

### 編集部より——増補二訂版刊行にあたって

本書は、1994年9月に小社から初版発行された『車両運動性能とシャシーメカニズム』の増補二訂版です。初版発行時より飛躍的に進化した電子制御技術など、シャシーメカニズムに関する最新技術を反映させるべく、著者の宇野高明氏が全面的に内容を見直し、加筆・変更を行いました。

本書は紹介する内容を「図で理解する」ことを目指し、図版を多用しております。増補二訂版発行にあたり、図版の追加・変更も多数行いました。著者、並びに小社作成のオリジナル作図のほか、メーカー各社のご協力をいただき、収録資料の充実を図ることができました。御礼申し上げます。その他の図版についても、掲載にあたり可能な限り許諾作業をすすめて収録しております。

本書をご覧いただき、お気づきの点などございましたら、当該資料とともに弊社編集部までお知らせください。

グランプリ出版 編集部

## はじめに

車は、速く、安全に、快適に目的地に人を運ぶ道具として進化してきた。一方で、車のダイナミックな動きは人々を魅了し、単なる移動の道具としてではなく、あたかも親しい友達として進化してきたということもできる。もの心付いた子供が動くおもちゃに心惹かれるように、車に道具以上の特別な感情を抱いてしまう人は決して少なくないだろう。初めて車を運転したときの喜び、自分の思い通りに峠道をクリアできたときの喜び、さらに車とのつながりが深くなるにつれて、自分の身体の一部のような存在にさえなってくる。

車両運動性能は、単に、アクセル、ハンドル、ブレーキの操作に応じて、走り、曲がり、止まれば良いというものではない。その性能は、人の感覚に寄り添ったもので、ドライバーの“意のままに操れる”性能であることが大切だ。

こういった性能は、操作に対して遅れなく、比例的に応答すれば良いという単純なものではない。気持ちの良い加速感、単にエンジンの出力特性だけでなく、リズムミカルなギヤシフト特性、エンジンサウンドなどが欠かせないように、また、曲がり、止まる性能もハンドルの繊細な手応え、車体ロールや重心高さの微妙な動きなど多くの性能の総合的な性能だ。人の感覚は、極めて繊細で、総合的で、経験的要素を持つものなのだ。

こういった感覚性能の開発は、高度な計算や、計測技術を駆使しながら進めるが、最終的には卓越した評価スキルをもつ開発ドライバーにより、乗る人が「安心感」、「快適感」、「昂揚感」を感じるレベルまで磨き上げていく。

また、これらの性能は、タイヤ、サスペンションなどのシャシーシステムだけで出来るものではなく、前後重量配分や重心高などの車両諸元、車体剛性、パワートレイン特性なども含めた車両全体システムで創り上げていくものなのだ。そして、エンジン性能も含め、走る、曲がる、止まる、全ての性能をバランスさせ、人の感覚に合う特性に仕上げていく。これが高度なレベルでできた時に初めて“人車一体”となれる愛車ができあがるのだ。

本書では車両運動性能について、特にシャシー運動性能を主に、走り、曲がり、止まる機能の基本原理、それを高性能で実現するシステムの構造やメカニズム、そして性能を人の感覚に合うレベルに高める開発の実際について紹介する。

車両運動性能やシャシーメカニズムを解説した本は多く出版されているが、車両運動性能の解説書は車の挙動を運動方程式で説明した学術書が多く普通の人には難解だったり、また、メカニズムの解説書は性能との関係を十分説明していないものが多かった。本書では“右脳で理解する運動性能”を目指し、数式を使わず、図を使って運動性能を紹介し、その性能との関係の中でシャシーメカニズムの紹介を試みた。

また、今回の改訂においては初刊以降25年の技術進化を反映させ、また、初刊時には公開できなかった内容なども補足した。近年の自動車技術は100年に一度の大変革期の中にいると言われている。次の進化へ向けて進むためには、基本を理解しておくことが肝要だ。そういった意味で、シャシーに興味を持つ人だけでなく、パワートレイン、車体など他の分野にたずさわる人にも知っておいてほしい内容とした。

シャシー技術は奥が深く、興味深く、新たな未来を秘めたものだ。一人でも多くの人がシャシー技術に触れ、その喜びを共有し、そして、その技術をさらに進化させる思いを強くして戴ければ幸いである。

本書の執筆に際し、多くの方から貴重な意見や資料を戴いた。初刊時には(株)ブリジストン、(株)ユニシアジェックス、トキコ(株)、カヤバ工業(株)、日本発条(株)、東海ゴム工業(株)、日産自動車の松井徹氏、改訂時には、元日産自動車スカイライン商品主管 渡邊衡三氏、日産自動車 主管Phd田尾光規氏、GKNドライブライン ジャパン(株)プリンシパルエンジニア 加藤俊史氏、KYB(株)など。また、編集時にはグランプリ出版山田氏、中島氏、(株)サンセイの近野氏に大変お世話になった。ここに感謝の意を表したい。

最後に、著者の浅学ゆえの誤りがあるかもしれない。もちろんこれは筆者の責に帰すべきものだが、将来の改訂のために読者の皆様からご指摘戴けると幸いである。

宇野 高明

# 目次

はじめに 4

<b>第1章 シャシー性能の基本</b> .....	<b>11</b>
1-1. シャシーの構成と機能 .....	11
1-2. 高いシャシー性能とは .....	13
(1) シャシー性能の基本はタイヤ性能 .....	13
(2) シャシー性能はバランスで決まる .....	14
<b>第2章 シャシー運動性能とタイヤ性能</b> .....	<b>19</b>
<b>2-1. コーナリングの力学</b> .....	<b>19</b>
(1) コーナリング時の力の釣り合いとコーナリングフォース .....	19
(2) コーナリング姿勢とターンインのメカニズム .....	25
(3) コーナリングの限界 .....	28
<b>2-2. 操縦安定性とサスペンション性能</b> .....	<b>29</b>
(1) 操縦性と安定性 .....	29
(2) 外乱に対する安定性 .....	31
(3) NSPと旋回軌跡——アンダーステア、オーバーステア特性 .....	36
(4) サスペンション特性と安定性 .....	38
(5) 操縦性と安定性の器を大きくする——ハイキャパシティーコンセプト .....	41
(6) 操縦安定性の動的考察 .....	46
<b>2-3. タイヤのコーナリング性能</b> .....	<b>49</b>
(1) スリップ角・コーナリングフォース特性 .....	49
(2) コーナリング時の内外輪荷重移動とコーナリングフォースの荷重依存性 .....	53
(3) タイヤの制動、駆動特性 .....	57
(4) コーナリングフォース特性の制動・駆動力依存性とコーナリング限界 .....	60
(5) コーナリング限界を上げる .....	63
<b>2-4. 駆動形式と運動性能</b> .....	<b>66</b>
(1) 駆動形式と操縦安定性 .....	67
(2) 駆動形式とトラクション限界 .....	69
(3) 駆動形式と運動性能 .....	73
<b>2-5. 走行性能を最適化する前後バランス</b> .....	<b>73</b>
(1) 日常領域は等価コーナリングパワーの前後バランスで .....	73
(2) 限界領域はタイヤ輪荷重、キャンバー角のバランスで .....	74
(3) 高速走行性能は空力特性で決まる .....	74

<b>第3章 サスペンションの機能とメカニズム</b> .....	<b>75</b>
<b>3-1. サスペンションの基本機能と一般的構造</b> .....	<b>75</b>
(1) サスペンションの基本機能——タイヤの位置決めと衝撃緩和 .....	75
(2) サスペンションの衝撃緩和機能と接地荷重安定機能 .....	76
(3) サスペンションの基本構造 .....	80
<b>3-2. サスペンションジオメトリーとタイヤ姿勢</b> .....	<b>83</b>
(1) サスペンションジオメトリーの重要性 .....	83
(2) スカッフ変化、キャンバー変化とジオメトリー .....	84
(3) トー角とジオメトリー .....	87
<b>3-3. サスペンションコンプライアンス</b> .....	<b>89</b>
(1) リンク揺動軸構造とコンプライアンス .....	89
(2) サスペンション前後剛性とインパクトハーシュネス .....	90
(3) コンプライアンスステアのメカニズム .....	91
(4) ジオメトリーとコンプライアンスの共演 .....	93
<b>3-4. スタビリティとサスペンション特性</b> .....	<b>97</b>
(1) シャシー性能の基本——スタビリティ .....	97
(2) うねり路でのスタビリティ .....	98
(3) ブレーキング時のスタビリティ .....	102
<b>3-5. 車両姿勢コントロール</b> .....	<b>104</b>
(1) ジオメトリーで車両姿勢変化を変える .....	104
(2) アンチスクワートジオメトリー .....	105
(3) アンチダイブおよびアンチリフトジオメトリー .....	111
(4) ロール運動とジャッキアップゼロジオメトリー .....	113
<b>3-6. 操舵機能とフロントサスペンション</b> .....	<b>116</b>
(1) 操舵メカニズム .....	116
(2) 操舵機能とジオメトリー .....	118
<b>3-7. サスペンション特性のまとめ</b> .....	<b>125</b>
<b>3-8. サスペンション設計の実際</b> .....	<b>129</b>
(1) 諸性能のジレンマの中で .....	129
(2) サスペンションレイアウトの制約条件 .....	129
(3) 車体骨格構造を含めた最適化 .....	133

<b>第4章 各種サスペンションのメカニズムと特徴</b> .....	<b>135</b>
<b>4-1. サスペンションの技術動向</b> .....	<b>135</b>
(1)現在の状況 .....	135
(2)何が技術進化を促すのか? .....	136
<b>4-2. フロントサスペンション</b> .....	<b>137</b>
(1)概要 .....	137
(2)ストラット式サスペンション .....	138
(3)ダブルウィッシュボーン式サスペンション .....	144
(4)マルチリンク式サスペンション .....	148
<b>4-3. 小型FF車リヤサスペンション</b> .....	<b>154</b>
(1)概要 .....	154
(2)フルトレーリングアーム式リヤサスペンション .....	154
(3)トーションビーム式リヤサスペンション .....	156
(4)ストラット式リヤサスペンション .....	161
(5)ダブルウィッシュボーン、マルチリンク式リヤサスペンション .....	164
<b>4-4. FR車のリヤサスペンション</b> .....	<b>167</b>
(1)概要 .....	167
(2)セミトレーリングアーム式サスペンション .....	168
(3)バイザッハアクスル .....	170
(4)ダブルウィッシュボーン式/マルチリンク式サスペンション .....	171
<b>4-5. サスペンション形式と性能</b> .....	<b>180</b>
(1)形式のまとめ .....	180
(2)サスペンション形式と性能 .....	180
<b>第5章 サスペンションチューニングパーツの構造と特性</b> .....	<b>187</b>
<b>5-1. スプリングの機能と構造</b> .....	<b>187</b>
(1)スプリングの機能 .....	187
(2)スプリングの構造と特性 .....	189
(3)リンクレバー比とバネ定数 .....	194
(4)スタビライザー .....	195
<b>5-2. ショックアブソーバーの機能と構造</b> .....	<b>196</b>
(1)ショックアブソーバーの機能 .....	196
(2)ショックアブソーバーの構造と減衰力発生メカニズム .....	197
<b>5-3. ゴムブッシュの構造と特性</b> .....	<b>205</b>
<b>5-4. チューニングパーツ特性設計の概要</b> .....	<b>209</b>

(1)スプリングバネ定数の考え方～スプリングの硬さは“固有振動数”で考える～ .....	209
(2)ショックアブソーバー減衰特性の考え方～減衰特性は減衰比C/Ccで考える～ .....	214
(3)スタビライザーの役目 .....	217

<b>第6章 ブレーキ、ステアリングおよびLSD</b> .....	<b>219</b>
<b>6-1. ブレーキの基本メカニズムと構造</b> .....	<b>219</b>
(1)ブレーキのメカニズム .....	219
(2)ブレーキのシステム構成および作動メカニズム .....	222
(3)前後制動力配分と制動時安定性 .....	229
(4)ブレーキを高性能化するユニット特性 .....	232
<b>6-2. パワーステアリングシステム</b> .....	<b>239</b>
(1)パワーステアリングシステムの構成と機能 .....	239
(2)PSシステムの作動原理 .....	241
(3)PSシステムの構成ユニットおよびそのメカニズム .....	244
(4)ドライバーの感覚にあったステアリング性能とは .....	247
<b>6-3. LSD (差動制限機構付ディファレンシャルギヤ)</b> .....	<b>247</b>
(1)ディファレンシャルギヤの機能と構造 .....	247
(2)LSDの機能および基本原理 .....	250
(3)機械式LSDとシャシー運動性能 .....	254
(4)ギヤ式LSD .....	258
(5)ビスカスLSD .....	259
<b>第7章 シャシー制御技術</b> .....	<b>261</b>
<b>7-1. シャシー制御技術が創り出す性能</b> .....	<b>261</b>
(1)シャシー制御技術とは .....	261
(2)新たな機能や性能の創出 .....	263
(3)様々な制御システムと方向性 .....	265
<b>7-2. サスペンション制御</b> .....	<b>266</b>
(1)サスペンション制御と性能 .....	266
(2)減衰力可変ショックアブソーバー (可変ダンパー) .....	273
(3)エアサスペンション .....	282
(4)アクティブスタビライザー .....	285
(5)アクティブサスペンション .....	289
<b>7-3. 操舵力、操舵角制御</b> .....	<b>299</b>
(1)EPS (電動パワーステアリング—Electric Power Steering) .....	299
(2)アクティブフロントステアリング .....	308

(3)ステア・パイ・ワイヤ .....	313
(4)後輪ステア (4WS) .....	314
<b>7-4. 制動力制御</b> .....	<b>321</b>
(1)ABS、TCSおよびESCの概要 .....	321
(2)ABS、ESCの構造とメカニズム .....	325
(3)ブレーキアシスト .....	330
(4)インテリジェント・ブースター .....	331
<b>7-5. 駆動力制御</b> .....	<b>333</b>
(1)アクティブLSD .....	333
(2)トルクベクタリングシステム .....	336
(3)駆動力制御によるハンドリング性能向上 .....	340
(4)電子制御4WDシステム .....	340
<b>第8章 高性能シャシーの開発</b> .....	<b>349</b>
<b>8-1. シャシーの高性能化とは</b> .....	<b>349</b>
(1)シャシー性能は感覚性能 .....	349
(2)どんな性能が感覚に合うか? .....	350
(3)諸性能の統一感で、車に個性が宿る .....	353
(4)高性能シャシーとは —安全性と楽しさの高次両立— .....	354
<b>8-2. シャシー性能はどのように開発されるか?</b> .....	<b>355</b>
(1)性能開発の流れ .....	355
(2)システム選定——バランスが性能ポテンシャルを決める .....	356
(3)性能計画——車両から部品に目標機能を展開していく .....	357
(4)感覚性能をいかに開発するか .....	358
(5)感性の科学、定量化。それは人を知ること .....	362
<b>8-3. 最後は人が決める——シャシーチューニングと開発ドライバー</b> .....	<b>365</b>
(1)開発ドライバーの評価力で車が決まる .....	365
(2)評価路が車を決める .....	366
<b>8-4. 将来の方向性</b> .....	<b>367</b>
(1)シャシー性能の進化の流れ .....	367
(2)性能開発の近代化 .....	368
(3)将来の車両運動性能への想い .....	369
参考文献 .....	370
索引 .....	372

---

# 第1章

## シャシー性能の基本

---

自動車は人や荷物を収容する「車体」と、“走る”“曲がる”“止まる”機能を実現する「シャシー」から構成されている。

馬車の馬がエンジンに替わり、自動車がホースレスキャリッジ（馬なし馬車）と呼ばれていた時代のシャシーは、エンジン、駆動系、サスペンションとタイヤ・ホイールからできており、サスペンションは馬車と同じリーフスプリングとリジッドアクスルによって構成されていた。

自動車の歴史はスピードの向上の歴史でもある。その走行速度が馬車と大差のない時代にあっては、サスペンションやタイヤもそれなりのものでよかった。しかし、エンジンの性能が上がり、より速く走れる可能性が生まれてくると、サスペンションやタイヤなどシャシーの進化が自動車の性能を決めるキーポイントになってくる。いくらハイパワーのエンジンが開発されても、これを駆動力として生かし、安定した走行ができるシャシーがなくては優れた自動車とはいえないのである。

---

### 1-1. シャシーの構成と機能

---

シャシー（chassis）とは直訳すると“車台”の意であるが、その定義はさまざまである。例えば広義に使う場合は、自動車から「車体」を除き、走行のために必要な装置を備えた部分、具体的にはエンジン、パワートレイン、ステアリング、ブレーキ、サスペンション、タイヤ・ホイールなどで構成される部分をいう。

この範囲でシャシーを考えた場合、シャシーは走行のために必要なすべてのメカニズムを備えており、シャシーのみで、“走る”“曲がる”“止まる”ことができるのである。

これらの装置は自動車の骨格にあたる「フレーム」のそれぞれ所定の位置に取り付けられ、全体でシャシーを構成している。しかし、最近の乗用車は車体技術の向上によりフレームのないモノコック構造、つまり上記の各装置がフレームでなく車体に直接取り付けられる構造が主流となってきている。

一方、狭義に使う場合は、広義で列記した各装置からエンジンとパワートレインを除いた部分を意味し、こちらをシャシーと定義するのが一般的になってきている。この場合



図1-1 フレームを備えたシャシー

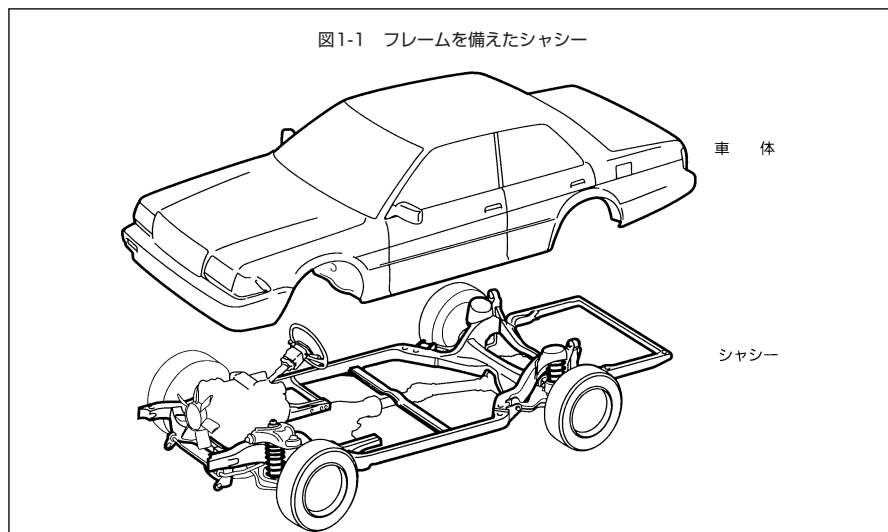
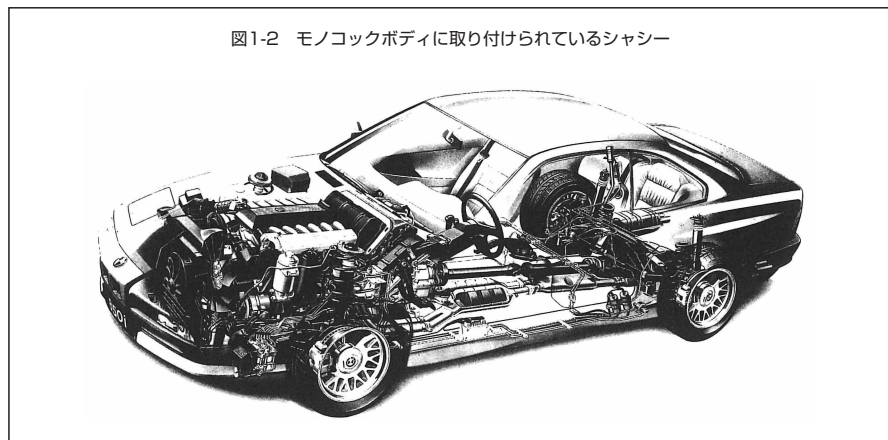


図1-2 モノコックボディに取り付けられているシャシー



は、“曲がる”“止まる”機能をシャシーの範囲と考えることができる。

ちなみにレーシングカーでは、車全体を「エンジン」と「シャシー」に分類、エンジンを除くすべてをシャシーと呼ぶ場合もある。これはコンストラクター別の分類という意味もあろうが、レーシングカーでは車体やカウリングを「乗員の収容部分」という観点でなく、高速走行性能を向上させるための「空力特性最適化装置」として捉えていることも影響しているのであろう。

このように、シャシーの構成範囲の定義は場合によって異なるが、本書では、上記の狭義の範囲に、LSD（差動制限装置付デフ）や4WDシステムを加えた範囲をシャシーと考

え、その機能、メカニズムを紹介する。これらの駆動装置は、最近では“走る”機能だけでなく、“曲がる”機能にも関係が深くなってきており、シャシー運動性能の高性能化を語る上で欠くことができなくなっている。

## 1-2. 高いシャシー性能とは

### (1) シャシー性能の基本はタイヤ性能

車は4つのタイヤで支えられており、それぞれのタイヤはハガキ1枚ほどの広さで路面と接している。車を加速させたり、曲げたり、止めたりする力はすべてこのタイヤと路面の接触面に発生する摩擦力なのだ。例えば、加速するときはエンジンの力をタイヤに伝え、タイヤと路面の間に前向きの摩擦力を発生させ加速する。同様に、コーナリングのときはタイヤに横方向の摩擦力を発生させ、止まるときにはタイヤに後向きの摩擦力を発生させる。

つまり、シャシー運動性能を支えているのは、タイヤと路面の摩擦特性なのである。このことは、雪道での運転を考えると理解しやすい。雪道のようなきわめて摩擦係数の小さな滑りやすい路面では、いくらエンジンパワーが大きくてもタイヤが空転するだけで十分に加速することはできない。また、高性能なステアリング、サスペンションを装備してもタイヤが横滑りして思うようには曲がらないし、高性能なブレーキを備えてもタイヤがスリップしてなかなか止まれない。このような滑りやすい路面で走り、曲がり、止まる性能を向上させるにはタイヤをスタッドレスタイヤに換え、タイヤの摩擦特性を改善してやるのが効果的なのはいうまでもない。

この例からも分かるように、シャシー性能の基本はタイヤ性能なのだ。

図1-3 “走る”“曲がる”“止まる”の源はタイヤと路面の摩擦力

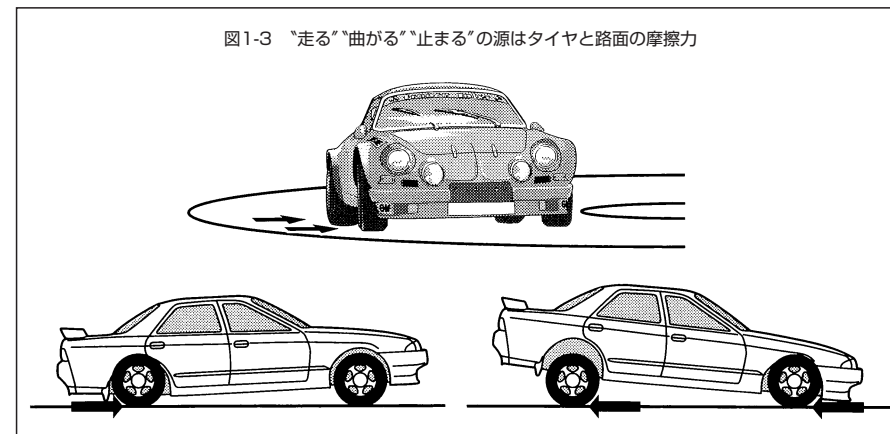
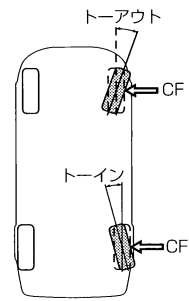


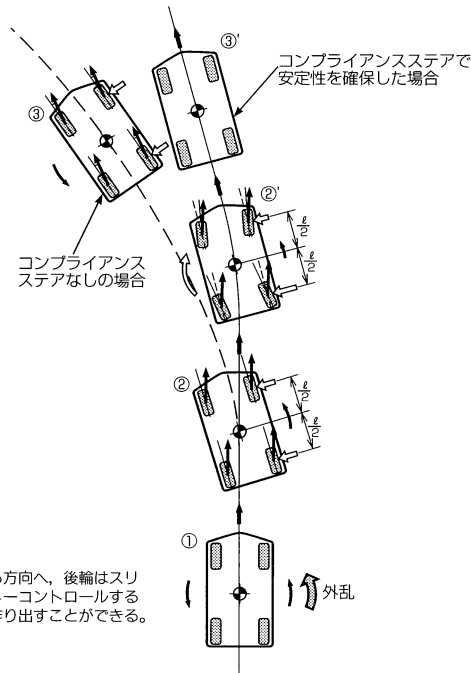
図2-32 コンプライアンスステア特性



前輪はコーナリングフォースに対しトーアウトに。後輪はコーナリングフォースに対しトーイン、もしくはトーゼロに設定するのが一般的。

前輪はスリップ角が減る方向へ、後輪はスリップ角が増える方向へトーコントロールすると、復元モーメントを作り出すことができる。

図2-33 トーコントロールによる安定確保



トー角変化をつける方法がある。これは“ロールステア”と呼ばれる方策であるが、これについては第3章3-2で紹介しよう。

これらのトー角変化は、一般に、前輪ではコーナリングフォースに対しトーアウトになるように、また後輪ではトー変化ゼロあるいはトーインになるように設計される。とはいっても実際のトー角変化の量は多くて0.2°程度である。

### b) 安定性とサスペンションのトーコントロール

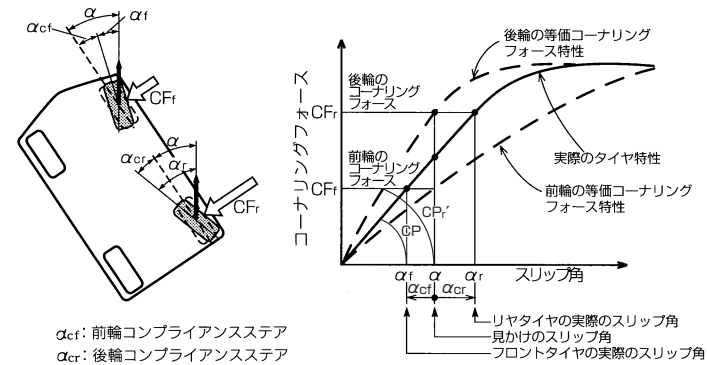
直進してきた車が外乱により進行方向を乱されたときの状況をもう一度考えてみよう。

車の諸元としては先ほどと同様前後重量配分は50：50で重心点が車のまん中にあり、タイヤは4輪とも同じとしよう。この諸元だと図2-19の説明では復元モーメントも回頭モーメントも働かず、外乱により発生したヨー運動がそのまま続きながら進んでいくことになっていた。

トーコントロールの知識のもとにもう一度考えてみよう。図2-33の②までは図2-19と同じである。ここで②の状況をもう少し詳しく見てみよう。

タイヤにはコーナリングフォースが働いており、実際の車ではこれらを巧みに使って②のようにトー角をコントロールしている。つまり、トー変化ゼロの状況に対して前輪はス

図2-34 等価コーナリングフォース特性の考え方



$\alpha_{cf}$ : 前輪コンプライアンスステア  
 $\alpha_{cr}$ : 後輪コンプライアンスステア

後輪はコーナリングフォースにより $\alpha_{cr}$ で、トーインに向くと、実際のスリップ角は $\alpha + \alpha_{cr} = \alpha_r$ となる。これはあたかもスリップ角 $\alpha$ で $CF_r$ を発生しているようにもみえるので、後輪の等価コーナリングフォース特性を上図のように定義できる。前輪も同様。

また、等価コーナリングパワーは、次のように定義される。

$$CF_r = CP(\text{コーナリングパワー}) \times \alpha_r (\text{スリップ角}) \\ = CP_r (\text{後輪等価コーナリングパワー}) \times \alpha (\text{見かけのスリップ角})$$

ここで、 $\alpha_r = \alpha + \alpha_{cr}$

リップ角が小さくなる方向へ、後輪は大きくなる方向へトー角を発生させてやる。その結果、後輪のコーナリングフォースは前輪よりも大きくなり復元モーメントが働き、外乱により発生したヨー運動を抑制、安定性を確保することができる。

このようにトーコントロールは、タイヤのコーナリングパワーを見かけ上、増やしたり減らしたりすることができる巧みな技なのだ。ちなみに、この見かけのコーナリングパワーを「等価コーナリングパワー」と呼んでいる。

このトーコントロールにより上記のように、前後輪で同じタイヤながら、図2-20と同様、後輪に前輪より高性能なワイドタイヤを履いたと同様な特性を実現できるのである。

## (5) 操縦性と安定性の器を大きくする——ハイキャパシティーコンセプト

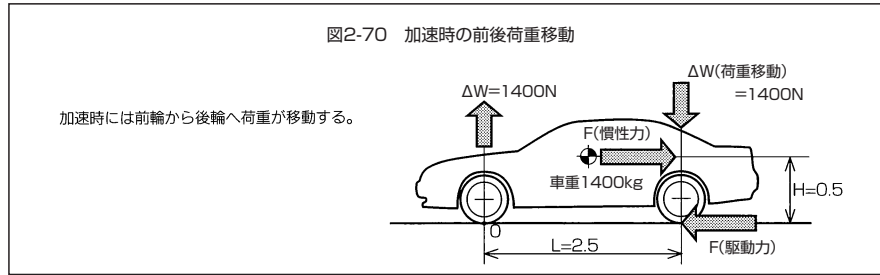
### a) 相反する安定性と操縦性の高次元両立の鍵はリヤサスペンション

これまで見てきたように後輪のコンプライアンスステアをトー変化ゼロやトーインに設定できるようになったのは、サスペンションが大幅に進化した1980年代のことである。それまでは後輪のコンプライアンスステアは前輪と同様、トーアウト特性しか実現できなかった。例えばそれ以前の長い間、高性能車のリヤサスペンションとして使われてきた“セミトレーリングアーム式”も図2-35に示すようにコーナリングフォースが入るとトーアウトとなる特性だった。

このような後輪トーアウト特性で安定性を確保しようとする、前輪を大きくトーアウト特性にするしかない。後輪のグリップが足りない分、前輪のグリップをさらに下げるこ



図2-70 加速時の前後荷重移動



能を“トラクション性能”(traction=牽引力、駆動力)と呼び、高出力エンジン搭載車には欠くことのできない性能である。

トラクション限界を引き上げること、駆動輪の摩擦限界を引き上げることであり、具体的には、駆動輪の荷重を大きくすること、およびタイヤの摩擦係数を大きくすることが効果的な方策となる。

まず、直進状態で加速しているときの駆動輪荷重を見てみよう。

加速時の駆動輪荷重は、コーナリング時と同様に荷重移動を考える必要がある。コーナリング時の荷重移動は内輪から外輪への荷重移動であったが、加速時は前輪から後輪への荷重移動である。

荷重移動の量  $\Delta W$  は、次の式で求められる。

$$\Delta W = m \times a_x \times H/L$$

ここで、  $m$  : 車両質量(kg)                       $H$  : 重心高(m)

$a_x$  : 加速時の前後加速度( $m/s^2$ )    $L$  : ホイールベース(m)

したがって、駆動輪の荷重  $W_t$  は、

前輪駆動の場合     $W_t = W_f - \Delta W$

後輪駆動の場合     $W_t = W_r + \Delta W$

ここで、  $W_f$  : 静止状態での前輪荷重     $W_r$  : 静止状態での後輪荷重

具体的なイメージを掴むため、以下の諸元で実際の荷重移動量を計算してみよう。

車両質量             $m = 1400\text{kg}$

重心高                 $H = 0.5\text{m}$

ホイールベース     $L = 2.5\text{m}$

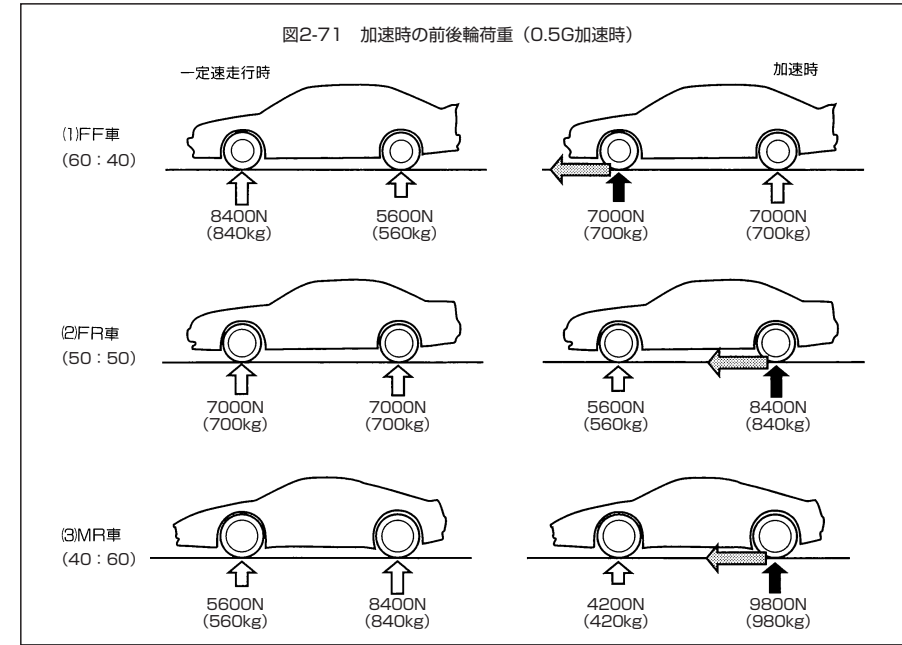
この車が0.5G ( $5m/s^2$ ) で加速したとすると、

$$\Delta W = 1400 \times 5 \times 0.5 \div 2.5 = 1400\text{N} (140\text{kg})$$

となる。つまり、0.5Gで加速しているときは、前輪から後輪へ1400N (140kg) の荷重が移動している。したがって、重量配分が60 : 40のFF車、50 : 50のFR車および40 : 60のMR車の輪荷重は図2-71のようになる。

以上の関係を、横軸に前後加速度 $a_x$ 、縦軸に駆動輪荷重を取ってグラフ化すると図2-72

図2-71 加速時の前後輪荷重 (0.5G加速時)



のようになる。この図で、直線①は重量配分60 : 40のFF車、②50 : 50のFR車、③は40 : 60のMR車の駆動輪荷重を表す。この図から分かるように、前輪駆動車は加速度が増すにつれて駆動輪荷重が小さくなり、後輪駆動車は駆動輪荷重が大きくなるのである。

#### b) 駆動形式とトラクション限界

次に重量 $m$ の車を前後加速度 $a_x$ で加速させるのに必要な駆動力および駆動輪荷重について考えてみよう。必要な駆動力を $F$ とすると、

$$F = m \times a_x$$

となり、これは駆動形式とは無関係である。たとえば、重量1400kgの車を0.5G ( $5m/s^2$ ) で加速させようとする、 $1400 \times 5 = 7000\text{N}$ の駆動力が必要である。この駆動力 $F$ を出すのに最低限必要な駆動輪荷重 $W_t$ は、タイヤと路面の最大摩擦係数を $\mu$ とすると、

$$W_t = F / \mu$$

となる。つまり、ドライ路面で $\mu = 1.0$ とすると、駆動力7000Nを路面に伝えるには、最低でも7000Nの駆動輪荷重を必要とする。また、雪路のような $\mu = 0.3$ 程度の路面では7000Nの駆動力を路面に伝えるには、 $7000 / 0.3 = 23333\text{N}$ 以上の駆動輪荷重が必要となる。逆に7000Nの駆動輪荷重しかないと、 $7000 \times 0.3 = 2100\text{N}$ の駆動力しか発生できない。

この関係を、横軸に前後加速度、縦軸にその加速度を出すために必要な駆動輪荷重をとって、グラフ化すると図2-72の直線AおよびBのようになる。直線Aは $\mu = 1.0$ の場合、

サスペンションがないと荒れた路面で4輪が接地することができない。1輪が浮き3輪接地となってしまうのだ。サスペンションは4つのタイヤを路面にしっかりと接地させ安定した走行性能を実現したり、また激しい運転操作や外乱に対しても走行を安定させるのだ。まずはこの基本機能としての“ストローク”の効果およびそのためのサスペンションの基本構造について解説していこう。

## (2) サスペンションの衝撃緩和機能と接地荷重安定機能

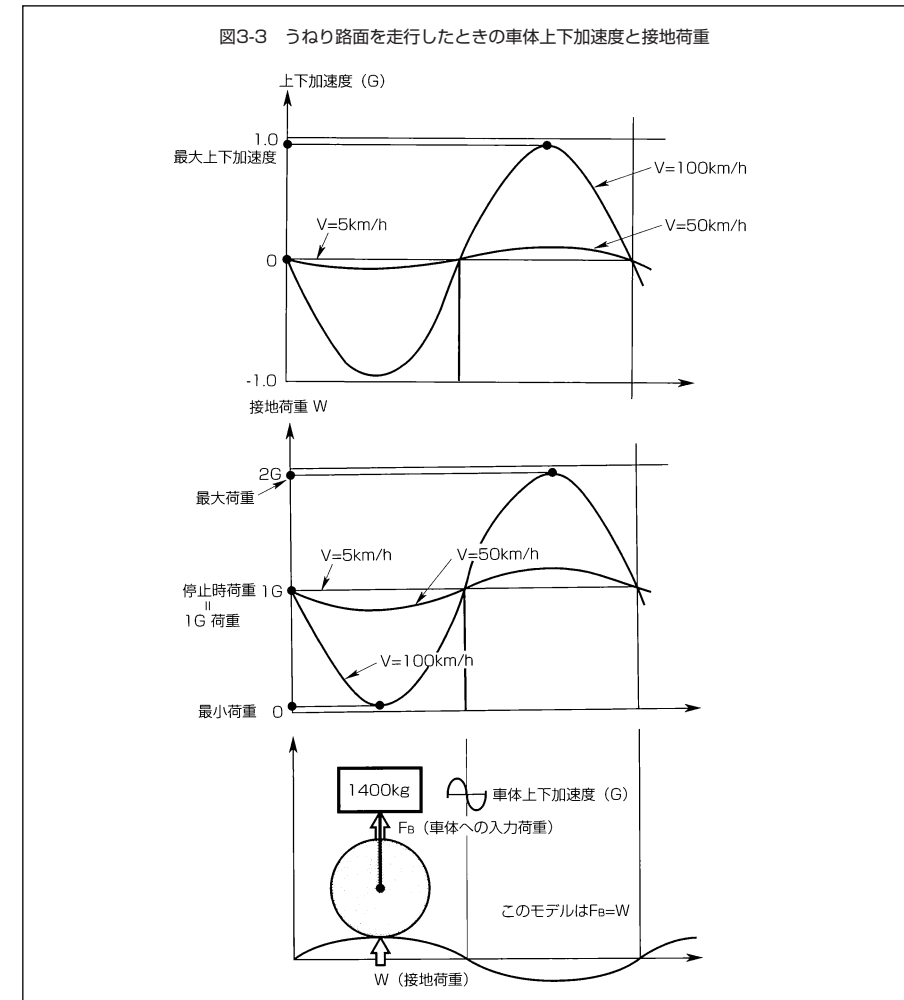
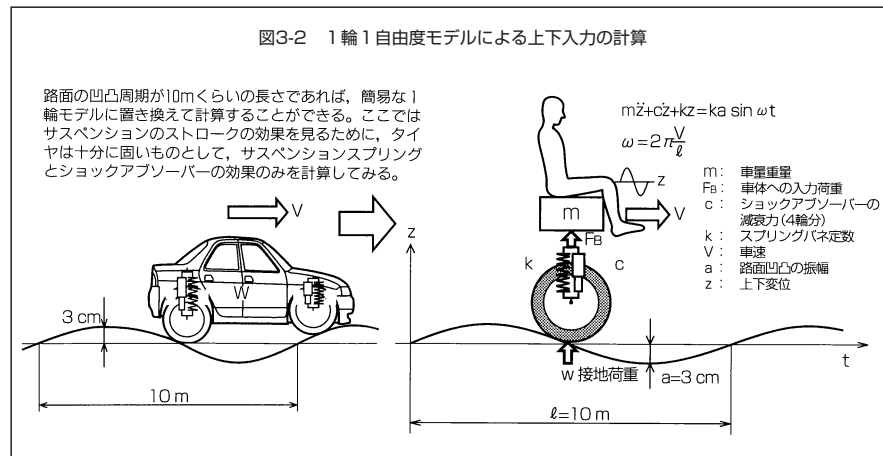
### a) サスペンションで、どの程度衝撃を緩和できるのだろうか

サスペンションストロークの効果を理解するため、うねり路を走行したときの“乗員の上下方向の衝撃”および“車輪の接地荷重”の変化を、「サスペンション有の車両」と「無の車両」で計算し、比較してみよう。

図3-2に示すように、車をタイヤ1輪の簡単なモデルに置き換えて考えてみる。重量、ばね定数などの車の諸元はR32スカイラインクラスを想定、また計算を簡単にするために路面は周期的に凹凸がやってくる形状、具体的には、高さ3cmの山と谷が10mおきにやってくる路面を想定する。実際の舗装路でも十分ありうる大きさである。ただし乗員はシートのない車体に直接乗っていると考え、車体へ加わる衝撃と乗員が感じる衝撃は同じ大きさとしよう。衝撃の大きさは一般的には“加速度”を使って表す。高架式高速道路などに路面のつぎ目があると、ここを通過するたびにゴトン、ゴトンとショックが入ってくる。このときの衝撃はつぎ目の大きさや車速にもよるが、上下加速度で大体0.1~0.5G (1~5m/s<sup>2</sup>)程度である。

### b) サスペンションのない車両の場合

最初に昔の馬車を想定し、上下入力を吸収するサスペンションも、現在使われている



ようなゴムタイヤもなく、木の車輪が直接車体に固定されている場合について計算してみる。この場合、馬車は路面の凹凸を吸収する機能がないので、路面のうねりをなぞるように上下動することになる。速度5km/h、50km/h、100km/hの3つの条件の計算結果を図3-3に示す。もっとも馬車では50km/hや100km/hというスピードは出せないで机上の空論ではあるが……。

この計算結果から分かるように、上下方向の衝撃は5km/hの速さのときは最大0.0023G (0.023m/s<sup>2</sup>)、50km/hのときは最大0.23G (2.3m/s<sup>2</sup>)の上下加速度となる。100km/hでは最大上下Gは0.93G (9.3m/s<sup>2</sup>)にもなり、乗員はもう耐えられない状況になってくる。

図3-8 ダブルウィッシュボーン式サスペンションの基本構造

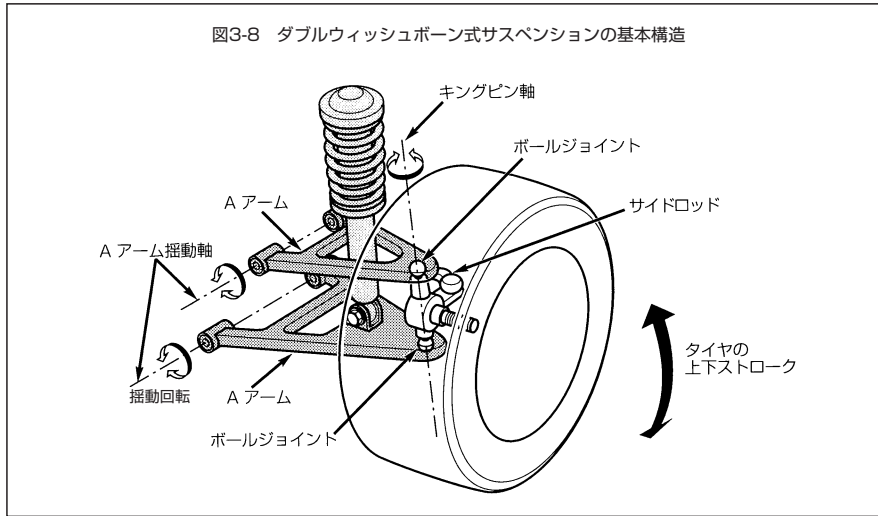
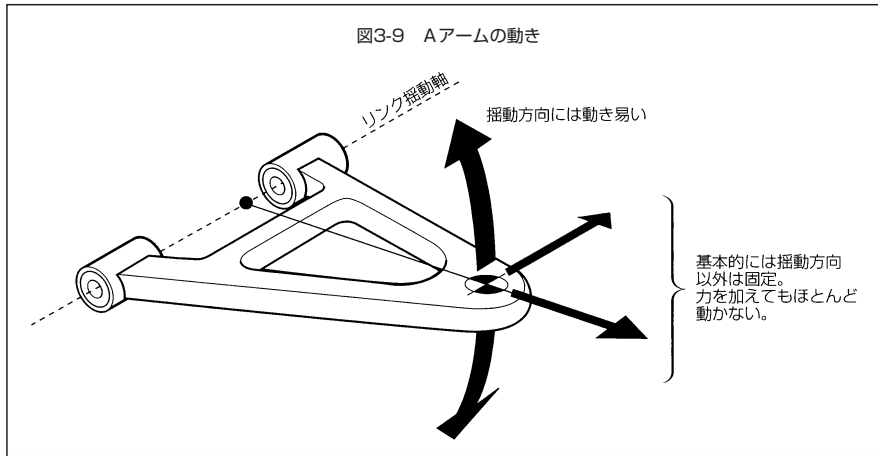


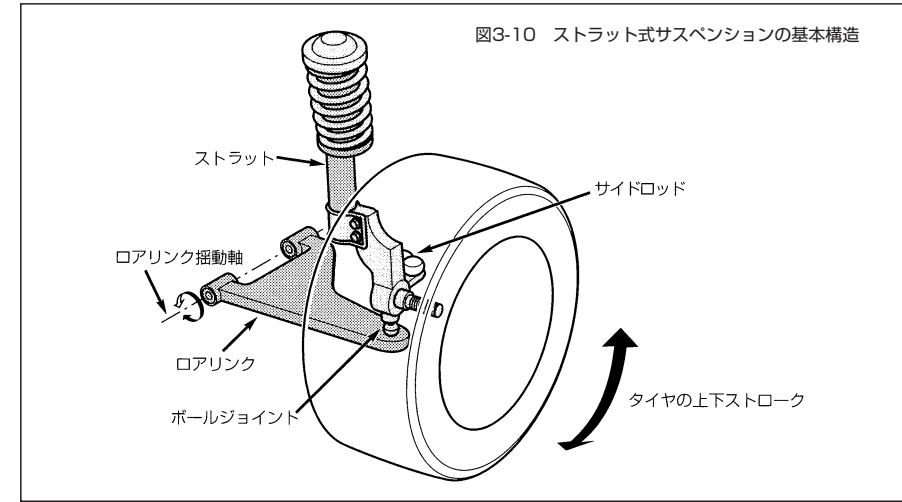
図3-9 Aアームの動き



が、アクスルハウジングはボールジョイントを介して取り付けられているので、このままではこのキングピン軸を中心に前後に回転してしまう。そこで、アクスルハウジングと車体の間にもう1本のリンク（サイドロッド）を配置してこの回転を規制している。このリンク（サイドロッド）によりトー角の位置決めをしている。

このように車体と車輪の結合構造としてのリンク機構は、車体に対し車輪を上下方向にのみストローク可能で、その他の前後左右には、力が加わっても動かないようしっかり位置決めできる構造でなければならない。図3-7に示したようにブレーキング時には前後力が、コーナリング時には左右力がタイヤに加わるが、これらの力でトー角やキャンバー角

図3-10 ストラット式サスペンションの基本構造



などタイヤの向きや位置が変わっては困るのだ。ダブルウィッシュボーン式サスペンションは、このようなリンク機構に、バネ・ショックアブソーバーユニットを加えた構造だ。

### b) ストラット式サスペンションの基本構造

このシステムは、ショックアブソーバーユニット（ストラットと呼ばれている）がリンク機能もかねたものであり、ロアリンクの車体側揺動軸まわりの揺動回転と、ストラットの伸び縮みによりストロークする。前後方向、左右方向、キャンバー方向のタイヤの位置決めについてはロアリンクとストラットで、トー方向については、さらにもうひとつのリンク（サイドロッド）を加えて位置決めしている。

## 3-2. サスペンションジオメトリーとタイヤ姿勢

### (1) サスペンションジオメトリーの重要性

サスペンションリンクの幾何学的配置によって、上下ストローク時のタイヤの姿勢（トー角やキャンバー角）を変えることができる。サスペンションの重要な性能のひとつだ。ここでは、その関係を解説しよう。まず、上下ストローク時のサスペンションの動きをもう一度詳しく見てみよう。

図3-8のダブルウィッシュボーン構造からも分かるように、タイヤの上下ストロークに際して、タイヤは垂直に上がったたり下がったりしているのではない。サスペンションアームやリンクの揺動運動で上下に動くのである。したがって、上下ストロークに際し、リンクの長さや取り付け位置などの幾何学的要件によって、タイヤのトー角が変わったり、キャンバー角が変わったりする。このリンクの幾何学的配置は“サスペンションジオ

ダイブ力と同じ大きさにすればダイブゼロのジオメトリとなるわけである。

リヤサスペンションのアンチリフトジオメトリも同様に考えることができる。

### b) サスペンションレイアウトとアンチダイブ、アンチリフトジオメトリ

ダブルウィッシュボーンやマルチリンク式サスペンションについては、スクォートの場合と同様、部品レイアウトとは別の位置に、かなり自由に仮想瞬間回転中心を設定できる。ここでは最もよく使われているストラット式サスペンションを例として、実際のサスペンションレイアウトの様子を考えてみよう。

ストラット式サスペンションの場合、ストラットとタイヤ・ホイールの動きは、ストラット上部A点とサスペンションボールジョイントB点の動きで決まる。ストラット上部A点はストラットの伸縮運動により上下動するので、サイドビュー回転中心はストラット軸に直角な方向無限遠にあると考えることができる。また、サスペンションボールジョイントB点のサイドビュー回転中心は、揺動軸EDの延長線がB点を通る幅方向垂直平面と交わる点C<sub>B</sub>にあると考えられる。したがって、A点とB点の共通な瞬間中心は、この2つの直線の交点Cとなる。そして接地点からC点への直線が、水平軸となす角がアンチダイ

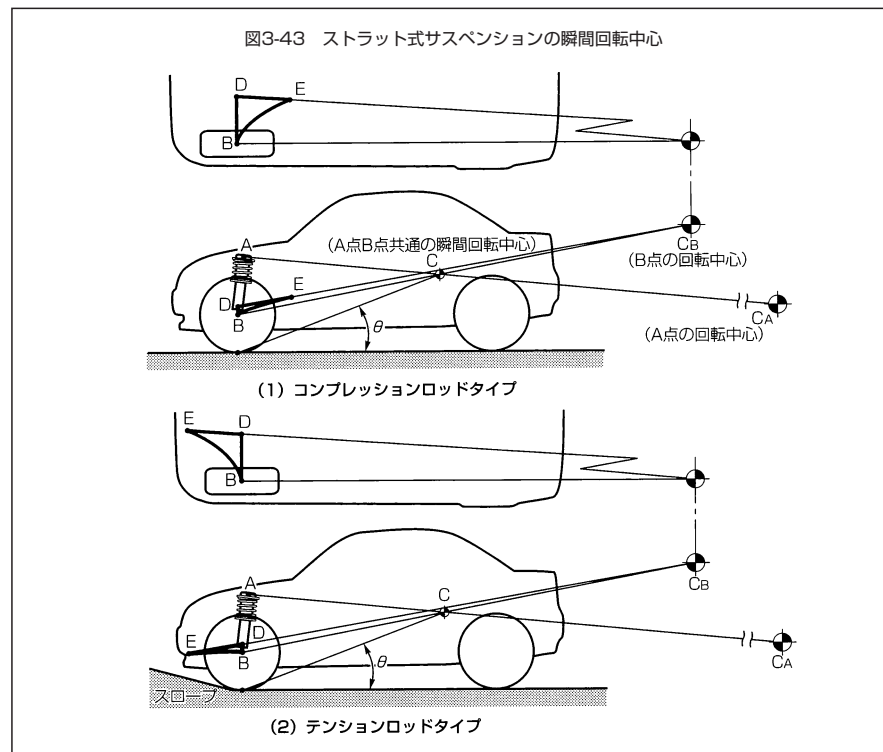


図3-43 ストラット式サスペンションの瞬間回転中心

ブ力を左右する角度 $\theta$ なのである(図3-43)。したがって、アンチダイブ効果を強めるため、 $\theta$ を大きくする場合は、①ストラットを後傾させる、②ロアリンク揺動軸EDのサイドビュー傾角を大きくする、というこの2つの方法が考えられる。

しかし、一般的には①はキャスター角の適正化(後述)を優先させ、アンチダイブ特性設定には②の方法を使う。揺動軸EDの傾角を大きくするには、コンプレッションロッドタイプの場合E点を高くすることになる。テンションロッドタイプの場合E点を下げることになるが、この場合は路面干渉を気にする必要がある。しかし、このタイプの場合も要求性能に対してはかなりの自由度があると考えてよい。

### (4) ロール運動とジャッキアップゼロジオメトリ

次にロール運動について考えてみよう。

フロントストラット、リヤダブルウィッシュボーンの車両を想定し、車体がどこを中心にロール運動するのか考えてみよう。先ほど説明した瞬間回転中心の考え方をフロントビューに持ち込んで考えればよい。

つまりロール運動は、図3-44に示すように、車体前端は瞬間回転中心C<sub>1</sub>(ロールセンター)を、車体後端は瞬間回転中心C<sub>2</sub>を中心に回転し、車両全体としてはロール軸C<sub>1</sub>-C<sub>2</sub>を中心とした回転運動と考えればよい。

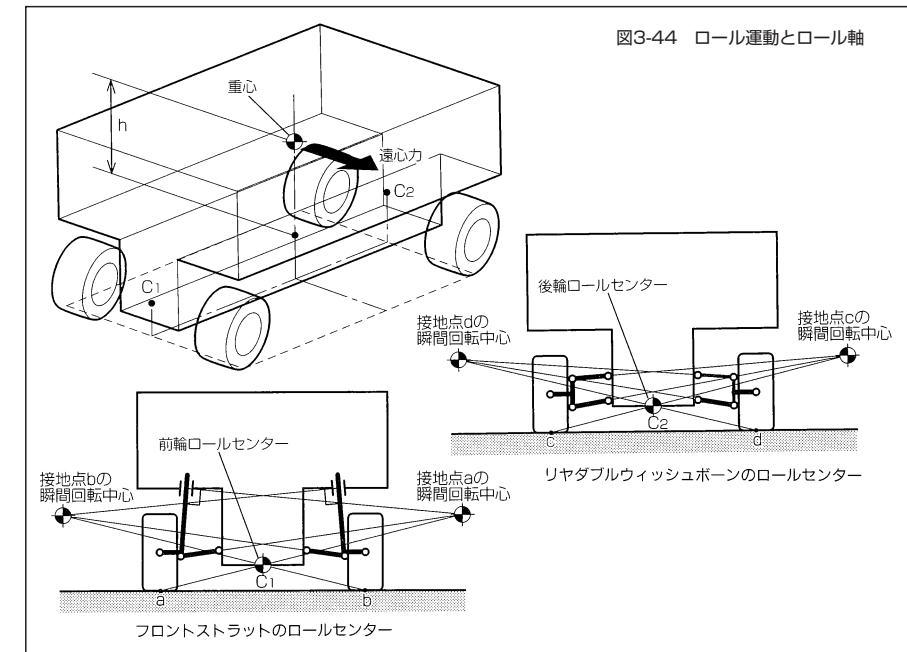


図3-44 ロール運動とロール軸



いフード高を実現している。ホンダのCR-X（1983年）は、コイルスプリングの代わりにロアリンクにトーションバー式スプリングを配置し、低いフード高を実現している。この構造では前後コンプライアンスをとるため、横力を受けるトランスバースリンクを平板形状とし横方向の剛性は高く、前後方向は低い特性を実現していた。

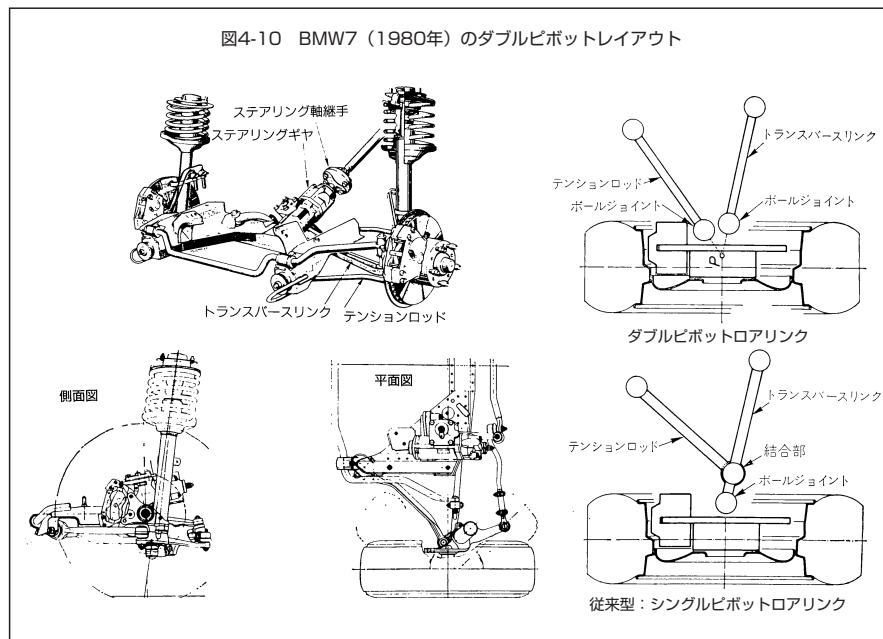
また、メルセデスベンツ190（W201、1982年）は、バネをストラットと分離し、ロアリンクに置いた構造をとることにより低いフードを実現させている。

②キングピン軸配置を最適化する

次にキングピン軸配置の設定自由度を増やす巧みな知恵を紹介しよう。

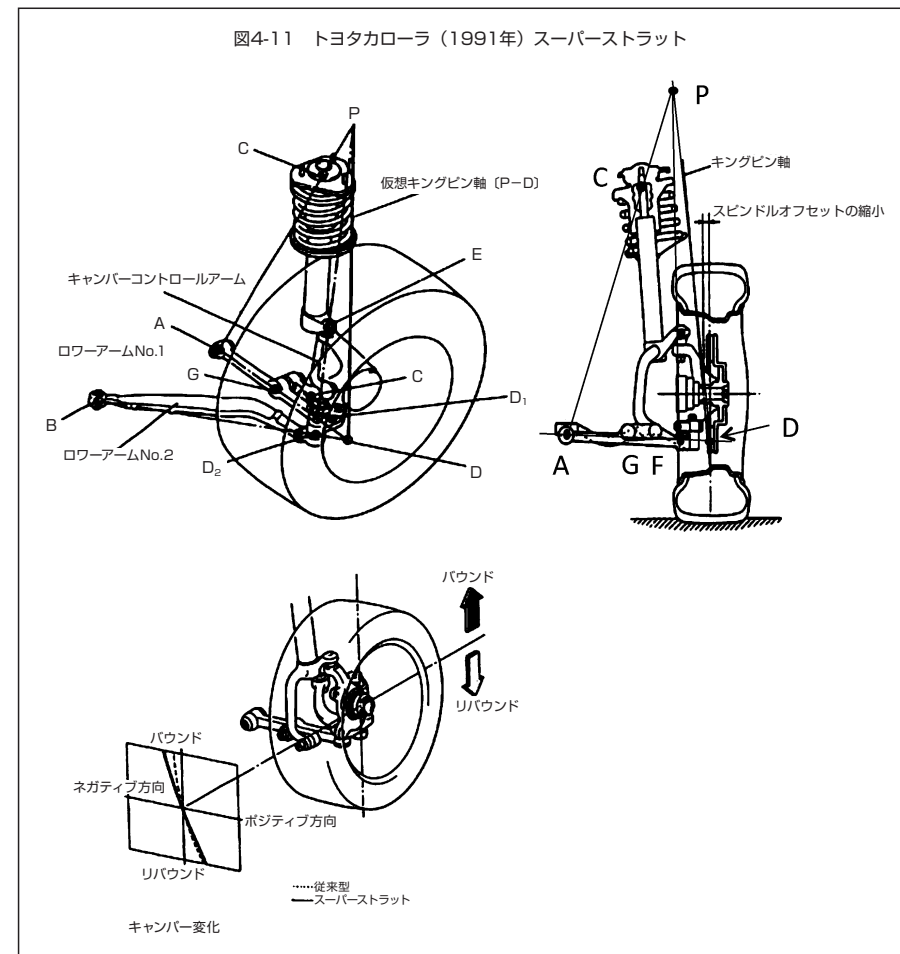
i) ダブルピボット式ストラット

BMW5シリーズ、7シリーズ（1980年）は、ロアアームを2つのリンクに分け、サスペンションボールジョイントを2つもつ構造、いわゆる“ダブルピボット・レイアウト”をとっている。この構造では仮想瞬間回転中心の考え方により、2つのリンク軸線の交点がシングルピボット時のボールジョイントに相当すると考えてよい。つまりブレーキローターの中でも、どこでも最適な位置に「仮想ボールジョイント」を置くことができ、「仮想キングピン軸」を最適配置できる。これにより、一般的な構造に比べ、スクラブ半径、キングピンオフセットを大幅に縮小している。ちなみにこのレイアウトで65mmのキングピンオフセットを13mmに低減している。

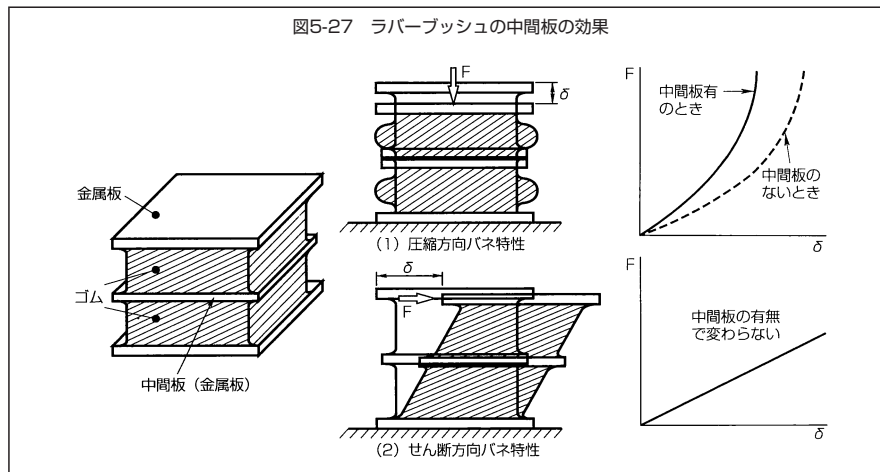
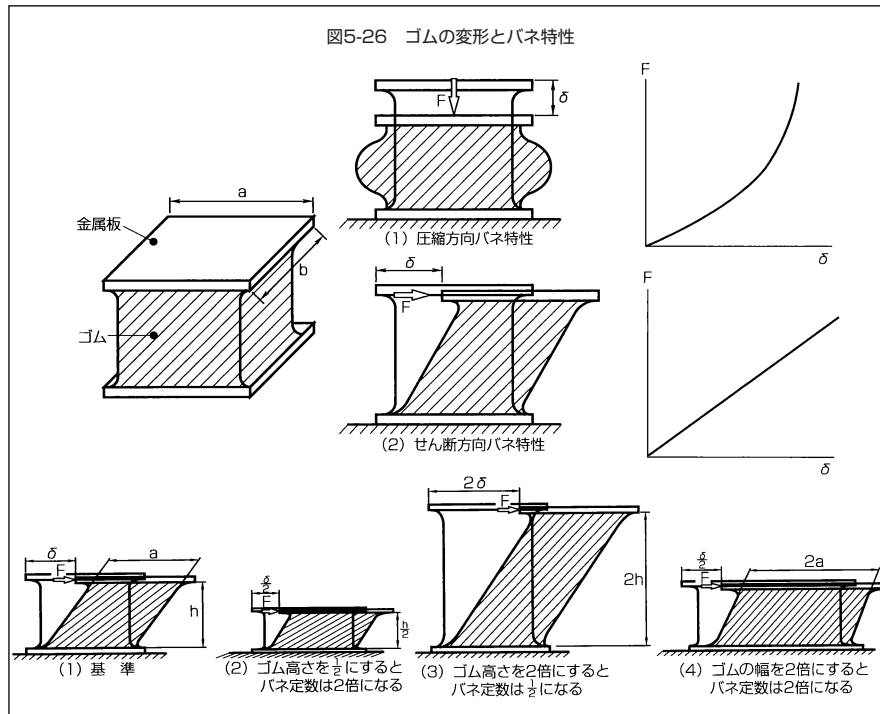


ii) トヨタスーパーストラット

トヨタカローラ（1991年）のスーパーストラットは、ロアリンクをダブルピボットとし、さらに、アクスルハウジングとストラットの間にもうひとつボールジョイントを設けた構造だ。この構造では、軸E-D<sub>1</sub>は、軸A-C廻りにも回転するので、キングピン軸の上方の仮想点は、この2つの軸線の交点P点となる。キングピン軸の下方の仮想点は図4-10と同様、2つのリンクの延長線上の点だ。結果、この2点を結んだ仮想キングピン軸は、ストラットよりも外側に配置でき、キングピンオフセットもスクラブ半径も自由に設定できる。これにより駆動力や制動力がステアリングに及ぼす影響を最小化している。また、ストラット下端から伸ばした腕とロアリンクの間をキャンバーコントロールアーム（G点～F点）で繋ぐ構造で、対地キャンバー変化も低減し、旋回性能の向上を図っている。







少し専門的になるが、立方体の圧縮方向のバネ特性は、“服部—武井の公式”によると次式の特性となる。

$$k = E_{ap} A_{\ell} / h = abG (3 + 6.58S^2) / h$$

ここで  $E_{ap}$  : みかけのヤング率、 $G$  : 横弾性係数、 $S$  は形状効果を表す“形状率”と呼ばれる係数で、

$$S = \frac{A_{\ell} (\text{受圧面積})}{A_f (\text{自由表面積})}$$

したがって図5-26の角柱形状の場合、 $S = a \cdot b / 2 (a + b) \cdot h$ となる。

一方せん断方向のバネ特性は、 $k = abG / h (1 + h^2 / 3a^2)$ となる。

#### ⑤内部摩擦による減衰。

ゴムの内部摩擦は金属に比べ1000倍以上大きい。したがって、共振時の振動レベルの低下や衝撃による自由振動の減衰に有効である。つまり、金属バネの場合、ショックアブソーバーのようなダンピング機構を必要とするが、ゴムブッシュの場合は内部摩擦によるダンピング機能を有するのである。

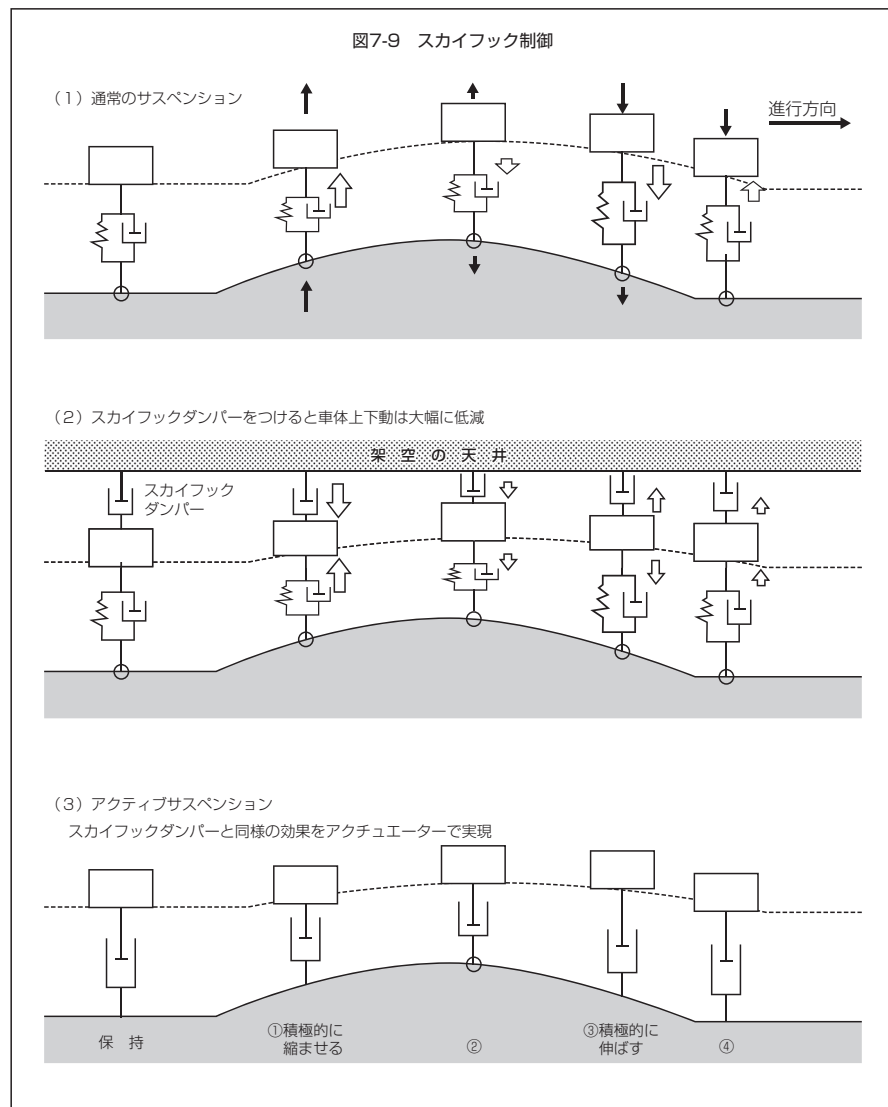
#### b) サスペンションブッシュの形状と特性の実例

次にサスペンションのアームブッシュとしてよく使われる円筒形ブッシュの実例を見てみよう (図5-28)。この形状では、軸方向 (P方向) がせん断変形で、軸直角方向 (Q方向) が圧縮変形となる。図の (1) をベースに材料を変えずにP方向のバネ定数を下げたいときは、径方向のゴム厚を増やせばよい。ゴム厚を2倍にすると約1/2まで下がる (2)。この際、ねじり方向 (T方向) も同様に1/2のバネ定数となる。また軸直角方向 (Q方向) も大幅に下がるが、これを下げたくなければ中間板を入れると、軸方向、ねじり方向のバネを下げたまま軸直角方向のみ硬くできる (3)。

また、軸方向バネの一方のみ硬くしたい場合は (4) のような形状にして圧縮要素を加えるとよい。さらに軸直角方向のバネ定数に方向性をもたせれば、(5) のような“すぐり”を設けると、その方向だけ、バネを柔らかくできる。そして、その“すぐり”の大きさaでバネの線形域を変えることも可能だ。

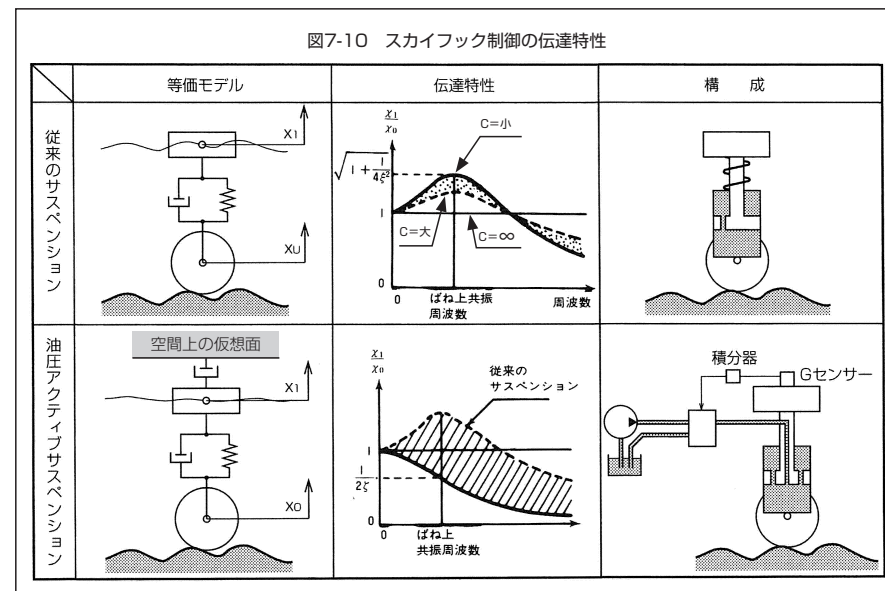
このように、ゴムブッシュは形状の工夫でさまざまなバネ特性を創り出すことができ、エンジニアの知恵の勝負所のひとつとなっている。実際のゴムブッシュの設計においては、形状やゴムの材質、硬さなどを工夫しながら目標とする特性を設計していく。

他のブッシュ構造として、ねじり方向のバネ定数や、ヒステリシスを下げるため“すべり機構”を入れた“すべりブッシュ” (図5-29) や、流体を内部に封入し、その流体によってバネ定数を周波数によって変える“流体入りブッシュ” (図5-30) などが使われている。ちなみにヒステリシスとは、加えた力を除いても変形が一部残ってしまう現象で、フリクションと同様に乗り心地に悪影響を及ぼすことがある。これらのメカニズムを使うことで、操安性と乗り心地、さらに騒音、振動特性の両立ポイントを引き上げていくのだ。



比べても振動レベルの低減効果は大きく、異次元のフラット感を実現できる。

以上が、スカイフック制御の考え方だ。ちなみに、これはバウンス制御だけでなく、ロールの制御にも使われている。



### e) ロール角

コーナリング時のロール挙動は乗員の横揺れによる不快感や、ドライバーの視線変化による安心感の低下要因になる。したがって、一般にロール角を抑制すると、乗り心地や運動性能を向上できる。乗員にとっては、二輪車のようなロール（逆ロール）が横揺れがなく望ましい（図7-11、7-12）。ただし、ドライバーにとってはロール角の大きさがコーナリング限界を知ることができるので、適度のロールがあったほうが安心感に繋がる。ちなみに新幹線（N700系）では、“空気ばね車体傾斜装置”で、最大1度の傾斜角（逆ロール）をつけ乗り心地を確保し、その分カーブの運転速度を上げている。

## (2) 減衰力可変ショックアブソーバー（可変ダンパー）

前述のようにサスペンション制御は、ショックアブソーバー減衰力の最適化制御から始まった。ここでは、当時のシステムを2つ紹介したうえで、現在主流となっているセミアクティブシステムの紹介をしよう。

### a) 1980年代の制御サスペンション

#### ①日産スーパーソニックサスペンション —超音波で路面を検知—

日産ブルーバード（U11、1984年）などに採用されたシステムで、状況に合わせて減衰力を最適に制御するシステム。図7-3の減衰力可変ショック1のシステムだ。ショックアブソーバー内部のオリフィス流路面積を切り換えることで減衰力を変化させる。具体的には、図7-13のように、オリフィス可変シリンダーをモーターで回転させ、流路面積を変え

図7-46 アウディA8 AIアクティブ フロントサスペンション

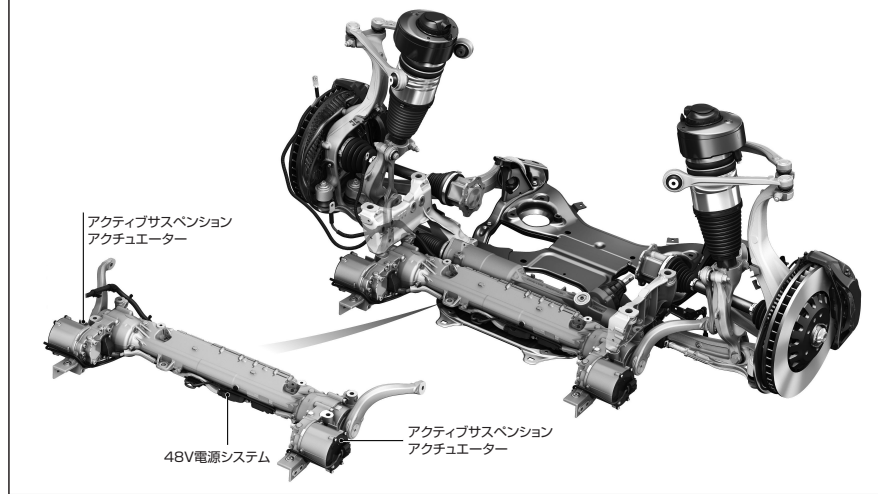


図7-47 アウディA8 側面衝突衝撃軽減作動

衝突を受ける側の車高を最大80mm持ち上げて、衝撃を軽減



トレインウエーブギヤ)で減速され、最終的に各輪に最大3500N (350kg)の上下力を発生させることができる。減速ギヤ構造は、前述の可変スタビライザーと類似の構造だ。図7-46はフロントサスペンションにこのアクチュエーターを両輪に2つ組み込んだ状態だ。リヤサスペンションも同様、2つのアクチュエーターが配置され、計4つのアクチュエーターで車両の動きを制御する。

車両全体としては、このアクチュエーターを制御するためのコントロールユニット、4

輪のハイトセンサー、加速度センサー、また、前方の路面の不整を検出するカメラなどで構成されている。カメラは前方5~20m先の路面情報を監視し毎秒18回送信する。このシステムで、加減速や旋回時のピッチ、ロールの最適制御、バウンス制御、さらに路面の凹凸に合わせたプレビュー制御でフラットライドを実現している。

このシステムは、油圧システムと異なり、直進時の消費エネルギーはゼロ、さらに路面不整によるサスペンション上下動のエネルギーを回収することで、システム消費エネルギーを低減したシステムになっている。その平均的な消費エネルギーは、郊外路のスポーツ走行で200ワット程度だ。

もうひとつの特徴は、衝突安全性能への貢献だ。360°全周を監視するセンサーにより25km/h以上の速さで迫る回避できない側面衝突を察知すると、車両片側のアクチュエーターを作動させ、0.5秒以内に衝撃を受ける側のみ車高を最大80mm程度もち上げる。これで車体強度の強いサイドシルで衝撃を受けることができ、乗員にかかる衝撃負荷を半減させている。

### 7-3. 操舵力、操舵角制御

#### (1) EPS (電動パワーステアリング—Electric Power Steering)

##### a) 概要

パワーステアリング (以下PSと表記) の電動化は1988年日本の軽自動車から始まった。車両燃費改善がその狙いだ。従来の油圧PSは、ステアリング性能は十分なレベルに成熟していたが、エネルギー消費に課題があった。エンジンで油圧ポンプを常時駆動し、それが車両燃費を3~5%程度悪化させていたのだ。

そんな中で始まった初期のEPSは、操舵フィールに違和感が残り、出力も小さく、小型車にしか適用できない商品であった。過渡期には、油圧PSの油圧ポンプを電動モーターで必要ときだけ回すことで、良好な操舵フィール、燃費改善、大型車への搭載を狙った「電動油圧式PS」も採用された。しかし今では、操舵フィールは大幅に改善され、出力も増大し、さらに電動化を活かした新機能も追加され、ほとんどすべての乗用車でEPSが採用されるようになってきている。

EPSには、パワーアシストする位置により大きく2つの形式がある。

##### 1. コラムアシストEPS

ステアリングコラム (ハンドル軸) をアシストする形式。モーターが車室内に配置され、防水不要、温度条件有利など搭載性やコストで優れる。しかし、モーターがステアリングホイール (ハンドル) に近くモーター制御力や慣性力を感じやすいなど性能面では多少不利。他の形式に比べ出力は小さく軽自動車や小型車に適した形式だ。

##### 2. ラックアシストEPS



## 参考文献

- ①各自動車会社提供資料、WEB公開資料
- ②阿部正人、自動車の運動と制御、東京電機大学出版局
- ③景山克三監修、自動車工学編集委員会:自動車工学全書12巻 タイヤ、ブレーキ、山海堂
- ④景山克三監修、自動車工学編集委員会:自動車工学全書3巻 自動車の性能と試験、山海堂
- ⑤石原智男監修、自動車工学編集委員会:自動車工学全書9巻 動力伝達機構、山海堂
- ⑥Automotive Handbook 7th Edition、Bosch、Bentley Publishers
- ⑦Safety, Comfort and Convenience Systems, Bosch, WILEY
- ⑧自動車技術会編:新編自動車工学便覧、第2編
- ⑨有山正孝:振動・波動、基礎物理学選書、裳華房
- ⑩全国自動車整備専門学校協会 編:シャシの構造 I および II、山海堂
- ⑪酒井秀男:タイヤ工学、グランプリ出版
- ⑫芝端 康二、入江、伊藤、宇野、村田:リヤサスペンションのステア特性が祖従安定性に及ぼす影響、自動車技術会 学術講演会前刷集852昭和60-10
- ⑬寺岡崇志、稲満:周波数感応ショックアブソーバの開発、KYB技法、第40号、2010-4
- ⑭ブレンボHP
- ⑮加藤和人、北崎智之:騒音制御、自動車の振動評価、Vol.31, No.5,2007(P374-377)
- ⑯武井一剛、石黒陸雄:乗員の官能評価にもとづく乗り心地評価、豊田中央研究所 R&Dレビュー、Vol.30、No.3,1995.9
- ⑰北田秀樹:新幹線用空気ばねの開発の歴史、2017年1月・SEIテクニカルレビュー・第190号
- ⑱鎌倉亮介、古田、森、富田:外付けソレノイド減衰力調整ショックアブソーバの開発、KYB技法、第55号2017-10
- ⑲池田茂輝、村田、大作、富田:新減衰力制御則の開発—仮想ロールダンパー制御と非線形 $\infty$ 制御—、TOYOTA Technical Review,Vol.49,No.2,Dec.1999
- ⑳武馬修一、浦馬場真吾、鈴木聡、大熊靖大、趙在成、吹野崇志:電動アクティブスタビライザサスペンションシステム、自動車技術 Vol.60,No.7,2006
- ㉑菅井晴彦、武馬、神田、吉岡、長谷川:電動アクティブスタビライザサスペンションシステムのプレビュー制御、自動車技術 Vol.66,No.2,2012
- ㉒浦馬場真吾、杉本、武馬、鈴木、石原、種子田:電動アクティブスタビライザサスペンションシステムの開発、自動車技術会論文集.Vol.38,No.2, March 2007
- ㉓大熊 靖大、武馬、浦馬場、鈴木、西原、趙、飯田、土田:レクサスGS電動アクティブスタビライザサスペンションシステムの開発、トヨタテクニカルレビュー、Vol.54,No.2、March 2006

- ㉔山本敬一、西村:ロール低減と乗り心地を考慮したアクティブスタビライザ付きサスペンションシステムの制御、日本機械学会論文集(C編)、75巻753号(2009-5)
- ㉕(株)ハーモニックドライブシステムズ WEB公開資料
- ㉖福島直人、入江、赤津、佐藤、高橋:油圧アクティブサスペンションによる車両の振動制御、日本機械学会論文集(C編) 57巻535号、1991-3
- ㉗竹原伸:自動車のサスペンション制御と電動パワーステアリング制御に関する研究、博士論文、2006年
- ㉘遠藤 修司、小林:EPS制御技術、NSKテクニカルジャーナル No.676(2003)
- ㉙荒井 淳、西村、毛利、久保田:電動パワーステアリングのロバスト制御、日本機械学会 [No.06-7] Dynamics and Design Conference 2006 CD-ROM論文集 [2006.8.6-9、名古屋]
- ㉚田代 勉、細谷:車両運動性能を考慮した電動パワーステアリング制御の設計手法、日本機械学会論文集(C編) 72巻719号(2006-7)
- ㉛高橋俊博、鈴木博之、中山琢也、藤山賢一、山口茂利、山下正治、後藤武志、齊藤貴俊:高出力電動パワーステアリングシステムの実用化技術、JTEKT Engineering Journal No.1006(2009)
- ㉜渡部 大治、片岡、藤井、岩崎:路面負荷推定に基づく新たな電動パワーステアリング制御、デンソーテクニカルレビューVol.15 2010
- ㉝山本 敬一、西村:操舵感と操縦性を考慮した電動パワーステアリングの制御、[No.10-253]第53回自動制御連合高遠かい(2010.11.4~6高知市)
- ㉞裏 則岳:電動パワーステアリングにおけるアシストバックアップ制御の開発、JTEKT ENGINEERING JOURNAL No.1011(2013)
- ㉟Willy Klier,Gerd Reimann,Wolfgang Reinelt: Concept and Functionality of the Active Front Steering System,2003 SAE International
- ㊱山中亨介、石原:差動機構式アクティブステアリングの開発、JTEKT Engineering Journal No.1006(2009)
- ㊲皆木亮、星野、堀:運転者の反力制御に基づくアクティブ前輪操舵の実験的検証、電気学会論文誌D、Vol.132 No.8 pp778-787(2012)
- ㊳宇野高明:日産の後輪制御システムHICASについて、自動車研究 第9巻第5号(昭和62年)
- ㊴Bosch HP
- ㊵Theodor Gassmann,Masaki Gotoh:GKN Electronic Torque Vectoring System (ETV), JSAE No.05-08 Symposium,06 Nov.2008
- ㊶JTEKT HP・ウェブカタログ  
※本書6章に掲載したトルセン、㉓、㉔から第7章に掲載したC-EPS、P-EPS、DP-EPS、RP-EPS、ラックパラレル、E-VGR は株式会社ジェイテクトの登録商標。

## 索引

### (ア行)

アーム	81
アーム揺動軸	108,168
RR	67
アクスルハウジング	81
アクスルビーム方式	157
アクチュエーター	262
アクティブLSD	265,333
アクティブ・オン・ダイヤモンド4WD	343
アクティブサスペンション	262,271,289
アクティブスタビライザー	285
アクティブ制御	262
アクティブフロントステアリング	308
アダプティブ制御	261
アッカーマンジオメトリー	120,127
アッカーマン特性	121
アップライト	81
圧力制御ユニット	293
アテーサE-TS	345
R B式ステアリング	116
アンダーステア特性	32
アンチスクォート	105
アンチダイブ	111
アンチリフト	111,164
安定性	29
位相反転制御	317
ESC (横滑り防止装置)	265,321
EBD	322
EPS	299
インテリジェント・ブースター	331
インバウトハーシュネス	90,97
ウィッシュボーン	81
運転支援機能	307
エアサスペンション	265,282
エアスプリング	282
Aアーム	81
ABS (アンチロックブレーキ)	60,265,321
NS特性	32
NSP	33
NVH	146
FR	67
FF	67
MR	67
LSD (差動制限機構付ディファレンシャルギヤ)	219,247

遠心力	19
円筒形ブッシュ	207
OS特性	33
横力コンプライアンス	44
オーバーステア特性	33,36

### (カ行)

カーボンローター	233
回生協調ブレーキ	331
回生ブレーキ	331
回頭モーメント	32
開発ドライバー	365
外輪荷重	53
加減速制御	276
加減速センサー	275
荷重依存性	53
荷重移動	53,70
加振周波数	211
仮想回転中心	109
仮想キングピン軸	143,175
仮想瞬間回転中心	110
加速時制御	333
カップルドリンク方式	158
可変スタビライザー	265
官能評価	359
機械式LSD	254
基本ステア特性	68
基本制御	277,303
逆ロール	263,273
ギヤ式LSD	258
キャスト角	96,121,127
キャスト剛性	95
キャストトレール	96,119,127
ギヤ比可変ステアリング	265
キャビテーション	200
キャリパー	220,223
キャンパー角特性	87
キャンパー剛性	126
キャンパー変化	84
求心力	19
キングピンオフセット	119,124
キングピン傾角	119
キングピン軸	119
空力中心	35

クーロンの摩擦の法則	63
駆動抵抗	57
駆動力制御	265
駆動輪荷重	67,69
クロソイド曲線	36
消しゴムタイヤ	24
限界挙動	57
減衰比	214
減衰力	197
減衰力可変ショックアブソーバー	265,273
減衰力制御	284
減衰力特性	203,216
コイルスプリング	191
高速時制御	276,285
後退角	168
後輪アクティブステア	265
後輪駆動車	62,105
後輪ステア(4WS)	314
コーナリングパワー	22
コーナリングフォース	19,49,53
固定オリフィス	198
ゴムの摩擦特性	63
ゴムブッシュ	39,205
固有振動数	209,211
ころがり抵抗	21
コンパウンド	52
コンプライアンスステア	39,90,126

### (サ行)

サードリンク	148
最終減速装置	247
最大コーナリング横加速度	29
最大制動力	220
最大摩擦力	62
サイドフォース	62
サイドロッド	82,91,116
サスペンションジオメトリー	83
サスペンション制御	266
差動制限装置	253
差動装置	247
左右車輪速差制御	333
磁性流体式ショックアブソーバー	281
車高制御	285
シャシー	11
シャシー制御技術	261
車速センサー	275
車台	11

車体上下加速度	79
車体スリップ角	26
車体剛性	302
ジャッキアップ	114
ジャッキダウン	114
車両の動的姿勢変化	104
車輪の接地荷重	76
ジャンプイン特性	237
周波数感応型ショックアブソーバー	203
瞬間回転中心	107
上下荷重	23
上下Gセンサー	294
上下振動特性	211,215
上反角	105,155,168
ショックアブソーバー	196
真実接触面積	64
振動減衰機能	196
振動変位	80
振幅感応型ショックアブソーバー	203
スーパーソニックサスペンション	273
スーパートーコントロールサスペンション	161
スーパーHICAS	45,320
スカイフック制御	271
スカイフック理論	271
スカッフ変化	84
スカッフ特性	87
スクォート	105
スクラブ半径	123,127
スタティックマージン	35
スタビライザー	195
スタビリティ	97
スタビリティファクター	37
ステア特性	56,68
ステア・バイ・ワイヤ	313
ステアリングギヤ	239
ステアリングジオメトリー	118
ステアリング制御	265
ストッパー	99
ストラット	83,138,161
ストラット式サスペンション	138
ストローク	75
スプリング	187
すべり域	49
すべりブッシュ	207
滑り摩擦力	63
スリップ角	21
スリップ角-コーナリングフォース特性	49



〈著者紹介〉

**宇野高明** (うの・たかあき)

1955年京都府生まれ。東京大学大学院工学系研究科修士課程修了。

1981年日産自動車株式会社に入社、フェアレディーZ、スカイラインのサスペンション設計、4WS HICASの設計を担当。

1991年エンジン、駆動、シャシーの性能戦略担当。

1992年シャシー計画課課長。その後、車体設計、商品企画、車両開発責任者などを経て、車両計画部部長、第二製品開発部部長、パワートレイン第二製品開発部部長、R&Dリソースマネジメント部部長を歴任。

2011～2015年 ボッシュ株式会社シャシーシステムコントロール事業部 副事業部長、開発・生産担当役員など。

主な受賞歴として、日本自動車技術会技術開発賞 (HICASの開発、1986年)、アメリカSAEアークコーウェルメリット賞 (マルチリンクサスペンションの開発、1990年)、日本発明協会 発明奨励賞 (4回) など。

他の著作に「自動車の運動性能向上技術 (安部正人、大沢洋編集、9人共同執筆)」。

現在

SINGULATO MOTORS

CTO (Chief Technology Officer) - Vehicle Engineering

公益社団法人 自動車技術会 技術中核人材育成委員会委員

**増補二訂版 車両運動性能とシャシーメカニズム**

著者 宇野高明

発行者 山田国光

発行所 株式会社グランプリ出版

〒101-0051 東京都千代田区神田神保町1-32  
電話 03-3295-0005(代) FAX 03-3291-4418  
振替 00160-2-14691

印刷・製本 中央精版印刷株式会社

組版 近野裕一