

ギヤ比が車速と操舵角の関数として 変化するステアリングシステムの研究

A Study of a New Steering System with Variable Gear-ratio
According to Vehicle Speed and Steering Wheel Angle

清水 康夫*

Yasuo SHIMIZU

杠 順 司*

Junji YUZURIHA

河合 俊 岳*

Toshitake KAWAI

滝 本 繁 規*

Shigenori TAKIMOTO

要 旨

車速と操舵角に応じて変化するギヤ比特性を有するステアリングシステムを開発した。既存車両のステアリングギヤ比は概ね一定であるので、操舵入力に対して車両のヨーレートゲインは、車速の増大に応じて大きく、又アンダステアの車両では、横加速度的増大によって減少していた。このシステムは、ギヤ比を車速の増大に応じて大きく、操舵角の増加に応じて小さくする特性を付与することにより、車両のヨーレートゲインを概ね一定にしたものであり、ドライバにとって運転のし易さを向上させることを目的としている。

本論において、このギヤ比特性の選定プロセスについてドライバの注視点解析から理想のステアリングギヤ比の仮説を導出し、これを参考に車速と操舵角に応じて変化するギヤ比特性を選定し、シミュレーションにより、その効果が予測できた。又この選定されたギヤ比特性を実現するための可変ギヤ比機構の設計手法、及びステアリングシステムの構成を確立し、更にこのシステムを搭載した実車による走行テスト結果により、運転し易さの向上効果と、このようなギヤ比特性に必要な車両特性が確認できた。

ABSTRACT

A new steering system which has variable gear ratio according to vehicle speed and steering wheel angle has been developed.

As the steering gear ratio in existing automobiles is almost constant, yaw rate gain increases with increasing vehicle speed. Moreover, for understeer vehicle, yaw rate gain tends to decrease with increasing lateral acceleration.

With a view to improving the driver-vehicle response, to make the yaw rate gain almost constant, a steering system in which the equivalent steering gear ratio increases with increasing vehicle speed and decreases with increasing steering wheel angle was created.

This paper presents the procedure for selecting variable gear ratio characteristic, starting with a hypothesis of ideal gear ratio which was derived from observations of drivers' steering behavior, including the compensation of the gear ratio for vehicle speed and steering wheel angle, and the estimation of the effects of the gear ratio by simulation.

This paper also introduces the design method and the construction in order to realize the selected gear ratio, the effects that were confirmed by vehicle tests, and the vehicle characteristic which this system necessitates.

1. はじめに

現在、ステアリング装置のギヤ比は、車速によらず概ね一定である。これはハンドルとタイヤの間に、例えばラック&ピニオンギヤのような操舵機構が設けられ、タイヤの切れ角が操舵角の関数だけで決められているからである。従って、ステアリングギヤ比を高速走行時に最適となるように設定すると、車庫入れでは必要な操舵角が大きく運転が面倒であり、一方低速走行時に最適となるように設定すると、高速走行時に車両のヨーレートゲインが高くなり、

正確に運転することが難しくなる。又、アンダステア特性をもつ車両では、ハンドルを大きく切って横加速度が増大すると操舵に対してヨーレートゲインが低下する。このことは、大舵角入力を必要とする緊急回避操作を難しくする理由の一つと考えられる。

このように、固定のステアリングギヤ比による車両の応答特性は、車速と操舵角などにより変化するために、ドライバは慣れるまで運転に習熟する必要があった。

本研究は、これらの課題に注目し、操舵角入力に対する車両のヨーレートが変化しないようにして運転のし易さを

向上させるために、車速の増大に応じて大きく、且つ操舵角の増大に応じて小さくするギヤ比をもつステアリング装置の開発と、この装置を搭載した車両による低速走行時における操舵角の低減効果、及び高速走行時の操縦性と緊急回避性能の向上した結果について、以下の項目に沿って報告する。

- (1) ドライバの注視点解析結果をもとに導出された理想的と考えるギヤ比特性
- (2) この仮説を基に得られた車速と操舵角により変化するギヤ比特性
- (3) この提案するギヤ比特性の効果を検討するシミュレーション
- (4) 上記ギヤ比特性を実現する機構の設計方法とステアリングシステム
- (5) このシステムを搭載した車両による実走行テスト結果
- (6) この車両を初めて運転する際にドライバにとって適応しやすい車両特性

2. 理想的なギヤ比特性

現在のステアリングギヤ比は、概ね一定であるので操舵入力に対して車両のヨーレートゲインは、車速や横加速度などの大きさによって変化する。これは同じ操舵角入力でも例えば車速が変化すると、車両の横運動が変化することを意味し、この補正はドライバ自身が学習によって克服しなければならない。しかし、同じ操舵角入力に対して車両の横運動が、車速に関わらずドライバにとって同様であると感じられるならば、修正操舵(フィードバック操作)が少ないのでハンドル操作の予測が容易になり、学習の必要が少なくドライバの負担が軽減される、と考えられる。

この前提に基づいて、ドライバが車両を運転するときの横運動の制御プロセスについて検討してみた。車両の横運動制御の目的は、目標とするコースに走行経路を合致させることであるから、

- (1) ドライバは、車両の走行経路を制御する際に視覚情報をもとに、現在の進行方向と、到達したい目標位置と現在の自車位置を結ぶ方向とのなす角である走行経路角を脳裏に描いて、操舵角をこの走行経路角に一致させるように操舵を行う。
- (2) 到達したい目標位置は、前方注視点の付近であるという仮説を立てた。

又、筆者らは、実車両を用いたドライバの注視点解析(Fig.1)により、「ドライバは、曲線路に進入する際、平均で約1.2秒先を注視し、しかもこの予見時間は車速によらない」という結果を得ている¹⁾。これをFig.2示す。

この結果から仮説を更に展開し、ドライバによる経路角制御のプロセスを次のように考えた。

前方注視点の情報、即ち1.2秒後のあるべき自車位置から決定される走行経路角が、目標経路角としてドライバの脳裏に描かれ1.2秒後に目標位置に到達するためのヨーレートを発生させるのに必要な操舵角が入力される。その操舵角は、ドライバが体得している自車のヨーレートゲインに基づいて決定される。

このことから、車速に関わらず認知された目標経路角に合わせた操舵角入力で、1.2秒後に目標地点に到達できるようであれば、ドライバはこの経路角制御のプロセスのような単純な制御則に基づいて、フィードフォワード制御すればよい。そうすることにより、現在のように車速や横加速度などによって変化する車両のヨーレートゲインを補正するために必要であった、複雑な制御則の学習が少なくなると思われる。

このような観点から、ドライバにとって理想的なステアリングギヤ比を求めてみる。Fig.3に示すように、 t_p 秒後のあるべき自車位置(目標位置)を地面固定座標系(O-XY)にて、 (x_p, y_p) とする。車速がVのときの前方注視点距離を l_p とすると、ドライバが脳裏に描く目標経路角 φ_p は、

$$\varphi_p = \tan^{-1} \frac{y_p}{x_p} \cong \frac{y_p}{x_p}$$

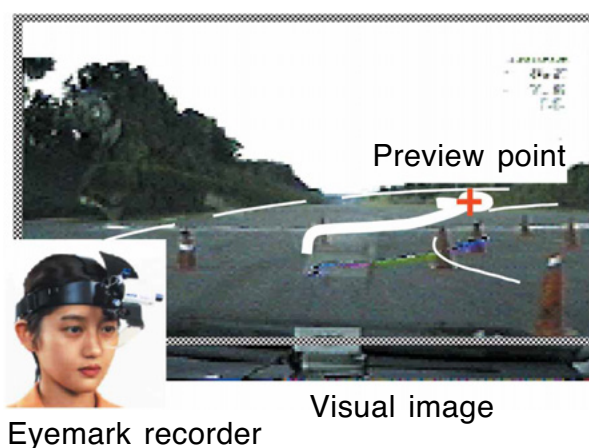


Fig.1 Measurement of preview point

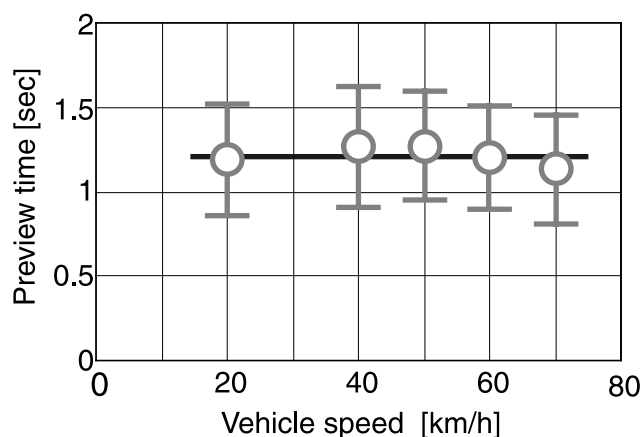


Fig.2 Preview time

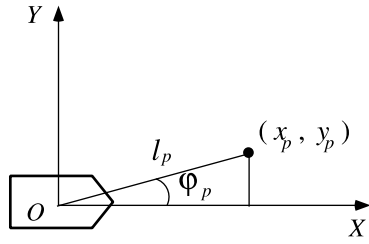


Fig.3 Target position in the coordinate system

一方、ヨー角を θ とすると地面固定座標系での車両の位置 (x, y) は、車両固定座標系で、縦速度 V 、横速度 v 、ヨーレート r 、横加速度 a_y とすると、

$$\dot{x} = V \cos \theta - v \sin \theta \approx V$$

$$\dot{y} = V \sin \theta + v \cos \theta \approx V \theta + v$$

$$\theta = \int_0^t r dt$$

より、

$$x = V \cdot t$$

$$y = V \int_0^t \theta dt + \int_0^t v dt = V \int_0^t \int_0^t r dt + \int_0^t \int_0^t a_y dt$$

と求められる。

与えられた車速におけるヨーレート r 、横加速度 a_y の定常値は、ステアリングゲイン G_s 、操舵角 δ_{sw} 、前輪の切れ角(実舵角) δ_f とすると、

$$r = G_{\delta_f}^r \cdot G_s \cdot \delta_{sw}$$

$$a_y = G_{\delta_f}^{a_y} \cdot G_s \cdot \delta_{sw} = V \cdot G_{\delta_f}^r \cdot G_s \cdot \delta_{sw}$$

$$G_{\delta_f}^r = \frac{r}{\delta_f}, \quad G_s = \frac{\delta_f}{\delta_{sw}}$$

と近似できる。ここで、 $G_{\delta_f}^r$ と $G_{\delta_f}^{a_y}$ は実舵角に対する車両のヨーレートと横加速度の定常ゲインであり車両固有の値である。

「目標経路角に比例した操舵角を入力すると、 t 秒後に目標位置 (x_p, y_p) に到達できる」ためには、比例定数を K_s とすると

$$\varphi_p = \frac{y_p}{x_p} = K_s \cdot \delta_{sw}$$

となる必要がある。そこで δ_{sw} のステップ入力を与え、自車位置の時間応答を求めると、

$$x(t) = V \cdot t$$

$$y(t) = V [G_{\delta_f}^r \cdot G_s] \delta_{sw} \cdot t^2$$

となる。ここで、前述の予見時間を用いて $t = t_p$ とすると自車の目標位置は、

$$x_p = V \cdot t_p$$

$$y_p = V [G_{\delta_f}^r \cdot G_s] \delta_{sw} \cdot t_p^2$$

となり、従って、

$$\varphi_p = \frac{y_p}{x_p} = [G_{\delta_f}^r \cdot G_s] \delta_{sw} \cdot t_p = K_s \cdot \delta_{sw} \quad (1)$$

式(1)を満足させるためには、 t_p は一定値、 $G_{\delta_f}^r$ は車速の増大により大きく、またアンダステア特性の車両では横加速度的増大に応じて小さくなるので、ステアリングゲイン G_s は、車速の増大と共に小さく、横加速度的増大と共に増加する特性を持つ関数に設定すれば良いことが分かる。ここで式(1)において例えば、 $K_s = 1$ となるような G_s を G_{si} とすると、

$$(\text{目標経路角 } \varphi_p) = (\text{操舵角 } \delta_{sw})$$

となり、車速や横加速度などに関わらず認知された目標経路角と同等の操舵角入力で目標地点に到達できる。従って、理想的なステアリングギヤ比 R_i は

$$R_i = 1/G_{si} \quad (2)$$

で与えられる。このように設定することにより、ドライバは単純な操舵則に基づいて、フィードフォワード制御によって操作すればよいことがわかる。

3. 実際のギヤ比特性

前述した理想的なギヤ比を参考にして、まず最初に基本特性として $G_{\delta_f}^r$ を車速に関わらず概ね一定とするための車速に応じて変化するギヤ比特性、次にこのギヤ比特性をもとに、横加速度的増大に応じて減少する $G_{\delta_f}^r$ を補正するための操舵角に応じて変化するギヤ比特性について述べる。

3.1. 車速に応じて変化するギヤ比の基本特性

式(1)、(2)より、ステアリングギヤ比 R は

$$R = \frac{1}{G_s} = \frac{G_{\delta_f}^r \cdot t_p}{K_s}$$

ここで、 $t_p = 1.2 [\text{sec}]$ 、 $G_{\delta_f}^r$ は車両特性であるから、 K_s を決めれば R が定まる。 K_s は実際の車両挙動とドライバの習熟を考慮し、一般車両が80~100km/h程度で走行した時の値を採用し、Fig.4のような基本特性を選んだ。

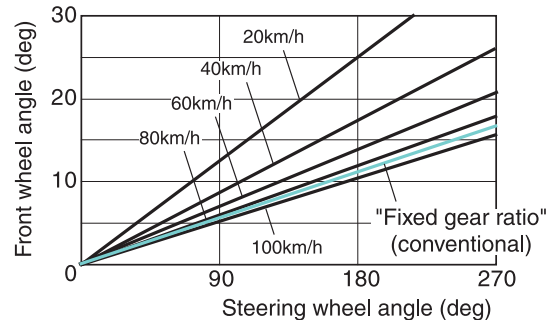


Fig.4 Basic characteristics of gear ratio dependent on vehicle speed (characteristic 1)

3. 2. 操舵角に応じて変化するギヤ比特性

アンダステア特性をもつ車両の操舵角に対するヨーレート($G_{\delta_{sw}}^r = r/\delta_{sw}$)の定常値(ヨーレートゲイン)は、Fig.5の実験結果に示すように横加速度的増大に応じて小さくなる。この結果から高い車速ほど、ヨーレートゲインの低下が顕著であることがわかる。

ステアリングのギヤ比は、このヨーレートゲインの低下を補正するようなギヤ比特性が望ましいという報告²⁾があり、この仮説をもとに、上述した車速に応じて変化するギヤ比の基本特性に加えて、操舵角に対する非線形特性を導入した。これはFig.6に示すように、実舵角の増加率を操舵角の増加に応じて増大させることにより、車両のアンダステア時にドライバーが補正しなければならない操舵角の増加量を低減するためのものである。

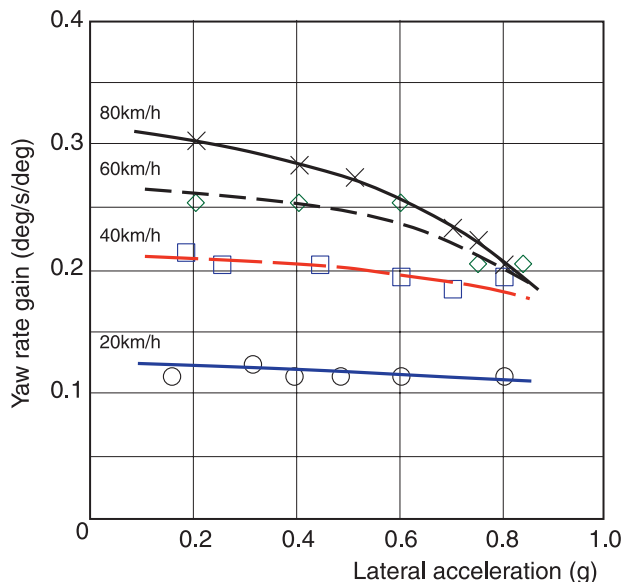


Fig.5 Yaw rate gain at lateral acceleration

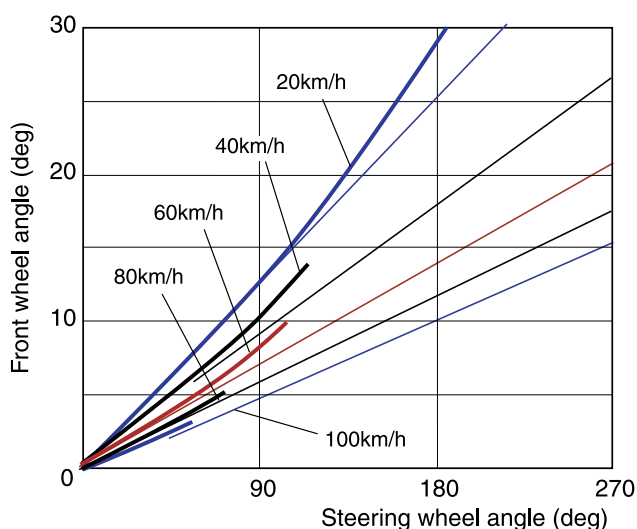


Fig.6 Modified characteristics of gear ratio dependent on both vehicle speed and steering wheel angle (characteristic 2)

4. シミュレーションによる可変ギヤ比特性の効果の確認

前項にて設定した実際のギヤ比特性について、その効果をシミュレーションによって確認した。

4. 1. レーンチェンジにおける制御成績

通常の車両のヨーレートゲインは、車速や横加速度などによって変化するもので、ドライバーはそれに対応するために操舵角の大きさを調整する必要があるが、上述した可変ギヤ比特性を持つステアリングシステムを搭載した車両ならば、この調整量が減少されると予測した。

この予測に基づいて、ドライバーの操舵入力ゲインを一定とした前方予測モデルを用いて、レーンチェンジを行ったときのシミュレーションを実施した。このときのコースはFig.7に示すように、低速コースと高速コースを設定した。制御成績はFig.8に示すように、車両軌跡の目標コースからのオーバーシュート量によって評価した。

ギヤ比特性は、以下の3種類について比較した。

- (1) 固定ギヤ比特性(Fig.4)
- (2) 車速のみに応じて変化するギヤ比の基本特性(Fig.4)
- (3) 車速と操舵角にて変化するギヤ比特性(Fig.6)

シミュレーションには以下のモデルを用いた。

- (1) 車両 : 6自由度モデル
- (2) ドライバ : 2次予測モデル³⁾

$$\delta_{sw}(t) = K_p \cdot \varepsilon(t - T_d)$$

$$\varepsilon(t) = Y_r(t + \tau) - [Y(t) + \tau \cdot \dot{Y}(t) + \eta \cdot \frac{\tau^2}{2} \cdot \ddot{Y}(t)]$$

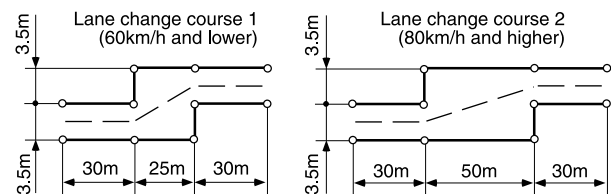


Fig.7 Layout of lane change course in simulation

- | | |
|-------------------------------|---------------------|
| t : 時間 | δ_{sw} : 操舵角 |
| Yr : 目標コース | Y : 車両位置 |
| ε : 目標と車両予測位置との偏差 | |
| Kp : ドライバーのゲイン | |
| Td : ドライバー反応時間 | |
| τ : 予見時間 | η : 2次予測項重み |

シミュレーションの結果を、Table 1とFig.8に示す。固定ギヤ比特性の場合、オーバシュート量が一番大きい、勿論このようなことが発生しないように、実際のドライバは車両のヨーレートゲインの変化に適応するために20km/hでは自身のゲインを増大させ、反対に120km/hではゲインを減少させていると考えられる。特性1と特性2はオーバシュートの量が減少しており、更に特性2は120km/hの横加速度が比較的高い走行条件で良好な減衰特性を示している。

これらの見地から、ドライバゲインが一定のとき特性1と特性2の車両の制御成績は固定ギヤ比特性より優れ、そして特性2の成績は、特性1より横加速度の大きい操舵のときに効果が大きいということが定量的に確認された。

4. 2. 操舵角入力大きいときの制御成績

滑りやすい路面における運転では、時折大きな操舵角が必要な場面がある。そこで、滑りやすい路面での車両挙動変化における修正舵の容易さを比較するために、次のような条件でシミュレーションを行った。

- (1) 40km/hで半径30mの円旋回中に後輪の横力が突然ゼロになりスピン状態に陥る
- (2) このスピンを止めるためにランプ入力の修正操舵を加える
- (3) ドライバがこの状態を止めるのに必要な操舵速度をスピン状態に入ってから操舵を開始するまでの時間(ドライバの反応時間)を変えて調べ、最大の実舵角になるところで限界を求めた。

車両モデルは、滑りやすい路面上を設定しており、横加速度が小さくロールの影響も少ないので2自由度平面モデルを用い、次のような2種類のギヤ比を選んで比較検討した。

(1) 固定ギヤ比特性

(2) 特性2

比較結果をFig.9に示す。固定ギヤ比特性の場合、ドライバの反応時間が0.4[sec]のとき、スピンを止めるのに必要な実舵角(約30deg)を得るのに、400[deg/sec]の操舵速度が必要であるが、特性2では130[deg/sec]で充分である。従って大きな操舵角入力に対して、特性2は固定ギヤ比より修正のしやすさが向上していると考えられる。

Table 1 Results of lane change simulation

Course	Vehicle speed [km/h]	Maximum overshoot from target course		
		Fixed gear ratio	Characteristic 1	Characteristic 2
1	20	1.18	0.7	0.65
	40	0.67	0.42	0.38
	60	0.32	0.18	0.18
2	80	0.05	0.05	0.05
	100	Divergent	0.19	0.12
	120	Divergent	Divergent	0.09

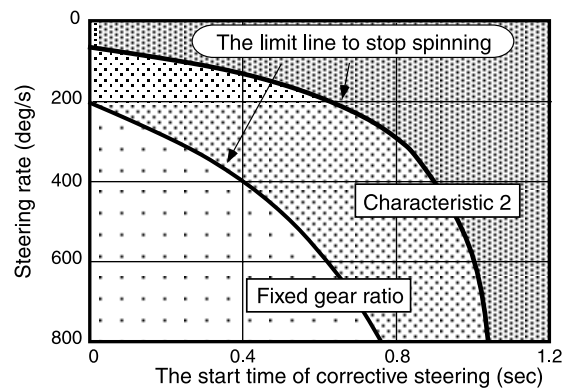


Fig.9 Characteristics of steering wheel input to stop spinning

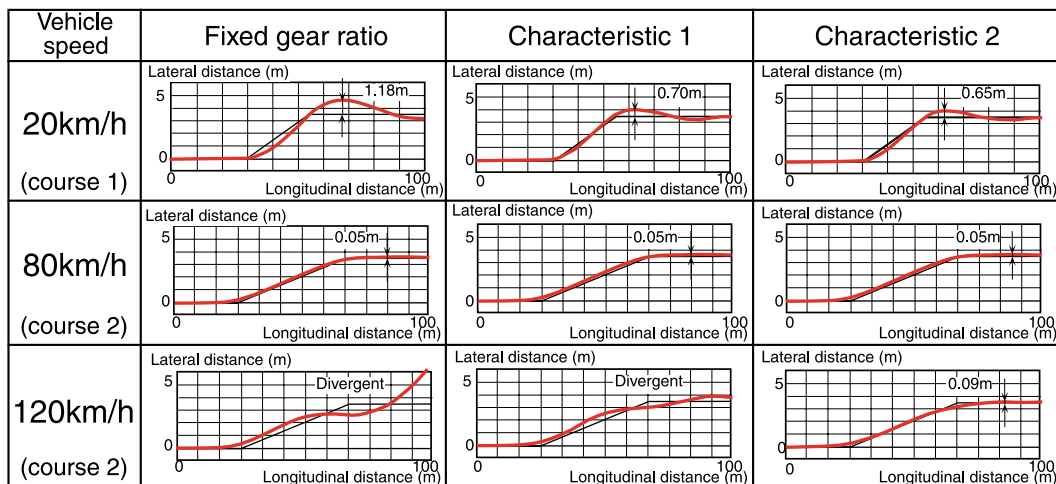


Fig.8 Results of lane change simulation (trajectory)

5. 可変ギヤ比ステアリングシステムの設計方法

前述したシミュレーションによる効果を実車にて確認するために、可変ギヤ比特性(特性2)を有するステアリングシステムを考えた。

5. 1. 提案するギヤ比特性を実現する機構の設計コンセプト

Fig.6に示されるギヤ比特性は、線形項と非線形項を併せもつ特性とみなすことができるので、次のような数式で表現する。

$$\theta_0 = K \cdot (\theta_{01} - \theta_{02}) \quad (3)$$

$$\text{線形項; } \theta_{01} = i \cdot \theta_i \quad (4)$$

$$\text{非線形項; } \theta_{02} = \sin^{-1} \left[\frac{a(v)}{b} \cdot \sin(i \cdot \theta_i) \right] \quad (5)$$

ここで、

θ_0 : 出力角 θ_i : 入力角
 i : 減速比 K : 定数
 v : 車速 $a(v)$: 車速関数
 b : 定数

線形項のみの式(4)を i をパラメータとして、非線形項のみの式(5)を i と $a(v)$ をパラメータとして、計算した結果をそれぞれFig.10とFig.11に示す。

更に K と i 、そして $a(v)$ を変えることによって、例えばFig.12に示すように、種々のギヤ比特性を得ることができる。

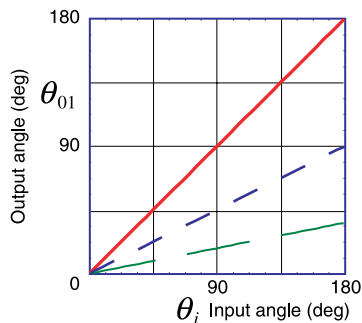


Fig.10 Linear component of gear ratio characteristics

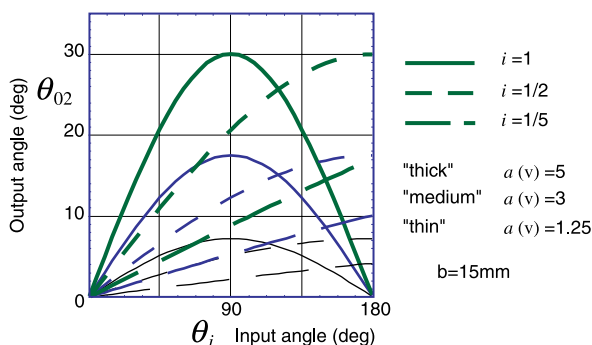


Fig.11 Nonlinear component of gear ratio characteristics

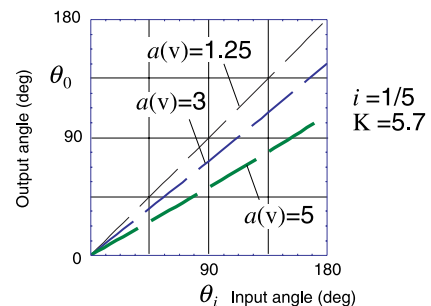
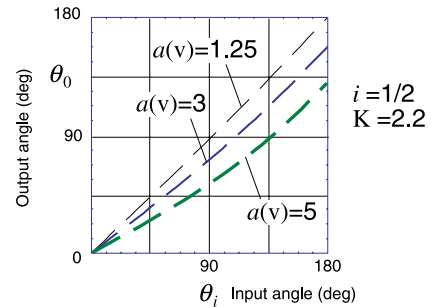
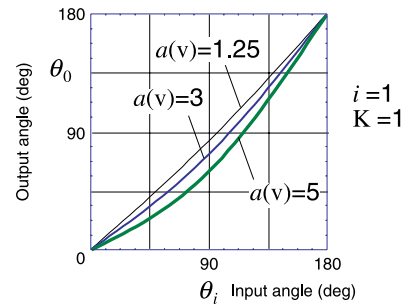


Fig.12 Various gear ratio characteristics

5. 2. 提案したギヤ比特性を実現する機構

次に式(3)に示される特性を具現化するための機構について述べる。まず式(4)にて示される線形項については、通常の減速装置によって実現可能である。

式(5)の非線形項を実現するために、Fig.13に示すような機構を考えた。この機構は、入力軸Aと出力軸Bのオフセット量 X_0 を保持したまま回転させるために、それぞれのアームの連結点Cを、滑り結合させている。この結果、軸Aと軸B間の回転角の関係は、式(6)によって表される。

$$\theta_b = \theta_a - \sin^{-1} \left[\frac{X_0}{b} \cdot \sin \theta_a \right] \quad (6)$$

次に、実際の機構設計における構成概念図をFig.14に示す。ここで、

$$\theta_a = i \cdot \theta_i \quad (7)$$

$$L = K_G \left\{ i \cdot \theta_i - \sin^{-1} \left[\frac{X_0}{b} \cdot \sin(i \cdot \theta_i) \right] \right\} \quad (8)$$

$$\theta_T = f(L) \quad (9)$$

θ_a : 軸Aの回転角 θ_b : 軸Bの回転角

θ_i : 操舵角

i : 減速ギヤ装置の減速比 θ_T : 前輪の切れ角

K_G : ラックゲイン

L : ラックストローク

式(6)(7)より求めた式(8)より、提案したギヤ比特性は、定数 i , b , K_G を適当に選定し、 X_0 を車速に応じて変化することによって実現されることがわかる。

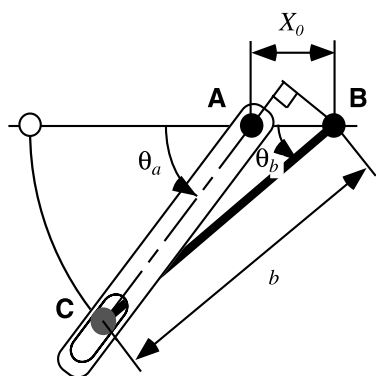


Fig.13 Mechanism of variable gear ratio

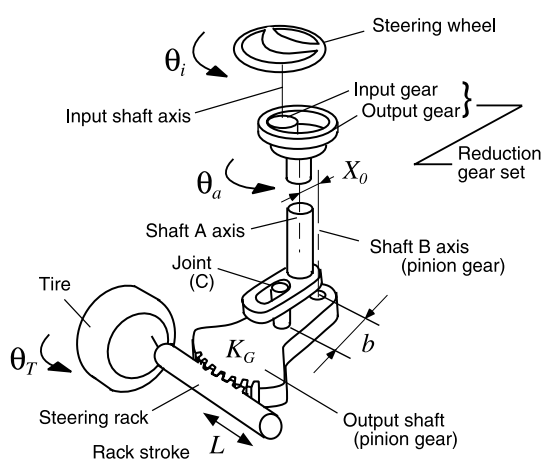


Fig.14 Complete system of variable gear ratio

5.3. 可変ギヤ比ステアリングシステムの設計

提案したギヤ比特性を実現する機構を搭載したギヤボックスの構造とシステム構成について述べる。

5.3.1. 可変ギヤ比ステアリングシステムの構造

Fig.15は、可変ギヤ比機構を搭載したギヤボックスの構造模式図である。実際の構造ではオフセット量 X_0 は、DCモータのウォームギヤと噛み合うウォームホイールに支持される入力軸および軸Aが共に、ウォームホイール中心まわりに公転することによって変化するので、両軸の移動軌跡は直線ではなく円弧を描く。又、この入力軸の移動量は、Fig.18に示されるレイアウト構成において、ステアリング軸の自在継手の微小回転によって許容される程度の大きさである。

Fig.16はトルクセンサと可変ギヤ式機構の実際の構造写真を示す。Fig.17は、実際の連結点の拡大写真であり、軸Aと出力軸(ピニオンギヤ)である軸Bの相対移動を滑らかにするためにボールによる転動機構を採用した。

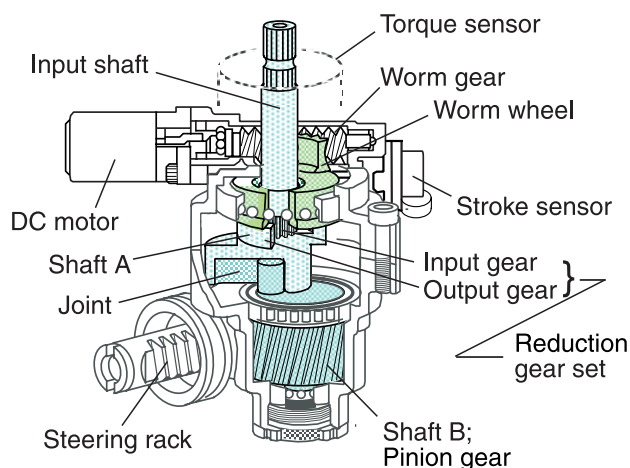


Fig.15 Structure of a variable gear ratio mechanism

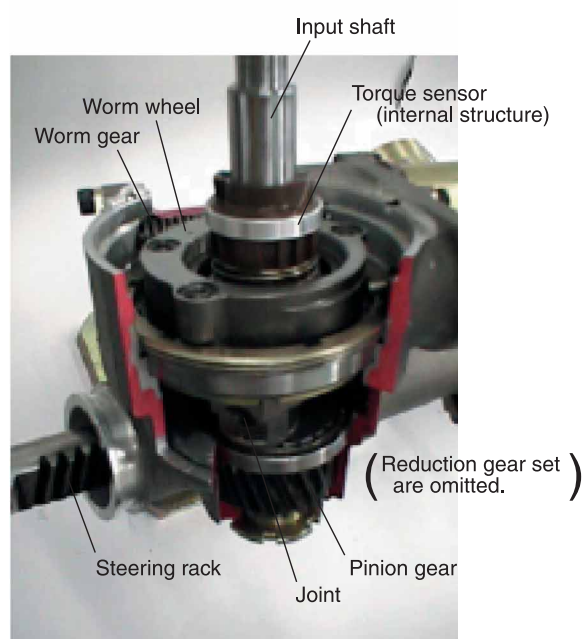
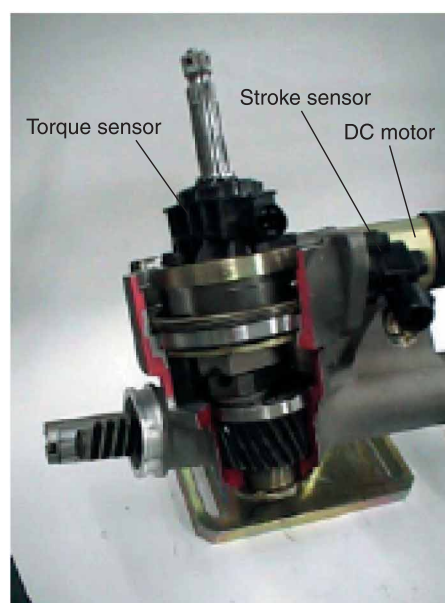


Fig.16 Pictures of structure

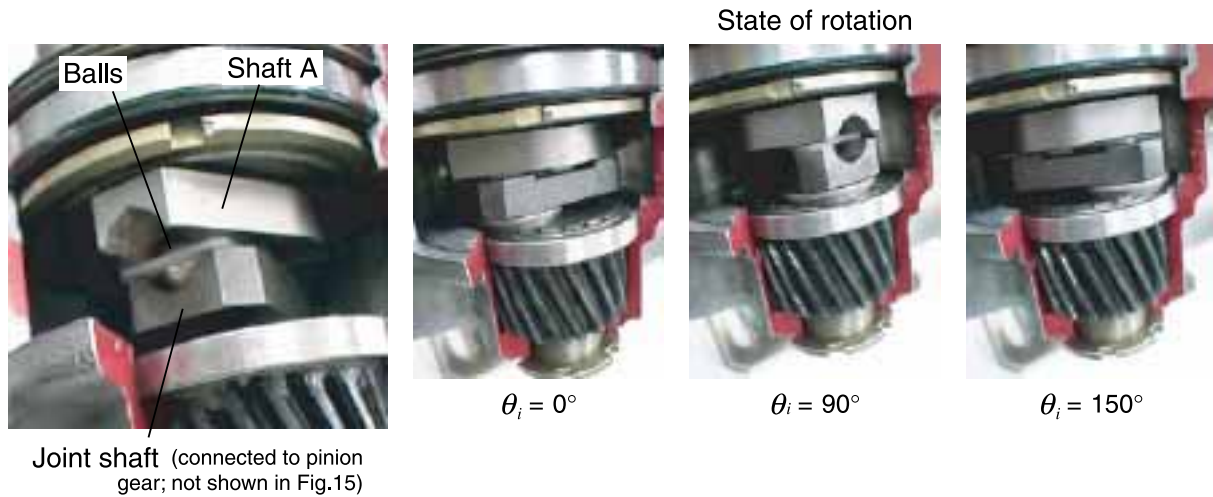


Fig.17 Pictures of joint mechanism

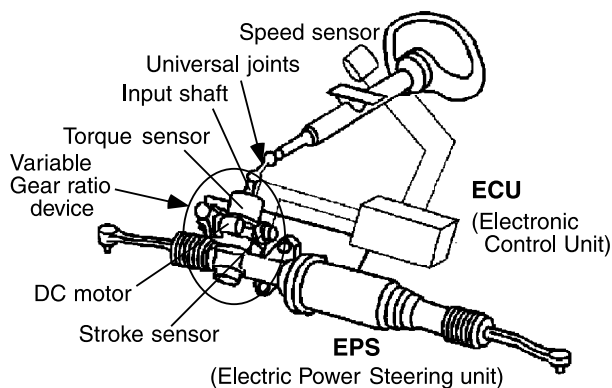


Fig.18 System configuration of VGS

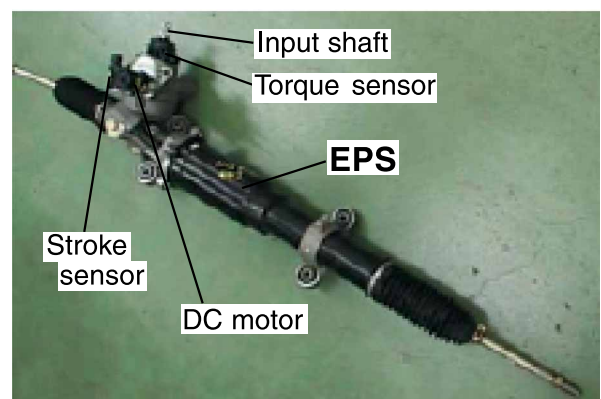


Fig.19 Picture of VGS gear box

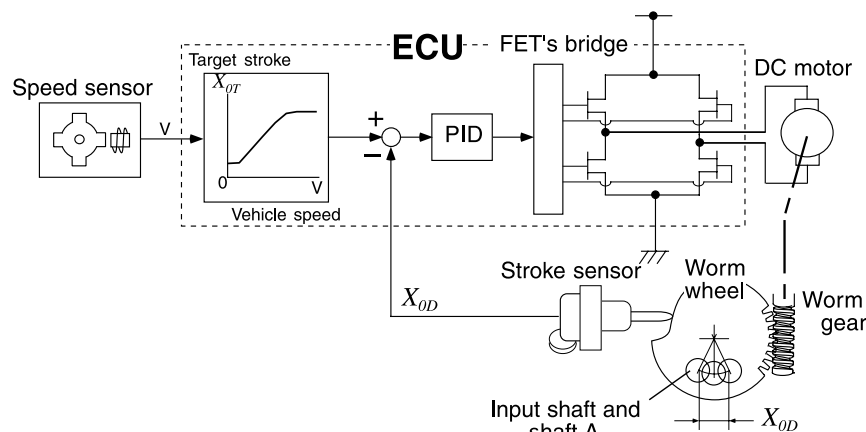


Fig.20 Control diagram of varying the gear ratio

5.3.2. 可変ギヤ比ステアリングシステムの構成

実車に搭載したシステム全体の構成を、Fig.18に示す。このシステムを、VGS(Variable Gear-ratio Steering system)と呼ぶことにする。このVGSのギヤボックスは、Fig.19の写真に示されるように、ラック&ピニオン式のステアリングのピニオン上部に、前述の可変ギヤ比機構が一体に設けられている。アシストトルクは、精密に制御が可能な電動パワーステアリング(EPS; Electric Power Steering)装置により付与されている。このEPSのトルクセンサは、入力軸に一

体に設けられ、ギヤ比が変化しても操舵トルクが変動しないように、ハンドルトルクを直接検出している。

Fig.20は、ギヤ比を変化させるための制御ブロック図を示す。ECUは、車速センサからの信号 V とストロークセンサからのウォームホイールの回転変位検出信号 X_{OD} を入力し、これが車速信号 V から定めたギヤ比の目標値 X_{OT} に一致するようにウォームホイールの回転角を調整するために、FETブリッジ回路を介してDCモータをPWM駆動制御する。

6. 走行テスト結果

前項までに説明したステアリングシステムを、1.8Lの前輪駆動車に搭載し、実走テストによる効果の確認を行った。提案したギヤ比特性を持つステアリングシステムを搭載したVGS車のギヤ比特性をFig.21, そのときの操舵角入力に対するヨーレート応答(ヨーレートゲイン)の周波数特性を、ギヤ比特性が一定のステアリングシステムを搭載した従来車と比較してFig.22に示す。低周波数領域では、車速が変化してもヨーレートゲインが一定であることがわかる。

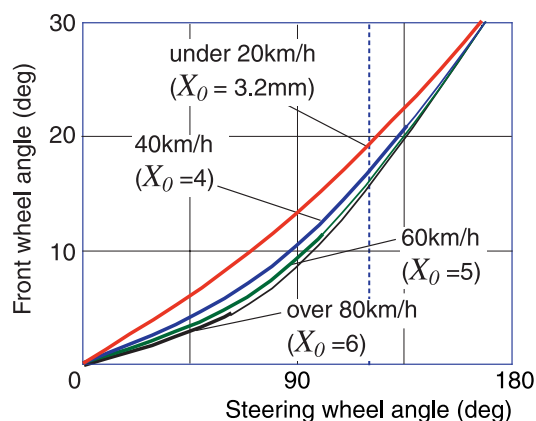


Fig.21 Gear ratio characteristics of the test vehicle

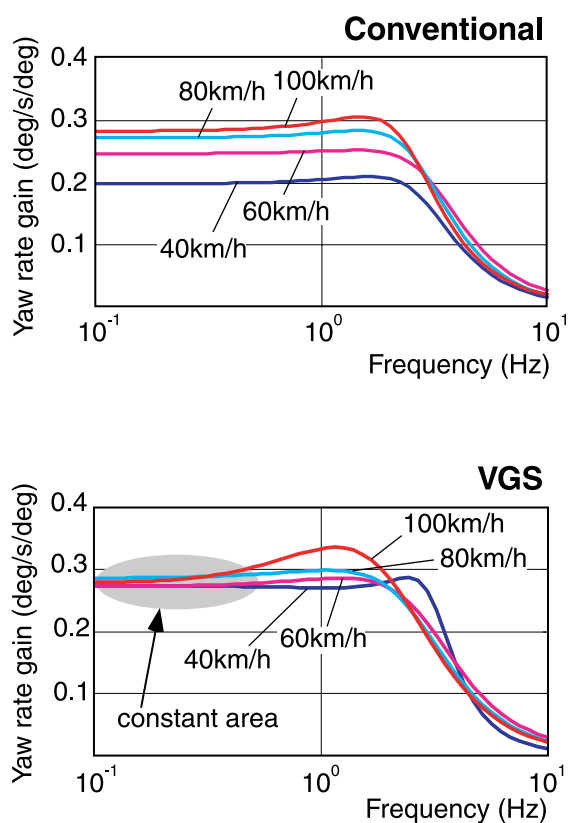


Fig.22 Yaw rate gain measured with the test vehicle

6. 1. 車庫入れに必要な操舵角量

VGSの狙いの一つに、低車速におけるギヤ比を小さくすることにより操舵角量を低減して、ドライバの操作負担を少なくすることがある。この効果を調べるために、Fig.23に示すような駐車コースを使い、操舵角の大きさの比較を実施した。Fig.24に示す結果から、VGS車は従来車に比較すると、必要な操舵角量が半分以下になっていることがわかる。

6. 2. 高速走行時における

レーンチェンジ操縦性について

高速走行時の操縦性を調べるために、Fig.25に示すようなコースにて、実車によるダブルレーンチェンジテストを実施した。100km/hで走行したときのテスト結果をFig.26に示す。VGS車は、従来車に比較すると、レーン移り変わり時の修正操舵角量が少ない。これは、操舵角の増加に応じて、ギヤ比を小さくしているからである。

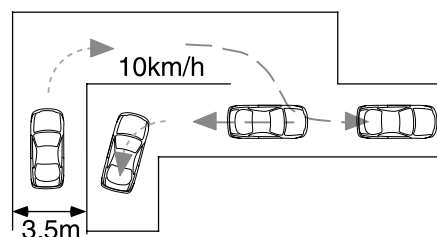


Fig.23 Parking maneuver course

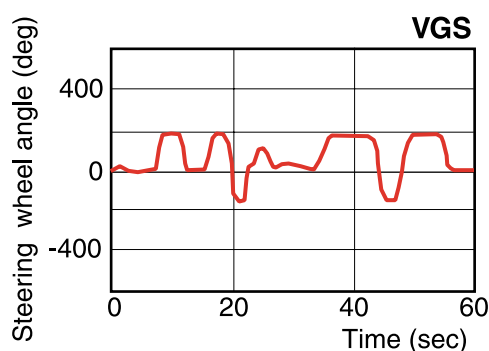
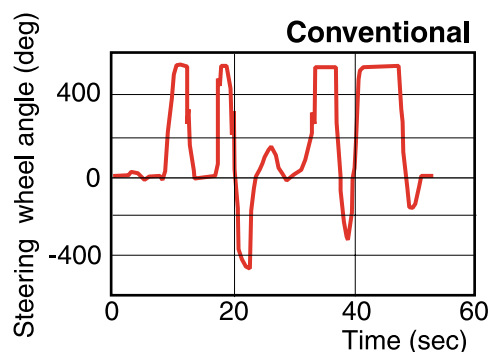


Fig.24 Steering wheel angle comparison test in parking maneuver

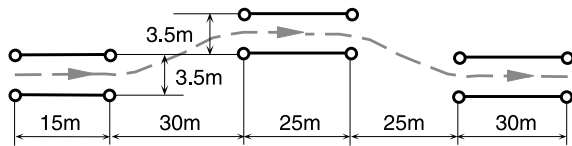


Fig.25 Double lane change course layout

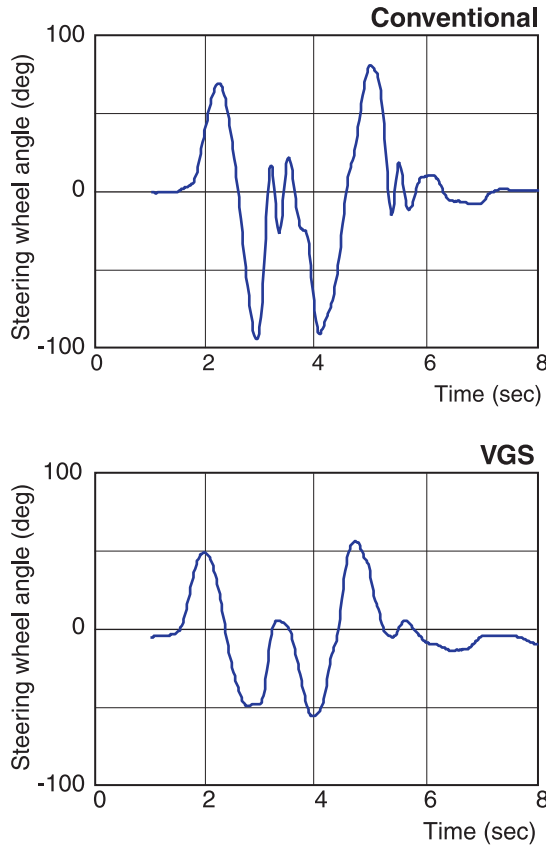


Fig.26 Steering angle measured at double lane change

6. 3. 滑りやすい路面での操縦性について

滑りやすい路面上を走行中に発生したスピンから、車両挙動を回復させるときの操縦性の比較を行った。テスト方法はFig.27に示すように、低摩擦係数路($\mu=0.2$)に車速40km/hで進入し、ハンドル転舵後旋回中にサイドブレーキを瞬時に効かせてテスト車の後輪をロックさせ、スピン状態を誘発させる。このとき、スピン状態から回復するのに必要な時間と最大操舵速度を、運転経験の異なる被験者15名に対して測定した。Fig.28には、VGS車と従来車の操舵角とヨーレートの時系列の一例を示し、Fig.29には、VGS車と従来車のヨーレートを0まで戻すのに必要な収れん時間と最大操舵速度を示す。

これらの結果から、VGS車において収れん時間と、そのときの最大操舵速度及び操舵角は、どちらも従来車に比較すると約1/2となっている。このことから、車両の予期せぬ挙動の乱れに対して回復する能力が高いことがうかがえる。

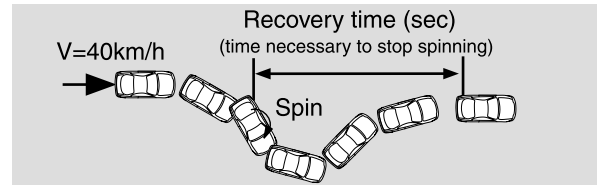


Fig.27 Test procedure on slippery road surface

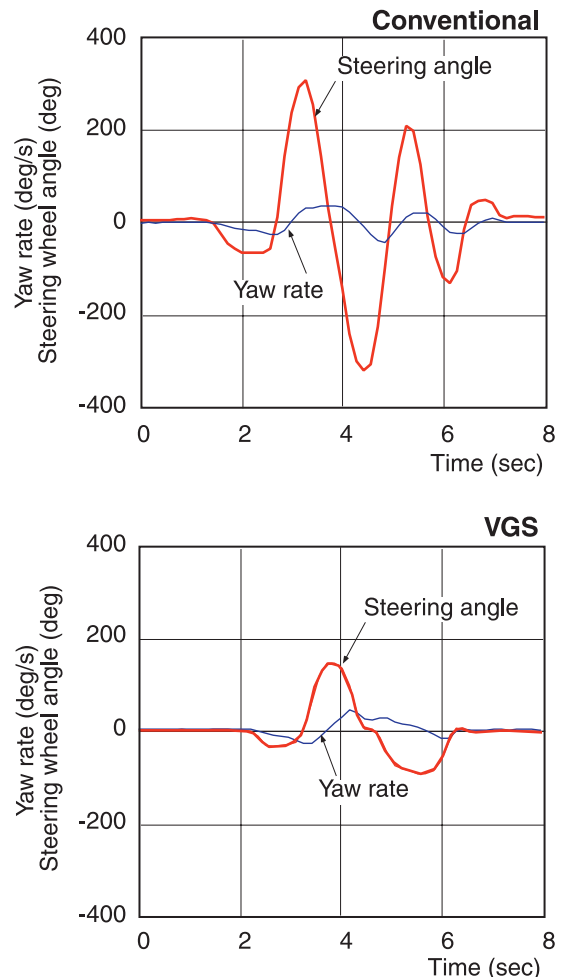


Fig.28 Typical time history of the test

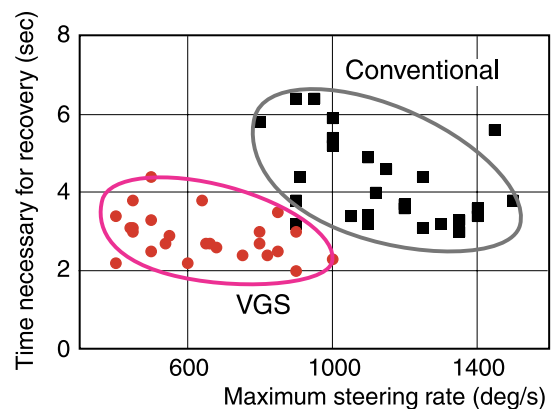


Fig.29 Maximum steering rate and time necessary for recovery

6. 4. 高いステアリングゲインを持つ車両に対する 適応性について

本システムは、特に低速において高いステアリングゲインを有するが、高いステアリングゲインをもつ車両の制御性については、操舵反力と制御成績についての報告や、習熟による適応性についての報告^{4), 5)}があり、これらの結果からドライバは、高いステアリングゲインをもつ車両に適応できることは、周知のとおりである。

そこで、通常のステアリングゲインをもつ車両を運転するドライバが、初めて高いステアリングゲインをもつ車両を運転した場合のような、習熟以前の制御性について検討した。

高いステアリングゲインに対する適応性について、車両の持つヨーレートゲインの大きさと位相遅れの関係に着目し実走テストを行うために、異なる特性をもつ車両をTable 2のように3台製作し、実走テストを行った。

習熟以前の制御成績を調べることを目的にしているために、タスクへの慣れを排除することに重きを置き、被験者及びテスト方法を設定した。

被験者はグループ毎の成績差が現れないように、年齢層、性別、運転技量に配慮して、一般ドライバの中から一台の車両毎に6人ずつ合計18人選出し、各被験者のテスト走行は一回のみとした。

Fig.30に示すように、実走行テストは従来車と比較して最もステアリングゲインの異なる、低速走行時(20km/h)における緊急レーンチェンジとした。Fig.31とFig.32に、各車両の車速20km/hにおけるヨーレートゲインと横加速度ゲイン(a_y/δ_{sw})のそれぞれの周波数応答を示す。0.75Hzまでの横加速度ゲインの特性は、車両A, B, C共ほぼ同一にし、また操舵トルク特性もほぼ同一の設定とした。テスト方法は、車速20km/hで直線路を走行中、パイロンの5m手前で突然進むべき車線を指示し、レーンチェンジを行なわせる。このときのハンドルを操舵し始めてからヨーレートが0に近くなるまでの整定時間 T_e と、目標車線に対する車両軌跡のオーバーシュート量 M_e を測定した。これをFig.33に示す。この結果から車両A(従来)に対し、Bは制御成績が低下しているが、車両CではAと同等以上の制御成績が得られた。

この見地からステアリングゲインの高い車両においても、車両のヨーレート応答の位相遅れを少なく設定すると、最初から適応できることがわかる。

Table 2 Vehicle yaw rate response characteristics

Test vehicle	Yaw rate gain characteristics (0.75Hz)	
	Gain [1/s]	Phase [deg]
A;1.8L FF	0.11	26
B;1.8L FF	0.26	26
C;2.0L FR	0.25	13

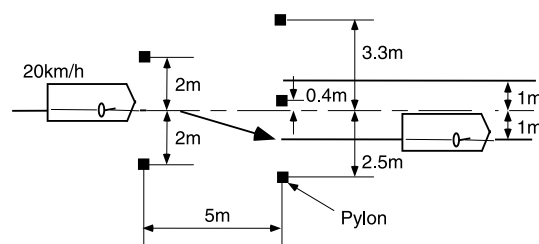


Fig.30 Test course

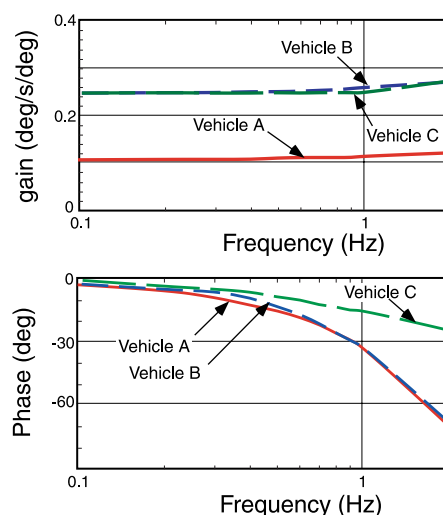


Fig.31 Frequency response characteristics in yaw rate

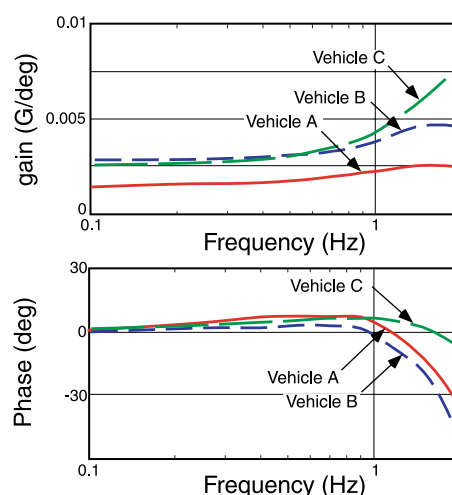


Fig.32 Frequency response characteristics in lateral acceleration

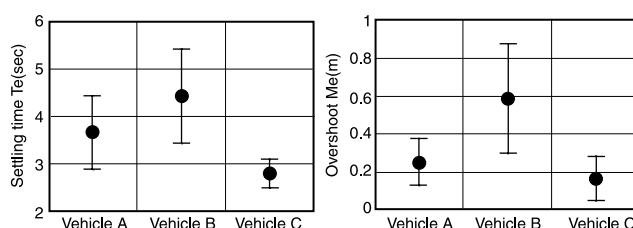


Fig.33 Test results

7. まとめ

本研究では、ドライバの注視点解析より導出した理想的なステアリングギヤ比を参考に、車速と操舵角に応じて変化させるステアリングギヤ比機構を開発し、シミュレーション及び実車走行試験を行った結果以下のことを明らかにした。

(1) シミュレーションによる検討結果

- 1) ドライバゲインを一定にしたモデルで、車速20～120km/hにおけるレーンチェンジのシミュレーション結果、車速と操舵角によってギヤ比を変化させる特性を付与した車両が最もオーバシュート量が小さい。
- 2) 2輪モデルを使ったシミュレーションにおいて、車速と操舵角に応じて変化させるギヤ比特性の車両は従来車と比較して滑りやすい路面で、スピンを止めやすい。

(2) 可変ギヤ比システムの機構設計

提案する可変ギヤ比特性を満足する機構は、軸Aと軸B間のそれぞれのアームの先端を連結し、両軸間のオフセット量を車速によって変化することによって実現される。

(3) 実車テスト結果

この機構を搭載した車両を使って実走行テストを実施した結果以下のことがわかった。

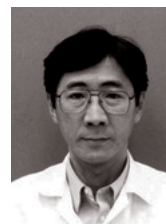
- 1) 車庫入れ操作時の操舵角量を減少することができる。
- 2) 100km/hにて走行中、レーンチェンジをしたときの修正量を少なくできる。
- 3) 滑りやすい路面上にて、突然の車両挙動変化から回復するために必要な操舵速度と車両の収れん時間を小さくできる。
- 4) ヨーレートゲインの高い車両を、通常のヨーレートゲインの車両に習熟したドライバが初めて運転しても、ヨーレートゲインの位相遅れを小さく設定することにより、通常のヨーレートゲインを持つ車両と同等の制御成績が得られる。

これらの見地から、可変ギヤ比特性のステアリング(VGS)は、通常の固定ギヤ比のものに比較して、より効果的であることがシミュレーションと実車テストにおいてわかった。

参考文献

- 1) 滝本, 河合, 杠, 清水: コーナー進入時におけるドライバ運転挙動の一考察, 自動車技術会 学術講演会前刷集 973, No.9732748, 1997
- 2) Tajima J, Yuhara N, Sano S, Takimoto S: Effects of steering system characteristics on control performance from the viewpoint of Steer-by-wire system design, SAE International Congress & Exposition No.1999-01-0821, 1999
- 3) 吉本: 予測を含む操舵モデルによる人間-自動車系のシミュレーション, 日本機械学会誌, Vol.71, No.596, 1968
- 4) 天野, 土居, 川口: 操舵特性可変制御による予防安全性の向上, 自動車技術会 学術講演会前刷集983, No.9833683, 1998
- 5) 大和田, 高田, 鈴木, 湯浅: 自動車の運転操作系について, 自動車技術会 学術講演会前刷集921, No.921038, 1992
- 6) Tajima J, Yuhara N, Takimoto S, Kawai T, Shimizu Y: Research on effect of steering characteristics on control performance of driver-vehicle system from a viewpoint of steer-by-wire system design, AVEC '98 No.9837238, 1998
- 7) 米田, 清水: 高いステアリングゲインを持つ車両の制御成績に関する一考察, 日本機械学会第7回交通・物流部門大会講演論文集[No.98-37], No.3211, 1998
- 8) Shimizu Y, Kawai T, Yuzuriha J: Improvement in driver-vehicle system performance by varying steering gain with vehicle speed and steering angle: VGS (Variable Gear-ratio Steering system) SAE International Congress & Exposition, No.1999-01-0395, 1999

■ 著 者 ■



清水 康夫



河合 俊岳



杠 順司



滝本 繁規