و 3 و 4 به بدنه خودرو متصل می‌شوند. دو بازوی 8 برای اتصال تکیه گاه‌های داخلی هدایت کننده‌ها است. فنرهای لوله‌ای خم‌های شکل روی صفحه 9 قرار دارند. برای این که صندوق بار تخت بشود قطعات 9 جلوی شافت‌های محرک نصب می‌شوند. و در نتیجه نسبت تبدیل i_f چرخ نسبت به فنر به مقدار نامناسب 1.5 می‌رسد. کمک فنر 5 پشت مرکز اکسل سوار می‌شود. علاوه بر این $\alpha = 10^\circ$ و $\beta = 1^\circ 20'$ (شکل 17-4) زاویه تورب چرخ در حالت اشتغال با دو سر نشین $\gamma_{tb} = -1^\circ 40'$ و برای بارگذاری مجاز اکسل $\gamma_{be} = -2^\circ 45'$ است. همینطور ارتفاع مرکز آنی $h_{wh} = 100\text{mm}$ است.



شکل 19-4: نمایش پرسپکتیو اکسل عقب Opel Omega و Senator فنرهای خم‌های شکل، موانع فشاری داخل فنرها، تکیه‌گاه‌های ویژه چهارچوب اضافی، بازوهای نگهدارنده شافت‌های محرک و دیسک‌های ترمز به خوبی در تصویر مشاهده می‌شوند.



شکل 4-20: مفصل لغزشی سنکرون VL زاویه انحراف کاردانی $\beta \leq 22^\circ$ و امکان تحرك جانبی تا 44mm را ممکن ساخته و با $\beta \leq 10^\circ$ گشتاور دورانی تا 4.9KNm را منتقل می‌کند. بازوی شافت ID جوشکاری شده به پوسته مفصل در شافتهای محرك جلو داخل جعبه دنده قرار می‌گیرد. در تصویر راست نیروهای مورب ساچمه ای کروی روی حلقه‌های داخلی و خارجی مفصل مرکزیت ساچمه‌ها را تامین می‌کنند. يك قفس ساچمه‌ها را نگه می‌دارد.

با حفظ طول هدایت کننده‌ها می‌توان به كمك زوایای α و β بعضی خصوصیات سینماتیکی زیر را تنظیم نمود (شکل 4-17):

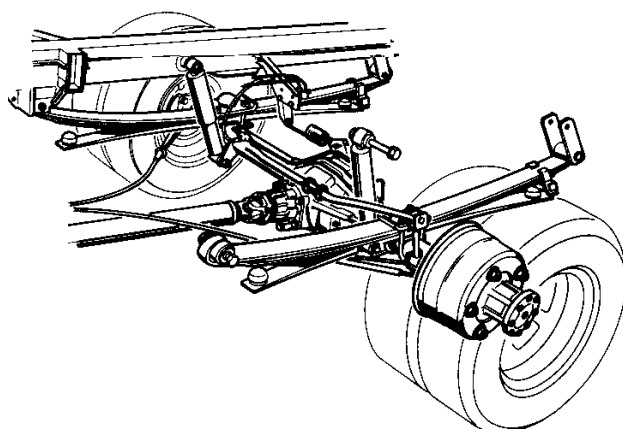
- ارتفاع مركز آنی غلت
- موضع مركز كله‌زني
- تغییرات تورب چرخ
- تغییرات سرجمعي

3-4 اصول اکسل ثابت

دقیقاً همانند سیستم‌های تعلیق تکی، اکسل‌های ثابت نیز دارای معایبی هستند که در سواریه‌ها چندان بی‌اهمیت نبوده، اما در کامیونها قابل تحملند. این معایب عبارتند از:

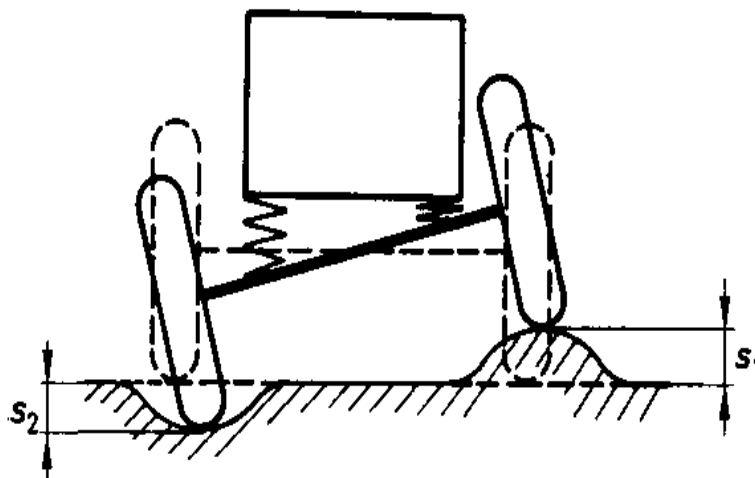
- وزن زیاد، وقتی دیفرنسیال روی بدنه اکسل باشد (شکل 4-21)
- تمایل به جابجایی روی موجهای عرضی جاده.
- تأثیرگذاری متقابل چرخ‌ها بر یکدیگر (شکل 4-22).
- خودفرماني ناخواسته اکسل در حرکتهای مستقیم‌الخط روی جاده‌های ناهموار (هنگام نوسان دوطرفه).
- نیاز به فضا بالای اکسل، متناسب با فاصله فنری.
- تغییر بارگذاری چرخ‌ها در اثر نیروی محرك (شکل 4-23).
- (بخصوص در لاستیکهای نوع دوبله) نامناسب بودن فاصله تکیه‌گاهی فنری b_f روی بدنه اکسل که فقط با زحمت زیاد به هنگام طراحی قابل افزایش است (شکل 4-43).
- فاصله تأثیر b_f فنرها، معمولاً کمتر از فاصله عرضی چرخ‌های b_h بوده و با آن ضریب فنری نوسان دو طرف مختلف C_ϕ کوچک تر می‌شود (شکل 4-24). به این جهت بایستی فنرها یا كمك فنرها تا حد ممكن در انتهای خارجی بدنه اکسل دور از یکدیگر سوار شوند. نیروهای گریز از مركزي که در پیچ‌ها، به مركز ثقل بدنه S اثر می‌کنند (F_{cw} در شکل 4-4) تمایل به کج شدن بدنه را در صورت کاربرد اکسل ثابت تقویت می‌کنند.

با ادامه توسعه اجزاء تعلیق و طراحی متناسب فربندی با دمپینگ امروزه موفق شده‌اند رفتار اکسل ثابت محرك را به طور پیوسته بهینه سازی کنند به طوری که با وجود دیفرنسیال سنگین این اکسل در سواریهایی لیموزین و در مدل‌های کاوپ هنوز در تولید انبوه بکار می‌رود. رفتار اکسل ثابت محرك روی جاده‌های ناهموار و موجی به خاطر وزنش (به خصوص در پیچ‌ها) ضعیف تر از سیستم‌های تعلیق تکی است، اما تمایل به جابجایی آن در اثر موجها را می‌توان توسط کمک فنرهای فشاری از نوع تکی لوله‌ای تا حدی کاهش داد. البته این باعث افزایش هزینه می‌شود، اما بدون کاهش اثر راحتی سفر می‌توان مرحله فشار را سخت‌تر تنظیم نمود، در این صورت در چرخي که می‌خواهد فنرش هنگام نوسان جمع شود از قبل يك نیروی دمپینگ ایجاد می‌شود و این ارزانترین و ساده‌ترین اقدام برای از بین بردن عیب اصلی اکسل ثابت می‌باشد. در مقایسه با خودروهای نوع استاندارد، در محرك جلوها شرایط دیگری حاکم است و امتیازات اکسل عقب ثابت غیرمحرك بکار رفته به معایب آن افزودنی دارد (شکل 4-25). همچنین وزن آن بیشتر از سیستم‌های تعلیقی تکی همسان نبوده و علاوه بر آن امکان افزایش ارتفاع مرکز آنی غلت را فراهم می‌آورد.

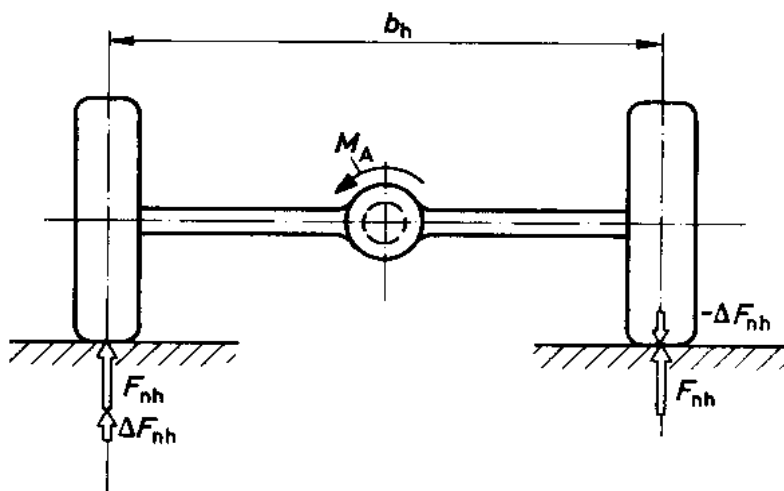


شکل 4-21: اکسل عقب کامیون سبک VWLT
فنرهای شمش سهمی شکل يك لایه‌ای نورد شده اکسل را به طور مناسبی حمایت کرده و علاوه بر آن پرگرسو نیز هستند. فنرهای لاستیکی اضافی در صورت بارگیری خودرو به تکیه‌گاه خود می‌رسند. محدود کردن فواصل نوسان فنری به عهده موانع فشاری است. استابلیزاتر در منتهی الیه خارجی به بدنه اکسل محکم شده و امتیاز آن در شکل (4-24) نشان داده می‌شود. کمک فنرها در مقایسه به طور نامناسب نزدیک به هم سوار شده و

علاوه بر این به طرف جلو مورب می‌باشند تا بتوان آنها را به فنرهای طولی چهارچوب متصل نمود.

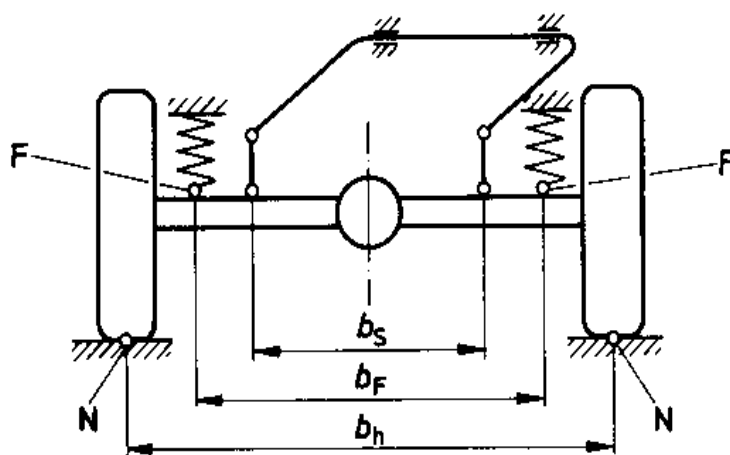


شکل 4-22: تأثیر متقابل دو چرخ يك اکسل ثابت هنگام عبور از جاده‌های ناهموار که نوسان دو طرف مختلف را نشان می‌دهد. فنر يك چرخ به فاصله S_2 باز شده و فنر دیگر به فاصله S_1 جمع می‌شود.

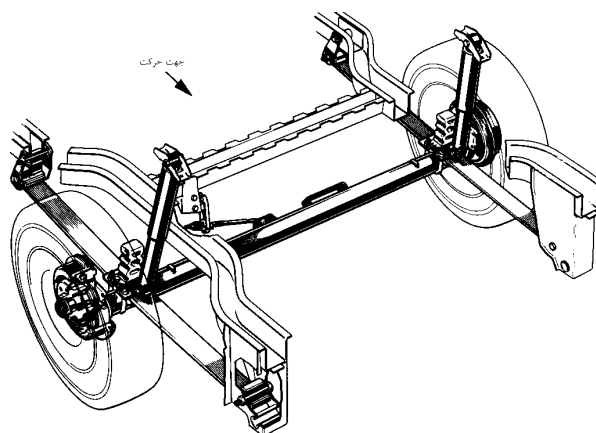


شکل 4-23: اگر دیفرنسیال روی بدنه اکسل ثابت باشد، گشتاور محرك (موتور) M_A در نقاط اتكا لاستيك اتكا پيدا كرده و تغييرات نیروهاي عمودي $\pm F_{nh}$ را ايجاد مي‌كند. در اين مثال M_A چرخ عقب طرف چپ را مضافاً بارگذاري نموده $(F_{nh} + \Delta F_{nh})$ و از بارگذاري عمودي چرخ طرف راست مي‌كاهد. $(F_{nh} - \Delta F_{nh})$. در يك پيچ راست ممكن است چرخ طرف راست به طور زودرس «در جا بچرخد» با اين پي‌آمد كه

ضايعات نیروهاي جانبي در كل اكسل ايجاد شده و به طور ناگهاني عقب خودرو منحرف مي‌شود.



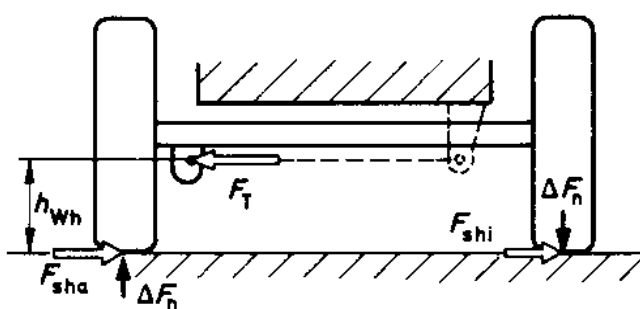
شکل 4-24: در بررسی تمایل به غلت بدنه، در اکسل ثابت فواصل b_F (فنها) و b_S (نقاط اتصال استابیلایزتر) در حالت نوسان دو طرف مختلف، تأثیر نسبت تبدیل i_ϕ در رابطه برای محاسبه C مجذور است، یعنی: $C_\phi = C_h \cdot i_\phi^2$ هر چقدر «نسبت تبدیل» بزرگتر شود، حمایت غلت بدنه کمتر است. بنابراین فنرها و بازوهای استابیلایزتر را بایستی تا حد امکان دور از یکدیگر به بدنه اکسل متصل نمود.



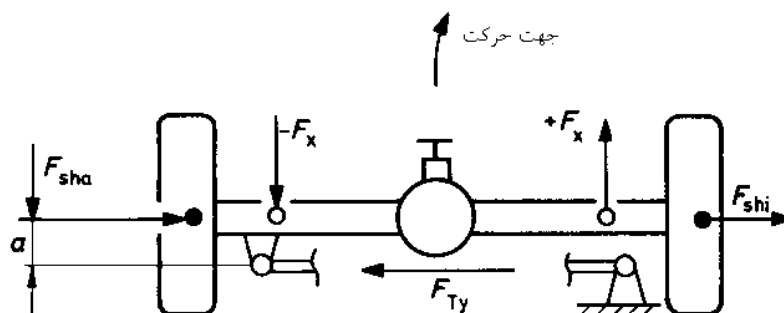
شکل 4-25: اکسل عقب کامیون سبک Ford EscortExpress با بارگیری مفید (وزن راننده به میزان 75Kg به آن اضافه می‌شود) فنر شمش يك لایه‌ای هدایت اکسل را به عهده دارد و بدنه را به طور مناسب در چهار نقطه تقویت می‌کند. کمک فنرها بطور قائم و نزدیک به چرخها نصب شده‌اند. فنرهای اضافی بالای بدنه اکسل قرار داشته و هنگام نوسان به تیرهای طولی بدنه خودرو تکیه می‌کنند.

سایر امتیازات اکسل ثابت حتی در اکسل‌های محرك عبارتند از:
- ساخت آنها ساده و اقتصادی است.

- هنگام نوسان بدون تغییرات تورب، سرجمعی و فاصله عرضی بوده و به این جهت سائیدگی لاستیکها کمتر و تثبیت جهت بهتر است.
- هنگام کج شدن بدنه در پیچها بدون تغییرات تورب چرخها است (شکل 4-4) و این به معنای حفظ قابلیت انتقال جانبی است.
- جذب گشتاور نیروی جانبی $M_y = F_T \cdot h_{wh}$ توسط میلۀ عرضی (میلۀ پانهارد) انجام می‌گیرد که در هر ارتفاع دلخواه قابل نصب می‌باشد (شکل 4-24) و در نتیجه آن:
- قابلیت تأثیرگذاری بر خودفرمانی نیروهای جانبی در جهت کم فرمانی یا زیاد فرمانی (اش) ΔF_n ایجاد می‌شود.



شکل 4-26: در اکسل‌های ثابت گشتاورهای خمشی ایجاد شده توسط نیروهای جانبی به بدنه اکسل منتقل شده و بین تعلیق چرخ و بدنه خودرو تنها نیروی F_T ایجاد می‌شود که مقدار آن برابر با مجموع نیروهای جانبی F_{shi} و F_{sha} است. در صورتی که میلۀ پانهارد افقی قرار گیرد فاصله h_{wh} هم زمان ارتفاع مرکز آبی نیز هست. هر چقدر ارتفاع این مرکز از سطح زمین بیشتر باشد، تغییرات نیروی وارد بر چرخ $\pm \Delta F_n$ نیز بیشتر می‌شود.



شکل 4-27: نیروهای جانبی $F_{sha,i}$ موثر بر چرخهای اکسل ثابت و نیروهای F_{Ty} موثر بر میلۀ پانهارد مستقر در پشت اکسل، یک زوج نیرو تشکیل داده و در هدایت کننده‌های طولی نیروهای $\pm \Delta F_x$ را ایجاد می‌کنند.

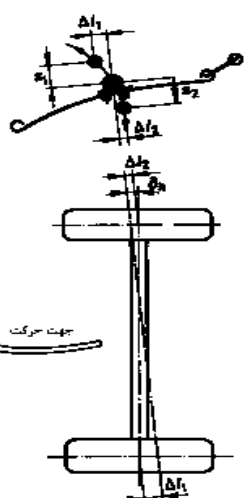
که در اثر الاستیسیته موجود در اجزاء لاستیکی مفصل یک ((کم فرمانی نیروی جانبی)) به دنبال دارد. اگر میلۀ پانهارد جلوی اکسل نصب شود ((زیاد فرمانی)) ایجاد می‌کند.

امکانات زیادی برای اتصال اکسل ثابت به چهارچوب یا بدنه خودرو وجود دارد و اغلب به عنوان تنها نگهدارنده و هم‌زمان در نقش فنر، از فنرهای شمش طولی استفاده می‌شود، زیرا این فنر قادر است نیروهای سه جهت را، همینطور گشتاور ترمزی و گشتاور شروع به حرکت را به تنهایی جذب کند (شکل 3-35). این نوع تعلیق اقتصادی و مناسب هم زمان این حسن را نیز دارد که می‌توان در کامیون‌ها محل بارگیری را و در سواریه‌ها عقب کف بدنه را در دو موضع تقویت نمود، یکی در ارتفاع نیمکت عقب و دیگری زیر صندوق بار (شکل 4-28). به این وسیله تنش گذاری عقب بدنه سواریه هنگام بارگیری زیاد صندوق بار و یا قسمت عقب قاب شاسی در کامیونها در صورت بارگذاری کامل، کاهش پیدا می‌کند. فنرهای شمش طولی را می‌توان بطور مورب نیز نصب کرد با این حسن که اکسل عقب ثابت هنگام پیچیدن (با نگاه از بالا و به طرف پایین) نسبت به محور طولی خودرو جزئی مورب قرار می‌گیرد (شکل 4-29). در حقیقت در طرف انحنا خارجی پیچ فاصله طولی چرخها کمی کاهش، و در طرف داخلی

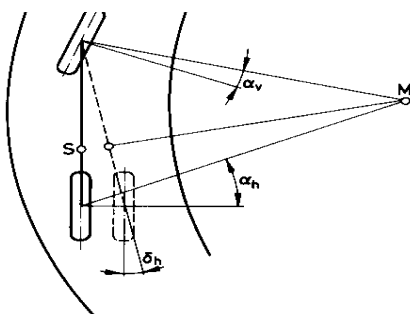
پیچ افزایش پیدا می‌کند. و به این نحو اکسل عقب به داخل پیچ هدایت می‌شود، یعنی یک نوع اجبار خودرو در جهت کم‌فرماني (شکل 4-30) این اقدام می‌تواند هنگام حرکت در جاده‌های ناهموار تأثیر نامناسبی داشته باشد، اما تمایل به زیاد فرماني خودروهای نوع استاندارد در پیچ‌ها را کاهش می‌دهد.



شکل 4-28: فنر شمش طولی در عقب خودرو، کف صندوق بار را تقویت می‌کند، با این حسن که بدنه خودرو کمتر بارگذاری می‌شود.



شکل 4-29: فنرهای شمش طولی که جلوی آنها پایین‌تر از عقبشان نصب شود، یعنی بطور مورب به بدنه متصل شده باشند باعث ایجاد خودفرماني اکسل عقب ثابت در جهت «کم فرماني» می‌شوند. در صورت کج شدن بدنه در پیچ‌ها فاصله طولی چرخ‌ها در طرف انحنای خارجی پیچ که فنرشان به فاصله S_1 جمع می‌شود به اندازه ΔL_1 کوتاه‌تر شده و فاصله طولی چرخ‌های طرف انحنای داخلی پیچ که فنرشان به اندازه δ_1 باز می‌شود به فاصله ΔL_2 افزایش می‌یابد. یعنی اکسل به اندازه زاویه δ_1 مورب قرار می‌گیرد.



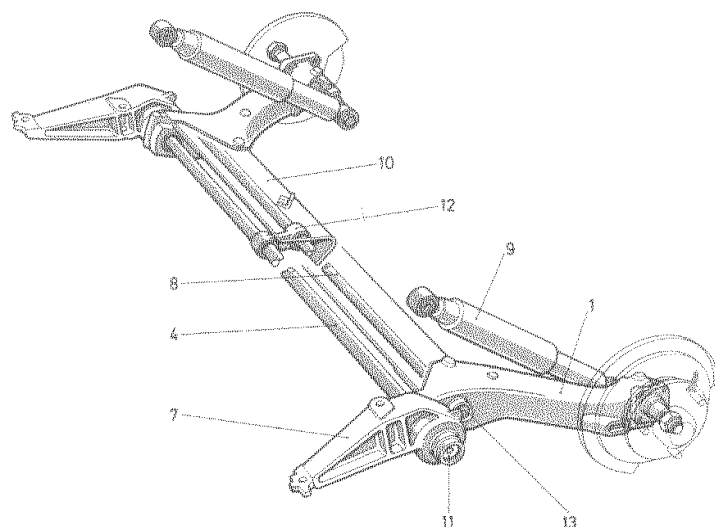
شکل 4-30: اگر یک اکسل ثابت به اندازه زاویه δ_1 در جهت «کم فرماني» فرماندهی شده باشد عقب خودرو کمتر به طرف خارج پیچ کشیده شده و راننده احساس عکس‌العمل فرماندهی خنثی را پیدا می‌کند. علاوه بر این هنگام تعویض سریع خط اثر حرکت، ایمنی افزایش پیدا می‌کند.

اکسل‌های ثابت محرك نیز، تقریباً بدون وابستگی به نوع سیستم تعلیق تمایل به عکس‌العمل تغییر گاز از خود نشان داده‌اند، اما نه به اندازه

اکسل مجهز به هدایت‌کننده‌های مورب (تعلیق تکی) در خودروهای محرك جلو. چرخ‌های اکسل ثابت غیرمحرك عقب می‌تواند دارای زاویه تورب منفی باشد، در این صورت قابلیت هدایت جانبی تا حدی افزایش پیدا می‌کند، اما گاهی با افزایش میزان سائیدگی لاستیک‌ها همراه می‌شود.

4-4 اکسل‌های مختلط

اکسل‌های مختلط نیز می‌توانند به طور مشابه دارای خصوصیات تشریح شده برای اکسل ثابت باشند. اکسل مختلط یک رامحل میانه بین اکسل ثابت و سیستم‌های تعلیق تکی است که تا کنون فقط در محرك جلوها به عنوان اکسل عقب بکار رفته است. به غیر از محدود معایب، اکسل مختلط امتیازات زیادی به همراه دارد.



شکل 4-31: اکسل مختلط چهار بازوئي
سیستمي بسیار جمع و جور است که
توسط رنو در مدلهاي 5GT، 9، 11،
27 و Rapid بکار می‌رود و دو فنر
میله پیچشي در هر طرف دارد (اجزا
4 و 8). طول بازوهاي پروفیل V شکل
تیر عرضي 10 متفاوت است و در
مقابل خمش مقاوم، اما در مقابل
پیچش نرمتر است و کلیه گشتاورهاي
ایجاد شده توسط نیروهاي عمودي
جانبی و ترمزي را جذب می‌کند. و
علاوه بر این تا حدی جایگزین
استابیلزاتر نیز هست. میله عقبی 8 با
23.8mm قطر ضخیمتر از میله جلویی
(20.8mm قطعه 4) است. در طرف

خارجی قطعه 8 با پروفیل اره دندانه ای 13 به هدایت کننده طولی 1 و در طرف داخل به قطعه واسط 12 متصل شده
است. هنگام نوسان چرخها در قطعه 12 فقط پیچش ایجاد شده و به میلههاي جلویی 4 منتقل و آن را بر حسب پیچش
بارگذاری می‌نماید. در طرف خارج میله، توسط پروفیل اره دندانه ای 11 به بازوی نگهدارنده 7 متصل شده که در
همین محل هدایت کنندههاي طولی نیز لولا شده‌اند. محورهاي دوران هدایت‌کنندهها همزمان یک مرکز کله زنی مناسبی
تشکیل داده‌اند (شکل 4-16) بازوهاي نگهدارنده 8 (و با آن تمام اکسل) تنها به کمک چهار پیچ به زیرسازي خودرو
محکم می‌شوند. برای این که صندوق بار در داخل عریض و بدون بیرون زدگی بشود، کمک فنرهاي فشاري 9 مورب
سوار شده و قادرند نیروها را در بالا به تیرهاي طولی زیرسازي منتقل کنند. هنگام «نوسان دوطرف یکسان» هر چهار
میله عمل می‌کنند. اما هنگام «نوسان دو طرف مختلف» در مقایسه قطعه واسطه 12 بدون حرکت مانده و فقط میله
ضخیمتر عقبی 8 و تیر عرضي 10 بر حسب پیچش بارگذاری می‌شوند. با این سیستم استقرار میله ها می‌توان یک
فربندی نرم برای بدنه و علاوه بر این حداکثر تثبیت غلت جانبی ممکن برای بدنه را ایجاد نمود، یعنی حداکثر کاهش
شیب بدنه ممکن را هنگام حرکت در پیچها تحقق بخشید.

اکسل مختلط تشکیل شده است از دو هدایت کننده طولی که به یک تیر عرضي جوشکاری
شده‌اند. این تیر عرضي کلیه گشتاورهاي نیروهاي عمودي و جانبی را جذب کرده و بایستی (به
خاطر انحراف جانبی هدایت کنندههاي دو طرف نسبت به هم هنگام نوسان) در مقابل پیچش نرم
بوده و به این جهت همزمان به عنوان استابیلزاتر عمل می‌کند.

این اکسل به خاطر مزیت‌هایش در بسیاری از سواریهایی جدید به کار رفته است. مزیت‌های
آن عبارتند از:

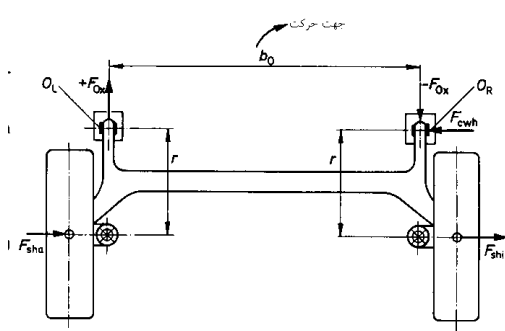
- مونتاژ و اوراق کل اکسل ساده است.
- نیاز به فضا کم است.
- اتصال کمک فنرها و فنرها ساده است.
- هدایت کنندهها و میلهها حذف شده و در نتیجه:
- تعداد قطعات آن کم است.

از نظر فربندی:

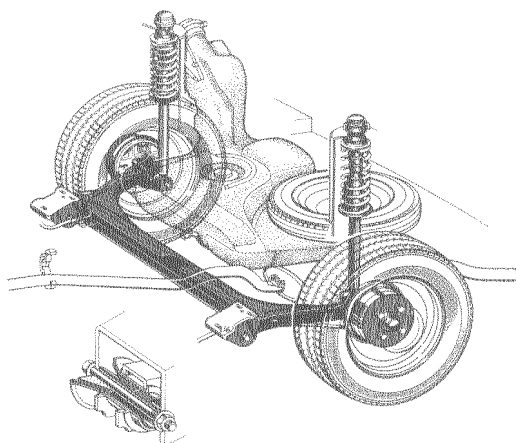
- نسبت تبدیل بین چرخ و کمک فنر مناسب است.
- تنها دو مفصل O_L و O_R وجود دارد که تأثیر ناچیز بر سیستم فربندی دارند.
- وزن جرمهای فربندی نشده کم است و بالاخره:
- تیر عرضي وظیفه استابیلزاتر را نیز به عهده دارد.

از نظر سینماتیکی:

- تقریباً بدون تغییرات فاصله عرضی و سرجمی است (هنگام نوسان دو طرفه و یک طرفه).
- تغییرات تورب تحت تأثیر نیروهای جانبی ناچیز است.
- کم فرمانی غلت جانبی تابع بارگیری کل است
- محل استقرار مراکز کله زنی O_L و O_R مناسب است (شکل 4-33) و بلند شدن عقب خودرو (کله زنی) هنگام ترمز گیری را کاهش می دهد.
- در مقایسه معایب محدودی نیز به شرح زیر دارند:
- تحت تأثیر نیروهای جانبی تمایل به زیاد فرمانی ایجاد می شود.
- در تیر عرضی تنش های پیچشی و تنش های برشی ایجاد می شود.
- میزان بارگذاری در درزهای جوش بالا است و در نتیجه:
- بارگذاری مجاز کل اکسل عقب از نظر استحکام محدود است.



شکل 4-32: نیروهای جانبی F_{shi} و F_{sha} که هنگام پیچیدن در نقطه اتکاء لاستیک ایجاد می شوند، بر مفاصل O_L و O_R تکیه می کنند. در اثر این نیروها گشتاور: $M_y = (F_{sha} + F_{shi}) \cdot r = F_{ox} \cdot b_0$ بوجود آمده و (تابع خاصیت الاستیسیته لاستیک مفاصل) باعث ایجاد یک «زیاد فرمانی نیروهای جانبی» می شوند. هر چقدر طول هدایت کننده ها بلندتر بوده (فاصله r) و هر چقدر نقاط O_L و O_R به هم نزدیک تر باشند (فاصله b_0) نیروهای طولی $\pm F_{ox}$ بزرگتر می شوند.



شکل 4-33: اکسل نوع مختلط بکار رفته در مدل های VW Golf II/Jetta II. تکیه گاه های اصلاح کننده خط حرکت که در زیر شکل بزرگتر نمایش داده شده اند، این حسن را دارند که وقتی نیروهای جانبی F_{sha} و F_{shi} در جهت جانبی به وجود می آیند، تحت تأثیر مولفه نیروهای طولی تغییر شکل چندانی پیدا نمی کند ($\pm F_{ox}$ در شکل 4-32). کمک فنرها در ارتفاع وسط اکسل به طور قائم سوار شده اند، چرخ یدک کم جاگیر و موضع مخزن سوخت (از جنس پلاستیک) نیز در تصویر مشاهده می شوند.

زاویه تورب چرخ $\gamma = -35^\circ \pm 20'$
 زاویه سرجمی چرخ $\delta_v = 0^\circ \pm 10'$
 فاصله عرضی $b_h = 1422 \text{ mm}$
 فاصله نوسان فنری $S_g = 200 \text{ mm}$

4-5 سیستم تعلیق و طرح سیستم محرک

در کنار عوامل اقتصادی، ایمنی و اقتصاد فضا، خصوصیات دینامیک حرکت نیز در طراحی سیستم محرک موثر بوده و از اهمیت برخوردارند. بطور نظری در خودروهای چهار چرخه شش امکان برا استقرار موتور و جعبه دنده و دیفرنسیال وجود دارد:

- 1- موتور جلو، محرک چرخهای جلو (محرک جلو) - سیستم محرک جلو -
- 2- موتور جلو، محرک چرخهای عقب - سیستم استاندارد -
- 3- موتور جلو، محرک هم چرخهای جلو و هم چرخهای عقب - سیستم چهار چرخ محرک -

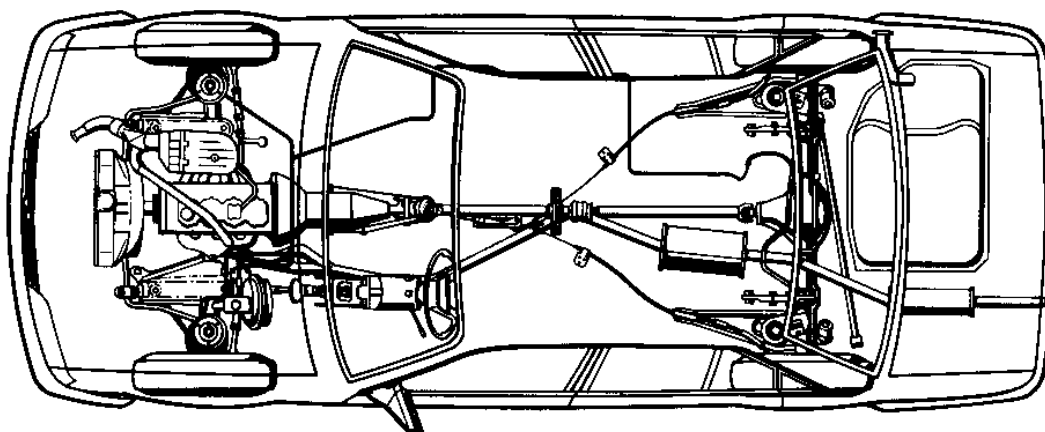
- 4- موتور عقب، محرك چرخهاي جلو و عقب
5- موتور عقب، محرك چرخهاي عقب (محرك عقب)
وسط-

6- موتور عقب، محرك چرخهاي جلو. اين راه حل به خاطر كمبود بارگذاري اكسل محرك عملاً قابل استفاده نيست.

سيستم محرك جلو (شكل 4-52) و سيستم استاندارد (شكل 4-34) امروزه بيشترين کاربرد را پيدا کرده‌اند. سيستم موتور عقب/موتور وسط به جز چند استثناء ديگر کاربرد چنداني ندارد، در مقابل سيستمهاي چهار چرخ محرك، به سرعت راه خود را باز مي‌کنند.

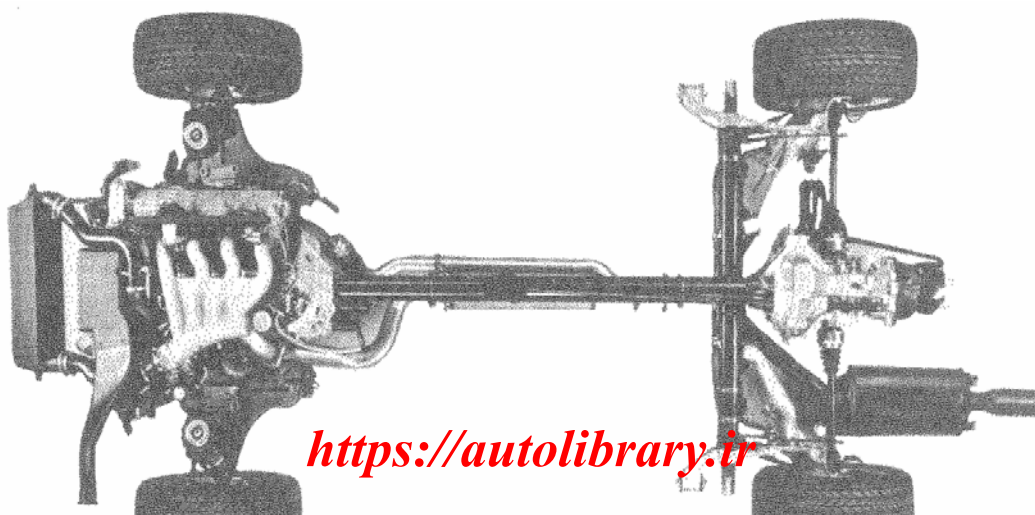
4-5-1 سيستم استاندارد (موتور جلو، محرك چرخهاي عقب)

در خودروهاي سواري و تركيبي نوع ساختماني استاندارد موتور در حدود وسط اكسل جلو نصب شده و چرخهاي اكسل عقب محركند. (شكل 4-34)



شكل 4-34: طرح ساختمان سيستم محرك استاندارد. موتور بطور طولي بالاي اكسل جلو نصب شده و جعبه دنده به آن فلانچ مي‌شود. اتصال محور كاردان به طرف اكسل عقب نيز نشان داده شده. نياز به فضاي زياد اكسل ثابت عقب و استقرار نامناسب مخزن سوخت در محدوده خطر تصادفات عقب به خوبي مشاهده مي‌شود. فاصله جلو عبارت از فاصله انتهاي سپر جلوي بدنه تا مركز اكسل جلو مي‌باشد.

به منظور بارگذاري بيشتر اكسل عقب در جهت توزيع يكنواختتر بارگذاري Porsche در مدلهاي 928S، 944 و 924 جعبه دنده را به ديفرنسيال متصل کرده است (شكل 4-35)، راه حلي كه در سواريهاي شركت Alfa Romeo و Volvo نيز مشاهده مي‌شود.



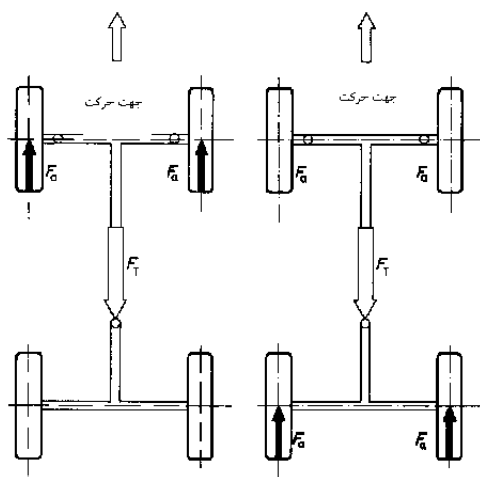
شکل 4-35: (Porsche 944 Turbo) تصویر فوقانی شامل اکسل جلو مجهز به هدایت کننده‌های عرضی دوپل و اکسل عقب مجهز به هدایت کننده‌های مورب است. لوله اتصال مقاومی بین موتور و جعبه دنده- دیفرنسیال مستقر در عقب بکار رفته است. این مجموعه واحد به اصطلاح ترانس اکسل Transaxle، به منظور بارگذاری بیشتر اکسل محرک عقب بکار رفته و در حالت اشغال خودرو توسط دو نفر سرنشین توزیع بارگذاری بین اکسل جلو و اکسل عقب 49% جلو و 51% عقب است.

به غیر از چند استثناء، در کامیون‌های سبک، در کلیه کامیون‌ها موتور در جلو و یا در وسط بین اکسل جلو و عقب نصب شده و چرخ‌های عقب محرکند، زیرا سطح بارگیری که تا عقب خودرو ادامه دارد راحل مناسب دیگری را به ندرت ممکن می‌نماید. در خودروهای یدک کش نیز قسمت اعظم وزن یدک به چرخ‌های عقب منتقل می‌شود، در حالی که در اتوبوس‌ها، در مقایسه، وزن مسافرین بطور یکنواخت در تمام سطح داخلی توزیع می‌شود. بهمین دلیل می‌توان موتور را هم در جلو، هم در وسط و هم در عقب نصب نمود.

4-1-5-1 محاسن سیستم استاندارد

- محدودیتی برای طول موتور نیست و به همین جهت به خصوص برای خودروهای بیش از 2.5l فضای تراکم مناسبند، یعنی برای موتورهای 6 تا 12 سیلندری.
- مواضع تعلیق موتور کمتر بارگذاری می‌شود، زیرا حداکثر بارگذاری که بایستی توسط آنها جذب شود، گشتاور موتور ضربدر نسبت تبدیل کوچکترین دنده می‌باشد.
- عایق بندی صدای موتور چندان مسئله‌ای ندارد.

- در حالت بارگذاري كامل قسمت اصلي وزن روي اكسل محرك عقب متركز است اين در سواريهاي تركيبي و يدك كش مهم است (جدول 5-1)
 - طول لوله اگزوز بلند بوده و استفاده از دمپر صدا امكانپذير است و بدون اشكال مي توان كاتاليزاثر بكار برد.
 - قسمت جلو به خاطر تغيير شكل پذيري اجزاء تعليق موتور، از نظر ايمني مناسبتر است.
 - طراحي اكسل جلو سادهتر است.
 - سائيدگي لاستيكها يكنواختتر است.
 - دستگاههاي اتصال دنده و سيستم انتقال نيرو پيچيده نيستند.
 - در دنده مستقيم راندمان جعبه دنده بهينه است، زيرا زوج چرخ دنده واسط اضافي بكار نرفته است (شكل 4-106)
 - جاي كافي براي استقرار سيستم فرمان در اختيار مي باشد.
 - امكان خنك سازي خوب است، زيرا موتور و رادياتور جلو قرار دارند و استفاده از پروانه با صرفه جويي در قدرت امكان پذير است.
 - بخاري موثرتر است، زيرا مسيرهاي هواي گرم يا مسيرهاي آب گرم کوتاه ترند.
 - در مقابل اين امتيازات معايبي نيز وجود دارند، بطوريكه در سالهاي اخير - در ابعاد بين المللي- سواريهاي كم تري در مقاييسهاي زير 21 فضاي تراكم به صورت سواريهاي استاندارد به بازار ارائه شده اند.
- معاييب:
- عدم ثبات حركت مستقيم الخط (شكل 4-36)، اين اشكال اما به كمك امكانات تنظيم اكسل جلو و لاستيكهاي مناسب در مفاصل بطور كامل قابل تعديل است.
 - اما قابليت فرماندهي ممكن است به اين جهت مشكل تر شود.

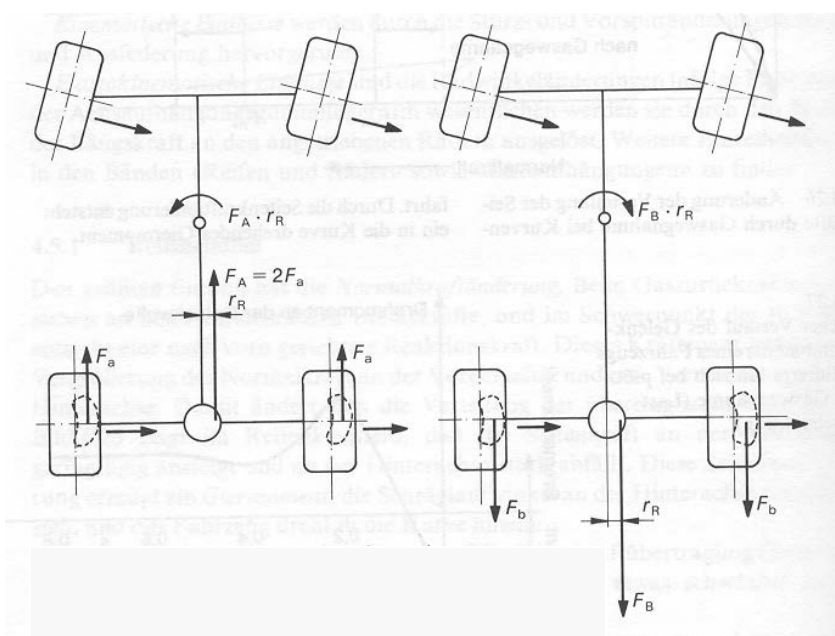


شكل 4-36: در محرك چرخهاي جلو (سمت چپ تصوير) خودرو كشيده شده و يك وضعيت تعادل بين نيروهاي محرك F_a و نيروهاي اينرسی F_T ايجاد مي شود. در مقابل در محرك چرخهاي عقب از نظر تنوريكي يك وضعيت ناپايدار مشاهده مي شود، اما به كمك امكانات تنظيمي اكسل جلو مي توان تعادل لازم را ايجاد كرد.

- اكسل عقب محرك در حالت بارگذاري توسط تنها دو نفر سرنشين كم بارگذاري شده و به اين جهت قابليت كشتش خودرو در جاده هاي مرطوبي و شرايط زمستاني نامناسبتر است،

بهنگام پیچیدن در سرعتهای بالا در پیچهای تنگ خطر در جایی دور زدن چرخهای عقب نیز وجود دارد.

- تمایل به عکس العمل تغییر گاز در پیچها (شکل 4-37)



شکل 4-37: عکس العمل تغییر گاز در پیچها: در صورت رهایی گاز، موتور ترمز کرده و یک کاهش گشتاور (+M_h) و یا حتی یک تغییر در جهت عکس (-M_h) ایجاد می شود. پی آمد آن چرخش ناگهانی عقب خودرو است، یک فرماندهی خودرو به طرف حاشیه داخلی پیچ یعنی یک زیاد فرمانی ناگهانی.

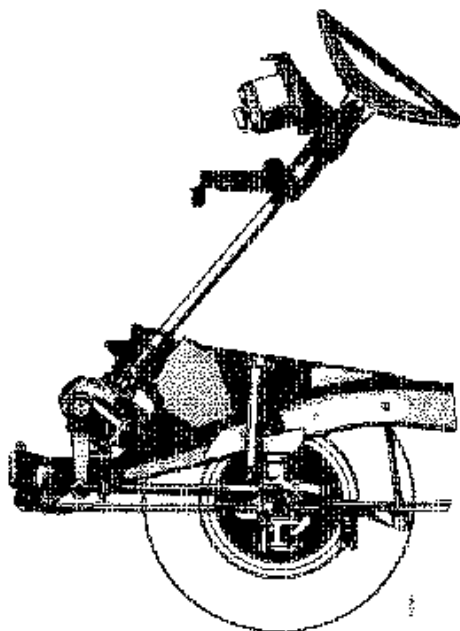
- طراحی سیستم تعلیق تکی عقب پیچیده تر بوده و یا اشکال دیگر آن این است که در صورت کاربرد اکسل ثابت به خاطر نوسان (یا به خاطر نصب موتور) اکسل در بالای آن نیاز به فضای اضافی می باشد و در نتیجه
- صندوق بار کوچک تر می شود.
- بایستی بین جعبه دنده و دیفرنسیال شافت مفصل (محور کاردان) بکار برد (شکل 4-34) و به این جهت
- ایجاد تونل در کف خودرو غیر قابل اجتناب می باشد و علاوه بر این
- نسبت بین طول خودرو و طول فضای داخل خودرو نامناسب است.

4-1-5-2 سیستم تعلیق در اکسلهای جلوی غیر محرک:

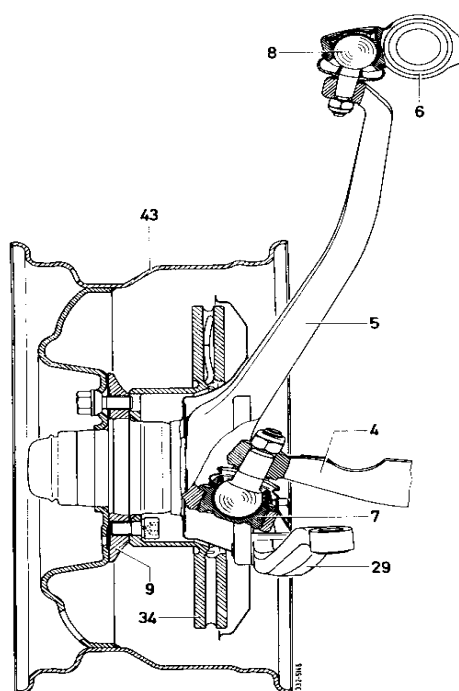
در قریب به اتفاق کلیه این گونه لیموزینها و خودروهای ترکیبی که در سالهای اخیر به بازار آمده اند پایه فنری به عنوان سیستم تعلیق اکسل جلو بکار رفته است، و تعداد بسیار کمی از سواریه ها به پایه کمک فنری یا سیستم هدایت کننده عرضی دابل مجهز شده اند (شکل 4-5). اغلب آنها همانند نزدیک به تمام کلیه کامیونهای متوسط و سنگین در جلو دارای اکسل ثابت هستند و برای اینکه بتوان موتور را پایین تر نصب نمود، بدنه اکسل را به طرف پایین خم می کنند (شکل 4-38).

هدایت خودرو توسط فرمان دادن به چرخهای جلو انجام می گیرد. به منظور ایجاد امکان فرماندهی به نگهدارنده چرخ (قطعه 5 در شکل 4-39) در سیستم تعلیق هدایت کننده عرضی دابل از دو مفصل کروی (سیبک) استفاده می شود که هم نوسان چرخ و هم حرکت فرماندهی را

ممکن می نمایند. آن هدایت کننده عرضی که نگهدارنده فنر نیز هست بایستی بر یک مفصل کروی نوع بار بر تکیه کند (قطعه 7)، تا بتواند نیروهای عمودی را منتقل کند. در هدایت کننده دیگر که معمولاً تنها بایستی نیروهای طولی و جانبی را منتقل کند، یک مفصل کروی ساده کفایت می کند (قطعه 8).



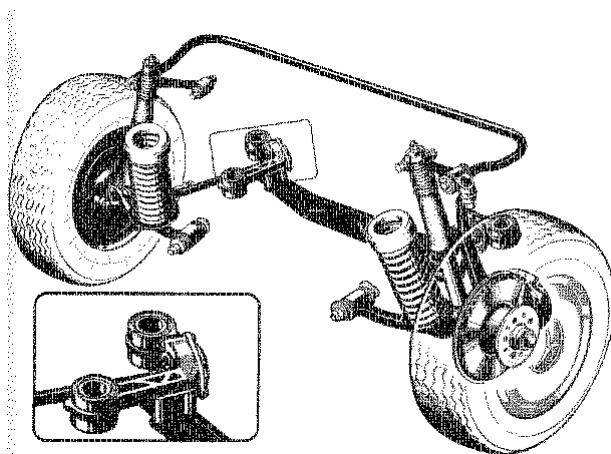
شکل 4-38: اکسل ثابت جلو در کامیون سبک شرکت دایملر نیز حول 207D/308. بازوی میله رابط فرمان به موازات فنر شمش لایه ای نصب شده و کمی کوتاه تر در قسمت جلوی فنر می باشد تا هر دو قطعه هنگام نوسان اکسل قوس های تقریباً یکسانی زنند. بدنه T شکل اکسل در قسمت جلو به منظور ایجاد فضای مناسب تر برای موتور و کاهش ارتفاع به طرف پائین خم شده و فنر نیز به آن متصل است.



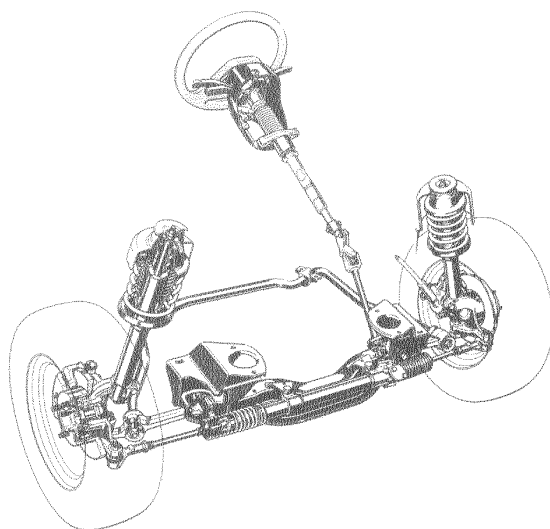
شکل 4-39: نگهدارنده چرخ جلوی دایملر بنز مدل 260SE/560SEC با فاصله بلند C (به شکل 4-3 مراجعه شود). هدایت کننده عرضی فوقانی 6، پوسته کروی مفصل کروی ساده را نیز تشکیل می دهد. مفصل بار بر تحتانی 7 داخل نگهدارنده چرخ ها پرس شده است. صفحه 34 با هواخوری مناسب در داخل پولی نسبتاً بزرگ و رینگ چرخ 43 نیز در تصویر مشاهده می شوند.

هر چقدر فاصله بین دو مفصل کروی فوقانی و تحتانی بلندتر باشد نیروهای موثر در قطعات کمتر می شود. شکل 4-40 یک اکسل جلو با مفاصل دور از هم را نشان می دهد. از آنهم بلندتر و بهتر فاصله در پایه فنری هدایت کننده چرخ می باشد. در شکل 4-41 یک طرح متداول و در شکل 4-9 جزئیات بیشتر آن نشان داده شده است. فنر لوله آن بطور مورب سوار شده تا

اصطكاك بين دسته پيستون 4 و راهگاه آن کاهش داده شود. مفصل ساده تحتاني (نقطه G) وظيفه‌اي مشابه کاربرد آن در سيستم هدايت كننده عرضي دابل دارد. نقطه E اما در مقايسه به ورق داخلي گلگير متصل مي‌شود. هنگام نوسان چرخها دسته پيستون 4 در لوله سيلندري، لغزیده و هنگام فرماندهي همراه با دوران فنر مي‌چرخد، تكيه‌گاه آن در مقابل سروصدا عايق بندي و در نقطه E سوار شده است (شكل 4-11).

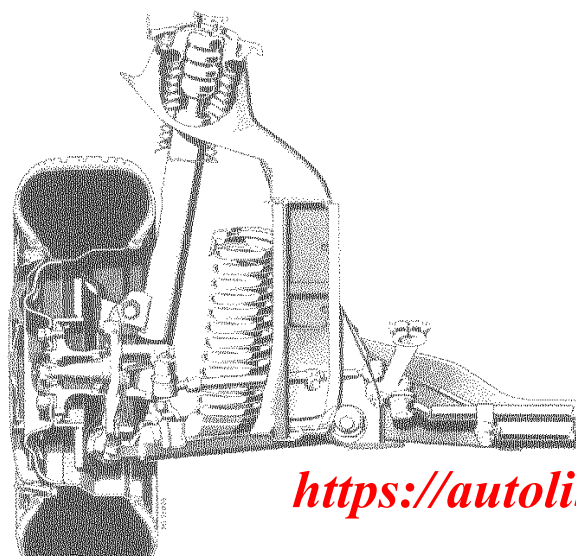


شكل 4-40: اكسل جلوي دايملر بنز مدل 260SE/560SEL به منظور ايجاد شعاع غلت فرمان صفر ($r_s=0$) سبيك‌هاي تحتاني تقريباً به وسط چرخ انتقال داده شده‌اند، تا بتوان از ديسك ترمز بزرگتر و امكان هواخوري بهتري استفاده نمود. موانع كششي و فشاري داخل كمك فنر فشاري تك لوله‌اي نصب شده‌اند. ميله‌هاي كمكي كه به طرف عقب كشیده‌اند يك تير عرضي اضافي عايق صدا را نگه مي‌دارند. تكيه‌گاههاي لاستيكي تير اضافي پايين در طرف چپ تصوير جداگانه نشان داده شده اند.



شكل 4-41: پايه فنري اكسل جلوي Ford Sierra دستگاه فرمان و تكيه‌گاههاي تعليق موتور به تير عرضي متصل شده‌اند. به منظور ايجاد مركز كله‌زني از بازوهاي طولی پشت استابيليزاير استفاده شده است.

پايه‌هاي كمك فنري نگهدارنده چرخ نيازي به تكيه‌گاههاي چندان پيچيده‌اي ندارند و دسته پيستون بطور مناسبی داخل كمك فنر دوران مي‌کند (شكل 4-42). تنها دسته پيستون نياز به عايق بندي صدا دارد.



شكل 4-42: اكسل جلوي دايملر بنز در مدلهاي 230E/300D . پايه فنري در پايين در سه نقطه به نگهدارنده چرخ پيچ شده است. در كنار لاستيك فرو رفتگي ايجاد شده تا با پيش بيني شعاع غلت فرمان منفي ($r_s=-14mm$) بتوان لاستيك اندازه 195/65 R 15 90H را روي رينگ

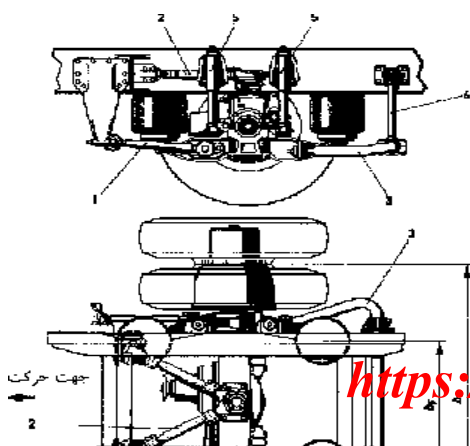
61/2Jxrs بکار برد. در بالا فنر اضافي به لوله کمک فنر تکیه می‌کند.

فنر روی هدایت‌کننده تحتانی سوار شده که بایستی توسط یک مفصل کروی باربر به نگهدارنده چرخ متصل شود. پایه کمک فنر سبک‌تر از پایه فنری است. طول قسمت راهگاه داخل کمک فنر بلندتر بوده و به این جهت فضاي استقرار موتور عریض‌تر و مسطح‌تر (و با آن از نظر جریان هوا مناسب‌تر است) و از نظر دسترسی تعمیراتی نیز بهتر است. اما هزینه آن بیشتر بوده و این اشکال را نیز دارد که با استفاده از تورب فنر نمی‌توان اصطکاک در دسته بیستون را کاهش داد (اشکال 4-9 و 4-12). در شکل 4-42 تکیه‌گاههای متداول در چرخهای جلوي امروزي با دو بلبرینگ ساچمه مخروطي و با امکان تنظیم لقي نیز نشان داده شده است.

4-5-1-3 سیستم تعلیق در اکسلهای عقب محرک:

اکسل ثابت به خاطر ارزانی، استحکام، راحتی تعمیرات و قدرت حرکت بالا در کلیه کامیونها و در بعضی از سواریه‌ها به عنوان اکسل عقب محرک بکار می‌رود. نوع فنربندی آن معمولاً فنر شمش، فنر لوله یا از نوع فنربندی هوایی است (اشکال 4-21 و 4-43) اکسل ثابت محرک اما در جلوي سواریه‌ها کمتر بکار گرفته شده، زیرا با وجود امتیازاتی که در بخش 4-3 آمده وزن زیاد آن در سواریه‌ها بطور نامطلوب قابل توجه است. در اشکال 4-44 و 4-45 نوع تعلیق آن توسط چهار هدایت‌کننده طولی و یک هدایت‌کننده مورب (میله پانهارد) نشان داده شده که به خصوص به خاطر ثبات جهت و عکس‌العمل فرمان خنثی در پیچ‌ها متمایز شده است.

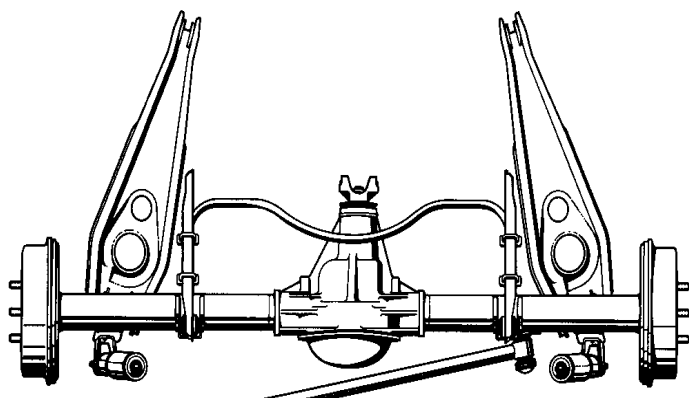
از بین سیستمهای تعلیق تکی، سیستم مجهز به هدایت‌کننده‌های مورب که در اشکال 4-18 و 4-19 و 4-79 نشان داده شده، کاربرد فراوانی پیدا کرده است. این سیستم در کاربرد شکل 4-79 دارای یک چهارچوب اضافی است که یا بطور مستقیم، یا بمنظور عایق بندی بهتر صدا و ارتعاشات با واسطه اجزای لاستیکی به دیفرنسیال محکم می‌شود. فنرها در حدود وسط هدایت‌کننده‌ها سوار می‌شوند و امتیاز این بزرگتر و مسطح‌تر شدن صندوق بار است. اما اشکال آن این است که نیروهای موثر بر کلیه اجزا بیشتر می‌شود. ولی اگر (چنانچه در شکل 4-46 مشاهده می‌شود) در مقایسه کمک فنر در ارتفاع محور اکسل به هدایت‌کننده‌ها متصل شوند، بارگذاری بیشتر نخواهد شد، اما نیاز به برآمدگیهای داخلی اتصال دارند که صندوق بار را در جهت عرضی محدودتر می‌کند. مناسب‌ترین راه حل بکار رفته در یک کامیون سبک در اشکال 4-76 و 4-47 نشان داده شده‌اند.



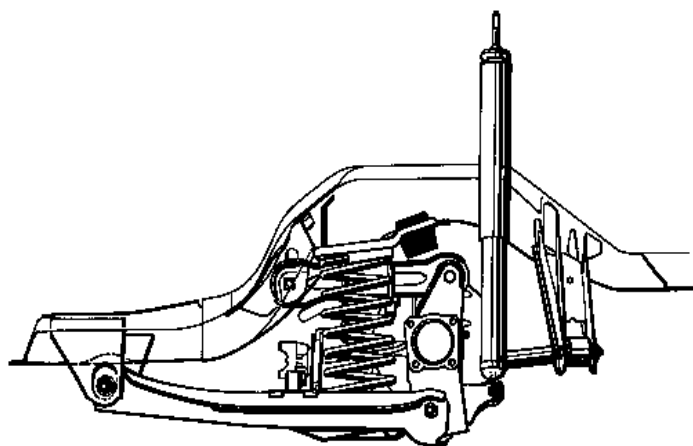
شکل 4-43: اکسل عقب محرک با فنر هوایی در کامیونهای دایملر بنز در مدل‌های 1017L تا 2219L 6X2. هدایت اکسل در جهت های طولی و جانبی به عهده دو میله 1 و طبق مثلثی فوقانی 2 است. چهار عنصر فنری زیر تیرهای طولی بدنه سوار شده و به خاطر لاستیکهای دویل دارای فاصله تأثیر b_F نسبتاً کوتاهی هستند. با

تقسیم فاصله عرضی چرخي b_h به b_F نسبت تبدیل تقریبی $i_F=2.2$ بدست می آید. چنانچه در شکل 4-24 نشان داده شده، ضریب فنري $C_{\phi h}$ در حالت نوسان دو طرف مختلف فقط حدود 21% ضریب فنري $C_{\phi h}$ در حالت نوسان دو طرف یکسان است. برای کاهش شیب بدنه در پیچها استابیلزاتر 3 پشت اکسل نصب شده و به کمک میله بندی 4 به چهارچوب متصل می شود. چهار کمک فنرها تقریباً عمود قرار داشته و نزدیک به چرخها سوار شده اند تا نوسانات غلت بدنه را سریع تر از بین ببرند.

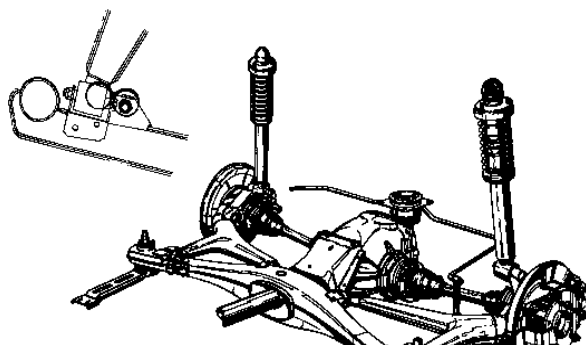
به منظور افزایش ایمنی سفر در سواریهایی طبقه متوسط به بالا بطور فزاینده از سیستم تعلیق با هدایت کننده های عرضی دابل در اکسل عقب نیز استفاده می شود. شکل 4-75 يك طرح مدرن (در این مثال يك سواري همه چرخها محرك) را نشان می دهد. در اغلب سیستمهای تعلیق تکی به منظور بهینه سازی هدایت، و عایق بندی صدا يك قاب اضافی نیز که باعث ساده تر شدن مونتاژ می شود، بکار رفته است. در کلیه طرحها اما نیاز به (بدون وابستگی به نوع طراحی) شافتهای محرك با امکان تعادل طولی می باشد که این وظیفه همزمان به عهده مفاصل سنکرون، پیش بینی شده در طرف چرخ و در دو طرف دیفرنسیال، گذاشته شده است. شکل 4-20 برش يك چنین مفصل و در شکل 4-47 يك نمونه از تکیه گاههای متداول امروزی بکار رفته در يك چرخ محرك عقب نشان داده شده است.



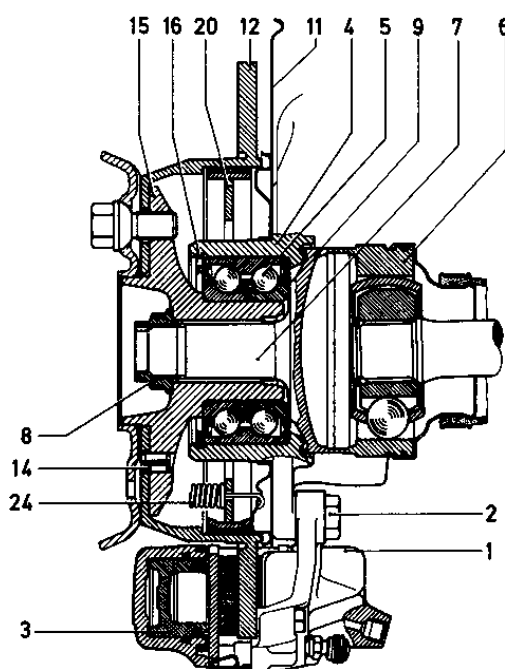
شکل 4-44: تصویر فوقانی اکسل عقب محرك در Opel Rekord E. هدایت کننده های تحتانی به طرف جلو موربند. میله پانهارد (تقریباً عمود بر آنها) نصب شده و استابیلزاتر به هدایت کننده های فوقانی متصل شده است. (هدایت کننده های فوقانی در تصویر نشان داده نشده اند)



شکل 4-45: تصویر جانبی از پشت اکسل Opel Rekord E. پروفیل هدایت کننده تحتانی، فنر لوله سوار شده روی آن، مانع فنري متصل شده به بدنه و میله پانهارد مستقر در حدود ارتفاع محور اکسل نشان داده شده اند. کمک فنر نصب شده در عقب فواصل نوسان فنري بزرگتری از چرخها طی می کند ($i_n < 1$) و این برای دمپینگ اکسل مناسب تر است.



شکل 4-46: اکسل عقب به هدایت‌کننده‌های مورب در BMW های سری سوم، با یک فاصله نوسان فنری کل برابر با 220mm. استابلیزاتر به عقب کشیده شده و به طور آونگی متصل شده و این باعث ایجاد یک حرکت پیچی شکل شده و امتیازاتی از نظر غیر وابسته بودن به بارگذاری را به همراه دارد. زاویه مورب هدایت کننده $\alpha = 13^\circ$ است. کمک فنرها در حد ارتفاع محور اکسل قرار دارند. شافت‌های محرک در دو طرف مجهز به مفاصل سنکرون هستند تا زاویه انحراف و تعادل طولی را ممکن نمایند (شکل 4-47).



شکل 4-47: نگهدارنده چرخ اکسل عقب مرسدس بنز 190/190E، با نمایش تکیه‌گاه و سیستم ترمز. شافت محرک 7 به مفصل سنکرون 6 جوشکاری شده است. شافت محرک گشتاور محرک را به کمک پروفیل اهر دندانه‌ای به پولی چرخ 15 منتقل می‌کند. پولی 15 توسط بلبرینگ‌های ساچمه کروی مورب دوپل 5 بدون نیاز به روغنکاری سوار شده، حلقه خارجی بلبرینگ یک تکه توسط رینگ ایمنی 16 روی نگهدارنده چرخ 4 محکم شده است.

رینگ‌های آب بندی در دو طرف تکیه‌گاه قرار دارند، بعنوان یک حفاظت اضافی برای آن از صفحه ورق 11 استفاده شده (که دور دیسک 12 قرار دارد)، از طرف داخل نیز قسمت 9 مفصل سنکرون آنرا حفاظت می‌کند، که بصورت مارپیچ داخل فرو رفتگی نگهدارنده چرخ قرار گرفته است. تأثیر گریز از مرکز کاسه نیز مضافاً مانع ورود

آب و آشغال می‌شود. دیسک ترمز 12 که تا خارج فلانچ 15 کشیده شده توسط پین انطباق 14 ایمن شده است. از داخل فک‌های 20 به صورت ترمز دستی به کاسه ترمز

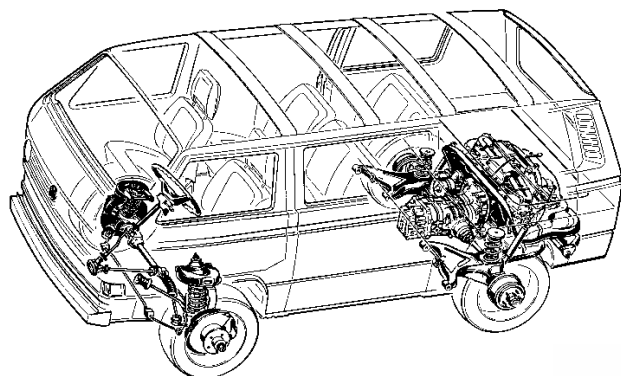
تکیه می‌کنند. در پایین تصویر فک ثابت 1 دیسک ترمز دیده می‌شود، دو پیچ شش گوش 2 اتصال آن را به نگهدارنده چرخ بعهد دارند. برش مقطع پیستون 3 و کفشک ترمزی نیز نشان داده شده‌اند.

4-5-2 سیستم محرک عقب (موتور عقب و موتور وسط)

در این نوع سیستم استقرار محرک، موتور در عقب نصب شده و دیفرنسیال و جعبه دنده به آن متصل و حرکت به چرخ‌های عقب منتقل می‌شود. موتور می‌تواند پشت اکسل (شکل 4-48) و یا جلوی آن (شکل 4-49 موتور وسط) سوار شود. در نوع موتور وسط نیمکت عقب حذف می‌شود، زیرا موتور جای آن را اشغال می‌نماید. خودروی دو نفری که باین نحو حاصل می‌شود تنها به عنوان کورسی یا Rallye مناسب است. سایر نواقص دو نوع سیستم استقرار موتور نامبرده عبارتند از:

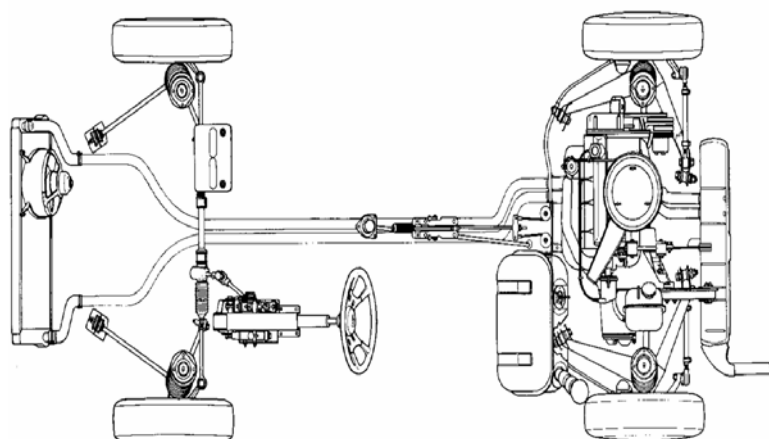
- میزان ثبات جهت متوسط است (زاویه عقب افتادگی 8° از طرف سازنده پیش بینی می‌شود)
- در مقابل بادهای جانبی حساسیت وجود دارد.
- عکس‌العمل پیچیدن در شرایط حد فرماندهی در نوع موتور وسط مشخص نیست.
- چون چرخ‌های جلو کم بارگذاری شده، در جاده‌های لغزنده فرمان نمی‌پذیرد.
- راندمان لاستیک‌ها خوب نیست (بارگذاری اکسل عقب زیاد است. جدول 5-1)

- اجزای تعلیق موتور بایستی گشتاور موتور ضربدر کل نسبت تبدیل را جذب کنند.



شکل 4-48: یک خودروی ترکیبی VW Transporter که یا به عنوان مینی بوس 8 نفره، و یا بعنوان مینی کامیون برای حمل کالا بکار می‌رود. در هر وضعیت بارگیری توزیع بارگذاری اکسل با نسبت 50%/50% است. در جلو سیستم تعلیق هدایت کننده عرضی دابل و در عقب هدایت کننده‌های مورب نشان داده شده‌اند.

شکل 4-49 در فیات Fiat x1/9 یک موتور خطی به طور عرضی جلوی اکسل عقب نصب شده است. این مدل Coupe دونفره از جمله خودروهای موتور وسط بشمار می‌آید. مخزن سوخت مستقیم پشت صندلی راننده از ایمنی کمتری برخوردار است. خودرو در جلو و عقب مجهز به سیستم تعلیق پایه فنری است. رادیاتور مجهز به پروانه الکتریکی در جلو نصب شده، بطوریکه لوله‌های مسیر آب طولانی و پرهزینه است. یک میله رابط اضافی اکسل عقب را دقیق هدایت می‌کند.



- دستگاه آگزوز به خاطر کوتاه بودن مسیر

چندان انعطاف پذیر نیست.

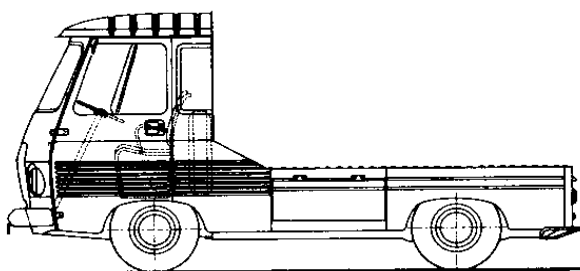
- عایق بندی صدا مسئله دارد.
- سیستم اتصال دنده‌ها پیچیده است.
- در صورتی که رادیاتور در جلوی خودرو نصب شود، مسیرهای آب طولانی می‌شود و استفاده از پروانه الکتریکی فقط برای رادیاتور مستقر در جلو امکان‌پذیر است.
- مسیرهای هوای گرم یا آب گرم برای دستگاه بخاری طولانی است (شکل 4-49).
- مخزن سوخت را به سختی می‌توان در جای ایمن جا داد.
- ابعاد صندوق بار به مراتب محدودتر است.
- بخاطر معایب ذکر شده از پانزده سال اخیر به این طرف هیچ سواری لیموزین مجهز به سیستم موتور عقب دیگر به بازار نیامده است. اما شاید بخاطر امتیازات کمی که در مقابل این معایب وجود دارد پورشه Porsche در مدل 119، رنو در مدل Alpine 76 و فولکس واگن در مدل ترانسپورتر خود (شکل 4-48) هنوز سیستم موتور عقب را حفظ کرده‌اند.
- امتیازات سیستم محرك عقب عبارتند از:
- قابلیت شروع به حرکت و صعود، بدون وابستگی به نوع بارگذاری خوب است (شکل 4-110).
- مسیر جریان نیرو کوتاه است، زیرا موتور، جعبه دنده و دیفرانسیال یک مجموعه واحد جمع‌وجوری تشکیل داده‌اند.

- بخاطر بارگذاري كم اكسل جلو فرماندهي روان تر است.
- توزيع نيروي ترمز مناسب تر است.
- طراحي اكسل جلو ساده تر است.
- اوراق موتور (فقط در نوع موتور پشت اكسل) ساده است.
- سطح كف خودرو بدون تونل بوده و يا ميزان تونل آن كم است.
- فاصله جلو کوتاه است و
- نياز به فضاي سيستم محرك كم است.

3-5-4 سيستم محرك جلو (موتور جلو و محرك چرخهاي جلو)

در سيستمهاي محرك چرخهاي جلو موتور، جعبه دنده و ديفرنسيال يك مجموعه واحدي را تشكيل داده و در جلو، بالا و يا پشت اكسل جلو نصب ميشوند و ساختمان آن بسيار جمع و جور است. به اين جهت ارتفاع خودرو را ميتوان در مقايسه با نوع استاندارد حدود 100 تا 300 ميليمتر کوتاه تر گرفته و يا فضاي بزرگتري را در اختيار سرنشينان و يا بارگيري قرار داد. شايد بهمين دليل باشد كه در سطح بين المللي و بطور فزاينده سازندههاي بيشتري به روش استقرار سيستم محرك جلو رو مي آورند. در سالهاي اخير كمتر سواراي ليموزين تا 21 فضاي تراكم به بازار آمده و مجهز به سيستم محرك جلو نبوده است. در ايتاليا، ژاپن و USA محرك جلوها با موتورهاي V6 و V8 با قدرتهاي بيش از 120Kw نيز ساخته شده اند.

در كاميونها اما اين نوع سيستم استقرار محرك مناسب نيست. زيرا چرخهاي عقب زياد و چرخهاي جلو كم بارگذاري ميشوند. با اين وجود بعضي از سازندهها بخاطر ارتفاع كم سطح بارگيري و افزايش فضاي بار و امكان بارگيري بهتر اين سيستم را ترجيح داده اند. (شكل 4-50)

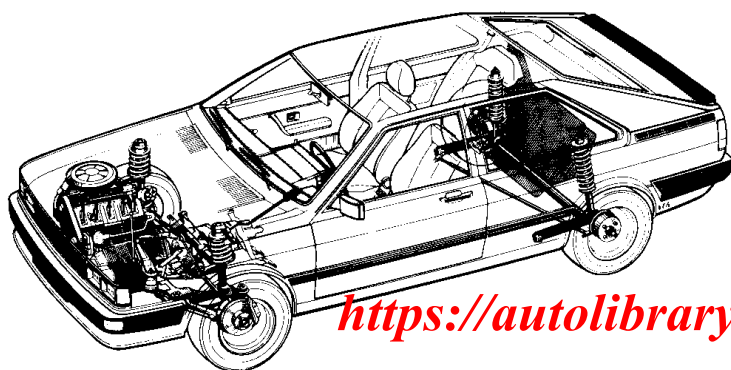


(شكل 4-50: سطح بسيار پايين بارگيري در كاميون سبك Peugeot J5/57 با وجود سيستم محرك جلو و اكسل عقب با هدايت كنندههاي طولی امکان پذير شده است.)

4-3-5-1 انواع ساختماني

الف) نصب موتور بطور طولی جلوي اكسل:

با نصب موتورهاي خطي يا موتورهاي V شكل جلوي اكسل جلو، بارگذاري اكسل جلو بدون وابستگي به فاصله طولی چرخها زياد ميشود، بطوريكه مركز ثقل كاملاً به جلو منتقل ميشود (شكل 4-51). از نظر عكس العمل حركتي تحت



تأثیر بادهای جانبی بسوده و از نظر نیروی کشش،

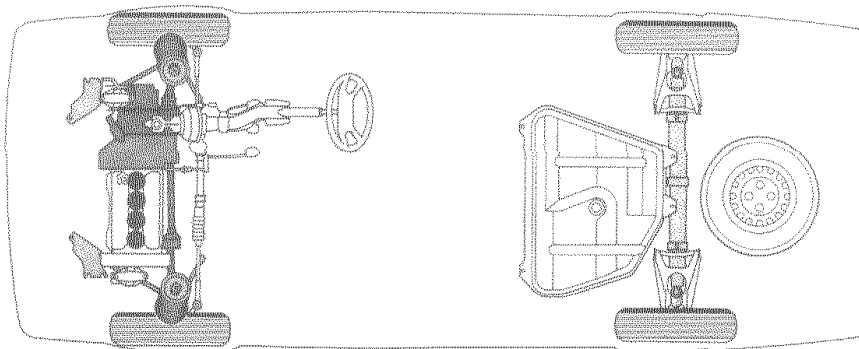
شکل 4-51: مدل Audio-Coupe يك خودروي محرك جلوي قوي با قدرت 100Kw و با شاسي يكساني مانند 80/90 Audi مجهز به پايه فنري در جلو و اكسل مختلط در عقب. ميله پانهارد به طرف جلو مورب سوار شده و «زياد فرماني» ايجاد مي كند (به شكل 4-27 نیز مراجعه شود)

بخصوص براي شرايط زمستاني مناسبتر است. عيب آن نيروهاي زياد فرمان (كه به كمك نيروي كمك فرمان قابل تعديل است)، عكس العمل كم فرماني در پيچها و توزيع نامناسب نيروهاي ترمزي است.

اين نوع ساختماني ترجيحاً در سواري ليموزينهاي طبقه بالا بكار مي رود، زيرا در مقايسه با نوع نصب موتور بطور عرضي، كاربرد موتورهاي بزرگتري را امكان پذير مي نمايد، كه علاوه بر اين با طولاني تر شدن فاصله جلو در اين گونه خودروها از آن بعنوان منطقه ضربه گيري هنگام تصادفات از جلو، استفاده مي شود. نمونه اين نوع ساختماني Audio 100/200، رنو 25 و غيره هستند. با شيب دادن به موتور خطي و نصب سيستم خنك كننده بطور جانبي در کنار آن مي توان طول فاصله جلو را كاهش داد. جعبه دنده اتومات به خاطر مبدل آن، نياز به جاي بيشتري دارد كه در نوع ساختماني موتور طولاني جاي كافي براي آن در اختيار مي باشد.

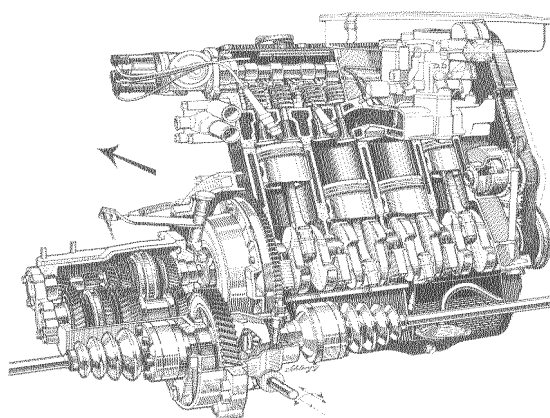
ب) نصب موتور به طور عرضي جلوي اكسل:

با نصب موتور بطور عرضي فاصله جلو کوتاهتر مي شود، اما فضاي كم تري بين چرخهاي جلو در اختيار است (اشكال 4-52 و 4-53). اين تنگي جا در سواريهاي طبقه متوسط نصب موتورهاي بزرگتر از موتورهاي خطي چهار سيلندر يا بزرگتر از موتورهاي V6 را ممكن نمي نمايد. بخاطر استقرار عرضي و نامتقارن موتور و جعبه دنده مسائلي به وجود مي آيد.



شکل 4-52: واحد جمع و جور محرك جلو با موتور عرضي، جعبه دنده و ديفرنسيال در سمت چپ آن واقع شده و اكسل جلو از نوع پايه فنري است. مخزن سوخت از نظر تصادفات در محدوده ايمن تر در جلوي پايه هاي فنري عقب كه به يك

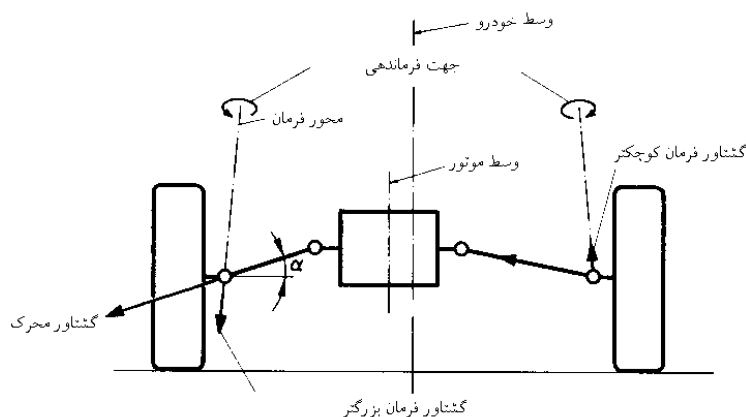
فنر شمش عرضي تكيه دارد، نصب شده است. يك سيستم ساختماني مناسب براي توليد انبوه خودروهاي كوچك و متوسط.



شكل 4-53: موتور عرضي، جعبه دنده و ديفرنسيال بكار رفته در VW Polo بخاطر جابجايي عرضي، شافت محرك چرخ جلوي چپ کوتاهتر از شافت طرف راست است. اهرم اتصال بين شافتها ديده مي شود. راندمان كل حدود $\eta \approx 0.9$ است.

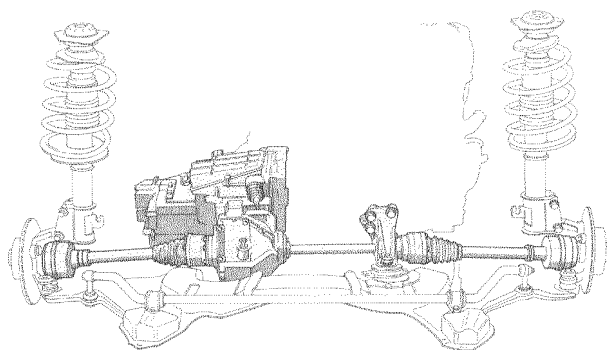
از جمله طولهاي نامساوي معمول در شافتها است كه بر سيستم فرمان تأثير

مي گذارد. هنگام شتابگيري بدنه خودرو بلند شده و شافتهاي محرك مواضع مورب مختلفي پيدا کرده و گشتاورهاي مختلفي حول محورهاي دوران فرمان اعمال مي کنند. اختلاف اين گشتاورها بين طرف چپ و طرف راست باعث حركت هاي ناخواسته در سيستم فرمان مي شود (شكل 4-54).



شكل 4-54: با نصب موتور بطور عرضي، ديفرنسيال ديگر در وسط خودرو نبوده و استفاده از يك شافت واسط لازم است. در غير اينصورت طول شافتهاي محرك دو طرف نامساوي (شكل 4-55) شده و اگر زاويه تورب شافتها نيز متفاوت بشود ممكن است گشتاورهاي متفاوتي حول محور فرمان ايجاد شده و فرمان به يك طرف بكشد.

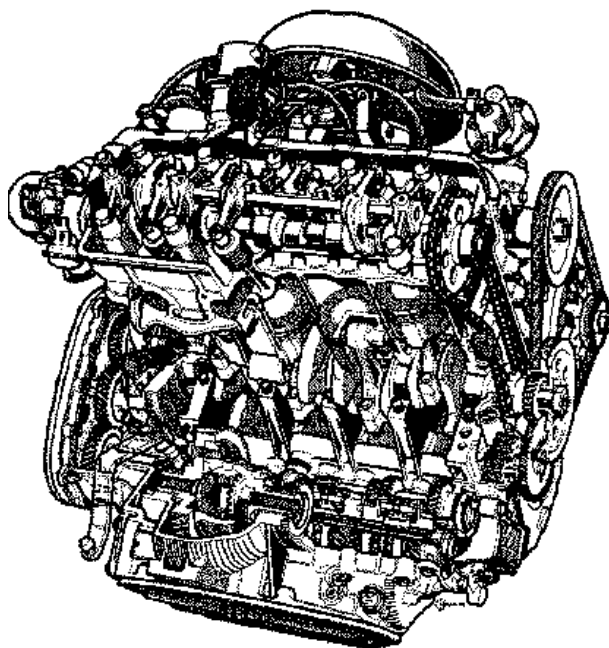
به اين جهت بايستي سعي شود تا طول شافتهاي دو طرف با يكدیگر مساوي بشوند. زاويه انحراف بزرگ شافت کوتاهتر علاوه بر اين فاصله فنري چرخ را نيز محدودتر مي کند. براي جلوگیری از ايجاد اين اشكال طولهاي نامساوي شافتها در سواريتها با موتورهاي قوي تر از يك تكيه گاه اضافي در كنار موتور و يك شافت واسط استفاده شده و در انتهاي آن يك مفصل سنكرون با قابليت تحرك طولی و زاويه اي بكار رفته است (اشكال 4-55 و 4-20).



شكل 4-55: در خودروي Lancia thema جعبه دنده در کنار موتور عرضي و بين پايه هاي فنري اكسل جلو نصب شده است. بخاطر قدرت زياد موتور به كمك يك شافت واسط طول دو شافت محرك در دو طرف مساوي شده است.

(ج) ساير انواع ساختماني:

معايب انواع نصب موتور به طور طولی بالا و یا پشت اكسل بیش از محاسن آنهاست. به این جهت در طراحیهای نو بکار نرفته است. اما خصوصیات آن در صورت نصب موتور بطور عرضي بهتر می شود (شكل 4-56). در این طرح سیستم واحدی روغن کاری موتور، جعبه دنده و دیفرانسیال را به عهده دارد.



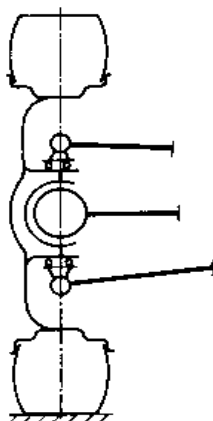
شکل 4-56: استقرار جعبه دنده زیر موتور و دیفرانسیال در پشت آن در خودروهای Citroën Visa و Peugeot 205. در این طرح یک واحد روغنکاری مشترک روغنکاری مجموعه محرك با ساختمان باریک را به عهده دارد.

4-5-3-2 معایب و محاسن سیستمهای محرك جلو

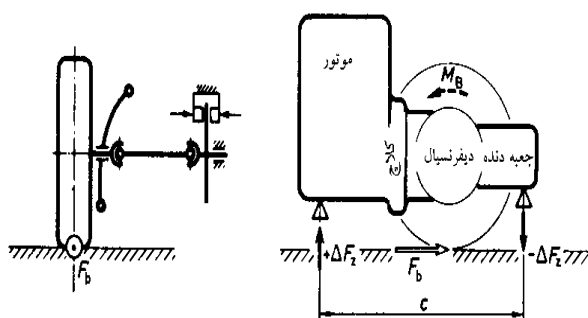
بدون وابستگی به موضع استقرار موتور سیستمهای محرك جلو دارای امتیازات زیادی هستند، از جمله:

- بارگذاری روی چرخهای فرماندهی شده و محرك جلو است.
- میزان ایمنی بخصوص در جادههای لغزنده و در شرایط زمستانی بیشتر است، زیرا خودرو کشیده می شود (شکل 4-36).
- قابلیت شروع به حرکت و صعود در صورت بارگیری داخلی کم (شکل 4-110) مناسبتر است.
- عکس العمل در پیچ کم فرمان است و به این جهت یک نوع خود ترمزی وجود دارد.
- در مقابل بادهای جانبی غیرحساس است.
- اکسل جلو توسط وزن سیستم محرك بارگذاری شده، اما با این وجود نبایستی فرماندهی (در مقایسه با خودروی استاندارد) مشکل تر باشد، تنظیم اکسل اما در این ارتباط بطور محدود ضروری می شود، به سیستم فرماندهی وسط اکسل در شکل 4-57 مراجعه شود.

شکل 4-57: مقطع یک سیستم فرماندهی وسط اکسل در Citroën GSA. مفصل باربر (سیبک باربر) و مفصل ساده در سطح مرکزی چرخ قرار دارند.



- طراحی اکسل عقب ساده است (اکسل ثابت نیز نباید نامناسبتر باشد).
 - فاصله طولی چرخها زیاد بوده و به این جهت راحتی سفر بیشتری را امکانپذیر مینماید.
 - مسیر جریان نیروها کوتاه است، زیرا موتور، جعبه دنده و دیفرنسیال يك واحد جمع و جور تشکیل داده اند.
 - سیستم خنك سازي موتور موثرتر است (رادیاتور جلو) و استفاده از پروانه الكتريكي ممكن مي باشد.
 - بخاطر مسیرهاي کوتاه بخاري موثرتر است.
 - كف بدنه مسطح تر است.
 - دستگاه اگزوز داراي مسیرهاي طولاني بوده و این براي استفاده از کاتالیزاتور مهم است.
 - صندوق بار بزرگ تر و منطقه حفاظتي خوب است.
- معایب سیستم محرك جلو عبارتند از:
- در صورت بارگذاري كامل قابلیت شروع به حرکت در جاده هاي لغزنده و در سربالايي ها بدتر است. (بارگذاري جلو کمتر است، اشکال 4-36 و 4-110).
 - در صورت استفاده از موتور قوي ميزان تأثیر بر فرمان افزایش پیدا مي کند، طول موتور محدود است.
 - در صورت بارگذاري زياد اکسل جلو نسبت تبدیل فرمان بزرگ شده و يا دستگاه كمك فرمان لازم مي شود.
 - سیستم فرمان چرخ دنده شانه نصب شده در بالا حمايت در وسط را لازم دارد (شکل 4-62) در غير اينصورت تغييرات سينماتيكي سرجمعي غير قابل اجتناب مي شود.
 - تکیه گاههاي سیستم محرك بایستی گشتاور موتور ضربدر نسبت تبدیل کل را تحمل نمایند (به شکلهای 4-58 و 4-107 مراجعه شود).
 - طراحی تکیه گاههاي سیستم محرك مشکل تر است، زیرا بایستی همراه با سیستم تعلیق چرخ اثرات انتقال صدا، ارتعاشات و تشدید، ضربات و تغییر بارگذاریها را نیز جذب کنند.



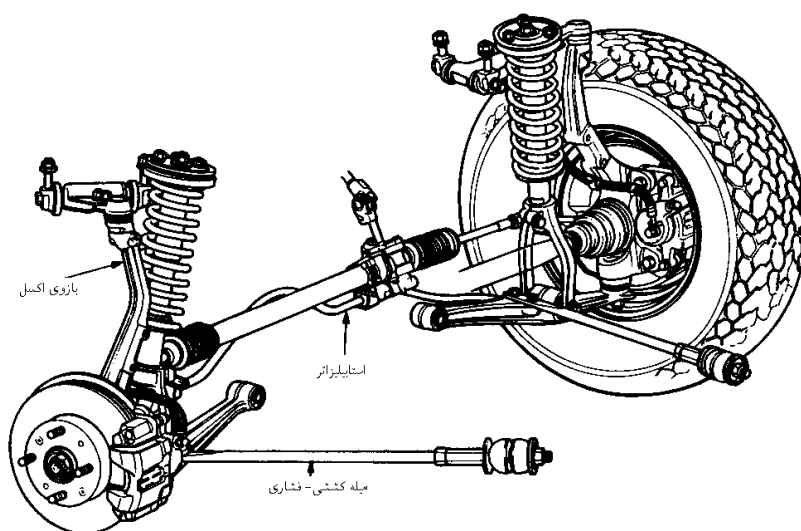
شکل 4-58: اگر در يك محرك جلو ترمز داخلي باشد (ترمز كنار ديفرنسیال) بطوريكه نه تنها گشتاور شروع به حرکت، بلکه بایستی گشتاور ترمزي نیز توسط اجزاي تعلیق موتور جذب شوند، در این صورت در اجزاي لاستيكي آنها نیروهاي عكس العمل $\pm \Delta F_z$ ایجاد مي شود كه ميزان آن تابع فاصله موثر C آنها است.

- در صورت استفاده از تکیه گاههاي نرم امواج زمین سیستم محرك را به ارتعاشات طبيعي وا مي دارد.
- دستگاه اگزوز توسط حرکات سیستم محرك هنگام ترمزگيري با موتور و هنگام شروع به حرکت، بر حسب خمش بارگذاري مي شود.
- طراحی اکسل جلو با شافتهاي محرك كه در طرف داخلي نیاز به مفاصل سنكرون Tripode (شکل 4-20) یا مفاصل مشابه دارند، پیچیده تر است.

نیروهای عمودی را تحمل می‌کند، بطوریکه در هدایت‌کننده تحتانی تنها مفاصل کروی ساده کم اصطکاک بکار رفته اند.

بنابراین مناسب‌تر این است که جای فنر لوله را از روی هدایت‌کننده تحتانی تغییر نداده و آنها را به مواضعی اتکا داد که هدایت‌کننده فوقانی نیز متصل می‌شوند. به این جهت کمک فنر و فنرها را یا پشت شافت‌های محرك سوار نموده (شکل 4-77)، یا اینکه روی چنگالهایی که بالای شافتها قرار دارند و به هدایت‌کننده‌های تحتانی لولا می‌شوند، نیز نصب کرده‌اند. در این صورت سیستم اکسل تخت‌تر شده و می‌توان درب موتور را پایین تر نصب نمود. شکل 4-60 نمونه چنین طرحهایی را نشان می‌دهد. در این طرح طول هدایت‌کننده فوقانی نسبتاً کوتاه بوده و مورب قرار دارد و این به نفع عرض فضای موتور است، علاوه بر این می‌توان کمک فنرها را در کنار تکیه‌گاه هدایت‌کننده متصل نمود. با قبول تغییرات جزئی در فاصله عرضی، در این اکسل میزان تغییرات زاویه تورب مناسب بوده و اتکا در مقابل کله زنی ترمزی نیز وجود دارد.

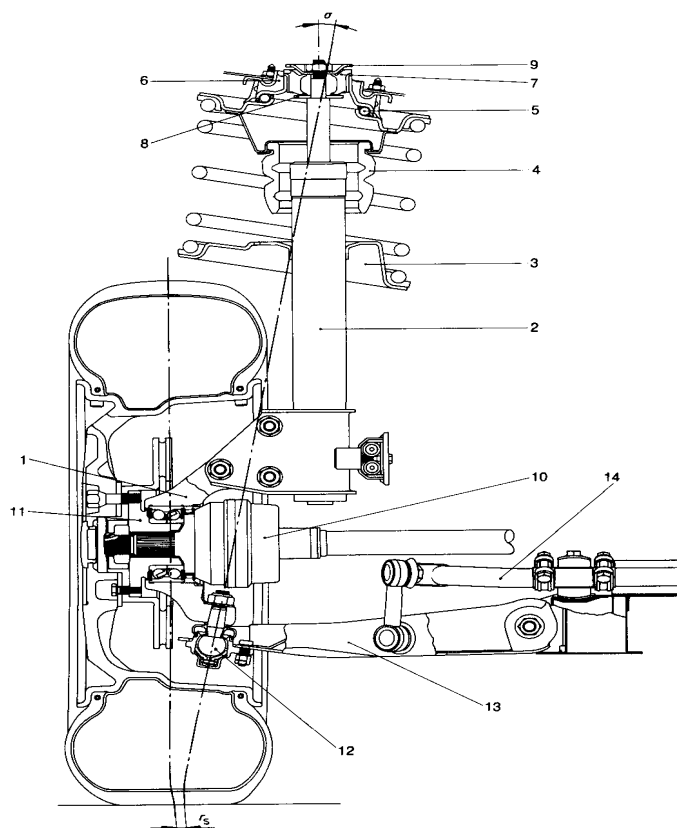
در اغلب محرك جلوهای جدید از پایه فنی به عنوان نگهدارنده چرخ استفاده شده است. این سیستم خیلی دیرتر از خودروهای استاندارد در اکسل جلوی محرك جلوها راه یافته است، چون



شکل 4-60: اکسل جلو از نوع هدایت‌کننده عرضی دوپل بکار رفته در مدل‌های Honda Prelude و Honda Accord با هدایت‌کننده مثلی کوتاه فوقانی و میله‌های عرضی طولی تحتانی که تکیه‌گاه‌های جلویی آنها ارتعاشات ایجاد شده توسط غلت لاستیک‌های رادیال را نیز جذب می‌کنند. کمک فنرها

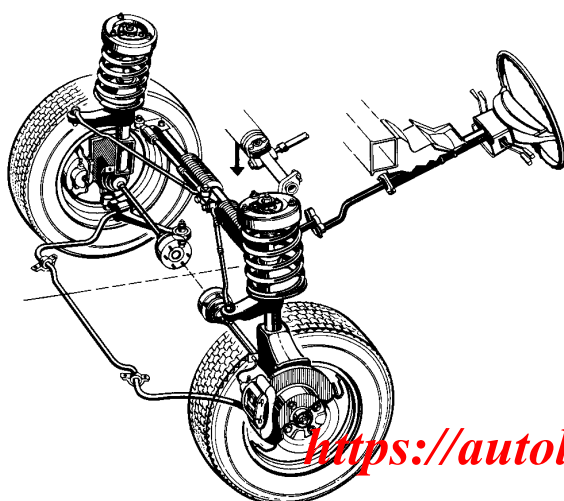
به هدایت‌کننده عرضی تکیه دارند، با این حسن که کل تعلیق تخت تر شده و ورق‌های داخلی گلگیر را می‌توان پایین‌تر نصب نمود. فاصله C نشان داده شده در شکل 4-3 بین مفاصل فوقانی و تحتانی نیروهای کمتری در کلیه تکیه‌گاهها ایجاد می‌کند بطوریکه تغییر شکل‌های کمتری بدن‌بال داشته و هدایت چرخ بهتر است.

شافتهاي محرك بايستي از زير پايه فنري عبور داده شوند (شكل 4-61) و اين ممكن است باعث کوتاهتر شدن فاصله تاثير I-o كه براي هدايت اكسل مهم است، شود (شكل 4-11) پي آمد آن ايجاد نيروهاي عرضي F_{ky} و F_{cy} بزرگتري در پيستون و راهگاه دسته پيستون و با آن افزايش نيروي اصطكاك مي باشد.



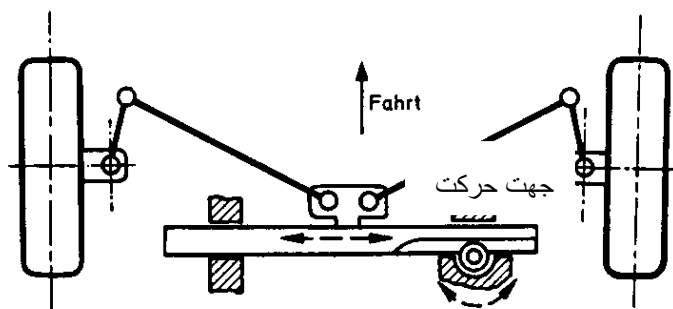
شكل 4-61: اكسل جلوي Lancia. پايه فنري تشكيل شده است از نگهدارنده چرخ 1 و كمك فنر 2 كه هر دو توسط سه پيچ به يكدیگر متصل شده اند. بشقاب فنري تحتاني 3 به لوله خارجي محكم شده و همزمان تكيه گاه مانع فنري 4 نيز هست. مانع فنري دور لوله خارجي 2 را با حسن افزايش طول هدايت (فاصله I-o در شكل 4-11) گرفته است. تكيه گاه 1 در تطبيق با موضع فنر لوله مورب سوار شده است. مفصل لاستيكي 6، نيروي فنر، و قطعه 7 نرمتر نيروهاي ايجاد شده توسط كمك فنر را جذب مي كنند. در اين تكيه گاه 1 لاستيكي واشر 8 به عنوان تكيه گاه فشاري و بشقاب 9 به عنوان تكيه گاه كششي عمل مي كنند. پولي 11 توسط بلبرینگ ساچمه كروي مورب دوپل سوار شده، مفصل ساده 12 در يك مخروط نگهدارنده چرخ 1 جاسازي شده و توسط پيچ به هدايت كننده عرضي 13 متصل شده است. استابيليزاير 14 توسط مفاصل كروي غيرالاستيكي به هدايت كننده متصل است. زاويه تورب محور فرمان σ بين نقاط اتكا فوقاني و مفصل ساده تحتاني 12 و شعاع غلت فرمان جزئي مثبت نيز در تصوير نشان داده شده اند.

در سيستمهاي محرك چرخهاي جلو جاي كمی براي نصب جعبه فرمان چرخ دنده شانه موجود است، اگر خودرو مجهز به پايه فنري باشد بايستي جعبه فرمان به نحوي جاسازي كرد كه ميله هاي رابط فرمان به طرف جانيبي با شانه درگير بشوند، و در اين صورت ايجاد تغييرات سرجمعي غيرقابل اجتناب است. با



استقرار سيستم فرمان در بالا مي توان آن را بطور مناسبی به ديوار مقاومي محكم نمود (شكل 4-62) اما بايستي ميله هاي رابط را در وسط لولا نمود و اين پرهزينه تر است (شكل 4-63).

شکل 4-62: اکسل جلوي محرك پايه فئري بكار رفته در Audi100/200. ارتعاشات غلت لاستيكيهاي راديال توسط مفاصل لاستيكي سوار شده روي پايين هدايت كننده عرضي جذب مي شود. بازوهاي استابيليزاٲر نيز داخل لوله هاي داخلي تكيه گاهها سوار مي شوند. براي جلوگيري از ايجاد تغييرات سرجمعي هنگام نوسان چرخها دستگاه فرمان چرخ دنده شانه در بالا نصب شده و ميله هاي رابط در وسط متصل مي شوند. دستگاه كمك فرمان نيز در طرف راست همراه با ميله رابط به شانه متصل اند. موتور به طور طولي سوار شده و طول شافتهاي محرك دو طرف



مساوي اند (شکل 4-51).
شکل 4-63: سيستم فرمان چرخ دنده شانه پشت اكسل سوار شده و ميله هاي رابط به طرف جلو نشان مي دهند، اين در يك «سيستم فرمان راست» نشان داده شده است. به دلايل سينماتيكي مفاصل داخلي ميل رابطها به يك بازوي وسط محكم شده اند بنا به «اتصال وسط» در اكسل هاي جلوي مجهز به پايه فئري با استقرار سيستم فرمان در ارتفاع بالا، چنين راه حلي ضروري مي شود (به شكل 4-62 مراجعه شود).

پايه هاي فئري نگهدارنده چرخ در محرك جلوها همراه با ميله هاي فئري پيچشي نيز بكار مي روند. تنها مرسدس بنز در مدل 300TE 4MATIC اين سيستم را با فنر لوله بكار برده (شکل 4-80) اما اين از نوع خودروهاي چهار چرخ محرك است.

4-3-5-4 سيستم تعليق در اكسل هاي عقب غيرمحرك:

الف) اكسل مختلط: اكسل مختلط، نوع اكسل عقب غيرمحرك بكار رفته در طرحهاي جديد سالهاي 70 ميلادي هستند (به اشكال 31-3 ، 32-4 و 33-4 مراجعه شود). جزئيات آن در بخش 4-4 آمده است.

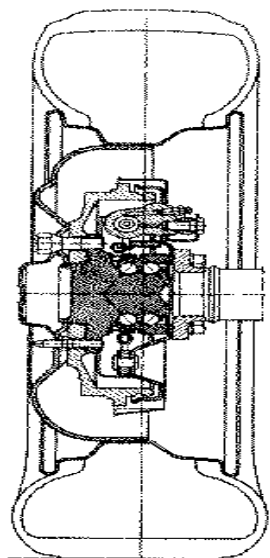
ب) اكسل ثابت: اكسلهاي ثابت غيرمحرك مي توانند سبك تر از سيستمهاي تعليق تكي همسان خود باشند و در محرك جلوها به خاطر ثابت بودن سرجمعي و زاويه تورب چرخ، امتيازاتشان بيش از نواقص آنها است. در شكل 4-25 يك طرح ارزان و مناسب با خصوصيات زير نشان داده شده است:

* بدنه اكسل از لوله فولادي است و

* سيستم تعليق از نوع فنر شمش يك لايه ايست.

از نظر كيفيت خصوصيات هدايت جانبي و هدايت طولي براي سواريهاي طبقه هاي پايين تر كفايت مي كند و فنر سخت آن در اين گونه موارد تحمل مي شود، علاوه به اين تكيه گاههاي چرخها در اين گونه اكسلها چندان پيچيده نيستند (شكل 3-64). در خودروهاي سريع تر و راحت تر اما نياز به فنر لوله است و براي هدايت دقيق چرخها از هدايت كننده هاي طولي و براي هدايت وسط (ميله محور وسط در شكل 4-65 قسمت وسط) استفاده مي شود، يا اينكه ميله

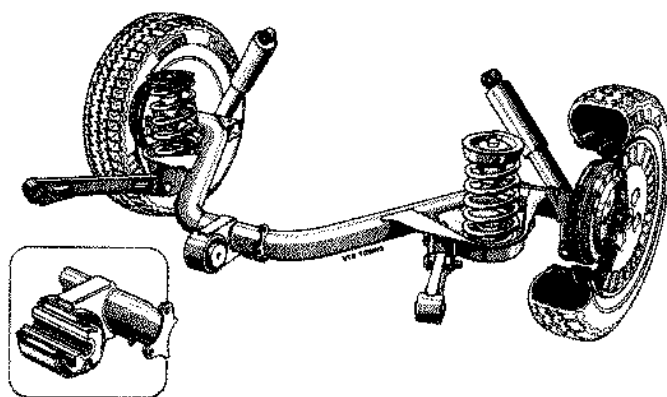
پانهارد بکار برده و آنرا پشت اکسل نصب می‌کنند (شکل 4-66) و یا اینکه میله پانهارد را جلوی اکسل لولا می‌کنند (شکل 4-51).



شکل 4-64: روش سوار کردن چرخ عقب در Fiat panda به کمک یک بلبرینگ ساچمه کروی مورب دویل از نوع سری 3. قطعه داخلی به عنوان پولی عمل کرده و حلقه خارجی مربع شکل توسط 4 پیچ به بدنه اکسل ثابت محکم می‌شود.

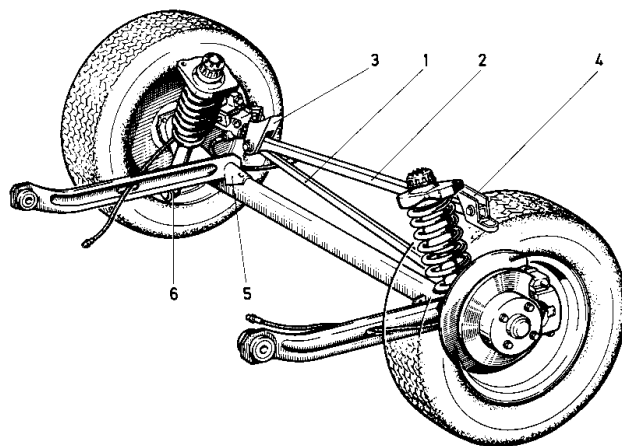
ج) سیستم‌های تعلیق تکی: یک سیستم تعلیق تکی نبایستی الزاماً در این حالت ارجحیت داشته باشد، زیرا چرخها

همراه با بدنه کج می‌شوند و خصوصیات هدایت جانبی لاستیکها کاهش پیدا می‌کند (شکل 4-4)، علاوه بر این از نظر سبکی نیز بندرت امتیازاتی حاصل می‌شود و فضای اشغال شده نیز کمتر از اکسل نوع مختلط نیست. به عنوان سیستم تعلیق تکی در اکسل‌های عقب غیرمحرک: پایه فنری نگهدارنده چرخ (شکل 4-13)، پایه کمک فنری نگهدارنده چرخ (شکل 4-67)، اکسل با هدایت کننده‌های طولی (اشکال 4-68 و 4-14) و همین‌طور از سال 1987 میلادی یک سیستم اکسل عقب مجهز به سیستم هدایت کننده‌های عرضی دویل نیز بکار رفته‌اند.



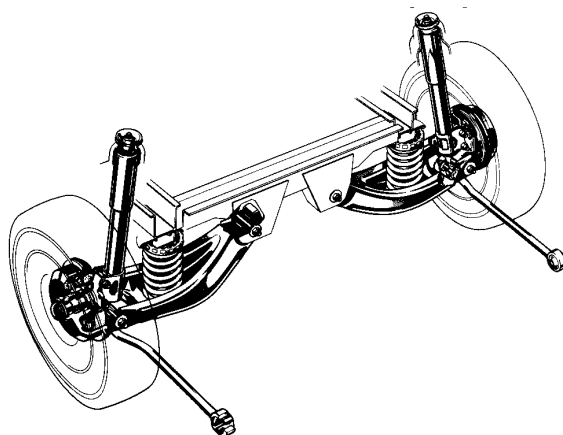
شکل 4-65: سیستم تعلیق امگا (Omega) بکار رفته در چرخهای عقب در مدل‌های Fiat panda و Lancia y10. یک اکسل ثابت نوع محور وسط دار بنام (دایکس اکسل) با لوله خم شده به شکل U، ترمز کاسه‌ای، کمک فنرهای مورب، موانع فنری در داخل فنر لوله و در پایین آن در مفصل لاستیکی تکیه‌گاه محور وسط که در تصویر جدا نشان داده شده، برای ایجاد الاستیسیته طولی به منظور جذب ارتعاشات غلت لاستیکهای رادیال، شیارهایی ایجاد شده

است، مفاصل دو تکیه‌گاه میله‌های اضافی نیز مشابه‌اند. نقطه اتکا وسط همزمان مرکز کله‌زنی نیز هست. مرکز غلت بدنه در وسط اکسل قرار دارد، اما موقعیت آن تابع ارتفاع سه نقطه اتکا بدنه می‌باشد، نیروهای جانبی به این نقاط اتکا پیدا می‌کنند. وضعیت مورب میله‌ها به نحوی است که باعث کاهش زیاد فرمانی موجود می‌شود (شکل 4-34). فنرهای لوله جلوی اکسل سوار شده‌اند و به این جهت بایستی سخت‌تر باشند، اما بدنه را هنگام پیچیدن بهتر حمایت می‌کنند.

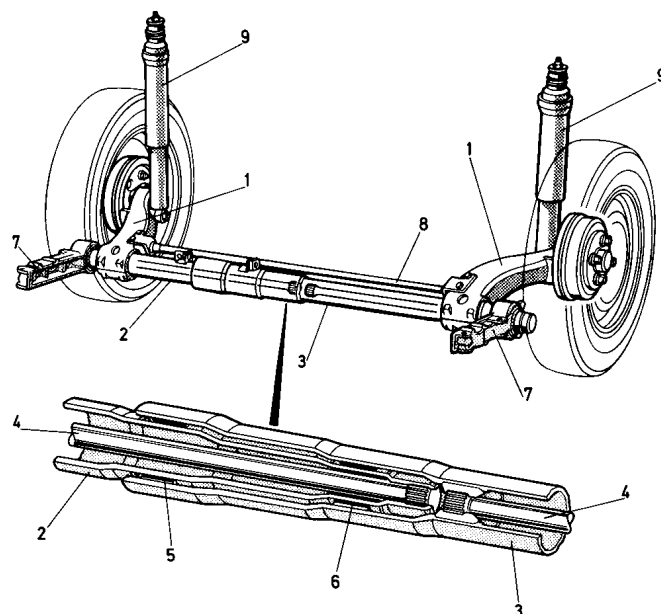


شکل 4-66: اکسل مختلط بکار رفته در مدلهاي Audio 100/200 Turbo با سرعت 230Km/h. کمک فنرها در مواضع 6 کاملاً دور از یکدیگر سوار شده‌اند تا حد زیادی مانع نوسانات غلت بدنه شوند. به این جهت بایستی هدایت کننده هاي طولی بیشتر به طرف داخل انتقال داده شده و به پروفیل U شکل بدنه اکسل جوشکاری شده تا توسط قطعه 5 تقویت شوند. پروفیل U مضافاً در دو انتها به طرف بالا خم شده و به این نحو مقاومت پیچشی آن افزایش داده شده است و نیازی به استابیلایزر نیست. میله 2 نیروهاي انتقال

داده شده توسط میله پانهارد 1 را به دو نقطه اتصال 3 و 4 طرف بدنه تقسیم می‌کند. میله 1 پشت اکسل قرار داشته و موجب ایجاد کم فرمانی جانبی تشریح شده در شکل 4-27 می‌شود. این کم فرمانی را می‌توان به کمک بلندتر گرفتن طول هدایت کننده‌ها از طول 408mm (در مدل قبلی) به 638mm از بین برد. علاوه بر این می‌توان راحتی سفر را افزایش داد، مخزن سوخت با ظرفیت 80l و دمپر اصلی صدا را جلوی اکسل نصب کرده‌اند. نقص آن تنها اتصال هدایت کننده‌ها و با آن مرکز کله‌زنی 0h است که بیشتر به جلو انتقال یافته و اتکا کله زنی تشریح شده و در شکل 4-16 را کاهش می‌دهد.



شکل 4-67: اکسل عقب پایه کمک فنی در Ford Escort با استقرار فنر لوله کاملاً پانین که به تیرهاي طولی بدنه تکیه کرده و فضای کاملاً بازی برای صندوق بار ایجاد می‌کند. کمک فنرها در پایین به نگهدارنده چرخ پیچ می‌شوند. نیروهاي ترمزی در دو طرف توسط میله‌هاي طولی جذب می‌شوند. تکیه‌گاه‌هاي جلویی میله‌ها در جهت طولی الاستیک بوده و ارتعاشات غلت لاستیک‌هاي رادیال را جذب می‌کنند.



شکل 4-68: اکسل عقب جمع و جور با هدایت کننده‌هاي طولی بکار رفته در رنو مدل‌هاي 9 و 11 با فنر‌هاي میله‌اي پیچشی کوتاه 4 که در وسط خودرو در داخل لوله‌هاي 2 و 3 سوار شده‌اند. قطعات 2 و 3 و 4 بطور مشترک بر حسب پیچش بارگذاری می‌شوند، به این جهت ضریب فنی دربرگیرنده مقاومت پیچشی لوله هاي عرضی نیز هست. هدایت کننده طولی 1 ریختگری و از طرف خارج به لوله‌ها جوشکاری شده است. لوله‌ها(که داخل یکدیگر سوارند) در جهت دوران الاستیک

بوده و در تکیه‌گاه‌های 5 و 6 بر یکدیگر تکیه کرده‌اند. به این صورت یک فاصله تکیه‌گاهی بلندی ایجاد شده و مانع ایجاد تغییرات تورب و سرجمی می‌شود. بازوهای 7 برای اتصال مجموعه ساختمانی به بدنه بکار رفته و هم لوله‌های 2 و 3 بطور قابل دوران بروی آن سوار شده و هم انتهای دو فنر میله‌ای پیچشی 4 به آنها محکم شده‌اند. به این جهت این دو بازو کلیه نیروهای عمودی را منتقل کرده و علاوه بر این کلیه گشتاورهای فنری را نیز به بدنه انتقال می‌دهند. استابیلیزاٹر 8 توسط دو تکه U شکل به دو هدایت کننده طولی متصل‌اند. 2 تکیه‌گاه لاستیکی 5 و 6 بین دو لوله 2 و 3 نیز تأثیر استابیلیزاٹر دارند. موانع فشاری و کشش در داخل کمک فنرهای 9 که بخاطر جداسازی بهتر به جلو کشیده شده‌اند، قرار دارند. نسبت تبدیل چرخ برابر با $I_D=1.24$ بوده و این بمعنای سرعت کمتر پیستون با وجود نیروهای بزرگتر است.

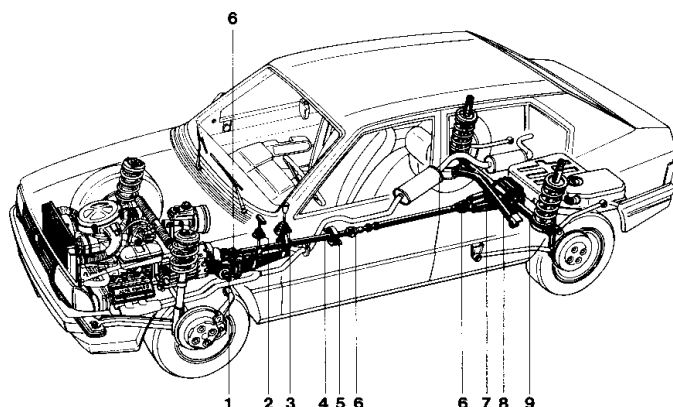
4-5-4 سیستم‌های چهار چرخ محرک

در سیستم‌های چهار چرخ محرک کلیه چرخ‌های یک سواری یا یک کامیون یا بطور پیوسته محرکند یا اینکه یک اکسل همیشه به موتور متصل بوده و اکسل دیگر را می‌توان با انتخاب به موتور متصل نمود.

تنوع در اصول طرح‌های مختلف این سیستم‌ها، موقعیت موتور و نوع انتقال نیرو بویژه در خودروهای تولید انبوه نیاز به بررسی مفصل و جامع دارد. در این بخش تنها به اختصار متداول‌ترین طرح‌های چهار چرخ محرک معرفی می‌شوند.

4-5-4-1 سیستم چهار چرخ محرک با اتصال دستی در سواری‌ها و خودروهای ترکیبی

در چهار چرخ محرک‌های قابل اتصال (اما بدون دیفرنسیال وسط) نیروی موتور را در صورت نیاز شرایط جاده بین چهار چرخ تقسیم می‌کنند، این نوع ساختمانی بیشتر در خودروهای کوچک و ارزان‌تر بکار می‌رود. زحمت طراحی و هزینه آن نسبت به نوع محرک‌های پیوسته کمتر است. قفل دیفرنسیال که در شرایط بحرانی در سطوح جاده‌های لغزنده موثر می‌شود به دلایل کمبود جا حذف شده است، بطوریکه امتیازاتی از نظر وزن و هزینه به‌مراه دارد. در این طرح به عنوان خودروی مبنا برای تجهیز به سیستم چهار چرخ محرک از یک سیستم محرک جلو استفاده می‌شود، زیرا چنانچه شکل 4-69 نشان می‌دهد نوع موتور طولی آن محاسنی دارد. انتقال نیرو از جعبه دنده 1 آغاز شده و از راه محور کاردان دو تکه 5 اضافی به اکسل عقب 9 یا دیفرنسیال می‌رسد.



شکل 4-69: Alfa33 4x4 یک سواری با سیستم محرک قابل اتصال. موتور Boxer طولی و جعبه دنده پشت آن برای توسعه به سیستم چهار چرخ محرک مناسب است. شماره‌ها عبارتند از:

- 1- امتداد جعبه دنده اتصال به محرک چرخ‌های عقب
- 2- اهرم اتصال محرک چرخ‌های عقب
- 3- اهرم جعبه دنده
- 4- اهرم جعبه دنده
- 5- شافت محرک

6- تکیه‌گاه وسط شافت محرك

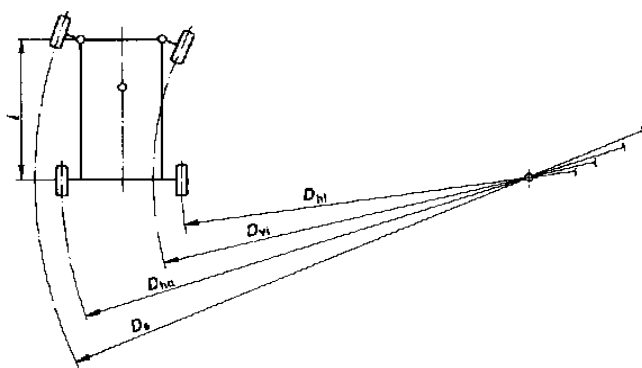
7- مفاصل چهارشاخ

8- پوسته دیفرنسیال

میله پانهارد 8 جلوي اکسل ثابت 9 نصب شده و اکسل در جهت طولی توسط 2 زوج میله بنام « میله‌بندی وات» دقیق هدایت می‌شود. میله‌های فوقانی به طرف عقب و میله‌های تحتانی به طرف جلو نشان می‌دهند.

محور کاردان دو تکه (5) اضافی به اکسل 9 یا به دیفرنسیال متصل می‌شود. زحمت اضافی طراحی در مقایسه با محرك جلوها چندان بیشتر نیست، با این وجود وزن خودروی Alfa 33 4x4 حدود 10% (80Kg)، از جمله به خاطر اکسل ثابت سنگین، اضافه شده است. اتصال اضافی محرك عقب بوسیله اهرم 2 روی تونل محور کاردان در حین حرکت نیز امکان پذیر است.

در خودروهای شرکت سوبارو اتصال با فشار دکمه و بطور پنوماتیکی (همچنین در طول حرکت) انجام می‌گیرد. این خودروها در عقب مجهز به سیستم تعلیق تکی بوده و به این جهت در مقایسه با خودروی مینا با سیستم محرك چرخهای جلو، حدود 16% اضافه وزن دارند. اصولاً قدرت تحرك در مقایسه با خودروهای يك اکسل محرك به مراتب بهتر می‌شود، اما در صورتی که راننده نیاز به افزایش نیروی کشش را به موقع شناخته و نیروی موتور را بین چهار چرخ تقسیم کند، که این در شرایط بحرانی حرکتی اغلب دیر شده است و تغییر عکس‌العمل حرکتی در هر دو حالت کاری به عنوان يك عیب اضافی مطرح می‌شود. اگر راننده فراموش کند در جاده‌های خشک اتصال را به يك اکسل محرك برگرداند در پیچها باعث تنش گذاری در مسیر محرك می‌شود چون چرخهای جلو دایره بزرگتری از چرخهای عقب طی می‌کنند (شکل 4-70). هر چقدر انحنای پیچ تنگ تر باشد، این تش گذاری مسیر قوی‌تر می‌شود.



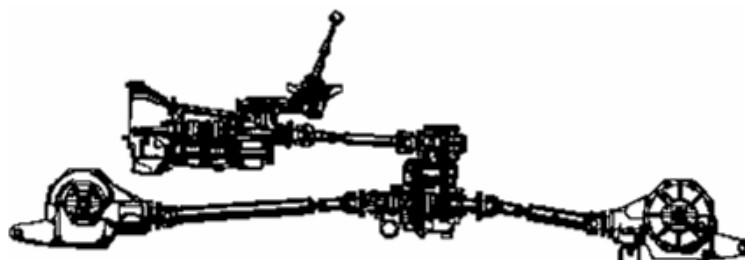
شکل 4-70: چرخ جلو در انحنای خارجی پیچ هنگام پیچیدن با سرعت کمتر دایره با قوس بزرگتر را طی می‌کند بنام «قطر دایره اثر»، چرخ داخلی قوس به مراتب کوچکتری را طی خواهد کرد و این علت استقرار دیفرنسیال در اکسل جلوي خودروهای محرك جلو است. قطرهای پیچ D_{hi} و D_{ha} حتی در عقب باز کوچکترند، بطوریکه نیاز بفاصله دو چرخ این اکسل باز هم کمتر می‌شود، و اگر دو اکسل بطور ثابت بهم متصل باشند هنگام حرکت در

پیچ روی يك جاده خشک ضرایب اصطکاک بالا، مانع لغزش شده و باعث تنش‌گذاری اجزاء انتقال قدرت محرك می‌شود.

4-5-2- سیستم چهار چرخ محرك با اتصال دستی در کامیونها و سواریهایی چند منظوره

در این سیستمها خودروی مینا خودروی نوع ساختمان استاندارد است، زیرا بخاطر ارتفاع بیشتر لازم بین شاسی و جاده، در مسیرهای صحرایی فضایی بیشتری بین موتور و دیفرنسیال

- در اختیار بوده و معمولاً اکسل عقب محرك است. شکل 4-71 میزان زحمت طراحی لازم را نشان می‌دهد. سیستم ترکیب شده است از:
- يك جعبه تقسیم مستقر در وسط با امکان اتصال اضافي براي اكسل جلو، به اضافه يك دنده صحرايي با نسبت تبدیل قوي که با انتخاب راننده قابل اتصال است.
 - سه محور کاردان (شافت محرك)
 - زحمت نصب مفاصل محرك و قتي اكسل ثابت در جلو بکار رفته باشد (شکل 4-47)



شکل 4-71: روش پر زحمت انشعاب قدرت در Fiat campagnola يك سواري چند منظوره چهار چرخ محرك، گشتاور محرك از جعبه دنده توسط يك جعبه تقسیم مستقر در وسط به ديفرنسيالهاي دو اكسل عقب و جلو منتقل می‌شود. راندمان نباید چندان مناسب باشد.

در سیستم‌های چهار چرخ محرك که فقط بطور دستي قابل اتصالنند، شاید راندمان بدتر، نیاز به فضاي زياد، هزینه بالا و وزن اضافي غير قابل قبول دلایلي باشند، چرا این طرح که مدتها است شناخته شده بطور گسترده در سواریها و خودروهاي ترکیبي بکار نرفته‌اند.

4-5-4-3- سیستم چهار چرخ محرك با اتصال پیوسته در سواریها و خودروهاي ترکیبي

در این سیستم هر چهار چرخ بطور پیوسته محرکند و این را می‌توان به کمک طرح‌های اصولي مختلف به شرح زیر در اكسل جلو و عقب تحقق بخشید.

- ديفرنسيال چرخ مخروطي وسط با یا بدون قفل اتصال.
- ترزن ديفرنسيال وسط با توزیع گشتاور تابع نیاز به نیروي کشش در هر اكسل (شکل 4-72).

- ديفرنسيال خورشیدی وسط با توزیع گشتاور ثابت و ویسکو کوپلینگ اضافي که در صورت دورهاي مختلف تأثیر قفل کردن را بطور خودکار بعهده دارد.

- يك ویسکو کوپلینگ در مسیر شافت محرك که اكسلي را که در ابتدا محرك نسبت تابع لغزش لاستیکها اتصال می‌دهد (شکل 4-73).

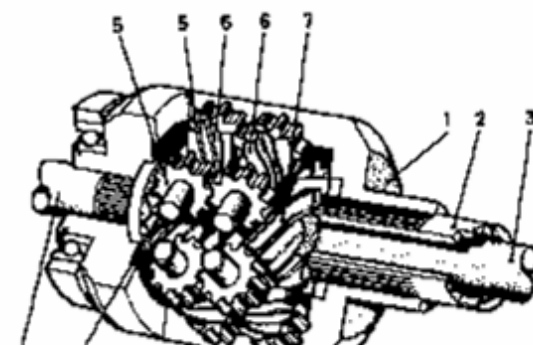
شکل 4-72: ديفرنسيال

وسط ترزن Torsen که

توسط Audio در کلیه

مدلهای Quattro بکار

رفته و تشکیل شده است



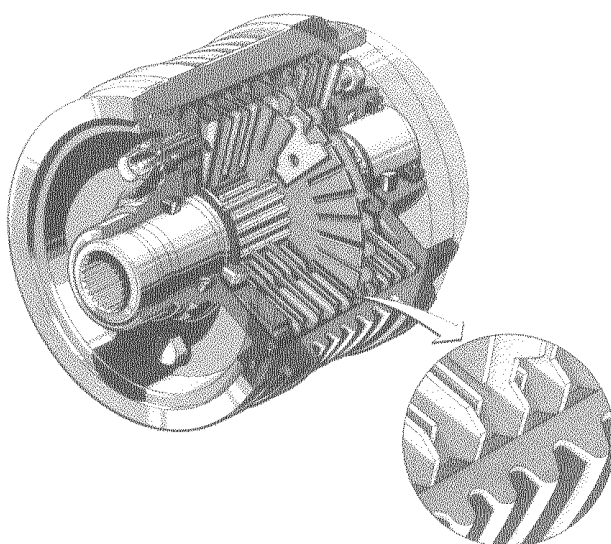
از دو جعبه دنده حلزونی که توسط چرخهای پیشانی بهم متصلند و بر حسب نیاز به نیروی کشش، می تواند گشتاور محرك را تا 75% به اکسل جلو یا اکسل عقب منتقل کند. در حرکت معمولی گشتاور بطور 50%/50% بین اکسلها تقسیم می شود.

در این سیستم چهار چرخ محرك نیز سیستم سواری محرك جلو خودروی مبنا است. شرکت Audio در سال 1979 میلادی اولین خودروی مجهز به سیستم همه چرخها بطور پیوسته محرك را بنام Quattro به بازار آورد (شکل 4-74). امروزه تمام مدلهاي Audio قابل تجهیز به این نوع سیستم محرك هستند. يك ترزن دیفرنسیال در وسط خودرو توزیع گشتاور بین دو اکسل را بعهدہ دارد.

میزان اضافه وزن در مدلهاي audio80/90 در مقایسه با مدل مبنا که در اکسل عقب مجهز به پایه فنری است به قول سازنده حدود 10% و در مدلهاي Audio100/200 که اکسل مختلط آن (شکل 4-66) توسط سیستم تعلیق هدایت کننده عرضی دابل در همان فضا جایگزین شده اضافه وزن حدود 7-8% است (شکل 4-75).

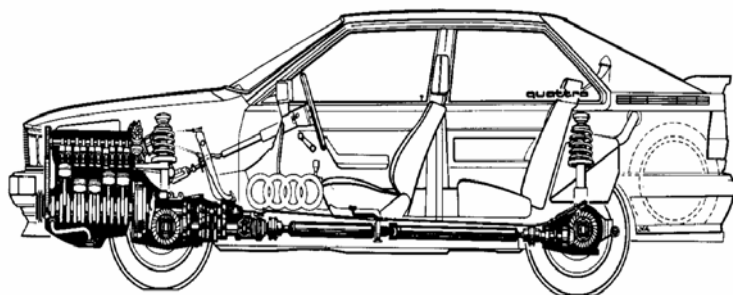
ویسکوکوپلینگ را می توان در مسیر شافت محرك خودروی محرك عقب مجهز به موتور طولی نیز نصب نمود، در این صورت در شرایط ضروری اکسل جلو نیز محرك میشود (شکل 4-76 و

4-77).



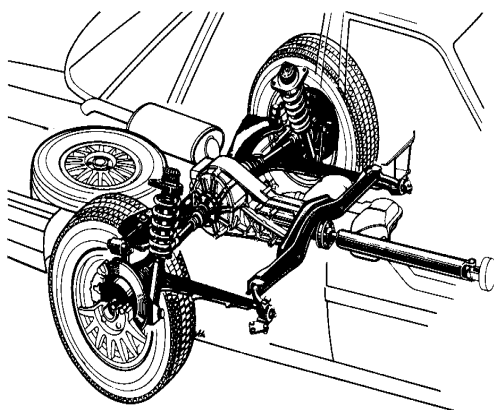
شکل 4-73: ویسکوکوپلینگ بکار رفته در VW Transporters syncro با توزیع گشتاور محرك تابع میزان لغزش. در پوسته بسته کاسه ای شکل دو نوع دیسک سوارند، دیسکهای فولادی با شیارهای شعاعی که توسط دندانه های شافت تو خالی به حرکت می آیند، و دیسکهای سوراخدار که (در پایین تصویر دیده می شوند) در شیارهای پوسته در گیر شده اند. شافت محرك به دیفرنسیال متصل بوده و پوسته به شافت محرك اکسل عقب متصل است. دیسکها به نحوی استقرار داده شده اند که بطور تعویضی بعد از هر يك دیسک سوراخدار يك دیسک شیاردار قرار دارد. دیسکها فاصله معینی از یکدیگر نداشته، بلکه بطور محوری نسبت بهم قابل تغییر مکان هستند. کل سیستم توسط روغن Silicon غلیظ پر شده و عکس العمل گشتاوری (یعنی تأثیر قفل) را می توان به کمک میزان حجم روغن تنظیم نمود. اگر بین اکسل جلو

و اکسل عقب لغزش ایجاد شود دیسکها در کوپلینگ نسبت به هم دوران کرده و توسط روغن نیروهای برش انتقال داده می شود. این نیروها با افزایش لغزش افزایش پیدا کرده و گشتاور اکسل عقب را افزایش می دهند. میزان قدرت مصرف شده در کوپلینگ باعث گرم شدن و همزمان افزایش فشار داخلی می شود، که این باعث بالا رفتن گشتاور قابل انتقال شده و در شرایط بحرانی نیاز به نیروی محرك بیشتر، بالاخره باعث انتقال تقریباً بدون لغزش می شود.

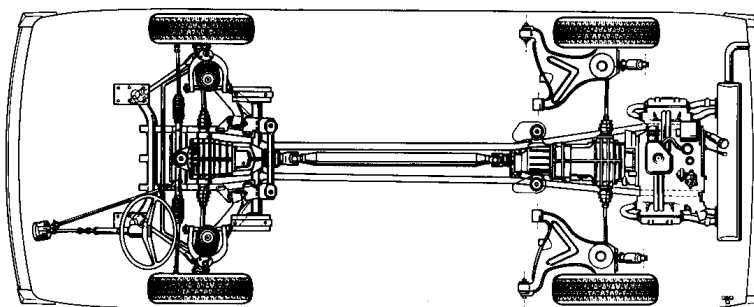


شکل 4-74: Audio Quattro
يك سواري همه چرخها محرك
با موتور پنج سيلندر طولی و
پایه فنی نگهدارنده چرخ در
اکسل جلو و در اکسل عقب.
جعبه تقسیم چرخ مخروطی در
ابتدای جعبه دنده سوار شده،
(فصل شده) گشتاور را بطور
50%/50% (جلو نسبت به

عقب) تقسیم میکند. شافت محرك بخاطر دورهای بالا دو تکه است. جعبه تقسیم و دیفرانسیال عقب را میتوان بطور
دستی قفل نمود. راندمان کل حدود $\eta=0.85-0.87$ است و چرخ یدک بطور ایستاده جا داده شده است.



شکل 4-75: اکسل عقب هدایت کننده عرضی دوپل بکار رفته
در مدلهای Audio 100/200 quattro. هدایت کنندههای تحتانی
گشتاور شروع به حرکت و ترمزی و کلیه نیروهای طولی را
جذب میکنند. به عنوان هدایت کننده عرضی فوقانی از
میلههای رابط فرمان که طولشان قابل تنظیم است، استفاده
شده و در کنار پایههای فنی جاسازی شدهاند. این میلهها
بطور مستقیم به نگهدارنده چرخ آهنگری شده محکم
میشوند. یعنی نیروهای عمودی را به هدایت کننده عرضی
انتقال نمیدهند. به این جهت این یک طرح مناسب و راه حلی
اقتصادی است. در بالا پایههای فنی و میلهای رابط به یک
چهار چوب متصلند که به کمک تکیهگاههای لاستیکی به بدنه
محکم میشوند. مثل Audio 100/200 معمولی چرخ یدک در یک
گودی جاسازی شده، ظرفیت مخزن سوخت (80l) نیز حفظ
شده است و نیازی به استابلیزاتر نیست.

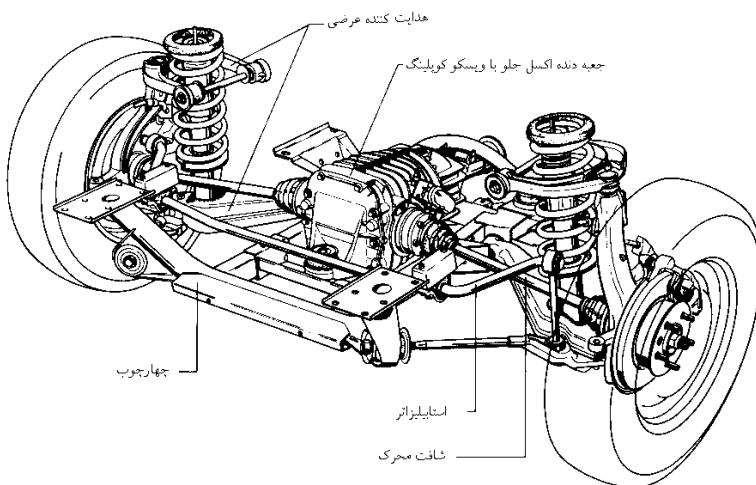


شکل 4-76: شاسی و سیستم محرك
بکار رفته در VW Transporters
syncro با شافت محرك کوتاه و یک
تکه بین اکسل جلو و اکسل عقب.
ویسکوکوپلینگ داخل دیفرانسیال
جلو سوار شده و به این جهت
گردنه پوسته به عقب کشیده شده،
بطوریکه تقسیم شافت لازم نشده

است. موتور Boxer در عقب، اکسل عقب مجهز به هدایت کننده مورب، پایههای فنی که از داخل هدایت کننده عرضی
فوقانی جلو عبور کردهاند و دستگاه فرمان نیز در تصویر مشاهده میشوند. اضافه وزن ذکر شده 145kg است (به شکل
48-4 نیز مراجعه شود).

شکل 4-77: اکسل محرك جلوي

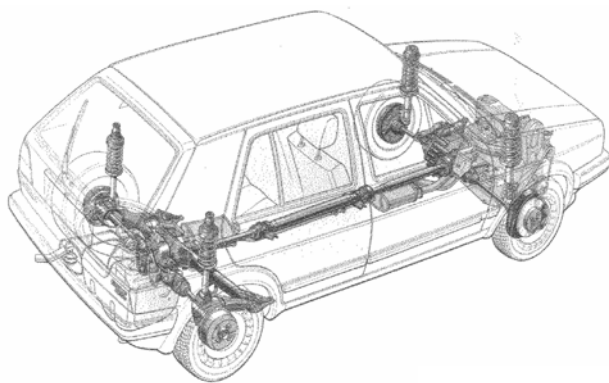
VW Transportes syncro
میله‌های طولی به یک چهارچوب
تکیه کرده‌اند و تکیه‌گاه‌های جلوي
آنها ارتعاشات غلت لاستیک‌های
رادیال را جذب می‌کنند. پایه‌های
فنري در کنار شافت‌های محرك
مستقر شده و در پائین روی
هدایت کننده عرضی که بطور
مورب بعقب کشیده شده محکم
شده‌اند. در بالا از داخل هدایت
کننده مثلثی عبور داده شده‌اند.
اکسل مربوطه بدون سیستم
محرك در شکل 4-5 نشان داده
شده است.



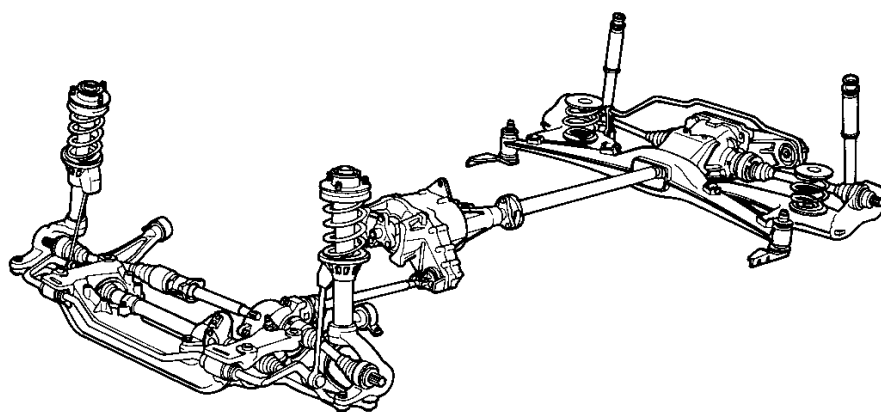
VW در مدل transporters syncro شکل 4-76 ویسکو کوپلینگ نشان داده شده در شکل 4-73 را بدون دیفرنسیال وسط بکار گرفته است، کوپلینگ امتیاز توزیع گشتاور تابع لغزش لاستیک را دارد. اگر در اکسل عقب که چرخها معمولاً در شرایط عادی گشتاور بیشتری دریافت می‌کنند، میزان لغزش لاستیک‌ها روی جاده مرطوبی یا زمین یخ بندي شده یا در صحرا افزایش پیدا کند، کوپلینگ بطور خودکار گشتاور بیشتری به چرخ‌های جلو منتقل می‌کند. نه دخالت راننده لازم است و نه امکان پذیر.

یک نمونه دیگر سواری VW Golf syncro است که به چنین سیستم چهار چرخ محرك مجهز شده است (شکل 4-78). به خاطر نصب عرضی موتور یک حرکت زاویه‌ای در محور کاردان دو تکه آن لازم شده است. ویسکو کوپلینگ پشت پوسته دیفرنسیال قرار دارد و یک حرکت خلاص به آن اضافه شده است، این حرکت لازم می‌شود تا بتوان چرخ‌های عقب در حین لغزش را بطور خودکار از سیستم محرك جدا کرده و یک عکس‌العمل ترمزی بدون خدشه را امکان پذیر نمود. این سیستم محرك را می‌توان به این ترتیب به یک سیستم ABS (یا ABV) نیز مجهز نمود. برای این که بتوان با وجود حرکت خلاص عقب گرد نمود، هنگام وصل به دنده عقب با حرکت یک اهرم وضعیت خلاص رد می‌شود.

اگر در یک سواری با سیستم استاندارد هر چهار چرخ محرك شوند مشکلات طراحی افزایش پیدا کرده و راندها کاهش پیدا می‌کند. فاصله شاسی تا زمین نیز نیایستی در اغلب موارد تا حد ممکن افزایش پیدا کند، به این جهت ایجاد تغییر در وان روغن آن غیر قابل اجتناب می‌شود، تا بتوان دیفرنسیال جلو را جا داد. چنانچه در شکل 4-79 مشاهده می‌شود جعبه تقسیم گشتاور موتور را از راه یک محور کاردان کوتاه به دیفرنسیال جلو انتقال می‌دهد.



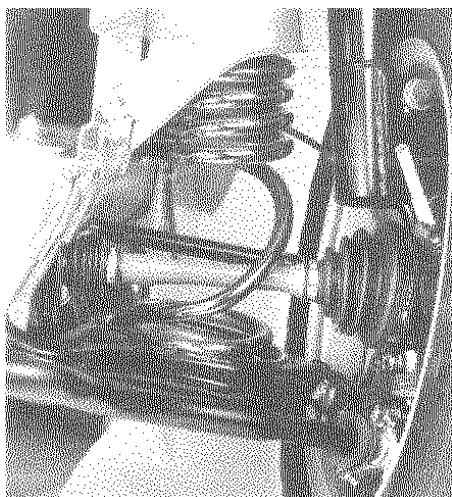
شکل 4-78: VW Golf syncro بادیفرنسیال پشت موتور عرضی، پایه‌های فنری جلو، هدایت کننده مورب باضافه پایه‌های فنری عقب ظرفیت مخزن سوخت مستقر در عقب (مثل سابق) 55l است. اما وزن خودرو نسبت به مدل مبنا حدود 90Kg افزایش پیدا کرده است. نیاز به فضای بیشتر اکسل عقب باعث کوچک تر شدن ظرفیت صندوق بار از 345l به 230l شده است. شافت محرك دو بار تقسیم شده تا ارتعاشات موتور هنگام شروع به حرکت و هنگام ترمزگیری (با موتور) را بتواند جذب کند.



شکل 4-79: شاسی و مسیر انتقال قدرت در BMW325iX پایه‌های فنری نگهدارنده چرخ در جلو بطور جانبی اتکا داده شده اند، اکسل عقب مجهز به هدایت کننده های مورب است. فنر در وسط هدایت کننده و کمک فنر عقب آن

(مناسب) نصب شده است. جعبه تقسیم بطور مستقیم به جعبه دنده فلتچ شده و توزیع گشتاور آن به نسبت 37% جلو 63% عقب است، دو شافت محرك ضروري است، دیفرنسیال جلو از وسط خودرو به يك طرف منتقل و به وان روغن محکم شده است. شافت وسط از داخل وان عبور داده شده است. BMW به عنوان وزن اضافی نسبت به خودروی مبنا مقدار 90Kg را ذکر کرده است.

جعبه دنده مجهز به يك دیفرنسیال خورشیدی وسط می‌شود که (تابع نسبت تبدیل داخلی) توزیع نیروی متغیری را امکان پذیر می‌نماید. حدود 37% گشتاور محرك به اکسل جلو 63% به اکسل عقب منتقل می‌شود. يك ویسکوکوپلینگ بکار رفته که در این طرح دیفرنسیال را تابع اختلاف دور بین اکسل جلو و اکسل عقب تا 100% قفل می‌کند. يك زنجیره دندانه‌ای جابجایی در عرض را امکان پذیر نموده و گشتاور را از دیفرنسیال وسط تا محور کاردان جلو انتقال می‌دهد. اما این سیستم استقرار، راندمان کل سیستم محرك را کاهش می‌دهد. دایملر بنز در مدل‌های 4MATIC يك جعبه تقسیم مشابهی بکار گرفته است. شکل 4-80 يك اکسل جلوی آن را نشان می‌دهد. شافتهای محرك از داخل فنر عبور داده شده‌اند.



شکل 4-80: اکسل جلوي پایه فنري محرك در دایملر بنز مدلهاي متوسط 4MATIC. خودروي مینا مجهز به اکسل نشان داده شده در شکل 4-42 است. برای اینکه اصول طراحی آن حفظ بشود به فنر لوله‌اي يك شیب قوي غير معمول داده شده تا شافت محرك بتواند از داخل آن عبور کند.

4-4-5-4 محاسن و معایب سیستمهای همه چرخها محرك

امتیازات اصلی آنها در مقایسه با سیستمهای يك اكسل محرك عبارتند از:

- نیروي کشش در هر وضعیت جاده‌اي و به خصوص در جاده‌هاي لغزنده و شرایط زمستانی بسیار عالی است.
- قابلیت شروع به حرکت و قابلیت صعود افزایش پیدا کرده و وابسته به بارگذاری نیست.
- قابلیت شتابگیری بالا است، به خصوص در قدرت‌هاي موتور ي بیش از 120KW.
- حساسیت نسبت به بادهای جانبی کمتر است.
- هنگام عبور از جاده‌ها با مخلوط آب و برف یا خط اثر برفي میزان تثبیت حرکت بالاتر است.
- عکس‌العمل اکواپلانیگ (aquaplaning) مناسب‌تر است (در حالت قفل نبودن دیفرنسیال وسط)
- برای کاربرد به عنوان یدك کش بسیار مناسب است.
- کاهش عکس‌العمل تغییر گاز (به شکل 4-37 مراجعه شود).
- سائیدگی لاستیکها یکنواخت‌تر است.
- دو نکته اخیر فقط مربوط به انواع محركهای پیوسته می‌شوند.
- در مقابل این امتیازات معایبی به شرح زیر قرار دارند:
- هزینه افزایش کرده است.
- وزن خالی به میزان 6% تا 10% افزایش پیدا کرده و با آن قابلیت شتاب گیری در موتورهای زیر 100KW جزئی کاهش دارد (حداکثر سرعت معمولاً کاهش پیدا نمی‌کند)
- مصرف سوخت از 5% تا 10% افزایش پیدا می‌کند.
- صندوق بار کوچک‌تر شده است.

6-4 سیستم تعلیق و کل خودرو

1-6-4 مرکز ثقل خودرو و مرکز ثقل بدنه

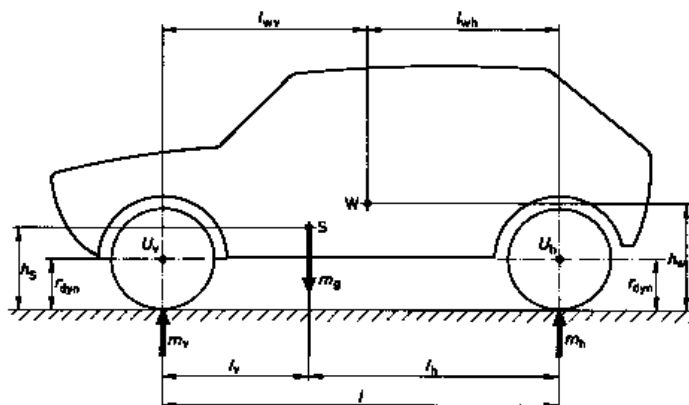
1-1-6-4 مرکز ثقل و عکس العمل حرکت

در صنعت خودروسازی، بر حسب نوع مشکل و موضوع مورد بررسی یکی از مراکز ثقل زیر مورد توجه می باشد:

- مرکز ثقل کل خودرو S
 - مرکز ثقل بدنه W و
 - مراکز ثقل اکسلها U_h و U_v
- فاصله مراکز ثقل S و W از محور اکسل عقب یا محور اکسل جلو و ارتفاع آنها از سطح زمین در بررسی موضوعات زیر لازم می شوند:
- محاسبه قابلیت صعود خودرو
 - طراحی سیستم ترمز و سیستم فنربندی
 - بررسیهای تعادل حرکت
 - تعیین ممان اینرسی

در هر حالت سعی بر تحقق ارتفاع کم مراکز ثقل است، زیرا مسائل دینامیکی حرکت کمتر شده و کارایی خودرو در پیچها و هنگام ترمزگیری افزایش پیدا می کند. با این وجود در عمل امکانات طراحی برای تحقق نسبتاً محدودند.

موقعیت مرکز ثقل خودرو S و مرکز ثقل بدنه W قویاً تابع بارگذاری است، سوار نمودن سرنشین، بارگیری صندوق بار و یا بارگیری باربند سقف باعث تغییر مکان مرکز ثقل نسبت به وضعیت خالی، هم در جهت طولی (محور X) و هم در جهت عمودی (محور Z) می شود. فنر بدنه هنگام بارگیری جمع می شود، یعنی مرکز ثقل آن W به پایین می رود، مرکز ثقل سرنشینان و به خصوص مرکز ثقل بار سقف بالاتر از مرکز ثقل بدنه قرار دارد، بطوریکه به عنوان نتیجه نهایی اغلب مرکز ثقل کل S (فاصله h_s در شکل 4-81) به بالاتر منتقل می شود.



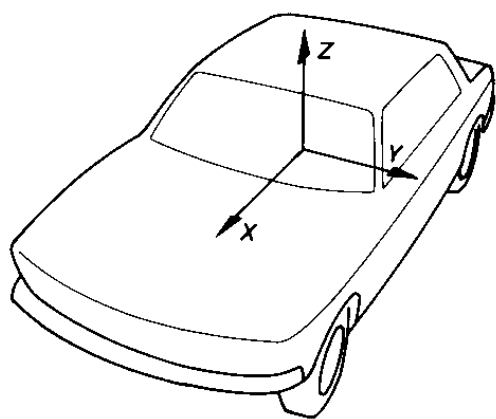
شکل 4-81: نامگذاری فواصل بمنظور تعیین مرکز ثقل خودرو S و مرکز ثقل بدنه W.

4-6-2 روش تعیین مرکز ثقل خودرو

محاسبه موقعیت مرکز ثقل با دشواری فراوان و زحمت زیاد امکان پذیر است، به این جهت تعیین عملی موقعیت آن به کمک توزین بسیار ساده تر و مفیدتر است. برای این کار هم خودروی خالی و هم خودرو را با دو یا چهار سرنشین بررسی می نمایند. قد سرنشینان آزمایشی بایستی حدود 170 cm بوده و وزن هر یک حدود 68kg باشد. علاوه بر این تاثیر منفی بارگیری سقف نیز (مرکز ثقل بالاتر می رود) مهم است.

الف) فاصله مرکز ثقل از محور اکسل جلو و محور اکسل عقب
در شکل 4-81 فواصل و زوایای لازم، و در شکل 4-82 موقعیت سیستم مختصات برای تعیین مرکز ثقل نشان داده شده اند.

هنگام توزین بایستی خودرو روی یک سطح کاملاً افقی ایستاده و هر بار یک اکسل آن روی صفحه ترازو قرار گیرد، برای این که صفحه ترازو تحت تنش قرار نگیرد بایستی چرخها بطور آزاد و قابل دوران باشند. از جمع بارگذاریهای توزین شده m_v و m_h اکسلهای جلو و عقب، وزن کل m_g خودرو به دست می آید.



شکل 4-82: سیستم مختصات طبق DIN70000. جهت مثبت Z به طرف بالا، و با نگاه در جهت حرکت X جهت Y به طرف چپ نشان می دهد.

$$m_g = m_v + m_h \quad [Kg] \quad (1-4)$$

به کمک معادله گشتاوری m_v و m_h نسبت به محور اکسلها در ارتباط با فاصله طولی l محورها در جهت طول از یکدیگر، فواصل مرکز ثقل l_v از محور اکسل جلو و l_h از محور اکسل عقب بدست می آیند:

$$l_v = \frac{m_h}{m_g} \cdot l \quad \text{و} \quad l_h = \frac{m_v}{m_g} \cdot l = l - l_v \quad (4-)$$

(2)

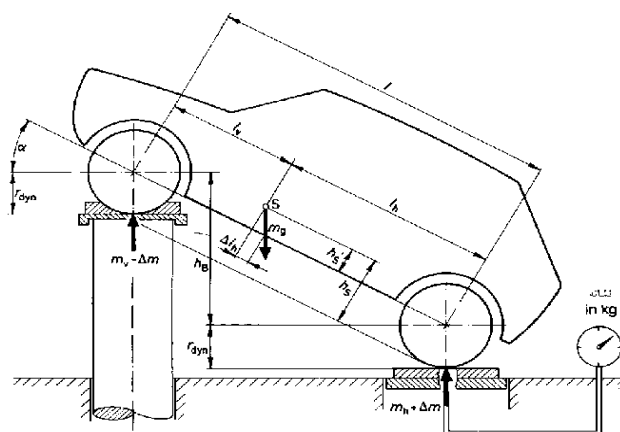
اگر لازم بشود مرکز ثقل (در جهت Y) از خط مرکزی خودرو انحراف عرضی داشته باشد، در این صورت بایستی بارگذاری چرخها توزین شود تا بتوان با برقراری معادلات مشابهی (اما در تصویر پشت) ابتدا انحراف جانبی از وسط اکسل جلو و اکسل عقب و سپس انحراف مرکز ثقل را در تصویر فوقانی محاسبه نمود.

(ب) ارتفاع مرکز ثقل

برای تعیین ارتفاع مرکز ثقل h_s بایستی ابتدا اکسل جلو و سپس اکسل عقب را به کمک یک بالابر (جک، جرثقیل و...) تا حد ممکن بالا برد، در حالی که اکسل دیگر در وسط یک صفحه ترازو قرار می‌گیرد (شکل 4-83). در این ارتباط بایستی توجه نمود که:

- در محوری که بلند می‌شود بایستی با قرار دادن گوه‌هایی از خارج، مانع حرکت خودرو شد. ترمز دستی بایستی آزاد بوده و جعبه دنده در حالت خلاص باشد. چرخ‌های مستقر روی صفحه ترازو بایستی بطور آزاد و براحتی قابل چرخش باشند، در غیر اینصورت صفحه ترازو تنش‌گذاری شده و در نتایج خطا ایجاد می‌شود.
- خودرو بایستی در وضعیت آماده به حرکت باشد، یعنی مخزن سوخت پر بوده و ابزار، چرخ پدک و غیره داخل خودرو باشند (طبق وزن خالی استاندارد، به بخش 5-7-1 مراجعه شود).
- در هر دو اکسل بایستی قبل از بلند کردن توسط ابزار خاصی فنرها را در مقابل جمع و باز شدن قفل نمود. دستگاه قفل بایستی قابل تنظیم باشد تا بتوان جمع شدن فنر تحت تاثیر وزن 2 یا 4 سرنشین و بار صندوق را رعایت نمود.
- برای از بین بردن اثر فنریت لاستیک توصیه شده فشار هوای لاستیک در هر دو اکسل به میزان 3.0bar تا 3.5bar افزایش داده شود.

شکل 4-83: خودروی مستقر روی یک ترازو. نیروها و فواصل لازم برای استخراج یک رابطه به منظور محاسبه ارتفاع مرکز ثقل h_s در تصویر نشان داده شده‌اند.



بررسی ریاضی اندازه‌گیری

بشرح زیر است (شکل 4-83):

$$\frac{h_B}{l} = \sin \alpha$$

در این ارتباط زاویه α معلوم، اما فاصله $h_s = h'_s + r_{dyn}$ مجهول است، در حالی که h'_s برابر

است با:

123

$$h'_s = \frac{\Delta l_h}{\tan \alpha}$$

فصل پنجم

اصول طراحی سیستم‌های فربندی

1-5 خواسته‌های طراحی از یک سیستم فربندی

سیستم فربندی و دمپینگ، بایستی در خودروهای خیابانی خواسته‌های زیر را تامین کند:

- راحتی سفر
- ایمنی سفر
- عکس‌العمل مناسب هنگام پیچیدن

منظور از تامین راحتی سفر، دور نگهداشتن تکانها و نوسانات ناخواسته از بدنه خودرو می‌باشد. نوسانات ناخواسته حول مرکز ثقل خودرو ایجاد شده و در جهت‌های مختلف مختصاتی به صورت نوسانات عمودی در اثر امواج زمین (Bounce)، نوسانات طولی کله زنی (Pitch) در اثر ترمزگیری ناگهانی یا شروع به حرکت ناگهانی یا نوسانات عرضی غلت بدنه (roll) در اثر سرعت‌های زیاد در پیچ‌ها ایجاد می‌شوند.

نوسانات ناخواسته که در اثر رانندگی غلط و بارگذاری یک طرفه نیز ایجاد می‌شوند، نه تنها راحتی و ایمنی سفر را کاهش می‌دهند، بلکه باعث بارگذاری ناخواسته قطعات شاسی و تعویض زودرس آنها نیز می‌شوند.

منظور از ایمنی سفر، جلوگیری از بارگذاری یک طرفه و زیاده از حد مجاز قطعات، تضمین گیرایی کافی بین چرخ و جاده حتی در شرایط بارگذاری کم می‌باشد.

منظور از عکس‌العمل مناسب پیچیدن این است که بدنه خودرو بایستی در هر حالت حرکتی وضعیت افقی خود را حفظ کرده و چرخها یکنواخت بارگذاری شده باشند و میزان قابلیت جذب نیروهای جانبی در پیچ‌ها توسط چرخها کاهش پیدا نکند.

خصوصیات فزنی تابع عوامل مختلفی بوده و در ارتباط با سایر اجزاء از جمله تابع عوامل و اجزاء زیر نیز هست:

- وزن خودرو
 - توزیع بارگذاریها
 - نوع استقرار و طراحی فنرها
 - استابلیزاتر
 - مفاصل میله‌های هدایت کننده چرخ
 - کمک فنر و مفاصل آن
 - وزن اکسل‌ها
 - طراحی سیستم تعلیق موتور
 - فاصله طولی چرخها
 - فاصله عرضی چرخها
 - و بویژه نوع و اندازه لاستیک‌ها
- اکنون به اختصار به توضیح تأثیر هر یک از عوامل نام برده می‌پردازیم:

وزن خودرو:

بدون معلوم بودن وزن خودرو و تغییرات آن تابع شرایط بارگیری، طراحی و ارزیابی سیستم فنربندی ممکن نیست.

توزیع بارگذاریها:

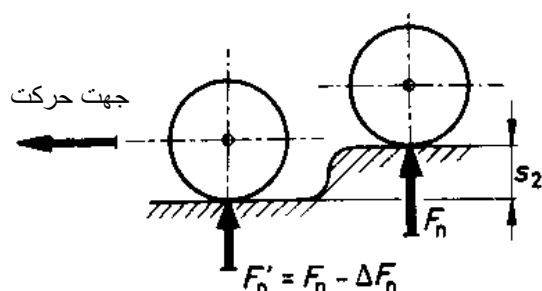
سیستم فنربندی را تنها وقتی می‌توان طراحی نمود که چگونگی توزیع بارگذاریها در سطح خودرو نیز معلوم باشد.

نوع استقرار و طراحی فنرها:

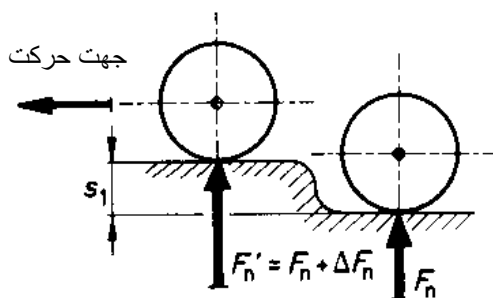
فنرهای نرم و فواصل نوسان فنری بزرگ شروط اصلی برای تامین حداکثر میزان راحتی سفر، کاهش کافی نوسانات کله زنی و تامین گیرایی کافی چرخها روی زمین هستند. دو ویژگی اخیر از جمله خواسته‌های ایمنی سفر نیز هستند.

به طور مثال در یک چرخ جلو که با نیروی $F_n = 3000 \text{ [N]}$ بارگذاری شده و داخل یک حفره به عمق $S_2 = 60 \text{ [mm]}$ بیفتد (شکل 5-1)، اگر فرض کنیم فنربندی آن از نوع نرم و خطی بوده و ضریب فنری آن به طور مثال برابر با $C_v = 10 \text{ [N/mm]}$ باشد، نیرویی که با توجه به وجود حفره در خدمت گیرایی چرخ باقی می‌ماند برابر می‌شود با:

$$F'_{nv} = F_{nv} - C_v \cdot S_2 = 3000 - 10 \times 60 = 2400 \text{ [N]}$$



شکل 5-1: وقتی چرخ به فاصله S_2 به طرف پایین نوسان کند (باز شدن فنر) فشار چرخ به اندازه ΔF_n کاهش پیدا می‌کند. نیروهای باقی مانده $F'_n = F_n - \Delta F_n$ که گیرایی چرخ روی زمین را تامین می‌کند قبل از هر چیز تابع سختی فنری یعنی تابع ضریب فنری $C_{v,h}$ فنری است.



شکل 5-2: هنگام نوسان به بالای چرخ به فاصله s_1 (جمع شدن فنر) فشار چرخ به اندازه ΔF_n افزایش پیدا میکند. مقدار افزایش نیرویی که به بدنه منتقل می‌شود قبل از هر چیز تابع سختی فنری یعنی تابع ضریب فنری $C_{v,h}$ فنری است.

در حالی که اگر فنربندی سخت‌تر و ضریب فنری بطور مثال برابر $C_v=20$ [N/mm] فرض شود نیروی فوق برابر است با: $F'_{nv}=1800$ [N]. یک نیروی باقی‌مانده بزرگتر اما به معنای گیرایی بهتر است.

هنگام برخورد به یک مانع مثلاً به ارتفاع $s_1=40$ [mm] (شکل 5-2) نیز عکس‌العمل مشابهی مشاهده می‌شود. در صورتی که فنربندی سخت‌تر باشد نیروی اضافی ضربه‌ای که از اکسل به بدنه خودرو منتقل می‌گردد، بدون توجه به دمپینگ و تأثیر زمانی برابر می‌شود با $\Delta F_n=800$ [N] در حالی که اگر فنربندی نرم می‌بود این نیروی اضافی برابر با 400 [N] شده و نوسانات بارگذاری کمتری در چرخ ایجاد می‌کرد.

اما عیب در فنربندی نرم‌تر تمایل بیشتر بدنه خودرو به کج شدن بدنه هنگام پیچیدن و همراه با آن کاهش قابلیت امکان انتقال نیروهای جانبی توسط لاستیک‌ها است. زیرا چنانچه در (شکل 4-4) نشان داده شده در سیستم‌های تعلیق تکی چرخ‌ها نیز همراه با بدنه در پیچ‌ها کج می‌شوند و چرخ طرف انحنای خارجی پیچ که بایستی قسمت بزرگتر نیروهای جانبی را منتقل کند به تورب مثبت رفته و زاویه حرکت مورب لاستیک بزرگتری ایجاد می‌شود.

استابیلزاتر:

تمایل به کج شدن بدنه در پیچ‌ها را می‌توان در هر دو اکسل یا فقط در اکسل جلو به کمک استابیلزاتر که یک میله فنری پیچشی است، کاهش داد. اشکال آن اما در این است که ضریب فنری در حالت نوسان یک طرفه سخت‌تر شده و قابلیت جذب ناهمواریهای جاده را کاهش می‌دهد.

مفاصل هدایت‌کننده‌ها:

مفاصل هدایت‌کننده‌ها که زیاده از حد سفت جا زده شده باشند نیز ممکن است تأثیر سخت‌کننده ضریب فنری داشته باشد. اگر از نوع مفاصل لغزشی بکار رفته باشد، در مواضع تغییر جهت نوسان، یک نیروی کشنده لازم می‌شود. که این حکم وجود یک نیروی دمپینگ خواهد داشت. اما اگر اجزاء مفاصل از جنس لاستیک باشند که در داخل بوش‌های داخلی و خارجی پرس شده‌اند، هنگام نوسان هدایت‌کننده‌ها، لاستیک مفصل که پیش تنش‌گذاری شده (در اثر پرس کردن) بر حسب برش بارگذاری شده و در نتیجه برآیند ضریب فنری افزایش می‌یابد.

کمک فنرها و مفاصل آنها:

دمپینگ نیز تاثیر مشابهی بر خصوصیات فتربندي خودرو دارد. كمك فنر هاي كه سخت تنظيم شده باشند گيرايي كافي چرخ روي زمين را تضمين كرده، اما راحتي سفر را كاهش مي دهند. تنظيم نرم تر آنها تأثير راحتي سفر را افزايش مي دهد، اما اين از نظر ايمني سفر مناسب نيست، (كاهش گيرايي)، همين طور اگر مفاصل اتصال كمك فنر نرم باشند از يك طرف تأثير عايق بندي سر و صداي جاده و تحرك زاويه اي خواسته شده بهتر مي شود، اما از طرف ديگر كمك فنر به عنوان دمپر ديرتر عمل كرده و تأثير آن كمتر خواهد شد.

وزن اكسل ها:

ميزان تنظيم پيش بيني شده در كمك فنر به منظور دمپینگ نوسانات بدنه خودرو در اغلب موارد براي آرام كردن يك اكسل سبك (يعني از بين بردن نوسان چرخها) نیز كفايت مي كند، اما در مقايسه آن يك اكسل ثابت محرك سنگين نياز به يك نيروي دمپینگ بزرگ تري دارد كه به نوبه خود از راحتي سفر مي كاهد.

سيستم تعليق موتور

انتخاب نوع تعليق نرم براي موتور كه بر فرکانس طبيعي سيستم تعليق چرخ بطور صحيح تطبيق داده شده باشد مي تواند باعث شود تا دستگاه مركبي كه بدون دمپر سوار شده در سرعت هاي معيني به فرکانس طبيعي خود رسيده و لرزش هاي نامطلوبي در بدنه و سيستم فرمان ايجاد نمايد. در اين گونه موارد پيش بيني يك دمپر موتور توصيه مي شود.

فاصله طولی چرخها:

در بررسي هاي سينماتيكي نشان داده شده كه يك خودرو با فاصله طولی چرخ هاي I بزرگتر (در مقايسه با كل طول خودرو) در مقايسه با يك خودرو با فاصله طولی چرخ هاي كوچكتر، تمايل كم تري، به نوسانات كله زني از خود نشان مي دهد (شكل 5-10).

فاصله عرضی چرخها:

هر چقدر بتوان فاصله عرضي چرخها را بزرگتر طراحي نمود، تمايل به كج شدن بدنه خودرو هنگام پيچيدن و خطر چپ شدن خودرو كمتر خواهد شد.

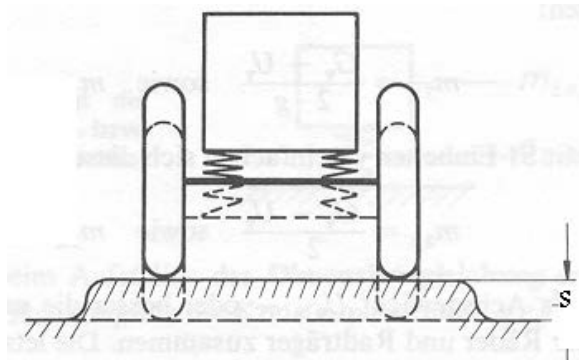
نوع و اندازه لاستيك ها:

يك لاستيك نرم ناهمواري هاي موج كوتاه را نیز جذب مي كند، اما نقص آن اين است كه گيرايي جانبي (عرضي) چرخ روي زمين در پيچ ها كمتر و هنگام فرماندهي هاي ناگهاني سيستم فرمان بدتر جواب مي دهد.

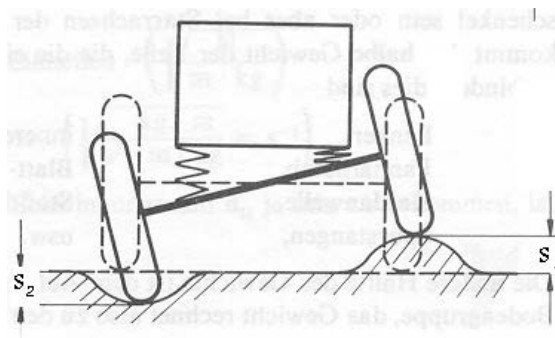
5-2 خصوصيات سيستم فتربندي (عكس العمل فئري)

دو چرخ يك اكسل ممكن است نسبت به بدنه خودرو يا بطور دو طرف يكسان، يا بطور دو طرف مختلف و يا بطور يك طرفه نوسان كنند. ضريب فئري نوسان دو طرف يكسان بر عكس العمل راحتي سفر تأثير داشته و در ارتباط با حركات بدنه به موازات زمين تعيين مي شود (شكل 5-3). وقتي نوسان بطور دو طرف مختلف است كه در حالي كه بدنه خودرو افقي قرار

دارد، يك چرخ به فاصله S_1 بالا آمده و چرخ ديگر به فاصله S_2 پايين برود (شكل 5-4)، يا اين كه بدنه خودرو هنگام پيچيدن كج شده باشد (شكل 5-5)، در اين صورت هم ضريب فنري اكسل جلو، هم ضريب فنري اكسل عقب و هم استابيليزاتر هاي بكار رفته، بر ميزان زاويه غلت بدنه، Ψ (كج شدن بدنه) كه تحت تاثير نيروهاي جانبي ايجاد مي شود، تاثير دارند.

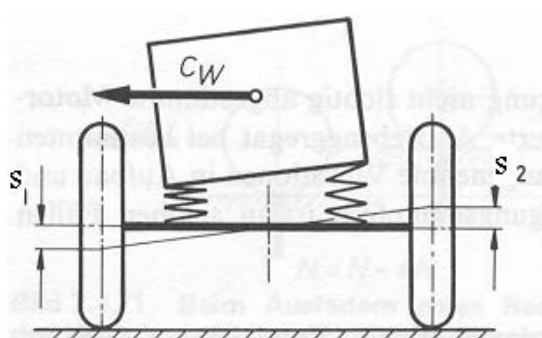


شكل 3-5: نوسان دو طرف يكسان چرخها، فنر هر دو چرخ به فاصله مساوي S جمع و يا باز مي شود.

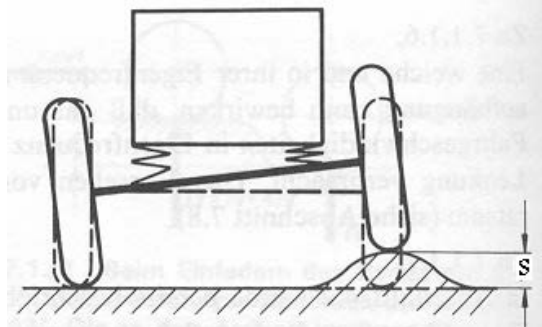


شكل 4-5: نوسان دو طرف مختلف چرخها در جاده هاي ناهموار. فنر يك چرخ به فاصله S_1 جمع و فنر چرخ ديگر به فاصله S_2 باز مي شود.

در حالت نوسان يك طرفه (شكل 5-6) فقط يك چرخ يا به طرف بالا آمده و يا به پايين مي رود، در اين نوع نوسان هم ضرايب فنري و هم استابيليزاترها نقش دارند.



شكل 5-5: نوسان دو طرف مختلف چرخها. هنگام پيچيدن فنر چرخ طرف انحنای خارجي پيچ به اندازه S_1 جمع و فنر چرخ در طرف انحنای داخلي پيچ به فاصله S_2 باز مي شود.



شكل 5-6: نوسان يك طرفه چرخها، فقط فنر يك چرخ به فاصله S جمع و يا باز مي شود.

3-5 جرمهای فنربندی شده، جرمهای فنربندی نشده

برای محاسبه تعداد نوسانات در دقیقه و محاسبه ضرایب فنری بایستی جرمهای فنربندی شده و جرمهای فنربندی نشده در موقعیت طراحی (اندیس $t=$ وضعیت نیمه بارگیری) معلوم باشند و برای حالت وزن کل مجاز (اندیس مجاز $Z=$) بایستی جرم اکسل جلو m_{vt} (و یا m_{vz}) و جرم اکسل عقب m_{ht} (و یا m_{hz}) معلوم باشند.

اغلب در حالت بارگذاری کامل از جرم ممکن اکسل عقب m_{hz} استفاده شده و جرمی که برای اکسل جلو باقی میماند (m_{vbe}) (اندیس بارگیری $b_e=$) را به کمک جرم کل مجاز محاسبه می کنند:

$$m_{vbe} = m_{gz} - m_{hz} \quad (5-2)$$

(1) سپس به کمک بارگذاری اکسلها و وزن جرمهای فنربندی نشده m_{uv} و m_{uh} (نسبت به دو طرف اکسل) میتوان قسمت جرمهای بدنه (طاق خودرو) m_{lwh} و m_{lvw} که هر بار یک چرخ را بارگذاری می کند، را تعیین کرد: (بدنه $W=$)

$$m_{lvw} = \frac{m_v - m_{uv}}{2} \quad (5-3)$$

$$m_{lwh} = \frac{m_h - m_{uh}}{2}$$

وزن قسمت جرمهای فنربندی نشده، از مجموع وزن چرخها و وزن اجزاء نگهدارنده چرخها تشکیل می شود. در یک سیستم تعلیق تکی اجزاء نگهدارنده چرخها دو بازوی اکسل هستند و در اکسل ثابت خود بدنه اکسل به انضمام دیفرنسیال اجزاء، نگهدارنده چرخها هستند. علاوه بر این نصف وزن قطعاتی که خود اکسل را به بدنه یا چهارچوب متصل می کنند نیز به وزن جرمهای فنربندی نشده اضافه می شود. اینگونه قطعات عبارتند از:

- شافت های محرك داخلی
- کمک فنر
- محور کاردان
- محورهای محرك چرخها
- میله رابط فرمان
- هدایت کننده ها
- میله پانهارد
- فنرهای شمش و فنرهای لوله ای
- و غیره

نصف دیگر وزن این قطعات نامبرده به وزن بدنه خودرو (جرم‌های فنربندی شده) اضافه می‌شود. فنرهای میله‌ای پیچشی از جمله اعضای بدنه خودرو بوده و وزن آن جزو وزن جرم‌های فنربندی شده به حساب می‌آید.

قسمت وزن جرم‌های فنربندی نشده در سیستم‌های تعلیق تکی و در اکسل ثابت غیر محرک یا اکسل مختلط نسبت به یک طرف اکسل و بر حسب نوع خودرو و اندازه لاستیک‌های آن به طور تقریبی برابرند با:

در یک سیستم تعلیق تکی غیر محرک: $m_{uv,h} \approx 50 - 90$ [Kg]

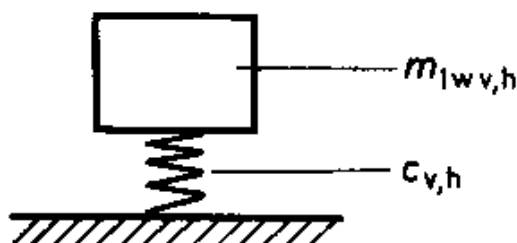
در سیستم تعلیق تکی محرک (کمی سنگین‌تر): $m_{uv,h} \approx 60 - 100$ [Kg]

در یک اکسل ثابت محرک که حامل دیفرانسیال نیز باشد: $m_{uv,h} \approx 100 - 140$ [Kg]

4-5 نوسانات عمودی (Bounce)

برای محاسبه خود فنر و طراحی سیستم تعلیق نیاز به ضریب فنری $C_{v/h}$ می‌باشد به عنوان واحد ضریب فنری در ترسیم‌ها و به عنوان یک اندازه از واحد [N/mm] استفاده می‌شود. اما در محاسبه‌ها ترجیحاً به خاطر سادگی واحد [N/m] را نیز به کار می‌برند. در سیستم واحد بین‌المللی رابطه فرکانس زاویه‌ای ω عبارت است از (شکل 5-7).

$$\omega = \sqrt{\frac{C}{m}} \dots \left[\sqrt{\frac{N}{m.Kg}} \right]$$



شکل 5-7: در یک سیستم نوسانی ساده تعداد نوسانات بدنه خودرو $n_{bv,h}$ (جلو اندیس v یا عقب اندیس h) هم تابع وزن یا قسمت جرم بدنه $m_{1wv,h}$ موثر بر یک طرف اکسل جلو یا یک طرف اکسل عقب و هم تابع ضریب فنری $C_{v,h}$ است. ضریب فنری در یک سیستم فنربندی خطی برابر با نسبت نیرو به فاصله نوسان می‌باشد یعنی:

$$C_{v,h} = \frac{\Delta F}{\Delta S}$$

در یک سیستم فنربندی پرگرسو تغییرات نیروی ΔF در امتداد یک محدوده حداقل فاصله نوسانی ΔS نقش دارند، یعنی $C_{v1h} = F/S$ (مراجعه به شکل 5-13) با قرار دادن واحد [1N=1Kg.m/s] در رابطه ω ، واحد ω برابر می‌شود با:

$$\left[\sqrt{\frac{Kg.m}{S^2 m.Kg}} \right] = [S^{-1}]$$

برای محاسبه تعداد نوسانات در یک دقیقه $(n_{bv,h})$ که برای محاسبات فنربندی مورد نیاز است، فرکانس زاویه‌ای را در ضریب $\frac{60}{2\pi} = 9.55 \dots \left[\frac{S}{min} \right]$ ضرب می‌کنند. به این جهت رابطه فوق نسبت به بدنه خودرو، با توجه به چشم پوشی از تأثیر دمپینگ و تأثیر تکیه‌گاهها و تأثیر لاستیک، تبدیل می‌شود به:

(4-5)

$$n_{bwv,h} = 9.55 \sqrt{\frac{C_{v,h}}{m_{1wv,h}}} [\text{min}^{-1}]$$

برای محاسبه تعداد نوسانات یک طرف اکسل (جلو یا عقب)، نصف جرم اکسل به کار می‌رود:

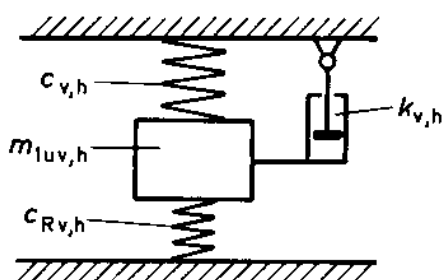
(5-5)

$$m_{1uv,h} = \frac{m_{uv,h}}{2}$$

در رابطه واحد جرم به [Kg] و واحد ضریب فنری به [N/m] قرار داده می‌شود. چون سرعت حرکت بر ضریب فنری لاستیک تأثیر می‌گذارد، این تأثیر به کمک یک ضریب اصلاح K_F در محاسبات رعایت می‌شود. سرعت باعث سخت‌تر شده لاستیک شده و تأثیر سختی برای هر [Km/h] 30 حدود 1% است. بطور مثال در سرعت 120 [Km/h] ضریب K_F برابر با $K_F=1.04$ می‌شود. به این جهت رابطه برای محاسبه تعداد نوسانات اکسل طبق شکل (8-5) برای یک چرخ یا نصف اکسل برابر است با:

(6-5)

$$n_{buv,h} = 9.55 \cdot \sqrt{\frac{K_F \cdot C_{Rv,h} + C_{v,h}}{m_{1uv,h}}} \dots [\text{min}^{-1}]$$

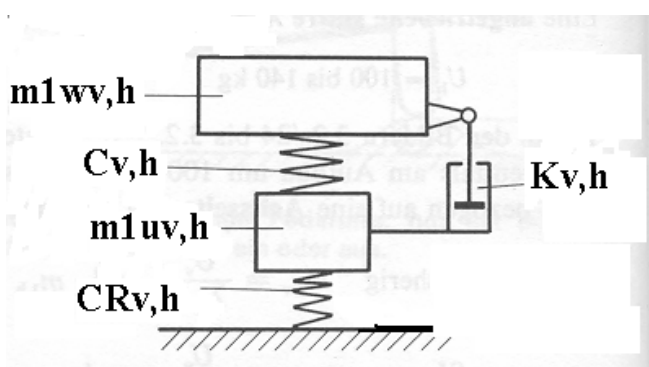


شکل 8-5: تعداد نوسانات چرخ $n_{bRv,h}$ تابع جرم اکسل $m_{1uv,h}$ و ضریب فنری بدنه $C_{v,h}$ ، ضریب فنری چرخ $C_{Rv,h}$ و دمپینگ $K_{v,h}$ می‌باشد. علاوه بر این‌ها سرعت خودرو نیز بر آن تأثیر دارد.

با قرار دادن جرم نصف اکسل m_{1u} و ضریب فنری لاستیک C_R در رابطه (4-5) تغییر زیر حاصل می‌شود (شکل 9-5).

(7-5)

$$n_b = 9.55 \sqrt{\frac{C}{m_{1w} + \frac{C}{K_F \cdot C_R (m_{1u} + m_{1w})}}} [\text{min}^{-1}]$$



شکل 9-5: تعداد نوسانات بدنه $n_{bwv,h}$ تابع قسمت جرم بدنه $m_{1wv,h}$ و ضریب فنری $C_{v,h}$ ، تابع جرم اکسل $m_{1uv,h}$ ، ضریب فنری لاستیک $C_{Rv,h}$ ، ضریب سرعت حرکت K_F و بالاخره تابع دمپینگ $K_{v,h}$ نیز می‌باشد.

رابطه (5-7) (که برای سادگی اندیس های v/h برای جلو یا عقب حذف شده است)، نشان می دهد که تعداد نوسانات در مقایسه با رابطه (5-4) متناسب با افزایش مقدار نسبت C/C_R کاهش پیدا میکند که این خصوصیت در صورت سخت بودن فربندی بدنه خودرو (یعنی با C بزرگ) و نرم بودن لاستیک (یعنی C_R کم) در عمل واقعیت پیدا می کند. تعداد نوسانات در خودروهای سواری مجهز به فنرهای فولادی، چنانچه محاسبات نشان داده اند، معمولاً برابرند با:

در جلو: $n_{bv} \approx 60 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ - 80

در عقب: $n_{bv} \approx 70 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ - 90

قابلیت تحمل انسان حدود 60-120 نوسان در دقیقه است. نوسانات بالاتر باعث احساس تزلزل اعصاب شده و نوسانات پایین تر احساس تهوع ایجاد می کند. به این جهت به دلایل راحتی سفر در سواری ها سعی بر حفظ $n_{bv} = 60 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ می باشد. این خواسته در سواری های از مدل متوسط به پایین و سبک تر (مانند رنو4 یا رنو5) در اکسل جلو قابل تحقق است، در اکسل عقب اما فقط وقتی خودرو این اکسل مجهز به سیستم تنظیم ارتفاع باشد، حفظ این تعداد نوسان امکان پذیر می شود. اختلاف بارگذاری در شرایط مختلف بارگیری (مانند بارگیری فقط توسط یک مسافر و یا بارگذاری کامل) تحقق یک فربندی نرم را مشکل می نماید (جدول 5-1). در صورت معلوم بودن تعداد نوسانات در دقیق $n_{bv,h}$ ، ضریب فرب $C_{v,h}$ را می توان به کمک تبدیل رابطه (5-4) محاسبه کرد:

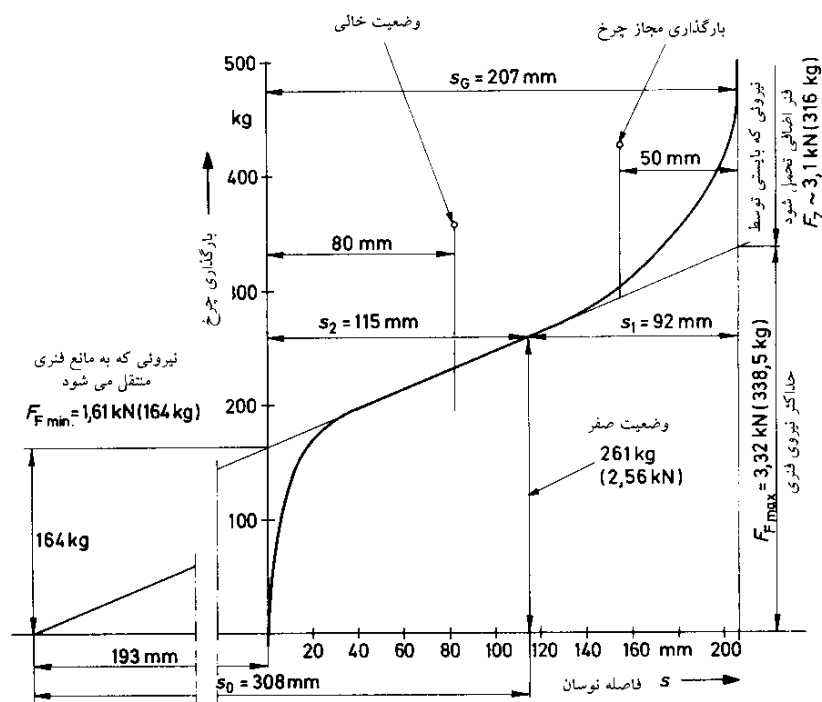
(5-8)

$$C_{v,h} = 0.011 \cdot n_{bv,h}^2 \cdot m_{1wv,h}$$

در این رابطه تعداد نوسانات در یک دقیقه، و واحد جرم کیلوگرم می باشد. به منظور ارائه یک مثال نمونه از فربندی چرخ جلوی یک خودروی سواری محرك جلو استفاده می کنیم. فرض می کنیم بارگذاری اکسل جلوی این سواری محرك جلو برای حالت بارگیری توسط یک سرنشین به شرح زیر می باشد.

(جرم) بارگذاری اکسل جلو $m_v = 500$

[Kg]



وزن جرم های
فنربندی نشده اکسل
جلو

$$m_{uv}=80 \quad [Kg]$$

تعداد نوسانات از
قبل تعیین شده برای
اکسل جلو

$$n_{bv}=60 \quad [min^{-1}]$$

طبق روابط (2-5) و (8-5) چنین داریم:

$$m_{l_{vv}} = \frac{500 - 80}{2} = 210 \dots [Kg]$$

$$C_v = 0.011 * 60^2 * 210 = 8316 \quad \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$C_v = 8.3 \quad [N/mm]$$

یک نمونه منحنی فنربندی که با استفاده از ضرایب فنری محاسبه شده بدست آمده (به انضمام فواصل فنری بزرگ) در شکل 5-10 نشان داده شده است. موقعیت صفر (یعنی حالت بارگیری توسط سه سرنشین هر یک به وزن 68Kg) نیز به عنوان یک نقطه مبنای دیگر روی منحنی مشخص شده است. در این نوع منحنی ها بارگیری های وزن شده اکسل ها تابع فواصل فنری نوسان اندازه گیری شده چرخ، نشان داده شده و چگونگی تغییرات بارگذاریها در نقطه اتکاء لاستیک به کمک این نوع منحنی ها بررسی می شود.

شکل 5-10: منحنی فنربندی چرخ جلوی یکی از مدل های رنو. بارگذاری اکسل جلو (به کیلوگرم) تابع فاصله نوسان چرخ (به میلیمتر) رسم شده است. فنریت نرم نمایش داده شده نیاز به موانع فنری دارد. اگر مانع کشش فنر حذف می شود، ممکن بود فنر چرخ جلو از وضعیت صفر (وقتی خودرو توسط 3 سرنشین هر یک به وزن 68 کیلوگرم بارگذاری شده) به فاصله $s_0=308$ [mm] باز شود. در صورت عدم وجود فنر اضافی، اکسل تحت تاثیر نیروی $F_{max}=3.32$ [Kg] بطور سخت به مانع تکیه می کرد. نیروی باقی مانده که بایستی توسط مانع محدود کننده نوسان فنر جذب شود با واحد [KN] به منحنی منتقل شده است. خاصیت غیرخطی ایجاد شده به کمک فنر اضافی به خوبی مشاهده می شود. اگر موانع فنری داخل کمک فنر قرار داده شده باشند، تغییر شکل پذیری اجزا، تعلیق نیز به منحنی منتقل می شود. ضریب فنربندی برابر می شود با:

$$C_{vt} = \frac{\Delta F}{\Delta S} = \frac{3.32 - 1.61}{0.207} \quad C_{vt} = 8.26 \dots \left[\frac{N}{mm} \right]$$

به کمک یک منحنی فنربندی موجود، می توان بطور معکوس، ضرایب فنری را تابع وضعیت های مختلف بارگیری بدست آورد.

برای این کار مسیر خطی قسمت وسط منحنی را در کل طول فاصله نوسان فنری امتداد داده (چنانچه شکل 5-10 نشان می‌دهد) و اختلاف بارگیری را در دو انتهای آن مشخص می‌کنند) در اینجا $[Kg]$ 164 و $[Kg]$ 338.5). با ضرب این ارقام در عدد ثابت 9.81 و تقسیم آن به کل طول فاصله نوسان فنری (در مثال $[mm]$ $Sg=207$) ضریب فنری بدست می‌آید. در رابطه زیر نویس شکل 5-10 واحد نیرو به $[KN]$ می‌باشد.

در یک منحنی فنری از نوع غیرخطی بایستی در وضعیت های بارگیری مورد نظر یک مماس به منحنی رسم نمود تا بتوان در این وضعیت‌ها اختلاف بارگیری و فواصل فنری را مشخص کرد. در شکل 5-13 در یک مثال - در وضعیت بارگیری وزن طراحی- این روش نشان داده شده است.

اکنون به کمک ضرایب فنری بدست آمده، بارگذاری اکسل و وزن تخمینی اکسل، می‌توان تعداد نوسانات در دقیقه را محاسبه کرد. این محاسبه اغلب دقیق‌تر از آزمایش‌هاست، زیرا در اغلب خودروها از پایه فنری یا پایه کمک فنری به عنوان نگهدارنده چرخ استفاده می‌شود و با توجه به خود اصطکاکی موجود در این اجزاء آزمایش‌ها به ندرت نتیجه صحیحی بدست می‌آید.

5-5 نوسانات کله زنی (Pitch)

اگر در یک خودرو نوع نوسانات کله زنی را از نوع نوسانات عمودی بطور نظری جدا فرض کرده و تعداد نوسانات کله زنی کمتر از برآیند نوسانات عمودی اکسل جلو و اکسل عقب باشد، در این صورت این خودرو از نظر تئوری فاقد نوسانات کله زنی تلقی می‌شود. تعداد نوسانات کله زنی (نوسانات حول محور عرضی خودرو) برابر است با:

(9-5)

$$n_p = 9.55 \sqrt{\frac{C_{wv} l_{wv}^2 + C_{wh} l_{wh}^2}{J_q}} \dots \dots \dots [\text{min}^{-1}]$$

اندیس W = اندیس بدنه $P = \text{Pitch}$
موتور M =
اندیس صندوق بار K =
فاصله طولی چرخها l =

برآیند نوسانات عمودی اکسل جلو و اکسل عقب برابر است با:

(10-5)

$$n_b = 9.55 \sqrt{\frac{C_{wv} + C_{wh}}{m_w}}$$

ممان اینترسی بدنه J_q حول محور عرضی بطور تقریبی و ساده به کمک رابطه زیر محاسبه می‌شود:

(11-5)

$$J_q = m_w \cdot l_{wv} \cdot l_{wh} \dots [Kg.m^2]$$

با قرار دادن آن در رابطه (5-9) و در مقایسه با دو فرمول نامبرده تابعیت ضریب فنری اکسل عقب C_h از ضریب فنری اکسل جلو بدست می‌آید:

(12-5)

$$C_h < C_v \frac{1 - \frac{m_{wh}}{m_{wv}}}{\frac{m_{wv}}{m_{wh}} - 1} \dots [N.m]$$

در رابطه (12-5) به جای نسبت فواصل مرکز ثقل l_{wv} و l_{wh} نسبت قسمت جرمهای بدنه m_{wh} و m_{wv} قرار گرفته است یعنی:

$$\frac{l_{wv}}{l_{wh}} = \frac{m_{wh}}{m_{wv}}$$

در یک خودرو سواری نوع استاندارد با دو نفر سرنشین حدود 45% وزن بدنه آن روی اکسل جلو و 55% بقیه روی اکسل عقب قرار می‌گیرد (جدول 5-1) با قرار دادن این ارقام در رابطه (12-5) چنین نتیجه می‌گیریم:

$$C_h < C_v \frac{1 - 0.85}{1.17 - 1} \dots \Rightarrow \dots C_h < 0.88 C_v$$

یعنی برای از بین بردن نوسانات کله زنی بایستی فنربندی اکسل عقب نرم‌تر از جلو باشد. در صورت بارگذاری کامل توزیع وزن به صورت 43% برای جلو و 57% برای اکسل عقب تغییر کرده و نتیجه چنین خواهد شد:

$$C_h < 1.34 C_v$$

این دو شرط را تنها وقتی می‌توان در یک خودرو تحقق بخشید که خودرو در عقب مجهز به یک سیستم تنظیم ارتفاع باشد. برای این که در خودروهای سواری نوع استاندارد و نوع محرك جلو که بطور کامل بارگذاری شده‌اند، فنر در اکسل عقب زیاده از حد جمع نشود بایستی در کل محدوده نوسان، فنربندی سخت‌تر باشد. اما تنها در خودروهای سواری محرك عقب می‌توان فنربندی را تابع شرط فوق طراحی نمود. این واقعیت در قریب به اتفاق کلیه سواریهای محرك عقب شرکت VW و در سواری Simca 1000 مشاهده می‌شود. بطور مثال در مدل VW411LE با دو نفر سرنشین توزیع وزن در اکسل‌ها برابر با 45% جلو و 55% عقب بوده و بنابراین $C_h < 1.22 C_v$ برآورده شده است.

چنانچه این نکته بطور نظری نیز در مقایسه با ارقام اندازه‌گیری شده در خودرو، با رقم $C_v = 17.2 [N/mm]$ در جلو و با $C_h = 17.7 [N/mm]$ در عقب تحقق پیدا کرده است. با این وجود نمی‌توان اینگونه خودروها را از جمله خودروهای بدون نوسانات کله‌زنی به حساب آورد. دلیل آن بعضی از خصوصیات طراحی است که تا حد زیادی تاثیر جمعی آنها باعث جدا شدن نوسانات اکسل عقب و جلو از یکدیگر می‌شوند. از بین این عوامل طراحی بیش از همه

ارتباط بین توزیع جرم و فاصله طولی چرخها، تاثیر دارد. به این جهت در دو نوع بدنه مختلف با طول مساوی خودروی l_g بایستی موقعیت جرمهای m_M سیستم محرک، جرم بدنه m_w و بارگیری بار m_k یکسان باشد (شکل 11-5) تا بدون وابستگی به فاصله چرخها، بارگذاری جلو و عقب یکسان بشود. در مثال (شکل 11-5) در تصویر چپ فاصله طولی چرخها l_1 نسبت به کل طول خودرو l_g کوتاهتر و در نتیجه فاصله جلو و عقب خودرو تا محور چرخها بزرگتر است، در تصویر طرف راست در مقایسه با فاصله طولی چرخهای l_2 بزرگتر است. جرم کل $m_g = m_M + m_w + m_k$ و ممان اینرسی J_q حول محور عرضی در هر دو مثال با هم برابرند، در حالی که فواصل l_{wh} و l_{wv} مرکز ثقل بدنه از محور اکسلها مساوی نیستند، یعنی چنین داریم:

$$J_{q1} = J_{q2}$$

$$m_{g1} = m_{g2}$$

اما تقریب زیر به کار رفته در رابطه (11-5) دیگر با هم برابر نیستند:

$$J_q \approx$$

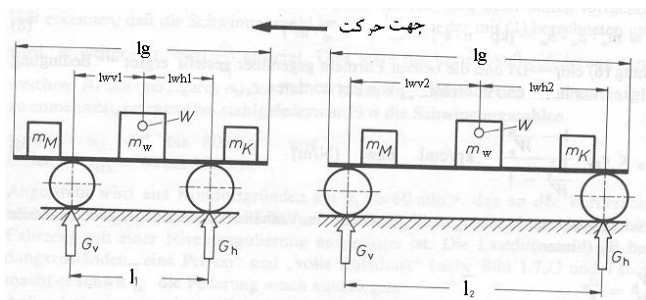
تقریب:

$$m_g \cdot l_{wv} \cdot l_{wh}$$

زیرا:

$$m_{g2} \cdot l_{wv2} \cdot l_{wh2} >$$

$$m_{g1} \cdot l_{wv1} \cdot l_{wh1}$$



شکل 11-5: طولهای $l_{1,2}$ فاصله طولی چرخها بر عکس العمل نوسانات کله زنی یک خودرو تاثیر دارند. اما تاثیری بر ممان اینرسی بدنه حول محور عرضی (که از مرکز ثقل بدنه میگذرد) ندارند.

$$m_{g1} = m_{g2}$$

$$J_{q1} = J_{q2}$$

$$l_{wv1} \cdot l_{wh1} < l_{wv2} \cdot l_{wh2}$$

به این جهت بایستی در محاسبات دقیق عکس العمل کله زنی، ممان اینرسیهای بدست آمده توسط آزمایشها را در روابط بکار برد.

هر چقدر فاصله طولی چرخها l نسبت به طول بدنه l_g معلوم بزرگتر باشد، نوسانات کله زنی خودرو کمتر می شود. شناختی که از سالها پیش در محرک جلوها (از قبیل رنو 6/5/4 و 16، VWk70، Simca1100، Cirtoen، Fiat127/128 و غیره) و اخیراً در سواریهایی نوع استاندارد (دایملر بنز، Ford capri، Chrysler160/180 و غیره) بکار گرفته شده است. علاوه بر این در عمل مناسب تشخیص داده شده است که ضرایب فنری جلو و عقب را چنان انتخاب کنند تا تعداد نوسانات جلو و عقب حداقل 20% با هم اختلاف پیدا کنند، این باعث جداسازی دو اکسل

از هم می‌شود. بررسی فنربندیها در بیش از چهل نوع سواری نشان داده است که بیشتر سازنده‌ها از این روش استفاده کرده‌اند. به این جهت برای طراحی سیستم فنربندی در خودروهای نوع استاندارد و نوع محرك جلو بعنوان مبنا چنین داریم:

$$(13-5)$$

$$n_{bh} \geq 1.2 n_{bv}$$

و بطور مشروط در موتور عقب‌ها:

$$(14-5)$$

$$n_{bh} \leq 1.2 n_{bv}$$

6-5 محاسبه دمپینگ

در بررسی عکس‌العمل نوسانی خودرو کمک فنر نقش مهمی دارد. در این ارتباط نیروی F_2 که توسط کمک فنر در یک سرعت معین پیستونش V_2 نسبت به نقطه اتکاء لاستیک اعمال می‌شود، نیروی تعیین کننده است. نقش این نیرو به کمک ضریب دمپینگ نشان داده می‌شود:

$$(15-5)$$

$$K = \frac{F_2}{V_2} \dots \dots \dots \left[\frac{N.S}{m} = \frac{Kg}{s} \right]$$

خود دمپینگ بدنه D به کمک ضریب دمپینگ K، ضریب فنری بدنه C و قسمت جرم بدنه

m_{1w} روی یک چرخ محاسبه می‌شود:

$$(16-5)$$

$$D_{tw} = \frac{K}{2\sqrt{C.m_{1w}}}$$

دمپینگ چرخ نیز (D_R) به کمک ضریب دمپینگ K اما با استفاده از نصف جرم اکسل m_{1u}

، دو ضریب فنری C و C_R و ضریب بزرگ‌نمایی K_F (ضریب اصلاح تابعیت ضریب فنری از

سرعت) محاسبه می‌شود:

$$(17-5)$$

$$D_R = \frac{K}{2\sqrt{(K_F.C_R + C).m_{1u}}} \dots \dots \dots [-]$$

در رابطه بدون واحد دمپینگ، واحد طول متر [m] است و رابطه واحدها برابر می‌شود با:

$$\left[\frac{\frac{N.S}{m}}{\sqrt{\frac{N}{m}.Kg}} \right] = \left[\frac{\frac{Kg}{S}}{\sqrt{\frac{Kg.m}{S.m}.Kg}} \right] \dots \dots \dots [-]$$

ضریب دمپینگ K نسبت به نقطه اتكاء لاستیک بررسی می‌شود، در حالی که خود کمک فنر در سیستمهای تعلیق تکی اغلب با یک تغییر مکان به طرف داخلی خودرو نصب شده و به این جهت بایستی در سرعتهای کمتر V_D نیروی F_D بزرگتری اعمال کند. در این صورت بایستی یک نسبت تبدیل فاصله i_x به عنوان نسبت فاصله نقطه اتكاء چرخ به نقطه تعلیق کمک فنر در محاسبات بکار رود. با توجه به اندیس R نسبت به چرخ و اندیس D برای کمک فنر روابط زیر نتیجه می‌شود:

نیرو:

$$F_{DR} = \frac{F_D}{i_x} \dots \dots \dots [N]$$

سرعت:

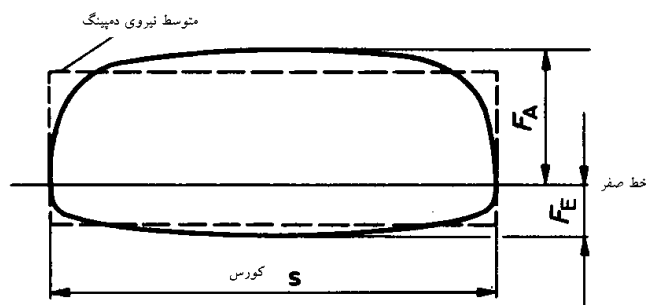
$$V_R = V_D \cdot i_x \dots \dots \dots \left[\frac{m}{s}\right]$$

و باین ترتیب در ارتباط با یک منحنی تکی (شکل 5-12) چنین داریم:

(5-18) ضریب دمپینگ:

$$K = \frac{F_{DR}}{V_R} = \frac{F_D}{i_x \cdot V_D \cdot i_x} = \frac{F_D}{V_D \cdot i_x^2}$$

(این رابطه برای محاسبات برای گردش در پیچ‌ها اعتبار ندارد)



شکل 5-12: نیروی کشش ماکزیمم F_A و نیروی فشار F_E برای محاسبه ضریب دمپینگ بکار می‌روند و به فرم واقعی منحنی توجه نمی‌شود، اما صحیح این است که سطح منحنی را اندازه‌گیری کرده و در محاسبه ضریب دمپینگ متوسط بکار گرفت. این مقدار با متوسط 80% بزرگترین مقدار است.

سرعت پیستون V_D بایستی برای طراحی معلوم باشد. این سرعت از ترکیب تعداد دور ماشین تست n_D (دور در دقیقه) و کورس تست S به متر بدست می‌آید. در اینجا یا از سرعت ماکزیمم V_{Dmax} یا از سرعت متوسط متوسط V_{Davg} استفاده می‌شود. بخاطر سادگی سرعت ماکزیمم V_{max} را در مقابل حداکثر نیروی دمپینگ، که بطور ساده از منحنی دمپینگ استخراج می‌شود، قرار می‌دهند.

نیروی F_D که در رابطه K بکار می‌رود به عنوان مقدار متوسط به کمک نیروی کشش F_A که هنگام بازشدن فنر اکسل توسط کمک فنر اعمال می‌شود و نیروی فشار F_E که هنگام جمع شدن فنر اکسل ایجاد می‌گردد، بدست می‌آید. این مقدار متوسط باندازه کافی برای محاسبات دقیق

است. در این ارتباط از نسبت مرحله کشش به مرحله فشار و از تأثیر سرعت پیستون و گرم شدن روغن چشم پوشی می‌شود. روابطی که برای محاسبات مورد استفاده قرار می‌گیرد، باین ترتیب عبارتند از:

$$V_{Dmax} = \pi.S.n.....[m/s] \quad (19-5)$$

$$n = \frac{n_D}{60}.....[\text{min}^{-1}/60] \quad (20-5) \text{ به این جهت:}$$

به این جهت

$$V_{Dmax} = \frac{\pi.S.n_D}{60}.....[m/s]$$

(21-5) و اضافه می‌شود:

$$F_D \approx \frac{F_A + F_E}{2}.....[N]$$

بعنوان يك مثال آموزشي، دمپینگ عقب D_h يك خودروي استاندارد مجهز به اكسل عقب ثابت را محاسبه می‌کنیم. مشخصات معلوم عبارتند از:

سرعت حرکت: $V = 140 \text{ [Km/h]}$ بارگذاري اكسل: $G_h = 4.9$

[KN]

تنظیم کورس كمك فنر: $S = 100 \text{ [mm]}$ نیروي وزن اكسل: $U_h = 0.98$

[KN]

دور ماشین تست: $n_D = 100 \text{ [min}^{-1}]$ ضریب فنري بدنه: $C_h = 17.7$

[N/mm]

نسبت تبدیل: i_x $F_A = 1.18 \text{ [KN]}$

= 1.2

لاستیک: $F_E = 0.39 \text{ [KN]}$ 6.00 –

13/4 PR

فشار هوای لاستیک: $P_1 = 1.8$

[bar]

باتوجه به ارقام داده شده چنین نتیجه می‌شود:

$$V_{Dmax} = \frac{\pi.S.n}{60} = \frac{\pi \times 0.1 \times 100}{60} = 0.526.....[m/s] \quad (20-5)$$

$$F_D \approx \frac{F_A + F_E}{2} = \frac{1.18 + 0.39}{2} = 0.78.....[KN] \quad (21-5)$$

$$K = \frac{F_D}{V_D.i_x^2} = \frac{0.78}{0.52 \times 1.2^2} = 1.03.....[KNs/m] \quad (18-5)$$

$$m_{1wh} = \frac{500 - 100}{2} = 200.....[Kg]$$

(16-5)

$$D = \frac{K}{2\sqrt{C.m_{1wh}}} = \frac{1.03 \times 10^3}{2\sqrt{17700 \times 200}} = 0.275 \dots [-]$$

با این نتیجه، مشاهده می‌شود که باتوجه به دمپینگ توصیه شده 0.3 تا $D \approx 0.25$ دمپینگ کافی برای چرخ است (D_R). به کمک ارتباط بین روابط (16-5) و (17-5) می‌توان یک ارتباط بدون واحد بین D و D_R (دمپینگ چرخ و بدنه) ایجاد نمود:

$$D_R = D \cdot \sqrt{\frac{C}{K_f \cdot C_R + C}} \cdot \sqrt{\frac{G_{v,h} - U_{v,h}}{U_{v,h}}} \quad (22-5)$$

بطور مثال باتوجه به یک ضریب فنری لاستیک $C_{Rh} = 170.7$ [N/mm] و یک ضریب اصلاح $K_F = 1.27$ برای لاستیکهای دیاگونال در سرعت 140 [Km/h] چنین نتیجه می‌شود:

$$D_R = 0.275 \times \sqrt{\frac{17.7}{1.27 \times 170.7 + 17.7}} \times \sqrt{\frac{4.9 - 0.98}{0.98}} = 0.275 \times 0.544 \dots \rightarrow \dots D_R = 0.15$$

این میزان دمپینگ برای یک اکسل ثابت سنگین و محرك بسیار کم است و این اکسل در جاده‌های ناهموار نوسان خواهد کرد. در سیستمهای تعلیق تکی سبکتر ($U_h \cong 50$ [Kg]) ضریب دمپینگ چرخ برابر با $D_R = 0.2$ می‌شود، رقم نسبتاً مناسب‌تریست اما هنوز هم کافی نیست.

محاسبه D و D_R نسبت به یک سرعت معین پیستون انجام می‌گیرد (کورس = 100 [mm] و دور = 100 [min^{-1}]). در نقاط بالاتر یا پائین‌تر از نقطه محاسبه شده مقدار دمپینگ متناسب با مسیر منحنی نیرو و سرعت، کوچکتر یا بزرگتر می‌شود. ممکن است برعکس حالت قبل، ضریب دمپینگ معلوم باشد (بطور مثال $D = 0.3$) در این صورت به کمک این ضریب از قبل تعیین شده میزان تنظیم کورس لازم برای کمک فنر را محاسبه می‌کنند. در این حالت بایستی قبلاً نسبت مرحله کشش به مرحله فشار d را قبلاً تعیین کرد،

$$d = \frac{F_A}{F_E} \quad (23-5)$$

تا بتوان $F_A = d \cdot F_E$ را در رابطه (21-5) قرار داد. در مثال آموزشی $d = \frac{1.18}{0.39} = 3$ است. D و D_R باعث کاهش جزئی تعداد نوسانات n و n_R می‌شوند. این مقادیر اما تابحال بدون تأثیر دمپینگ بررسی می‌شدند، باتوجه به دمپینگ چنین داریم:

برای بدنه: (24-5)

$$n_D = n \cdot \sqrt{1 - D^2}$$

برای چرخ:

(25-5)

$$n_{RD} = n_R \cdot \sqrt{1 - D_R^2}$$

برای مقدار $D = 0.25$ مقدار $n_D = 0.968n$ شده و برای $D = 0.3$ مقدار $n_D = 0.954n$ می‌شود، میزان کاهش حدود 4% در اغلب موارد قابل چشم پوشی است.

7-5 اوزان و بارگذاریهای مجاز

بدون شناخت وزن خودرو در وضعیت خالی و در وضعیت بارگیری شده و بدون شناخت چگونگی توزیع بارگذاری روی اکسل‌ها نه می‌توان سیستم فربندی را طراحی کرد و نه می‌توان آن را ارزیابی نمود.

دو کمیت «وزن» و «بار» استاندارد بوده و در استاندارد DIN70020 ورق دو برحسب جرم سر نشینان خودرو (به کیلوگرم یا به تن)، جرم اشیاء و کالای قابل حمل و جرم خودرو تعریف شده است.

هرچقدر یک خودروی سواری سبک‌تر باشد امکان بارگیری آن بیشتر و تحت شرایطی مصرف سوخت آن کمتر است. علاوه بر این میزان سائیدگی لاستیکها کمتر، قابلیت فرماندهی و قابلیت

شتاب‌گیری آن نیز بهتر می‌شود. خودروهای سبک نسبت به خودروهای سنگین‌تر دارای امتیازاتی هستند، اما معایبی نیز از خود نشان داده‌اند، زیرا عکس‌العمل فنری و ارتعاش آنها نامناسب‌تر بوده و در مقابل بارگیری حساس‌ترند.

1-7-5 وزن خالی

وزن خالی m_1 طبق تعریف در استاندارد DIN70020 شامل قسمتهای زیر از یک خودرو است:

- مایع ترمز
- مایع خنک‌سازی (در صورت لزوم)
- مخزن سوخت که تا حداقل 90% ظرفیت آن پر شده باشد.
- مجموعه ابزار طبق استاندارد مربوطه
- باتری پر و شارژ شده
- مایع روغنکاری
- تجهیزات اضافی بالا بر و چرخ‌یدک و سایر تجهیزاتی که طبق قانون پیش‌بینی می‌شود، از قبیل کمربند ایمنی، تکیه‌گاه سر و یا مثلث اخطار و جعبه کمک‌های اولیه به وزن حدود 4 [kg] نیز به وزن خالی اضافه می‌شود.

در کلیه خودروها، با استفاده سواریه‌ها و خودروهای ترکیبی و موتور دوچرخه‌ها قانون‌گذار خواستار این است که وزن خالی شامل وزن اجزاء زیر نیز باشد:

- کپسول آتش‌نشانی
- مجموعه قطعات یدکی طبق استاندارد مربوطه
- گوه‌های زیر لاستیک (برای پارکینگ)
- وزن راننده به میزان 75 کیلوگرم
- وزن خالی خودروهای باری تابع نوع ساختمان انتخاب شده برای بدنه بوده و بایستی برحسب مورد تعیین شود. در سواریه‌های لیموزین وزن خالی تابع عوامل زیر است:
- نوع بدنه
- تعداد درها

- وزن موتور
 - اضافه وزن جعبه دنده اتوماتيك
 - نوع تجهیزات
- تجهيزات ویژه (از قبیل دستگاه تهویه) و سایر وسایل کمکی که بعداً اضافه می‌شود نیز باعث افزایش وزن خالی خودرو شده و از امکان بارگیری مفید آن می‌کاهد، حتی ممکن است از تعداد نشیمنگاه نیز کاسته شود. معمولاً وزن خالی را برحسب نوع خودرو و مدل تعیین کرده و در شناسنامه و جواز عبور خودرو قید می‌کنند.

2-7-5 وزن کل مجاز

وزن کل مجاز m_{gz} توسط قانون‌گذار برای هر نوع خودرو و باتوجه به حد مجاز بارگذاری مواد بکار رفته در خودرو که توسط سازنده تضمین می‌شود و قابلیت تحمل لاستیک‌ها و غیره تعیین می‌گردد.

3-7-5 بارگیری مفید مجاز

قانون‌گذار تحت عنوان بارگیری مفید مجاز آن مقدار حداکثر بارگیری m_G ممکن را می‌فهمد که یک خودروی آماده به حرکت می‌تواند حمل کند، بدون اینکه از وزن کل مجاز m_{gz} و از بارگذاری مجاز اکسل‌ها تجاوز شود.

چگونگی بارگذاری مجاز اکسل‌ها تابع چگونگی توزیع کالا است. قسمت وزن Δm_A اضافه شده توسط یک یدک، که بر کوپلینگ یدک اعمال می‌شود، بارگیری مفید خودروی یدک کش را به همین میزان کاهش می‌دهد.

برای تعیین تعداد سرنشینان مجاز برای یک سواری بایستی طبق استاندارد DIN70031 برای هر نفر سرنشین به انضمام البسه 68 kg، وزن منظور کرده و حداقل 7 kg برای بار همراه مسافر هم به آن اضافه نمود.

وزن m_k باری که در عمل می‌توان در صندوق بار حمل نمود را به کمک رابطه زیر و باتوجه به m_G و تعداد n نشیمنگاه تعیین شده در شناسنامه خودرو محاسبه می‌کنند:

$$m_k = m_G - 68.n \quad [kg]$$

به عنوان مثال در یک سواری پنج نفره با امکان 400 [kg] بارگیری چنین داریم:

$$m_k = 400 - 68 \times 5 = 60 \quad [kg]$$

به این جهت وزن بارگیری اضافی m_k ممکن، در عمل بیش از حداقل وزن m_{kmin} پیش‌بینی شده در استاندارد می‌باشد:

$$m_{kmin} = 7.n = 7 \times 5 =$$

$$35 \quad [kg]$$

باتوجه به اوزان مجاز تعیین شده توسط قانون‌گذار، جدول بارگیری ممکن به شرح زیر جمع‌بندی می‌شود:

وزن 2 نفر سرنشین	$136kg + 14kg$ بار	$150kg$	بارگیری
وزن 3 نفر سرنشین	$204kg + 21kg$ بار	$205kg$	بارگیری
وزن 4 نفر سرنشین	$272kg + 28kg$ بار	$375kg$	بارگیری

وزن 5 نفر سرنشین $340\text{kg} + 35\text{kg}$ بار $= 357\text{kg}$ بارگیری و غیره

به این جهت يك خودرو با ظرفیت 375 کیلوگرم توسط قانونگذار به عنوان خودروي سواري با ظرفیت 5 سرنشین شناخته می‌شود، به این شرط که سایر مقررات ایمنی از قبیل استفاده از کمربند ایمنی و غیره نیز رعایت شده باشد.

اگر در يك سواري با ظرفیت 5 نفر سرنشین که حد پایین بارگیری مجاز آن 375 کیلوگرم تعیین شده، پنج نفر هريك به وزن 75 کیلوگرم سوار شدند، وزن کل بارگذاري آن 375 کیلوگرم تکمیل می‌شود. اگر این خودرو مضافاً به تجهيزات از قبیل سقف کشویی و کولینگ يدك و وسایلي مشابه مجهز شده باشد، در این صورت از حدبارگیری مجاز آن تجاوز شده است و دیگر نمی‌توان بار همراه مسافر را حمل کرد. اگر راننده بدون توجه به این نکته صندوق بار را بارگیری نماید، از حد بارگیری مجاز و حد بارگیری مجاز اکسل عقب تجاوز می‌شود. پی‌آمد آن کاهش ایمنی سفر و عملکرد نامناسب خودرو در پیچ‌ها و شرایط ترمزگیری نامناسب‌تر و غیره است. اگر باتوجه به این واقعیات سانحه‌اي رخ دهد راننده به خاطر تجاوز از حد بارگیری مجاز از نظر حقوقي مسئول و جوابگو می‌باشد.

4-7-5 وزن طراحی

وزن طراحی m_t موقعیت وزنی خودرو را درحین طراحی تعیین می‌کند و تحت تأثیر این مقدار وزن بارگیری که به منظور طراحی بطور قراردادی تعیین می‌شود، فنرهای خودرو در مقایسه با وضعیت خالی جمع‌تر شده و بدنه خودرو در جلو و عقب پایین‌تر رفته و موقعیت ارتفاعی خاصی نسبت به زمین پیدا می‌کند. موقعیت وزنی طراحی در استاندارد بین‌المللی ISO/IS2958 به نام:

“Road Vehicles Exterior Protection for Passenger Cars”

بطور بین‌المللی و باتوجه به ظرفیت سرنشین‌های خودرو به شرح زیر تعیین شده است:

توزیع سرنشین‌ها	تعداد نشیمنگاه
2 نفر هريك به وزن 68 کیلوگرم روی صندلی جلو	2 و 3
2 نفر روی صندلی‌های جلو و يك نفر روی نیمکت عقب	4 و 5
2 نفر هر بار روی صندلی‌های جلو و روی نیمکت عقب	6 و 7

بار همراه مسافر در وزن طراحی رعایت نمی‌گردد و خودرو بایستی روی تخته رسم در یکی از وضعیت‌های فوق نمایش داده شود. این وضعیت بارگیری نظری وزن طراحی یا وضعیت نرمال و یا موقعیت صفر نیز نامیده شده است.

5-7-5 بارگذاري مجاز اکسل‌ها

بارگذاري مجاز اکسل‌ها توسط قانونگذار با رعایت حد بارگذاري مجاز مواد، قابلیت تحمل لاستیک‌ها و رعایت شرایط بارگذاري جاده‌ها برای هر نوع خودرو جداگانه تعیین می‌شود. مجموع بارگذاري مجاز اکسل‌ها، در جلو m_{vz} و در عقب m_{hz} بایستی حداقل در حد وزن کل

مجاز m_{gz} در نظر گرفته شود. اما به خاطر توزیع بهتر بارگیری مفید بایستی این مجموع بزرگتر از وزن کل مجاز تعیین شود (در این ارتباط به جدول 5-1 مراجعه شود).

$$m_{zv} + m_{hz} \geq m_{gz} \quad (15-5)$$

آنچه در مقررات منظور نشده «فاصله نوسان فنری» باقی مانده است. یعنی اینکه یک اکسل که بطور کامل و با حداکثر ظرفیت بارگذاری شده هنوز به چه میزان می تواند نوسان کند. اگر این فاصله نوسان کمتر از $S_{Re} = 50$ [mm] باشد ممکن است تأثیر فنری مطلوب مورد سؤال قرار گیرد و علاوه بر این هنگام حرکت در پیچها فنر طرف انحنای خارجی پیچ دیگر نتواند جمع شود، در این صورت مرکز ثقل بدنه به بالاتر منتقل شده و خصوصیات عکس العمل پیچیدن خودرو تغییر کرده و ممکن است راننده در یک وضعیت پیش بینی نشده و غیر قابل کنترل قرار بگیرد (شکل 5-16).

6-7-5 توزیع بارگذاریها

وقتی می توان فنربندی یک خودرو را، چه از نوع سواری، کامیون یا یدک کش، طراحی نمود که چگونگی توزیع بارگذاری اکسلها قبلاً محاسبه شده یا به کمک توزین تعیین شده باشد. مهم این است که بدانیم چه مقدار از وزن بارگیریها (نه بطور درصدی) روی هریک از اکسلها اثر می کند و اینکه آیا از حد مجاز بارگیری اکسلها استفاده شده است یا نه؟.

چگونگی بارگیری یک خودرو تأثیر مستقیمی بر میزان توزیع بارگذاری روی اکسلها دارد و این نیز تأثیر بسزایی بر خصوصیات حرکتی بخصوص در لحظه شروع به حرکت یا ترمزگیری و یا هنگام حرکت در پیچها دارد. چون وضعیت توزیع بارگذاری اکسلها تابع وضعیت اشغال یا میزان بارگذاری تغییر می کند، خصوصیات حرکتی نیز تابع آن، بطور مثال در خودرویی که تنها توسط راننده اشغال شده، در مقایسه با خودرویی که تا میزان حداکثر ظرفیت وزن کل بارگذاری شده باشد، متفاوت است. به این جهت بررسی و شناخت چگونگی توزیع بارگذاریها مهم است.

وضعیت بارگذاری را می توان بطور نظری محاسبه کرده و یا به روش مناسبتر همراه با موقعیت مرکز ثقل توسط آزمایشها بطور عملی تعیین نمود. خودروهای سنگین در مقابل تغییرات توزیع بارگذاری اکسلها، در مقایسه با خودروهای کوچک و سبک، کمتر حساسند. این میزان حساسیت را به کمک ضریب درصد بارگیری نشان می دهند:

$$K_{nb} = \frac{m_G}{m_1} \times 100 \quad (16-5)$$

m_G وزن کل بارگیری شده و m_1 وزن خودروی خالی به کیلوگرم می باشد. در خودروهای سنگین تر طبقه بالا این رقم حدود 32% و در خودروهای کوچک حدود 57% است. خصوصیات حرکتی تابع این ضریب می باشد، بطوریکه خودروهای سبک در طراحی سیستم شاسی نیاز به زحمت طراحی نسبتاً بیشتری دارند تا در هر وضعیت بارگیری ایمنی حرکت تأمین شود. در جدول 5-1 متوسط توزیع بارگذاری اکسلها تابع نوع ساختمان (چرخهای جلو محرک، نوع

استاندارد یا موتور عقب) در وضعیت خودروی خالی و در حالت‌های مختلف بارگیری نشان داده شده است.

جدول 5-1: توزیع متوسط درصد بارگذاری اکسل‌ها تابع نوع سیستم محرک و وضعیت بارگیری. در یک سواری لیموزین نوع استاندارد، چرخ‌های محرک عقب در حالت بارگیری کامل بیشترین بارگذاری را دارند. در حالیکه در محرک جلو در مقایسه در حالت بارگذاری فقط توسط 2 سرنشین، چرخ‌های جلو حداکثر بارگذاری را پیدا می‌کنند. تابعیت از بارگیری در موتور جلو قوی‌تر و در موتور عقب ضعیف‌تر است.

موتور جلو محرک چرخ‌های جلویی		نوع استاندارد		موتور عقب محرک چرخ‌های عقب		
جلو	عقب	جلو	عقب	جلو	عقب	
61	39	53	47	40	60	خالی
60	40	53	47	42	58	2 سرنشین جلو
55	45	49	51	40	60	4 سرنشین
49	51	43	57	41	59	5 سرنشین و اضافه بار

بارگذاری زیادتر اکسل جلو یا اکسل عقب بخاطر نصب سیستم محرک در جدول خوبی مشهود است. جالب توجه این است که 2 نفر سرنشین روی صندلی‌های جلو تأثیر کمی بر چگونگی بارگذاری اکسل‌ها دارند، در حالیکه افراد مستقر روی صندلی‌های عقب در مقایسه باعث تغییر کلی توزیع بارگذاری اکسل‌ها می‌شوند، بطوریکه اکسل عقب را بین 70% تا 90% وزن خود بارگذاری نموده و تنها حدود 10% تا 30% از وزنشان به اکسل جلو منتقل می‌شود.

در خودروهای محرک جلو و در خودروهای نوع استاندارد وزن بار صندوق بار، بخاطر موقعیت استقرار صندوق بار در پشت اکسل عقب، نوع بارگذاری (بطور نظری) حالت تیر یک سر درگیر را پیدا کرده و باعث کاهش بارگذاری جلو به میزان حدود 10% تا 30% می‌شود، بطوریکه اکسل عقب را با 110% تا 130% وزن بار صندوق بارگذاری می‌نماید.

در خودروهای موتور عقب با تقسیم صندوق بار بین دو اکسل جلو و اکسل عقب، در خودروی تا حد ظرفیت کل بارگذاری شده، از نظر توزیع بارگذاری‌ها نسبت به خودروی خالی چندان تغییری حاصل نمی‌شود و وزن بار در هر یک از صندوق‌ها را بایستی مستقیماً به وزن همان اکسل اضافه نمود.

نحوه توزیع بارگذاری‌ها برای خودروهای سواری در استاندارد DIN70031 تعریف شده و قسمت اعظم این استاندارد با استاندارد بین‌المللی ISO2416 تطبیق دارد.

8-5 منحنی تغییر شکل فنر

1-8-5 فنربندی اکسل جلو

نوع فنربندی در اکسل جلویی یک سواری لیموزین یا یک سواری ترکیبی بایستی تا حد امکان نرم باشد تا حداکثر راحتی سفر برای سرنشینان تأمین شده، حمل و نقل کالا بدون ارتعاشات و گیرایی مطلوب بین چرخ و جاده تأمین بشود.

در صورتیکه تعداد نوسانات در دقیقه کم باشد ($n \approx 30[\text{min}^{-1}]$) انسان فواصل نوسان فنري و سرعت ارتعاشي را، در مقایسه با فنربنديهاي سخت سابق که تعداد نوسانات حدود 100 نوسان در دقیقه بود، حدود 80% کمتر احساس ميکند، اما امکان میزان نرمي فنربندي عملاً محدود است و تابع کل فاصله نوسان موجود تعیین ميشود:

$$S_{gv} = S_{1v} + S_{2v}$$

این کل فاصله نوسان که از مجموع فاصله جمع شدن فنر و فاصله باز شدن فنر چرخها تشکیل مي شود بایستي حداقل برابر باشد با:

$$S_{gv} \geq 160 [\text{mm}]$$

پس از بارگیری، در اکسل عقب و در اکسل جلو پیشبیني يك فاصله نوسان فنري باقیمانده حدود $S_{Re} \geq 50 [\text{mm}]$ نیز بسیار با اهمیت است تا میزان افزایش ارتفاع مرکز ثقل بدنه در پیچها محدود بماند (به شکل 5-16) مراجعه شود.

تستهای اندازمگیری در بسیاری از مدلهاي مختلف سواريها نشان داده است که در خودروهاي به اصطلاح راحت (مجهز به فنر فولادي) تعداد نوسان در اکسل جلو بين $[\text{min}^{-1}]$ 60 و $n_v =$

$n_v = 70 [\text{min}^{-1}]$ برای يك فاصله نوسان فنري حدود $200[\text{mm}]$ قرار داشته است. شکل 5-10، منحنی تغییر شکل يك چنین سیستم فنربندي را نشان مي دهد.

برای رسم منحنی تغییر شکل فنر، در صنعت خودروسازي معمولاً فواصل نوسان را به محور افقی يك سیستم مختصات قائم و بارگذاری چرخها را به محور عمودي آن منتقل مي کنند. خواندن دقیق اختلاف فواصل نوسان ایجاد شده در اثر تغییرات بارگذاری برای هر چرخ مستلزم استفاده از يك مقیاس مناسب حداقل 1:1 برای محور افقی و مقیاس $100\text{kg} = 40 [\text{mm}]$ برای محور عمودي است.

در شکل 5-10، مقدار ضریب فنري در محدوده خطي برابر است با $C_v = 8.3 [\text{N/mm}]$ و چرخ هنگام باز شدن فنر از موقعیت صفر ($F_{nt} = 2.56 [\text{KN}]$)، البته اگر فنر بتواند بدون مانع کاملاً باز شود، فاصله نوسان $S_0 = 308\text{mm}$ را طی خواهد کرد. این فاصله نوسان را مي توان با استفاده از واحدهای $[\text{N}]$ و $[\text{mm}]$ خیلی ساده محاسبه کرد:

$$S_0 = \frac{F_{nt}}{C_v} = \frac{2560}{8.3} = 308 [\text{mm}] \quad (17-5)$$

از نظر خصوصیات حرکتی عملاً چنین فاصله نوسان ضروري نبوده و از نظر طراحی هم غیر قابل تحقق است. به این جهت در کلیه خودروها يك مانع فنري پیشبیني مي شود که از باز شدن زیاد از حد فنر (یا جمع شدن زیاد از حد آن) جلوگیری کرده و فاصله نوسان باز شدن فنري S_2 را محدود مي کند. در سواریها و کامیونهاي سبك این مانع فنري را یا در داخل کمک فنر و یا در داخل پایههاي فنري نگهدارنده چرخ نصب مي کنند. در شکل 5-10 فاصله S_2 برابر

با 115 mm بوده و مقدار نسبتاً بزرگی است و با خم شدن منحنی در فاصله حدود $S = 30\text{mm}$ می‌توان نقطه شروع تأثیر مانع را شناخت.

به این جهت یک سیستم فنربندی نرم نیاز به مانع فنری دارد و اگر چنین موانعی بکار نرفته باشد، فنر اکسل محکم به سطح تکیه‌گاه خود برخورد می‌کند. نیروی مانع (نیروی بارگذاری مانع) در شکل 5-10 برابر است با:

$$F_{Fmax} = F_{nt} + C_v \cdot S_1 = 2560 + 8.3 \times 92 = 3324 \quad [N]$$

$$F_{Fmax} = 3.32 \text{ [KN]} \quad \text{یا} \quad (338.5 \text{ [Kg]})$$

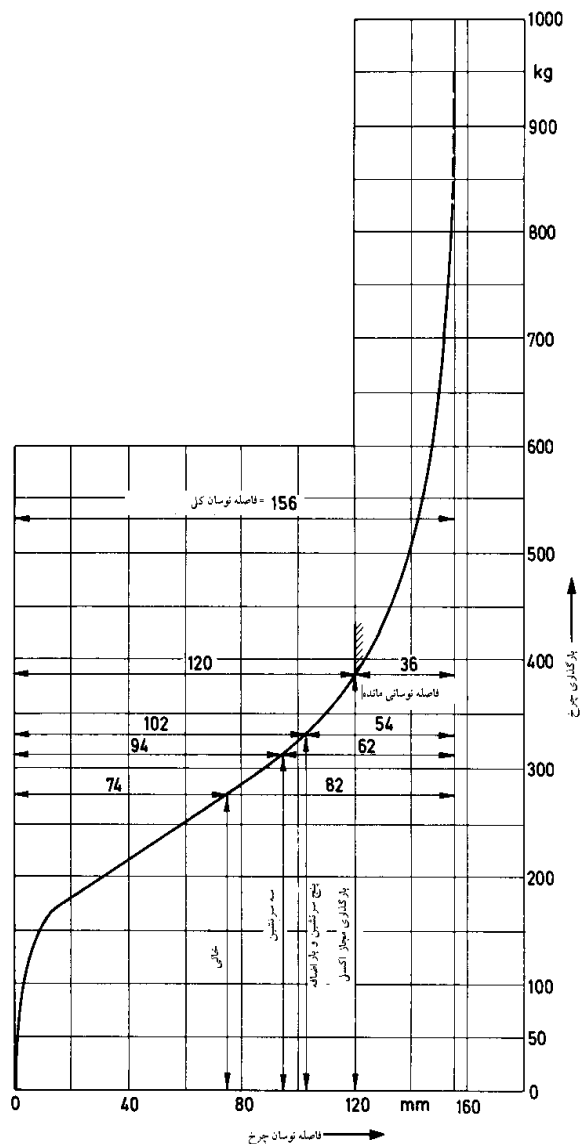
در جاده‌های ناهموار ممکن است ضریب ضربه به حدود 2.5 برسد، یعنی بر مبنای نیروی عمودی F_{nt} در موقعیت صفر ممکن است حداکثر نیروی F_{ntmax} برابر شود با:

$$F_{ntmax} = 2.5 \times F_{nt} = 2.5 \times 2.56 = 6.4 \quad [KN]$$

فنر اصلی طراحی شده با ضریب فنری 8.3 [N/mm] مقدار نیروی $F_{Fmax} = 3.32 \text{ [KN]}$ را جذب کرده و نیروی باقی مانده $F_z \approx 3.1 \text{ [KN]}$ توسط فنر کمکی اضافی به عنوان مانع فنری جذب می‌شود. شکل 5-13، یک نمونه ساختمانی و منحنی مانع را نشان می‌دهد. در شکل 5-10، نقطه شروع به عملکرد مانع پس از طی فاصله نوسان 140 [mm] مشاهده می‌شود. وقتی فنر بدنه خودرو از موقعیت صفر به فاصله 67 [mm] جمع شود، بایستی فنر کمکی (مانع) بطور نرم به سطح اتکاء خود تکیه کرده و سپس تقریباً بطور پرگرسیم تغییر شکل پیدا کند.

در شکل 5-13، منحنی فنربندی یک خودرو سواری نوع ساختمان استاندارد که بطور نرم فنربندی شده نشان داده شده است. تعداد نوسانات در دقیقه با $n_{vt} = 63 \text{ [min-1]}$ در محدوده قابل قبول قرار دارد و کل فاصله فنری با رقم $S_g = 196 \text{ [mm]}$ مقدار نسبتاً بزرگی است.

از ظرفیت کل بارگذاری مجاز اکسل جلو برابر با 770 [kg] که مقدار نسبتاً بالایی است بطور کامل استفاده بشود فاصله نوسان فنری باقیمانده S_{Re} به میزان 36 [mm] کاهش پیدا می‌کند.



شکل 5-14: منحنی اندازه‌گیری شده تغییر شکل فنر در سیستم فنربندی پرگرسیو چرخهای سواری Toyota Corolla 1.6DX فاصله نوسان فنری باقیمانده بزرگ است و کل فاصله نوسان فنر با رقم 156 [mm] هنوز کافی است. همین‌طور فاصله نوسان باقیمانده 54 [mm] برای حالت اشغال خودرو توسط 5 نفر سرنشین. بارگیری اضافی صندوق بار باعث باز شدن فنر جلو می‌شود، یعنی فاصله نوسان را افزایش می‌دهد. از ظرفیت کل بارگیری 770 کیلوگرمی این سواری نمی‌توان بطور کامل استفاده کرد. زیرا برای بارگذاری ممکن یک چرخ به میزان 385 [kg] فاصله نوسان باقیمانده 36 [mm] می‌شود که مقدار بسیار کمی است. تعداد نوسان در دقیقه و ضریب فنری اشاره به فنربندی نسبتاً سخت دارد. مقادیر برای وزن طراحی عبارتند از:

$$C_{vt} = 21.8 \text{ [N/mm]}$$

$$N_{vt} = 84 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

5-8-2 فنربندی اکسل عقب

طراحی فنربندی اکسل عقب به خاطر وجود تفاوت‌های بیشتر در بارگذاری‌های مختلف دشوارتر است. علاوه بر این در این اکسل بررسی فاصله فنری باقیمانده نیز ضروری است. مخزن سوخت معمولاً در پشت یا بالایی اکسل قرار می‌گیرد. اگر مخزن خالی بوده و خودرو حامل یک نفر سرنشین باشد این وضعیت بارگذاری با وضعیت خالی مطابقت دارد، اما اگر فنر چرخ نتواند به اندازه کافی باز شود تأمین گیرایی کافی لاستیک سؤال انگیز می‌شود، به این جهت باید فاصله نوسان فنری باقیمانده به میزان: $S_{2Re} \geq 50 \text{ [mm]}$ امکان‌پذیر باشد. در جلو می‌توان به کمک بارگیری سقف از حداکثر بارگذاری مجاز اکسل استفاده کرد. مقدار تفاوت

برای حالت‌های بارگیری بین 1 نفر سرنشین و 5 نفر سرنشین در مثال اشکال 5-13 و 5-14 تنها برابر با $\Delta m_v = 73 \text{ [kg]}$ می‌شود.

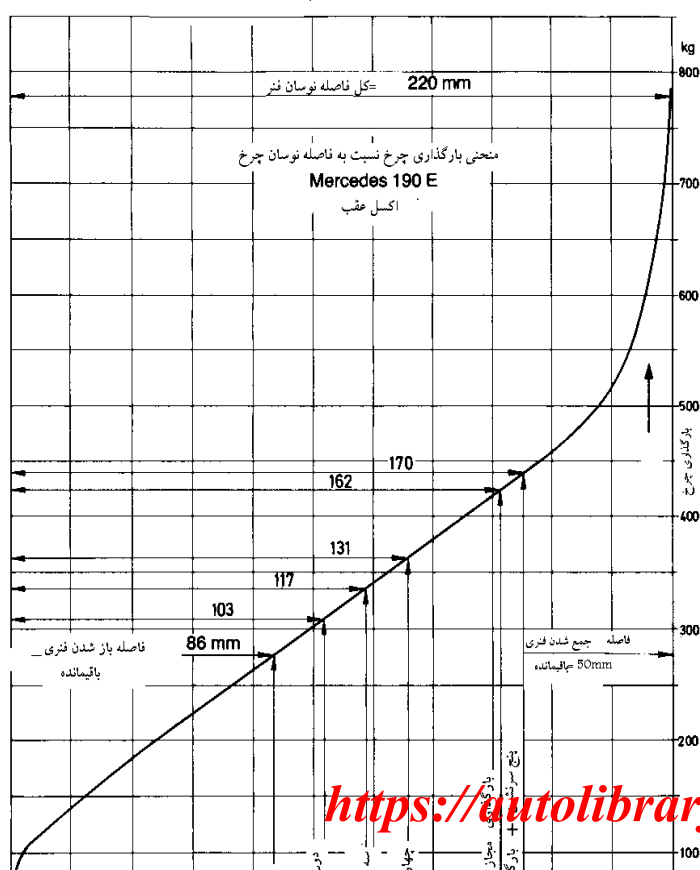
وزن سرنشینان جلو تقریباً بطور یکنواخت بین اکسل عقب و اکسل جلو تقسیم می‌شود، درحالی‌که بطور متوسط 75% وزن مسافری روی نیمکت عقب، فربندی اکسل عقب را بارگذاری می‌نماید. در خودروهای نوع استاندارد و محرك جلو صندوق بار در عقب خودرو قرار دارد و هنگام بارگیری حدود 110% وزن بار صندوق به اکسل عقب منتقل می‌شود. این باعث وجود بیشترین اختلاف بارگذاریها بین وضعیت خالی و وضعیت بارگذاری مجاز اکسل به میزان $\Delta m_h = 300 \text{ [kg]}$ و یا حدود $\Delta m_h = 400 \text{ [kg]}$ در اکسل عقب هر دو نوع خودروی نامبرده (اشکال 5-15 و 5-17) می‌شود. در حالت اخیر مقدار بارگذاری برای هر چرخ در هر طرف اکسل برابر با $\frac{\Delta m_h}{2} = 200 \text{ [kg]}$ می‌شود و این با یک تغییر بارگذاری چرخ به میزان $\Delta F_{nh} = 1962 \text{ [N]}$ تطبیق دارد. با فرض کردن یک نوع فربندی خطی با ضریب فبری $C_h = 20 \text{ [N/mm]}$ فاصله نوسان برابر با:

$$\Delta S = \frac{\Delta F_{nh}}{C_h} = \frac{1962}{20} = 98.1 \text{ [mm]}$$

ایجاد می‌شود.

به عنوان فاصله نوسان باقیمانده برای نوسان به بالا و یا به پایین، هر یک به میزان 50 [mm] به آن اضافه می‌شود. بطوریکه کل فاصله نوسان فبری نمی‌تواند کمتر از مقدار $S_{hg} = 200 \text{ [mm]}$ بشود.

در شکل 5-15، منحنی تغییر شکل فبر، سیستم فربندی خطی چرخهای عقب یک سواری نوع استاندارد نشان داده شده است.



شکل 5-15: منحنی اندازه‌گیری شده تغییر شکل فبر برای فربندی نرم و تقریباً خطی چرخهای عقب سواری مرسدس بنز مدل 190E، مانع کشش و فبر اضافی در داخل کمک فبر قرار دارند. برای 5 نفر سرنشین به اضافه بار همراه مسافر (427 کیلوگرم) در چرخهای عقب فقط 50 میلیمتر فاصله نوسان فبری باقی می‌ماند. ضریب فبری (برای وزن طراحی $m_{ht} = 672 \text{ [kg]}$) برابر است با:

$$C_{ht} = 18.9$$

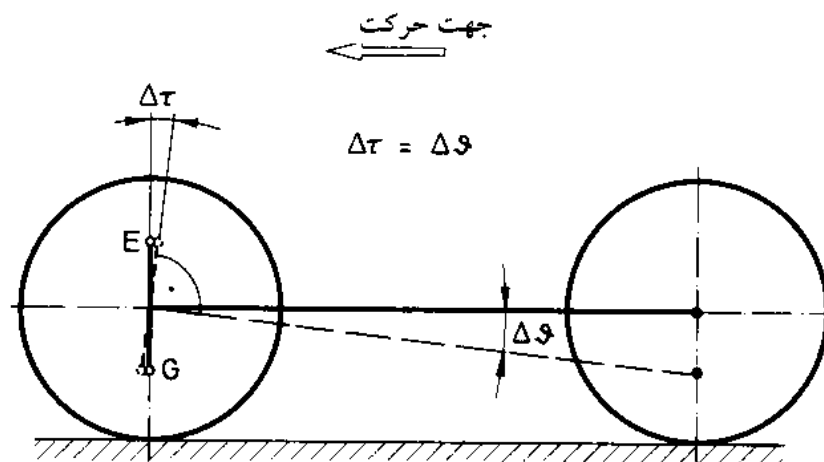
N/mm

و تعداد نوسان در دقیقه برابر
است با $n_{ht} = 77 [\text{min}^{-1}]$ وزن
جرمهای فنربندی نشده را
دایمتر بنز $m_{uh} = 91 [\text{kg}]$ اعلام
کرده است.

باوجود فنربندی نوع نرم با ضریب فنری $C_{ht} = 18.9 [\text{N/mm}]$ فاصله نوسان باقیمانده $86 [\text{mm}]$ یا $50 [\text{mm}]$ می‌باشد. تعداد نوسانات در دقیقه برای حالت نیمه بارگیری (3 نفر سرنشین)، $n_{ht} = 77 [\text{min}^{-1}]$ نوسان در دقیقه و با افزایش بارگیری این مقدار به نفع راحتی سفر کاهش پیدا می‌کند. (ضریب فنری ثابت می‌ماند، درحالی‌که جرم افزایش پیدا می‌کند. به رابطه 5-4 مراجعه شود). این چنین طراحی مناسب باتوجه به رعایت نکات زیر امکان‌پذیر شده است:

- کل فاصله نوسان فنری بزرگ است. ($S_{hg} = 220 [\text{mm}]$)
- میزان بارگیری که فقط با 45% وزن خالی تطبیق دارد.
- صندوق بار در عقب زیاد از حد بیرون نمی‌زند.
- فاصله طولی بلند بین چرخهای جلو و عقب ($l = 2665 [\text{mm}]$)

نقص این طرح پایین آمدن عقب خودرو در اثر بارگیری و همراه با آن ایجاد زاویه کلمزنی 9 است (شکل 5-16).



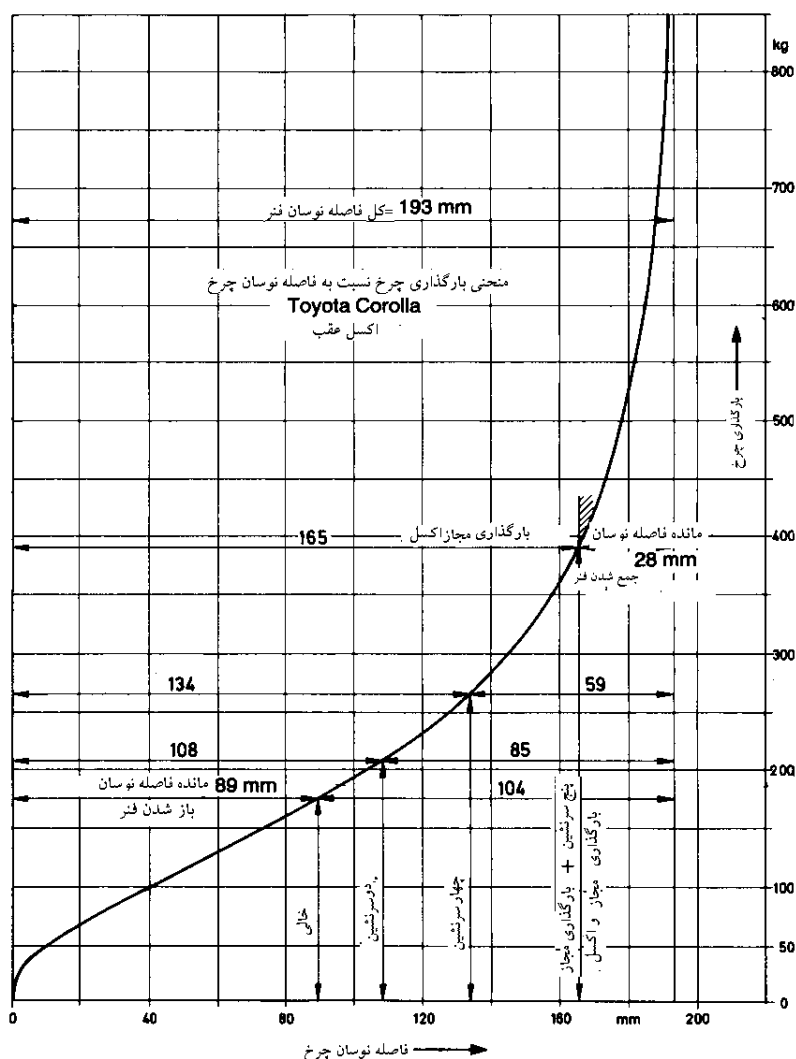
شکل 5-16: درصورت بارگیری ارتفاع عقب بدنه خودرو بیشتر از ارتفاع جلو کاهش پیدا می‌کند و زاویه عقب افتادگی به اندازه تغییر زاویه بدنه ΔS افزایش پیدا می‌کند.

در خودروی بررسی شده می‌توان با مونتاژ یک دستگاه تنظیم ارتفاع نورافکن (بطور سری) خطر تغییر نور بالا را از بین برد. با نوع فنربندی که محدوده وسط منحنی پیرگرسو باشد

می‌توان فاصله نوسان فنری را کوتاه‌تر کرده و علاوه بر این میزان پایین آمدن عقب خودرو را کاهش داد.

در شکل 5-17، یک چنین منحنی با استفاده از ارقام اندازه‌گیری شده در یک خودروی محرك جلو رسم شده است. تعداد $n_{th} = 93 \text{ [min}^{-1}]$ نوسان در دقیقه (برای وضعیت طراحی یعنی اشغال خودرو با 3 نفر سرنشین) دلالت بر سختی فنربندی دارد، باوجود تفاوت بارگیری بیش از 399 [kg] فنر اکسل فقط حدود $\Delta S_h = 76 \text{ [mm]}$ جمع می‌شود.

میزان امکان بارگیری 500 [kg] حدود 56% وزن خالی اعلام شده توسط سازنده (893 [kg]) می‌باشد. این نسبت نامناسب موجب کاهش بیشتر بارگذاری چرخهای محرك جلو می‌شود. به نحوی که اکسل عقب را قویاً، با یک مانده فاصله نوسان فنری حدود $S_{Re} = 28 \text{ [mm]}$ بارگذاری می‌نماید. فاصله باز شدن فنری در مقایسه با مقدار $S_{2Re} = 89 \text{ [mm]}$ رقم بزرگی است.



شکل 5-17: منحنی

اندازه‌گیری شده تغییر
شکل فنری برای سیستم
فنربندی چرخ عقب
سواری مدل
Toyota corolla 1.6DX
نمونه طراحی نامناسب
فنربندی برای بارگذاری
مجاز اکسل است، زیرا
تنها 28 [mm] فاصله
نوسان فنری باقی
می‌ماند و همراه با
بارگیری بسیار بالای
 494 [kg] ایمنی سفر به
مخاطره می‌افتد (در این
ارتباط به شکل 5-16
مراجعه شود) ضریب
فنری، تعداد نوسانات
در دقیقه برای وزن
طراحی $m_{ht} = 474 \text{ [kg]}$
عبارتند از:

$$C_{ht} = 20.2 \text{ [N/mm]}$$

$$n_{ht} = 93 \text{ [min}^{-1}]$$

با بررسی منحنی‌های تغییر شکل فنری فنربندیها (با بررسی مشترک اکسل جلو و اکسل عقب) به این نتیجه می‌رسیم که ارتفاع شاسی خودرو از سطح زمین ابتدا به اندازه $\Delta S \approx 20$ [mm] بیشتر است. کاهش بعدی ارتفاع و بارگذاری بالاتر ممکن است دلایلی باشد برای کم بودن بیش از حد فواصل نوسان فنری در جلو و عقب، فواصل بزرگ بازشدن فنری نیز اشاره دیگری به پایین بودن اکسل‌ها دارد.

3-8-5 فنربندی و عکس‌العمل در پیچها

1-5-8-3 تغییرات بارگذاری چرخها در سیستمهای تعلیق تکی :

چنانچه در شکل 4-5 مشاهده می‌شود هنگام حرکت در پیچها یک نیروی گریز از مرکز برابر با:

$$F_{cwv} = m_{wv} \times a_y = \mu_s \quad (18-5)$$

$$\times Gv$$

نسبت به اکسل جلو در ارتفاع مرکز ثقل S خودرو اثر می‌کند. تغییرات در بارگذاری چرخها که هنگام پیچیدن ایجاد می‌شود را (در انحناي خارجي پیچ $\Delta F_n +$ و در انحناي داخلي پیچ $\Delta F_n -$) می‌توان برای هر دو اکسل بطور جداگانه برآورد نمود. رابطه آن برای اکسل عقب عبارت است از:

$$\pm \Delta F_{nh} = \mu_s \times G_h \times \frac{h_s}{b_h} \quad (19-5)$$

h_s = ارتفاع مرکز ثقل خودرو

b_h = فاصله عرضي چرخهای عقب خودرو

در یک خودروی محرک جلو با استفاده از بارگذاری مجاز اکسل بطور مثال با $m_h = 780$ [kg]، یک ارتفاع مرکز ثقل برابر با $h_s = 530$ [mm]، با فاصله عرضي $b_h = 1425$ [mm] و با ضریب اصطکاک جانی $\mu_s = 0.7$ نیروی برابر با:

$$\pm \Delta F_{nh} = 0.7 \times 780 \times 9.81 \times \frac{530}{1425} = 1993 \quad [N]$$

ایجاد می‌شود.

هرچقدر فاصله عرضي بزرگتر بوده و ارتفاع مرکز ثقل کمتر باشد، مقدار نیروی $\pm \Delta F_{nh}$ کمتر می‌شود. رابطه مربوط به اکسل جلو بطور مشابه برابر است با:

$$(20-5)$$

$$\pm \Delta F_{nh} = \mu_s \times G_v \times \frac{h_s}{b_v}$$

2-3-8-5 فواصل نوسان فنر در سیستمهای تعلیق تکی :

مقدار نیروی محاسبه شده مثال 1993 [N] با یک تغییر بارگذاری حدود 203 [kg] تطبیق دارد و بنابراین چرخ را در انحناي خارجي پیچ حدود 593 [kg] و در انحناي داخلي پیچ حدود 187 [kg] بارگذاری می‌نماید.

این مقدار بارگذاری بر مبنای میزان مجاز 390 [kg] باتوجه به شکل 5-17، فواصل نوسانی به میزان:

برای فاصله جمع شدن فنر به مقدار $\Delta S_{1h} = 20$ [mm]

برای فاصله باز شدن فنر به مقدار $\Delta S_{2h} = 69$ [mm] نتیجه می‌شود.

3-3-8-5 تغییرات در ارتفاع مرکز ثقل بدنه :

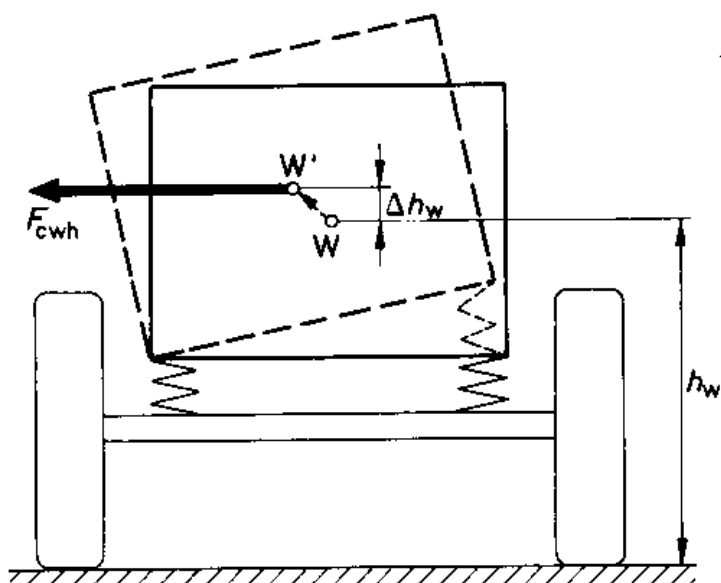
با قرار دادن مقادیر فواصل نوسان بدست آمده برای مثال عددی بکار رفته در بندهای 5-7-3 الف و ب، در رابطه‌ای که برای محاسبه تغییرات ارتفاع مرکز ثقل بدنه در اکسل عقب به شرح زیر معتبر است:

$$\Delta h_{wv,h} = \frac{(\Delta_{2v,h} - \Delta S_{1v,h})}{2} \quad (21-5)$$

مقداری را نتیجه می‌گیریم که بدنه در بالای اکسل عقب به بالا فشار داده می‌شود (به شکل 5-16 مراجعه شود):

$$\Delta h_{wh} = \frac{69 - 20}{2} = 24.5 \text{ [mm]}$$

فنر بدنه در طرف انحنای خارجی پیچ جزئی جمع می‌شود، درحالی‌که بدنه در طرف داخلی به بالا تغییر مکان می‌یابد، به این جهت بایستی ΔS_1 را از ΔS_2 کسر کرد. (شکل 5-18) هرچقدر ارتفاع مرکز ثقل بیشتر افزایش پیدا کند، تغییرات بارگذاری چرخها بیشتر می‌شود (رابطه (5-19)) و این روند بخصوص در اکسلی که در آن اختلاف فاصله $\Delta h_{wv,h}$ بزرگتری ایجاد بشود، (این روند اغلب در اکسل‌های عقب مشاهده می‌شود) محسوس‌تر است. تمایل به عکس‌العمل زیاد فرمانی و عکس‌العمل تغییر گاز وقتی افزایش پیدا می‌کند، که لاستیکها در طرف انحنای خارجی پیچ قویاً فشرده بشوند، یعنی وقتی بارگذاری آنها بیش از حد قابلیت تحمل آنها بشود.



شکل 5-18: اگر در خودرویی باقیمانده فواصل نوسان فنری بسیار کم باشند، فنر بدنه در طرف انحنای خارجی پیچ کمتر از مقداری می‌تواند جمع شود که فنر طرف انحنای داخلی باز می‌شود، در این صورت مرکز ثقل بدنه از نقطه W به نقطه W' به فاصله Δh_w به بالا منتقل می‌شود. پی‌آمد آن می‌تواند حالت بحرانی «زیاد فرمانی» به سختی قابل کنترل باشد.

بطور مشابه می‌توان اختلاف

فاصله فنری اکسل جلو را به شرح زیر محاسبه کرد:

$$\Delta h_{wv} = \frac{\Delta S_{2v} - \Delta S_{1v}}{2} \quad \text{شکل (12-5)}$$

مقداري که اگر (چنانچه در شکل 5-14 مشاهده می‌شود)، منحنی فنربندی در این قسمت نیز پرگرسو باشد، بدنه در محدوده وسط اکسل جلو به بالا منتقل می‌شود.

برای محاسبه فاصله تغییر مکان مرکز ثقل بدنه Δh_w بایستی علاوه بر آن فواصل مرکز ثقل بدنه W از مراکز اکسل جلو یا عقب یعنی فواصل l_{wh} و l_{wv} را نیز رعایت کرد، یعنی:

$$\Delta h_w = \frac{\Delta h_{wv} \times l_{wh} + l_{wv} \times \Delta h_{wh}}{1} \quad (23-5)$$

اگر بارگذاری اکسل یا نیروی وزن‌ها مشخص باشند می‌توان از نسبت‌های زیر نیز استفاده کرد:

$$\frac{l_{wh}}{l} = \frac{m_v}{m_g} = \frac{G_v}{G_g} \quad \frac{l_{wv}}{l} = \frac{m_h}{mg} = \frac{G_h}{G_g} \quad (24-5 \text{ و } 25)$$

4-3-8-5 زاویه شیب بدنه در سیستم‌های تعلیق تکی:

زاویه شیب یک بدنه مقاوم در مقابل پیچش در بالای اکسل جلو و در بالای اکسل عقب یکسان است. به این جهت می‌توان زاویه شیب را برای کل خودرو، باتوجه به نوع استابیلایزاتر بکار رفته محاسبه نمود. به این منظور از مثالی استفاده می‌شود که منحنی فنربندی شکل 5-17 را دارد. زاویه شیب را در این گونه موارد بطور ساده بشرح زیر محاسبه می‌کنند.

$$\bar{\varphi} = \frac{(\Delta S_{1h} + \Delta S_{2h})}{b_h} \quad [\text{به رادیان}]$$

$$\frac{360}{2\pi} \text{ و با}$$

$$[\text{————— درجه}] \quad (26-5)$$

$$\bar{\varphi} = 57.3 \frac{(\Delta S_{1h} + \Delta S_{2h})}{b_h}$$

با قراردادن مقادیر مثال عددی در رابطه، برای فنربندی نوع پرگرسو موجود چنین نتیجه می‌شود:

$$\bar{\varphi} = 57.3 \times \frac{20 + 69}{1425} = 3.58^\circ = 3.^\circ 35'$$

در یک فنربندی که در کل محدوده نوسان خطی است، فواصل جمع یا باز شدن فنری با هم برابرند و ارتفاع مرکز ثقل تغییر نمی‌کند. در این صورت فواصل بزرگتر را می‌توان محاسبه نمود:

$$\Delta S_{1h} = \Delta S_{2h} = \frac{\Delta F_{nh}}{C_{ht}}$$

با قراردادن مقادیر مثال عددی در رابطه، نتیجه زیر بدست می‌آید:

$$\Delta S_{1h} = \frac{1993}{20.2} = 99. \dots [mm]$$

که این مقدار با یک زاویه شیب بدنه برابر $8^\circ = \varphi$ تطبیق دارد. این مثال امتیاز فنربندی پرگرسو را نشان می‌دهد.

5-8-3-5 زاویه شیب بدنه در اکسل ثابت :

در اکسل‌های ثابت اغلب فنرها روی بدنه اکسل سوار می‌شوند (شکل 4-24) و در این حالت فاصله عرضی نقاط اتصال آنها b_F کوچکتر از مقدار مشابه در نوع تعلیق تکی است. علاوه بر این برخلاف کلیه سیستمهای تعلیق تکی، اکسل ثابت تمایل به کج شدن بدنه را تقویت نمی‌کند. به این جهت بازوی اهرمی غلت جانبی کوچکتری برابر با $(h_w - h_{wh})$ وارد محاسبات زاویه شیب بدنه می‌شود، h_w ارتفاع مرکز ثقل بدنه و h_{wh} ارتفاع مرکز آنی غلت عقب است. به این جهت قریب به اتفاق کلیه روابط که تاکنون معرفی شده‌اند تغییر کرده و تغییرات بارگذاری چرخها (رابطه 5-20) کمتر می‌شوند، یعنی:

$$\pm \Delta F_{nh} = \mu_s \times G_h \times \frac{(h_w - h_{wh})}{b_F} \quad (27-5)$$

فواصل نوسان فنری ΔS_{1F} و ΔS_{2F} که به این نحو ایجاد می‌شوند در ارتباط با فنرهای هستند که نزدیک‌تر به هم قرار گرفته‌اند. برای محاسبه فواصل نوسانی فنری نسبت به نقطه اتکاء چرخ، رعایت یک نسبت تبدیل لازم است.

$$i_\varphi = \frac{b_h}{b_F} \quad (28-5)$$

$$\Delta S_{2h} = \Delta S_{2F} \times i_\varphi \quad (29-5) \quad (30-5)$$

$$\Delta S_{1h} = \Delta S_{1F} \times i_\varphi$$

برای محاسبه زاویه شیب بدنه در پیچ‌ها (نسبت به خودروی تک اکسل با اکسل ثابت) بایستی رابطه (5-26) را نیز در نسبت تبدیل نامبرده ضرب نمود. در نتیجه زاویه شیب تابع مقدار i_φ^2 می‌شود. این تابعیت یکی از معایب اکسل ثابت است. (به روابط 5-20) و (5-21) رجوع شود)

5-8-3-6 ضرایب فنری برای حالت نوسان دو طرف مختلف :

در کلیه سیستمهای تعلیق تکی - بدون توجه به استابیلایزر - ضرایب فنری در حالت نوسان دو طرف یکسان و نوسان دوطرف مختلف با یک انحراف جزئی تقریباً با هم برابرند یعنی :

$$C_{v,h} = C_{\varphi v,h}$$

اما در اکسل ثابت (بکار رفته در عقب و جلو) شرایط دیگری حاکم است:

- اگر نوسان دو طرف یکسان باشد ضریب فنری C_h نسبت به نقطه اتکاء لاستیک برابر با ضریب فنری C_{Fh} در نقطه اتصال فنر است.
- در حالت نوسان دو طرف مختلف اکسل ثابت بطور مورب قرار می‌گیرد و اختلاف فاصله نوسان ΔS_{1h} و ΔS_{2h} در چرخها بزرگتر از مقدار مشابه آن در فنرها ΔS_F به شرح زیر شده :

$$\Delta S_{1,2} = S_{Fh} \times \frac{b_h}{b_F} = \Delta S_{1,2} \times i_{\varphi h}$$

و تغییرات نیروی ΔF_{nh} در مقایسه کمتر می‌شود:

$$\Delta F_{nh} = \Delta F_{Fh} \times \frac{b_F}{b_h} = \frac{\Delta F_{Fh}}{i_{\phi h}}$$

به این جهت به عنوان ضریب فنری $i_{\phi h}$ برای حالت نوسان دو طرف مختلف چنین نتیجه می‌شود:

$$C'_{\phi h} = \frac{\Delta F_{nh}}{\Delta S_{1,2}} = \frac{\Delta F_{Fh}}{i_{\phi h} \times S_{Fh} \times i_{\phi h}}$$

$$C'_{\phi h} = \frac{C_{Fh}}{i_{\phi h}^2}$$

در حالت نوسان دو طرف مختلف چون قطعات الاستیکی بکار رفته در مفاصل هدایت کننده‌ها و میله‌ها تنش گذاری می‌شوند، ضریب فنری $C_{\phi h}$ واقعی حدود 7% بزرگتر از مقدار محاسبه شده توسط رابطه (31-5) می‌باشد، یعنی:

$$(31a-5)$$

$$C_{\phi h} = 1.07 C'_{\phi h}$$

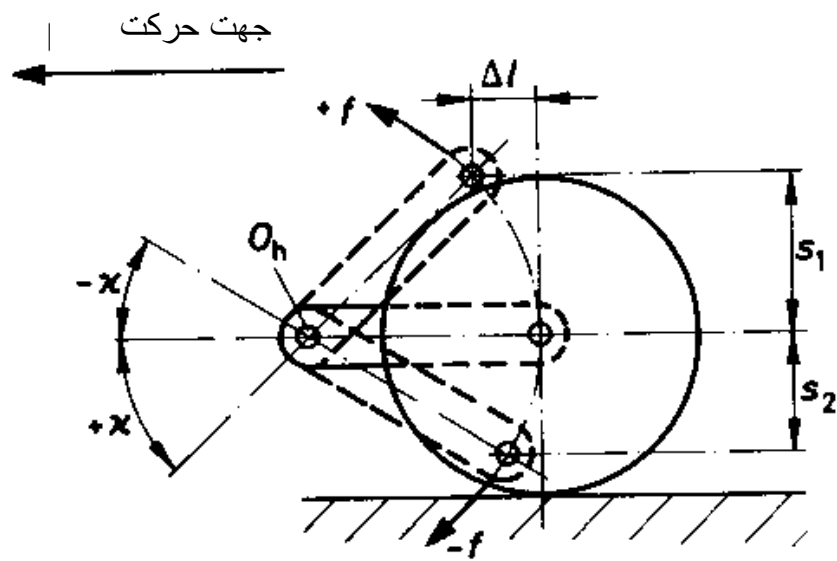
رابطه مربوط به اکسل ثابت جلو نیز مشابه است. تنها اندیس «v» جایگزین اندیس «h» می‌شود.

4-8-5 نوسان مورب

اغلب با استفاده از هدایت کننده‌های طولی یا زوج میله‌های طولی در اکسل‌های جلو و عقب یک مرکز کلهزنی $O_{v,h}$ (در هر طرف) ایجاد می‌کنند. در این گونه سیستم‌ها هنگام نوسان به بالا و به پایین جهت این حرکت چرخ دیگر عمود بر زمین نبوده، بلکه در امتداد یک قوس دایره‌ای شکل (شکل 5-19) در امتداد قوس $\pm f$ حول مراکز کلهزنی موجود نوسان می‌کند. اما در اثر این انحراف چرخ‌ها به جلو یا به عقب تا زمانی که مراکز کلهزنی بالایی مرکز چرخ قرار دارند خللی بر ایمنی سفر وارد نمی‌آید. اگر مراکز کلهزنی در ارتفاع مرکز چرخ یا زیر آن قرار گیرند، چرخ‌ها هنگام جمع شدن فنر به اندازه Δl ، به مراکز کلهزنی نزدیک شده و یا تا وقتی مراکز آن بالایی مرکز چرخ قرار گیرند از این مراکز دور می‌شوند (شکل 4-8). هنگام جمع شدن فنر بدنه، مراکز کلهزنی همراه بدنه به پایین می‌روند.

زاویه تورب نوسان فنری χ در یک سیستم هدایت کننده طولی یا طول مورب در اشکال 3-13 کتاب و 5-19 نشان داده شده است. تعیین این زوایا در اکسل‌های مختلط و اکسل ثابت نیز مشابه است. در سیستم‌های هدایت کننده عرضی دابل که بطور مورب سوار شده‌اند (شکل 4-7) اما زاویه χ برابر است با:

$$\chi = \frac{(\alpha' + \beta')}{2}$$



شکل 5-19: هدایت کننده طولی به عنوان اکسل عقب این امتیاز را دارد که مرکز کله‌زنی O_h مناسب قرار می‌گیرد. هدایت کننده بایستی تا حد امکان کوتاه بوده، اما نبایستی با وجود فواصل فنری S_1 و S_2 خواسته شده زوایای $\pm x$ زیاد از حد بزرگی ایجاد بشود. در غیر اینصورت نوسان فنری بسیار مورب $\pm f$ خواهد شد. تغییرات فاصله طولی ایجاد شده را راننده به ندرت احساس می‌کند.

منابع تکميلي :

1. M.J. Nunney, Light and Heavy Vehicle Technology. 3.Ed. Butterworth / Heihemann. 1998.
2. Thomas D. Gillespie. Fundamentals of Vehicle dynamics. SAE, 3.Ed., 1994.
3. Bastow, Donald, Howard, Geoffrey, P., Car Suspension and Handling., Pentecupress, 3.Ed., 1993.
4. J.Y. wong., Theory of Ground Vehicles, John Wily and Sons, 2.Ed. 1993.
5. Heisler, Heinz, Advanced Vehicle Technology,. Edward Arnold, England,. 2002.
6. William H. Crouse a.o., Atomotive Chassis and Body, Newyork., 1976.
7. Automotive Handbook, Robert Bosch Gmbh, VD1 – Verlag, 1976 (1996 چاپ جديد)
- 8- سيد محمد نبوي، 1- شاسي و بدنه خودروها 2- ترمزها و اطاق تهويه، ترجمه منبع شماره 6.