

制駆動中の旋回限界特性についての基礎的考察

酒井 英樹^{*1}

Fundamental study of cornering limit characteristics during braking and driving

Hideki SAKAI ^{*1}^{*1} Kindai Univ. Dept. of Robotics Engineering
1 Umenobe, Takaya, Higashihiroshima-shi, Hiroshima 739-2116, Japan

Received 15 January 2016

Abstract

The G-G diagram is one way of expressing the cornering limit during braking or driving. When limit driving data is plotted on a graph with the 2 axes representing longitudinal acceleration and lateral acceleration, the shape of the graph indicates the cornering limit. Although the theoretical outline with a one-wheel model is a circle, the shape on the braking side of a G-G diagram which uses actual measured data is similar to a pentagon. As a result, the basic shape of the diagram is unknown. Therefore this paper proposes a graphical method which uses a two-wheel model to explicitly describe the mechanism that determines the G-G diagram shape. This graphical method is as follows. First, the provisional cornering limit line for the front wheel is plotted in the G-G diagram, ignoring the rear wheel cornering limit. Second, the provisional rear wheel cornering limit is plotted in the G-G diagram, ignoring the front wheel cornering limit. Third, the lower of the two cornering limit lines becomes the shape of the G-G diagram. The reason that the braking-side shape of actual measured data looks like a pentagon is due to the fact that these lines cross each other at two points. Furthermore, this paper describes the vehicle behavior when the diagram shape is the front wheel cornering limit line as “plow”, and the behavior when the shape is the rear wheel line as “spin”. Finally, this paper explains that the cornering limit increases in the order of rear-engine rear-wheel drive (RR), front-engine rear-wheel drive (FR), and front-engine front-wheel drive (FF) vehicles due to the effects of the engine position and position of the drive wheels.

Key words : Automobile, Vehicle dynamics, Kinematics, Cornering limit, Sports driving, Sports car

1. 緒 言

車両が水平面に静止している時の前後輪の垂直荷重の比（以後「前後荷重配分比」）は、エンジンの搭載位置等、車両のパッケージングに依存する。パッケージングを開発途中で変更するには大きなコストを要するので、前後荷重配分比は、車両開発の基本計画段階において十分吟味した上で設定すべきパラメータであろう。

前後荷重配分比の吟味には、制駆動時の旋回限界に注目することが最も適当であると思われる。その理由は、こうである。前後荷重配分比を、コーナリングパワー一定の条件下で変化させると、ヨー固有振動数やスタビリティファクタも変化するのに対し、コーナリングパワーをタイヤ垂直荷重で除した「コーナリング係数」が一定の条件下では、前後荷重配分比を変化させてもヨー固有振動数やスタビリティファクタは変化しない（北浜、酒井、1999）。また、タイヤの最大コーナリングフォースをタイヤ垂直荷重で除した摩擦係数が一定ならば、前後荷重配分比を変化させても、最大横加速度は変化しない。このように前後輪のタイヤ特性値を垂直荷重で除した値が一定ならば、前後荷重配分比が旋回に及ぼす影響は現れない。この理由は、前後荷重配分比は、垂直荷重の前後比にも、定常円旋回におけるコーナリングフォースの前後比にも等しいためである。したがって、前後荷重配分比が旋回に及ぼす影響が現れるとすれば、それは前後輪の垂直荷重の比が前後荷重配分比と異なる制駆動時である。

No.16-00019 [DOI:10.1299/transjsme.16-00019], J-STAGE Advance Publication date : 20 June, 2016

^{*1} 正員, 近畿大学工学部 (〒739-2116 広島県東広島市高屋うめの辺 1)

E-mail of corresponding author: sakai_vd@yahoo.co.jp

ただし、タイヤの摩擦円の十分内側の領域では、この影響は顕著には現れないと思われる。なぜなら、この領域における、制駆動に対する横加速度の変化率の式には、重心高／ホイールベースの項が含まれるのに対して、前後荷重配分比は陽には含まれていない（酒井，2013）からである。そこで、この領域よりも外側の、タイヤの摩擦円の円周付近の領域である制駆動時の旋回限界に注目するわけである。

制駆動中の旋回限界は、G-G 線図（Milliken and Milliken, 1995）によって表されることが最も多いと思われる。G-G 線図とは、前後加速度と横加速度の 2 軸上に限界走行時のデータを描くと、その外形線が旋回限界を表すとされるものである。G-G 線図の外形線の最も単純な計算方法は、1 輪モデルを用いる方法である。1 輪モデルでは、G-G 線図の外形線は、タイヤの摩擦円そのものになる（Milliken and Milliken, 1995）。そのため 1 輪モデルでは、前後荷重配分比を表現できない。

そこで、本論文は、基本計画段階における前後荷重配分比の吟味のために、前後荷重配分比を表現しうる最小自由度モデルとして、前 1 輪と後 1 輪からなる 2 輪モデルによる G-G 線図の外形線の計算方法を提案し、制駆動時の旋回限界特性についての基礎的考察をおこなうものである。

本論文は、まず、旋回限界時の潜在的な車両挙動も表現される G-G 線図の図示法（以後単に「図示法」と記す）を提案する。次にこの図示法を用いて、前後荷重配分比や駆動輪、制動力配分が旋回限界に及ぼす影響を検討し、最後に駆動方式が旋回限界特性に及ぼす影響を考察する。なお、これら以外のパラメータ（エンジンやトランスミッション、車体のロール角等）は同一であるとする。

2. 2 輪モデルによる G-G 線図の外形線の計算方法

この章では、前輪や後輪のタイヤ力の限界をそれぞれ加速度で表し、それらの比較によって、G-G 線図の外形線の求める方法について述べる。

2・1 車両モデル

2 輪モデルを用いるため、次の仮定を設ける。

（仮定 1）同一のロール角どうしの車両の相対的な性能比較をおこなうことにして、車体のロール角は無視する。

（仮定 2）ロールモーメントによる左右の荷重移動によって生じるタイヤの摩擦係数変化は、後述のタイヤ摩擦係数（Sakai, 1997）によって表す。

（仮定 3）注目する設計パラメータ以外の設計パラメータが同一な車両どうしの相対的な性能比較をおこなうことにして、制駆動力の左右差によるヨーモーメントは無視する。

さらに、同一エンジン、同一トランスミッションの車両間の差を比較するため、次の仮定を設ける。

（仮定 4）駆動力は無限大とする。

（仮定 5）駆動系の慣性モーメント（景山，景山，2001）は無視する。

以上の仮定に基づく車両モデルを図 1 に示す。車両運動を表すための直交座標系として、原点 o を車両重心に固定し、 x 軸を車両前方に、 y 軸を車両左方向に、 z 軸を鉛直上方にとる。車両質量を m 、重心高を h 、ホイールベースを l 、前輪～重心間距離を l_f 、重心～後輪間距離を l_r 、前後加速度を a_x 、横加速度を a_y とそれぞれ記す。

なお、G-G 線図の外形線の計算法に、ヨー、横、ロールの 3 自由度に 4 輪の回転自由度を考慮した 7 自由度 4 輪モデルを用いることもある（関根，長江，1993）。このモデルは、パラメータ確定後の精密な性能予測に適する一方、基本計画段階では、設定しにくいパラメータを含むと思われる。その 1 つは前後ロール剛性配分である。前後荷重配分比を変化させてパラメータスタディをするとき、前後荷重配分比に応じて前後制動力配分比や前後ロール剛性配分比を変化させる必要がある。これらのうち前後制動力配分比には、理想制動力配分比（景山，景山，2001）という確立された概念があるので、前後荷重配分比を変化させても、それに応じた理論的設定ができる。一方、前後ロール剛性配分比には確立された概念がないため、理論的設定は難しい。もう 1 つは左右駆動力配分比である。車両によっては、リミテッドスリップデフが装着される場合がある。リミテッドスリップデフを用いるか否かによって、左右輪の駆動力配分が異なるのに対して、基本計画段階では、リミテッドスリップデフの装着または非装着、オプション装着が未定であることもありうる。これらのことから、基本計画段階に限定すれば、4 輪モデルは言わば「未決定なパラメータを含む精密なモデル」であり、逆に 2 輪モデルは「検討するパ

ラメータを用いたラフなモデル」である。これらは、互いに一長一短の関係にある。そこで、本論文では、基本計画段階における G-G 線図計算の簡単さや制駆動時の旋回限界特性の基礎的性質の見通しやすさを優先させて、2 輪モデルを用いるものである。このモデルによる計算精度は原理上、本モデルに含まれないパラメータが全て同一である場合の車両間の相対的な性能差の精度に比べて、本モデルに含まれないパラメータが異なる場合の車両間の性能差の精度や、ある一つの車両の絶対的な性能予測の精度は劣るものと思われる。

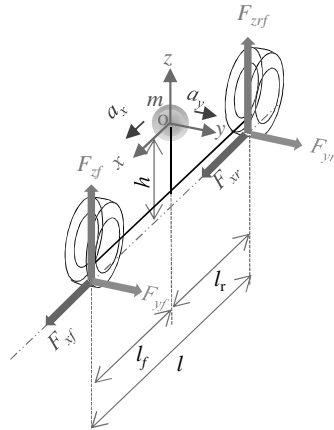


Fig.1 Vehicle model

図 1 のモデルにおいて、前輪の前後力を F_{xf} 、後輪の前後力を F_{xr} と記すと、 x 軸方向の運動方程式は

$$ma_x = F_{xf} + F_{xr} \quad (1)$$

となる。次に前輪と後輪のコーナリングフォースをそれぞれ F_{yf} 、 F_{yr} と記すと、 y 軸方向の運動方程式は

$$ma_y = F_{yf} + F_{yr} \quad (2)$$

となる。また、 z 軸まわりのつり合い条件は

$$0 = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} \quad (3)$$

である。

式(1)～(3)を満たす旋回は準定常円旋回(安部, 2012)と呼ばれる。準定常円旋回とは、 V の変化に応じた適切な操舵を行うことによる a_y 一定の旋回である。そこで式(3)を満たす最大の a_y を準定常最大横加速度と呼び、 a_{ys} と記す。一方、式(3)を満たさない最大の a_y を非定常最大横加速度と呼び、 a_{yu} と記す。 a_{yu} を発生させるためには、過渡的な操舵が必要であるため、常に a_{yu} を維持し続けることは困難であると思われる。そこで本論文では、主として a_{ys} に注目する。

2・2 前後輪の最大コーナリングフォース

本節では、前後輪の最大コーナリングフォースをそれぞれ独立に求め、それらを加速度の次元で表し、さらに両者のうち小さいほうを選ぶ(Sakai, 1997) ことによって、 a_{ys} を求める。

まず前輪の垂直荷重を F_{zf} 、後輪の垂直荷重を F_{zr} 、前輪荷重配分比を $d_f (=l_r/l)$ 、後輪荷重配分比を $d_r (=l_f/l)$ と記すと、ある前後加速度 a_x が規定されたときの F_{xf} と F_{xr} はそれぞれ

$$F_{zf} = d_f mg - \frac{h}{l} ma_x \quad (4)$$

$$F_{zr} = d_r mg + \frac{h}{l} ma_x \quad (5)$$

となる.

次に前輪駆動力配分を T_f , 後輪駆動力配分を T_r と記すと, 駆動力の合計は ma_x だから

$$F_{xf} = T_f ma_x \quad (6)$$

$$F_{xr} = T_r ma_x \quad (7)$$

となる. ここで $T_r = 1 - T_f$ である.

次に減速について述べる. アクセルオフによる減速の場合とブレーキによる制動の場合とでは, 一般に前後制動力配分比が異なるために, 場合分けが必要になる. ここでは, 大局を見通すために, 次の仮定をする.

(仮定 6) 減速は, ブレーキによる制動だけを想定し, アクセルオフによる減速は扱わない.

そこで前輪制動力配分を B_f , 後輪駆動力配分を B_r と記すと, 制動時には

$$F_{xf} = B_f ma_x \quad (8)$$

$$F_{xr} = B_r ma_x \quad (9)$$

となる. ここで $B_r = 1 - B_f$ である. ただしホイールロック時には式(1)が常に成り立つように, 非ロック輪の制動力を定める. なお, アクセルオフの場合は, 式(6), (7)を制動側でも用いる.

次に最大コーナリングフォースを求める. そのために次の仮定を設ける.

(仮定 7) コーナリングフォースと制駆動力とのベクトル和は一定, すなわち摩擦円によって表される (関根, 長江, 1993) (Milliken and Milliken, 1995).

これらの仮定から, 前輪の摩擦係数を μ_f , 後輪の摩擦係数を μ_r と記すと, 式(3)を無視したときの前輪の最大コーナリングフォース $F_{yf\max}$ と後輪の最大コーナリングフォース $F_{yr\max}$ は, それぞれ

$$F_{yf\max} = \sqrt{(\mu_f F_{zf})^2 - F_{xf}^2} \quad (10)$$

$$F_{yr\max} = \sqrt{(\mu_r F_{zr})^2 - F_{xr}^2} \quad (11)$$

となる. このように接地荷重が増える(減る)と, 最大コーナリングフォースが増える(減る)側に作用する. なお μ_f や μ_r には, 仮定 2 で無視したロールモーメントによる左右の荷重移動によるタイヤ摩擦係数変化 (Sakai, 1997) が加味される.

次に, $F_{yf\max}$ と $F_{yr\max}$ をそれぞれ次のように表す.

$$a_{yf} = \frac{F_{yf \max}}{d_f m} \quad (12)$$

$$a_{yr} = \frac{F_{yr \max}}{d_r m} \quad (13)$$

ここで a_{yf} と a_{yr} は、それぞれ加速度次元の量であり、これらのうちの小さいほうが a_{ys} になる。なぜなら

$$a_{yf} - a_{yr} = \frac{l}{l_f l_r m} (l_f F_{yf \max} - l_r F_{yr \max}) \quad (14)$$

だから、式(3)を満たす a_y の上限は、 a_{yf} と a_{yr} のうちの小さいほうになるためである。

次に横加速度 a_{ys} における旋回時の潜在的な車両挙動について述べる。横加速度 a_{ys} の準定常円旋回において、後輪にコーナリングフォースの余力がある場合、仮に旋回を助長する側のモーメント外乱が車両に働いても、後輪の余力が生じることによって、外乱を打ち消す側の、重心まわりのヨーモーメントが発生する。これが顕在化した現象やこの潜在的性質を **plow** と呼ぶ。逆に、前輪にコーナリングフォースに余力がある場合は、旋回を助長する側のモーメント外乱が車両に働くと、外乱を助長する側のヨーモーメントが発生する。この顕在的現象や潜在的性質を **spin** と呼ぶ (Milliken et al., 1976)。spin や plow を、 a_{yf} と a_{yr} を使って表すと、 $a_{yr} < a_{yf}$ の場合が spin, $a_{yf} < a_{yr}$ の場合が plow である。したがって $a_{yf} - a_{yr}$ が、旋回限界時の潜在的な spin 傾向の程度の目安を表す量である。この $a_{yf} - a_{yr}$ に $l_f l_r m / l$ を乗じると、

$$\frac{l_f l_r m}{l} (a_{yf} - a_{yr}) = l_f F_{yf \max} - l_r F_{yr \max} \quad (15)$$

となる。この式の右辺 $l_f F_{yf \max} - l_r F_{yr \max}$ を Milliken らは residual yaw moment と呼んでいる(1976)。そこで本論文でも $l_f F_{yf \max} - l_r F_{yr \max}$ の代用として (次元は異なるが) $a_{yf} - a_{yr}$ を「ヨーモーメントの余力」と呼ぶ。

以上のことから、 a_{yf} と a_{yr} を同時に図示すると、準定常最大横加速度 a_{ys} と潜在的な spin/plow 傾向を示す $a_{yf} - a_{yr}$ を読み取ることができる。なお横加速度 a_{ys} の旋回において、 $a_{yr} < a_{yf}$ の場合はオーバステア、 $a_{yf} < a_{yr}$ の場合はアンダステアである。これは次の理由による。 $a_y = a_{ys}$ のまわりのコーナリングパワー (以後「コーナリングパワー微係数」) は、最大コーナリングフォースを生じている輪は 0 であるのに対し、余力がある輪は正である。そのため、 $a_{yr} < a_{yf}$ の場合のコーナリングパワー微係数は、前輪が正、後輪が 0 であり、 $a_{yf} < a_{yr}$ の場合は、前輪が 0、後輪が正だからである。

また、非定常最大横加速度 a_{yu} は、式(2)から

$$a_{yu} = \frac{F_{yf \max} + F_{yr \max}}{m} \quad (16)$$

となる。これも参考として図示する。

式(4)～(13)および式(16)は、 a_x を指定すると逐次的に計算できるので、表計算ソフトを用いて G-G 線図を計算することもできる。

3. 考 察

この章では、前後荷重配分比や駆動輪の位置 (前輪駆動・後輪駆動・4 輪駆動) が旋回限界に及ぼす影響について考察する。

3・1 旋回限界考察のための基準の G-G 線図

この節では、旋回限界についての見通しを得るための基準として、 $\mu_f=\mu_r (=0.8)$, $d_f=0.5$ の 4 輪駆動車において、制動力配分比および駆動力配分比を、制動における理想制動力配分比 (景山, 景山, 2001) $T_f=B_f=F_{zf}/(mg)$ に設定したモデル (以後「前後対称モデル」と記す) を用いる. この計算結果を図 2(A) に示す.

まず前後輪の限界について述べる. a_{yf} は a_y 軸に対して非対称である. なぜなら F_{zf} が、制動側で増加し、加速側で減少するためである. またこれと逆の理由で a_{yr} も、 a_y 軸に対して非対称である. 図 2 の計算諸元では前後対称のため、 a_{yf} と a_{yr} は、 a_y 軸に対して互いに対称である. なお a_x の最大値および最小値において $a_{yf}=a_{yr}=0$ である. これは理想制動 (駆動) 力配分比を用いているために、最大の直進制動 (駆動) のときに両輪同時ロック (ホイールスピン) するためである.

次に車両の限界について述べる. a_{yf} と a_{yr} のうち、小さいほうが準定常最大横加速度 a_{ys} であり、これが、準定常最大横加速度時の G-G 線図の外形線になる. この部分を抽出したものが図 2(B) である. この形状は、 $a_x=0$ で折れ点を持つ. 次に spin や plow の程度を表すために、ヨーモーメントの余力 $a_{yf}-a_{yr}$ を図示したものが図 2(C) である. 図 2(A)(C) から、制動側で spin, 駆動側で plow であることが分かる. 以上, 図 2(A) または (B) ~ (C) によって旋回限界の高さと, spin/plow が陽に示される.

なお図 2 の持つ情報は、ダイナミック四角形 (三田村, 1988) によって表せる場合がある. ダイナミック四角形とは、前輪の制駆動力と後輪の制駆動力との平面上に、旋回限界と加速限界を表示する方法である. ただし、横加速度と前後加速のデータだけしかない場合は、ダイナミック四角形を図示できない.

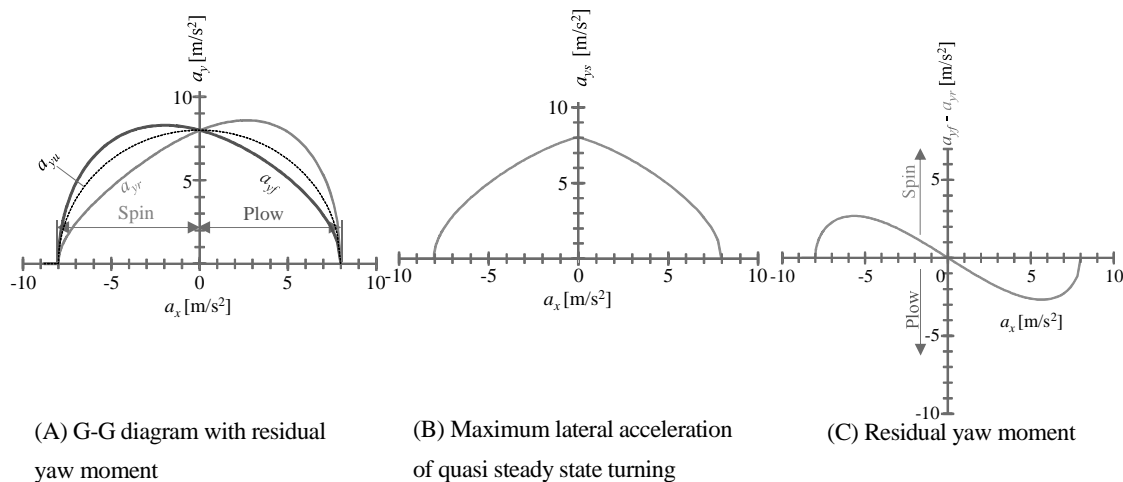


Fig.2 Example of G-G diagrams. This figure was calculated using specifications that simulate a four-wheel drive vehicle. The braking/drive force distribution on the front and rear wheels is equal to the distribution of normal load on the front and rear wheels. In Fig.2 (A), the horizontal axis shows longitudinal acceleration a_x while the vertical axis shows maximum front wheel lateral acceleration a_{yf} and maximum rear wheel lateral acceleration a_{yr} . The smaller of these values is considered the maximum lateral acceleration for quasi-constant radius turning, and is indicated in Fig.2 (B). $a_{yf}-a_{yr}$ in Fig.2 (C) indicates the magnitude of the spin tendency when turning at the maximum lateral acceleration. When $a_{yf}-a_{yr} > 0$, the resulting vehicle behavior is spin, when $a_{yf}-a_{yr} < 0$, the result is plow. ($\mu_f=\mu_r=0.8[-]$, $d_f=0.5[-]$, $T_f=B_f=F_{zf}/(mg)$, $l=2.6[\text{m}]$, $m=1500[\text{kg}]$, $h=0.55[\text{m}]$, $g=10[\text{m/s}^2]$)

3・2 駆動軸の影響

駆動輪の影響をみるために、前輪駆動車を想定して、図 2 の計算諸元において T_f だけを 1 に変更した結果を図 3 に示す. また、後輪駆動車を想定して、図 2 の計算諸元における T_f だけを 0 に変更した結果を図 4 に示す. なお図 3, 4 における T_f 以外の値は全て図 2 と同じである. したがって図 3 および図 4 の制動側は、図 2 と一致するので、ここでは加速側だけについて述べる.

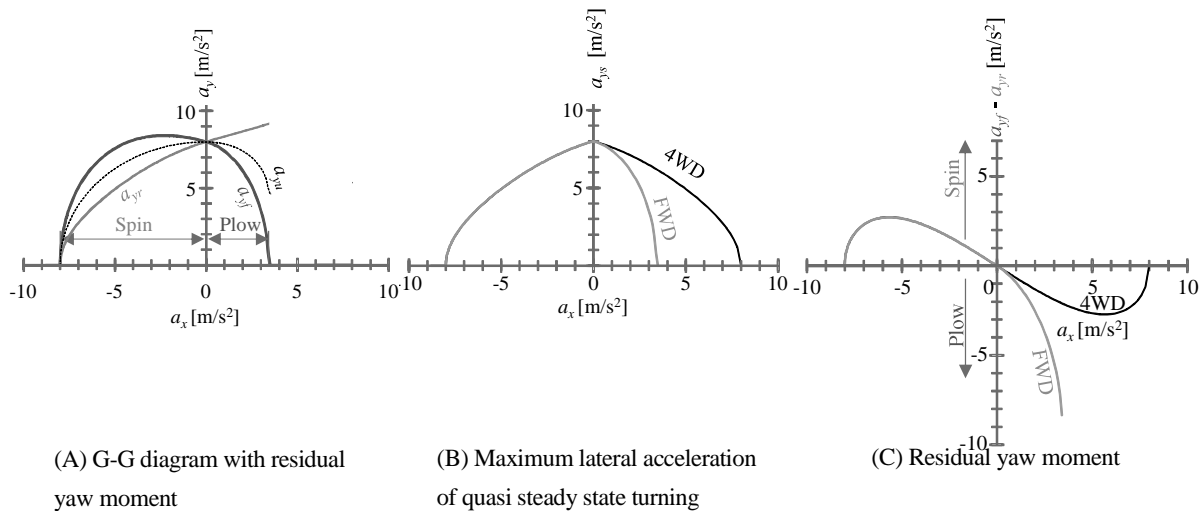


Fig.3 Cornering limit characteristics of a front-wheel drive vehicle; Front-wheel drive vehicles (FWD) demonstrate plow behavior on the driving side. ($\mu_f=\mu_r=0.8[-]$, $d_f=0.5[-]$, $T_f=1$ (FWD), $T_f=F_{yf}/(mg)$ (4WD), $B_f=F_{yf}/(mg)$, $l=2.6$ [m], $m=1500$ [kg], $h=0.55$ [m], $g=10$ [m/s²])

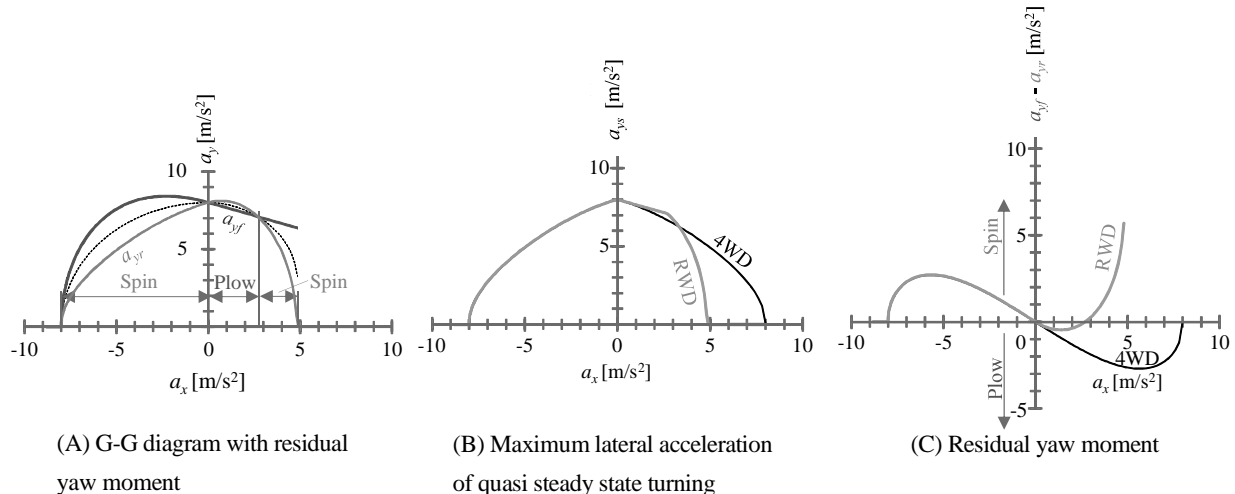


Fig.4 Cornering limit characteristics of a rear-wheel drive vehicle; Rear-wheel drive vehicles (RWD) have both a plow area and a spin area on the driving side. ($\mu_f=\mu_r=0.8[-]$, $d_f=0.5[-]$, $T_f=0$ (RWD), $T_f=F_{yf}/(mg)$ (4WD), $B_f=F_{yf}/(mg)$, $l=2.6$ [m], $m=1500$ [kg], $h=0.55$ [m], $g=10$ [m/s²])

図3における a_x の最大値は、前輪駆動なので $a_{yf}=0$ となるときに正側の a_x である。したがって $a_{yf}>a_x>0$ の領域が、実現しうる加速領域である。この領域では、 $a_{ys}=a_{yf}$ である。図2に比べて図3では、駆動輪の数が減るために、最大の a_x が減少し、さらに a_{ys} も減少する。ただし加速領域において plow であることは図2と同じである。

図4における a_x の最大値は、後輪駆動なので $a_{yf}=0$ となるときに正側の a_x である。したがって $a_{yf}>a_x>0$ の領域が実現しうる加速領域である。加速領域には、plow 領域だけでなく spin 領域もあることが図2と異なる。駆動輪の数が減るために、図2に比べて図4では、最大の a_x が減少する。また a_{ys} には、減少する領域と増加する領域がある。

3・3 前後荷重配分比の影響

前輪駆動における前後荷重配分比の影響を検討する。前輪駆動車において最も d_f が大きい部類の車両の一つは、 $d_f=0.673$ のロータスエラン（運輸省自動車交通局、自動車諸元表 1993 年版, 1993）であると思われる。そこでこの d_f を 0.05 単位に丸めて、図3の計算諸元における d_f だけを 0.65 に変更した結果を図5に示す。したがって d_f

以外の値は全て図3の諸元と同じである。図3と図5とを比べると、 d_f の増加によって a_{ys} は、制動側で減少し、駆動側で増加する。

次に後輪駆動における前後荷重配分比の影響をみる。後輪駆動車において最も d_f が小さい部類の車両の一つは、リヤエンジンの車両である $d_f=0.353$ のポルシェ911カレラガブリエレ(国土交通省自動車交通局, 自動車諸元表2005年版検索版, 2005)だと思われる。そこでこの d_f を0.05単位に丸めて、図4の計算諸元における d_f だけを0.35に変更した結果を図6に示す。したがって d_f 以外の値は全て図4の諸元と同じである。図4と図6とを比べると、 d_f が減ることによって a_{ys} は、加速側のspin領域や制動側では増加し、加速側のplow領域では減少する。

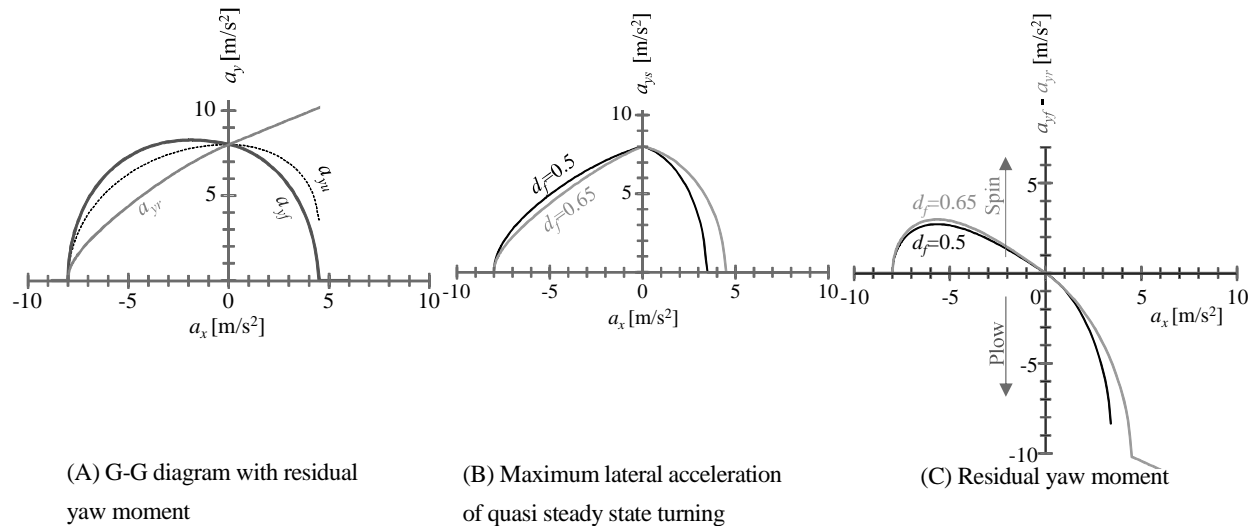


Fig.5 Effects of front normal load distribution in a front-wheel drive vehicle (FWD); The maximum lateral acceleration is higher on the driving side and lower on the braking side with a front normal load distribution ratio $d_f = 0.65$ compared to a ratio of $d_f = 0.5$. ($\mu_f=\mu_r=0.8[-]$, $d_f=0.65[-]$ or $0.5[-]$, $T_f=1$, $B_f=F_f/(mg)$, $l=2.6[m]$, $m=1500[kg]$, $h=0.55[m]$, $g=10[m/s^2]$)

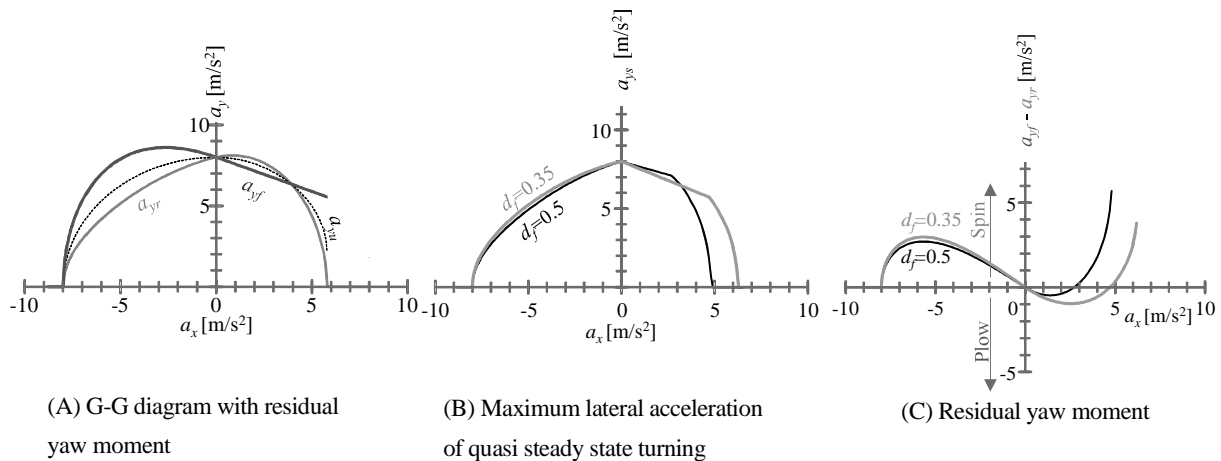


Fig.6 Effects of front normal load distribution in a rear-wheel drive vehicle (RWD). ($\mu_f=\mu_r=0.8[-]$, $d_f=0.35[-]$ or $0.5[-]$, $T_f=0$, $B_f=F_f/(mg)$, $l=2.6[m]$, $m=1500[kg]$, $h=0.55[m]$, $g=10[m/s^2]$)

3・4 制動力配分の影響

前後制動力配分比の影響をみるために、図2の計算諸元における B_f を変更して計算した結果を図7に示す。図2の場合、 B_f の最大値は0.66であるので、ここでは $B_f=0.66$ と、 B_f の上限値である $B_f=1$,そして両者のほぼ中間的なG-G線図になる $B_f=0.75$ の合計3段階の B_f を設定した。 B_f 以外の値は全て図2と同じである。 B_f が大きいくほどspin領域が狭くなり、plow領域が増える。ただし B_f の上限である $B_f=1$ のときでもspin領域は存在する。

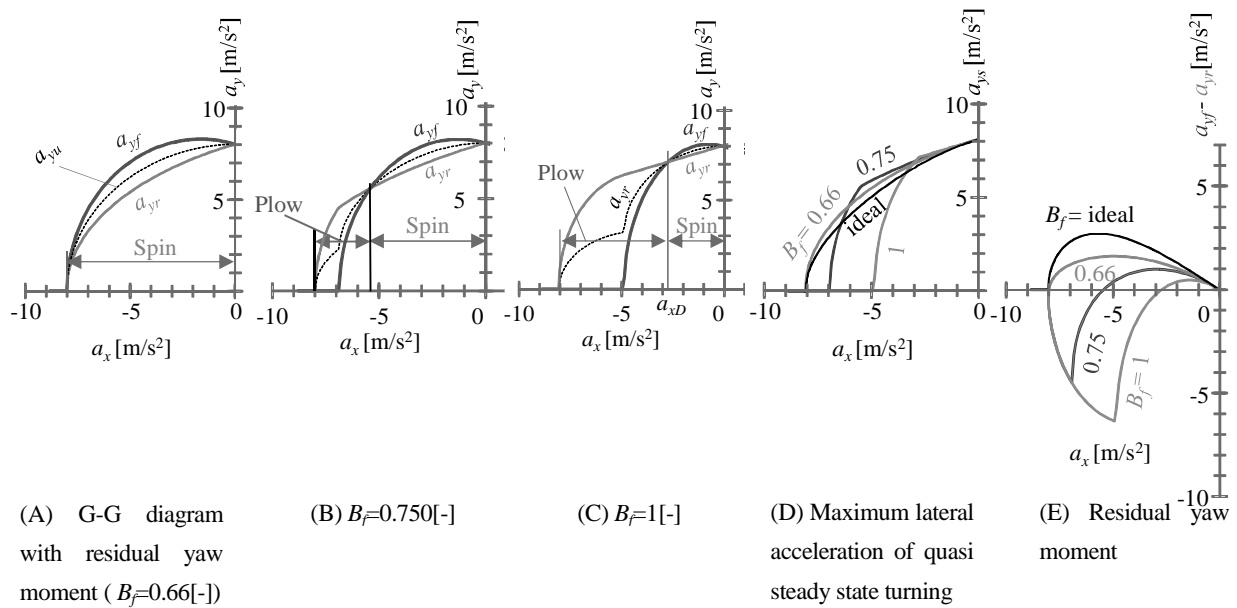


Fig.7 Effects of the front wheel braking force ratio B_f ; when B_f is higher, the plow area is larger, the cornering limit in the plow area is lower, and the cornering limit in the spin area is higher. ($\mu_f=\mu_r=0.8[-]$, $d_f=0.5[-]$, $B_f=0.75$, $T_f=F_{\dot{\gamma}}/(mg)$, $l=2.6[\text{m}]$, $m=1500[\text{kg}]$, $h=0.55[\text{m}]$, $g=10[\text{m/s}^2]$)

そこで $B_f=1$ のときの spin 領域の広さと荷重配分比との関係を考察するために、 $B_f=1$ のとき $a_{yf}=a_{yr}$ となる a_x を、 $\mu_f=\mu_r=\mu$ として求めると

$$a_x = -\frac{h}{l}\mu^2 \left[1 + \sqrt{1 + 2\frac{1}{\mu^2} \left(\frac{l}{h} \right)^2 \left(d_f - \frac{1}{2} \right)} \right] \quad (17)$$

となる。したがって、少なくとも $d_f > 1/2$ ならば、上式は負になるので、 $B_f=1$ でも、制動側に spin 領域が必ず存在する ($d_f < 1/2$ のときも存在する場合がある)。式(17)における a_x が小さい (負側に大きい) ほど、spin 領域が横軸方向に広がるので、spin 領域が広がるのは、 h/l 大や μ 大、 d_f 大の方向である。一般的な車両の場合は、旋回制動安定性の面から spin 領域はより狭いほうが望ましいと思われる。したがって特に h/l が大きな車両では、 d_f が過大にならないように注意する必要があると思われる。

なお、 $d_f=0.5$ のとき式(17)は、

$$a_x = -2\frac{h}{l}\mu^2 \quad (18)$$

である。

さらに旋回制動安定性の観点から図 7(E)に注目すると、 $B_f=0.66$ のとき、 $a_{yf}=a_{yr}$ が最大になる a_x は $a_x \approx -5$ 、 $B_f=0.75$ のとき $a_x \approx -3[\text{m/s}^2]$ である。一方、実車の旋回制動安定性試験において、制動後のヨー角速度の増加が最大になる a_x は $-3 \sim -4[\text{m/s}^2]$ と指摘されている (山口他, 1991)。両者の a_x は概ね整合するので、旋回制動安定性においてヨー角速度の増加が最大になる理由は式(4)~(13)によって表されていると思われる。すなわち $a_x = -3 \sim -4[\text{m/s}^2]$ の前輪では、制動力による前輪コーナリングフォースの減少代よりも制動による前後荷重移動による前輪コーナリングフォース増加代のほうが大きいために、ヨーモーメントの余力 $a_{yf}-a_{yr}$ が正になることである。

3・5 摩擦係数の影響

一般の乗用車では、最大横加速度に近づくにつれてスタビリティファクタが増加する (Sakai, 1997) ので、 $a_x=0$ のときの最大横加速度まわりのコーナリングパワ微係数は、前輪が 0、後輪が正である。したがって $a_x=0$ のとき plow だから、 $\mu_r > \mu_f$ となるようにロール剛性配分比等を設定しているものと思われる。そこでロール剛性配分比等による μ_r と μ_f との差の影響を見るために、図 2 における μ_r を 0.8 から 1.0 に変更した結果を図 8 に示す。なお $\mu_r - \mu_f = 0.2$ は、 μ_r と μ_f の差が G-G 線図に及ぼす影響を見やすくするため、誇張した値である。図 8 では $\mu_r > \mu_f$ のため、 $a_x=0$ の近傍で plow である。また最大 a_x の近傍でも plow である。このように μ_r を増やすと制動側では、spin 領域が減るとともに、 a_{ys} が増加する。

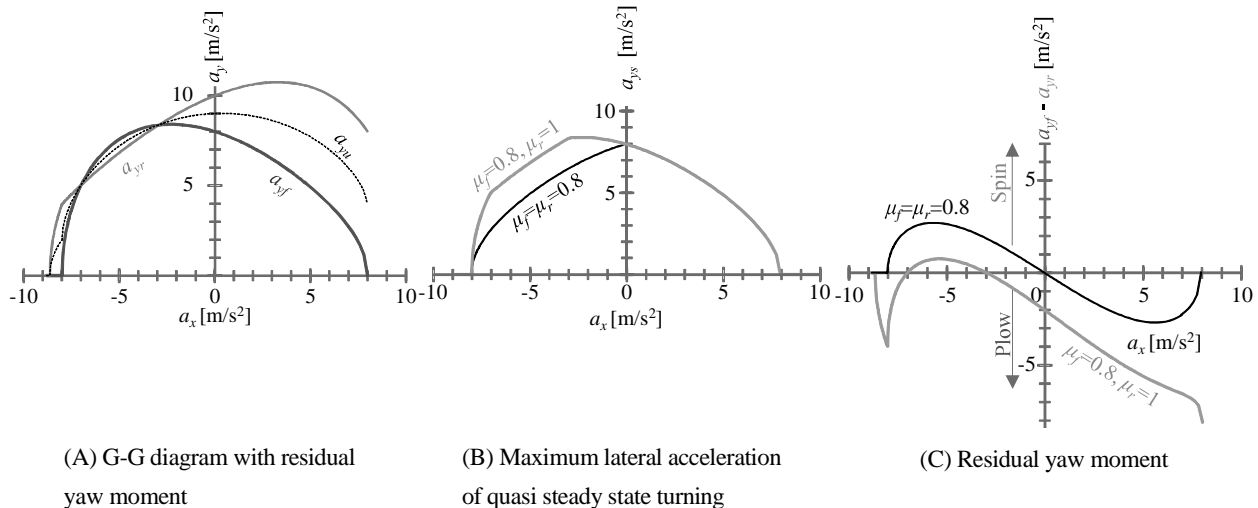


Fig.8 Effects of the rear wheel coefficient of friction μ_r ; when μ_r is higher, a_{ys} on the braking side is larger and the residual spin moment is smaller. ($\mu_f=0.8, \mu_r=1.0[-], d_f=0.5[-], T_f=B_f=F_{df}/(mg), l=2.6[m], m=1500[kg], h=0.55[m], g=10[m/s^2]$)

3・6 エンジン配置と駆動軸位置が駆動中の旋回限界に及ぼす影響

この節では、フロントエンジン・フロントドライブの車両 (FF) とフロントエンジン・リヤドライブの車両 (FR) とリヤエンジン・リヤドライブの車両 (RR) との、スポーツ走行における旋回限界性能を比較するために、 d_f と T_f との組合せ効果に注目し、これ以外の設計パラメータは全て同一であるとする。ただし B_f は理想制動力配分比として、 d_f に応じた値に設定する。また実際の車両に基づいて $\mu_r > \mu_f$ となるように、 $\mu_f=0.8$ と $\mu_r=0.85$ (Sakai, 1997) に設定した。

図 9(A) は FF を想定し、図 9(B) は FR を想定し、図 9(C) は RR を想定した計算結果である。FF では、3.3 節と同様に、FF のスポーツカーであるロータスエラン (運輸省自動車交通局, 自動車諸元表 1993 年版, 1993) を想定して $d_f=0.65$ とした。FR では、FR のスポーツカーであるボルシェ 968 ($d_f=0.511(6MT)$, $d_f=0.486(4AT)$) (運輸省自動車交通局, 自動車諸元表 1993 年版, 1993) を想定して、 $d_f=0.5$ とした。RR では、3.3 節と同様に RR のスポーツカーであるボルシェ 911 カレラガブリオーレ (国土交通省自動車交通局, 自動車諸元表 2005 年版検索版, 2005) を想定して $d_f=0.35$ とした。

これらの比較を図 9(D), (E) に示す。これらの主な違いは駆動側にある。FF よりも FR のほうが、FR よりも RR のほうが、図 9(D) の加速側の面積がより大きい。したがってコーナーからの脱出において、FF よりも FR のほうが、FR よりも RR のほうが、より早いタイミングで加速を開始できると思われる。

また、後輪駆動車のスポーツ走行においては、駆動力によるテールスライドのコントロール性 (永田, 2015) も重視されることがある。ここまでエンジンのパワーは無限大と仮定したが、エンジンパワーの上限を考慮すると、テールスライドを駆動力によって発生させるためには、 a_{yr} が大きいほど、より大きなエンジンパワーが必要になる。したがってパワーウエイトレシオが一定の条件下では、前輪荷重配分が大きいほどテールスライドを駆動力によるコントロールがしやすいはずである。したがってラップタイム短縮を重んじる車両企画には FR よりも RR が、テールスライドのコントロール性を重んじる車両企画には RR よりも FR が、より適すると思われる。

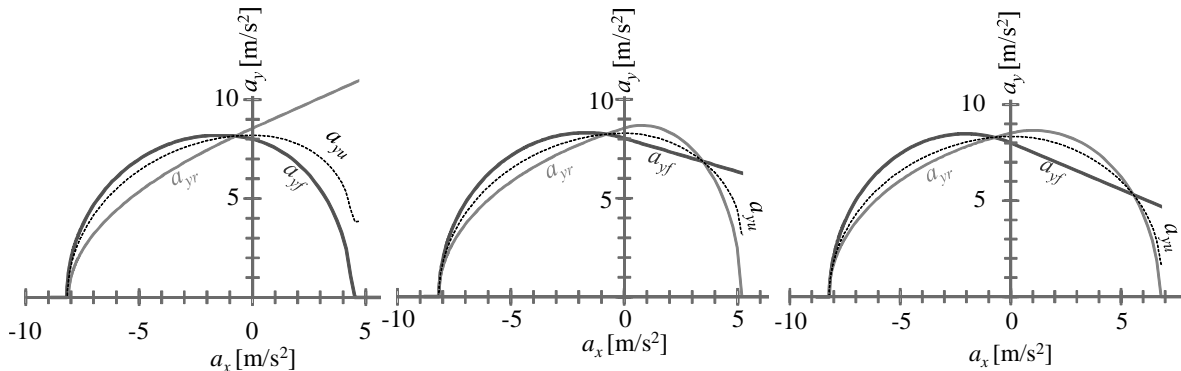


Fig.9(A) Cornering limit performance of a front-engine front-wheel drive (FF) vehicle. ($\mu_f=0.8$, $\mu_r=0.85[-]$, $d_f=0.65[-]$, $T_f=1$, $B_f=0.81$, $l=2.6[m]$, $m=1500[kg]$, $h=0.55[m]$, $g=10[m/s^2]$)

Fig.9(B) Cornering limit performance of a front-engine rear-wheel drive (FR) vehicle. ($\mu_f=0.8$, $\mu_r=0.85[-]$, $d_f=0.50[-]$, $T_f=0$, $B_f=0.66$, $l=2.6[m]$, $m=1500[kg]$, $h=0.55[m]$, $g=10[m/s^2]$)

Fig.9(C) Cornering limit performance of a rear-engine rear-wheel drive (RR) vehicle. ($\mu_f=0.8$, $\mu_r=0.85[-]$, $d_f=0.35[-]$, $T_f=0$, $B_f=0.56$, $l=2.6[m]$, $m=1500[kg]$, $h=0.55[m]$, $g=10[m/s^2]$)

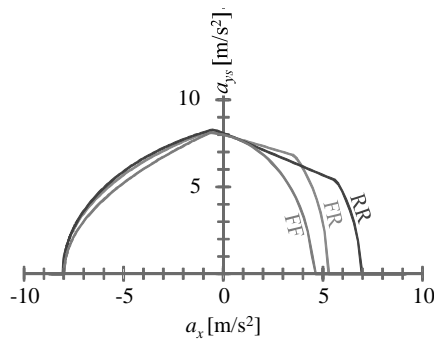


Fig.9(D) Comparison of the cornering limit levels for FF, FR, and RR vehicles.

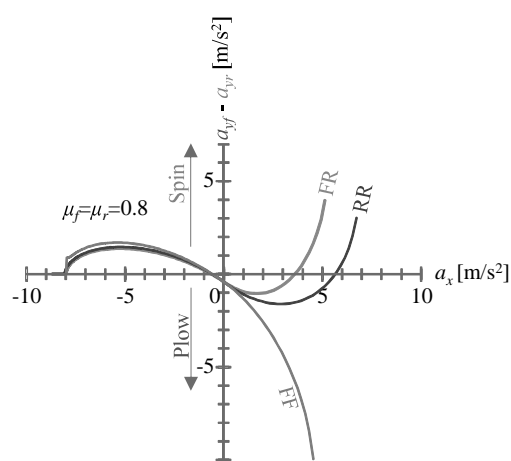


Fig.9(E) Comparison of the residual yaw moments for FF, FR, and RR vehicles

4. 結 言

本論文は、spin/plow の情報を表しうる G-G 線図の図示法を提案した。この図示法は、表計算ソフトでも計算可能なので、基本計画段階に携わる、車両運動を専門としないエンジニアにも計算が可能であると思われる。

次に、G-G 線図の外形線には折れ点があることを指摘した。

さらに、前後荷重配分比が旋回限界性能に及ぼす影響として、前輪荷重配分比が大きいほど、制動側の旋回限界が低いことを指摘した。加速側は、前輪荷重配分比が大きいほど、前輪駆動の場合は旋回限界がより高く、後輪駆動の場合はより低いことを指摘した。

最後に、FF 車、FR 車、RR 車を想定した諸元で計算をおこなった。その結果、これらの差は制動側よりも駆動側がより大きく、RR 車想定、FR 車想定、FF 車想定順に、G-G 線図の駆動側の面積が広がった。

以上の結果から、車両開発の基本計画段階における前後荷重配分比の吟味が、よりおこないやすくなったものと思われる。

文 献

- 安部正人, 自動車の運動と制御: 車両運動力学の理論形成と応用(2012), p.207, 東京電機大学出版局.
- 景山克三, 景山一郎, 自動車力学(2001), pp.64-97, 理工図書.
- 北浜謙一, 酒井英樹, 正規化コーナリングパワーを用いた自動車の操舵応答性能の同定法, 日本機械学会論文集, C編, Vol. 65, No.633(1999), pp.1960-1965.
- Milliken, W., Dell'Amico, F. and Rice, R., The static directional stability and control of the automobile, SAE Technical Paper, No. 760712 (1976).
- Milliken, W. and Milliken, D., Race car vehicle dynamics(1995), pp. 345-366, SAE.
- 三田村楽三, 乗用車の4輪活性化技術の展望, 機械の研究, Vol.40, No.9(1988), pp.965-971.
- 永田元輔, 速報! 新型ロードスター(2015), p.40, 三栄書房.
- 運輸省自動車交通局, 自動車諸元表 1993 年版(1993), 自動車技術会, pp.1412-1431.
- 国土交通省自動車交通局, 自動車諸元表 2005 年版検索版(2005), 自動車技術会.
- Sakai, H., Theoretical consideration of relation of rear-wheel skid to steering inputs, SAE Transactions, Vol. 106, No.970378(1997), pp.504-524.
- 酒井英樹, タイヤ特性と操縦安定性との関係, 自動車技術, Vol.67, No.4(2013), pp.27-32.
- 関根太郎, 長江啓泰, 旋回制動時の車両挙動の解析, 自動車技術会論文集, Vol.24, No.4(1993), pp.76-81.
- 山口博嗣, 松本真次, 井上秀明, 波野淳, 旋回制動時の車両安定性向上について, 自動車技術, Vol.45, No.3(1991), pp. 55-60.

References

- Abe, M., Automotive vehicle dynamics: Theory and applications (2012), p.207, Tokyo Denki University Press (in Japanese).
- Kageyama, K. and Kageyama, I., Jidousha rikigaku (2001), pp.64-67, Rikoh Tosho (in Japanese).
- Kitahama, K. and Sakai, H., Identification Method of Automobile Response to Steering Input Using Normalized Cornering Stiffness, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.65, No.633 (1999), pp.1960-1965 (in Japanese).
- Milliken, W., Dell'Amico, F. and Rice, R., The static directional stability and control of the automobile, SAE Technical Paper, No. 760712 (1976).
- Milliken, W. and Milliken, D., Race car vehicle dynamics(1995), pp. 345-366, SAE.
- Mitamura, R., Jyoyousha no yorinkasseika gijyutu no tenbou, Science of machine, Vol.40, No.9(1988), pp.965-971(in Japanese).
- Nagata, G., Sokuhou! Shingata Roadster(2015), p.40, San-Ei shobo (in Japanese).
- Road Transport Bureau of Ministry of Transport, Jidousha shogen hyo 1993(1993), Society of Automotive Engineers of Japan, pp.1412-1431 (in Japanese).
- Road Transport Bureau of Ministry of Land, Infrastructure, Transport and Tourism, Jidousha shogen hyo 2005 kensakuban (2005), Society of Automotive Engineers of Japan (in Japanese).
- Sakai, H., Theoretical consideration of relation of rear-wheel skid to steering inputs, SAE Transactions, Vol. 106, No.970378(1997), pp.504-524.
- Sakai, H., Relationship between tire properties and stability and control, Journal of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.67, No.4(2013), pp.27-32 (in Japanese).
- Sekine, T. and Nagae, H., Cornering behavior analysis of passenger car under braking situations, Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.24, No.4 (1993), pp.76-81 (in Japanese).
- Yamaguchi, H., Matsumoto, S., Inoue, S. and Hano, S., Improving Vehicle Stability at Braking in a Turn, Journal of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.45, No.3 (1991), pp.55-60 (in Japanese).