

舵角応動型 4WS の制御原理が操舵応答特性に及ぼす影響

Effect of Steer Angle Dependent 4WS Control Principle
on Steering Response Characteristics

佐 野 彰 一 *	古 川 修 *
Shoichi Sano	Yoshimi Furukawa
二 瓶 隆 **	阿 部 賢 **
Takashi Nihei	Masaru Abe
芹 沢 満 也 **	
Mitsuya Serizawa	

要 旨

ホンダの舵角応動型 4WS の後輪制御原理は「後輪転舵角をハンドル角のみの入力で、遅れなく制御する」、「後輪転舵角をハンドル角の非線形な関数として制御する」という二つの方式が組み合わされている。

これらの方式は、直進に近い走行では、後輪の横力をできるだけすみやかに発生させ、横加速度応答の遅れを効果的に減少させるとともに、旋回走行では、さらに俊敏なヨー応答を得ることを狙って選ばれたものである。

本論文では、この二つの制御方式の効果を力学的な面から確認し、さらにこれらの制御方式が操舵応答に与える影響について、数学モデルによる定量的な解析によって、他の制御方式との比較を行った。

その結果、舵角応動型 4WS は直進に近い走行と旋回走行の両方の条件で、狙いとする好ましい操舵応答特性が得られることが明らかになった。

ABSTRACT

The rear wheel control technique for the Steer Angle Dependent Four Wheel Steering System (Honda 4WS) is based on a combination of two methods: one controls the rear wheel steer angle without delay by using only the steering wheel angle for control input; the other controls the rear wheel steer angle as a nonlinear function of the steering wheel angle.

These methods have been adopted to efficiently reduce a delay in lateral acceleration response during maneuvers in almost straight road driving by generating lateral force at the rear wheel as quickly as possible. In addition, they offer a higher yaw responsiveness when making sharp turns.

This report first demonstrates the effectiveness of these two control methods from the viewpoint of dynamics. Then, based on a quantitative analysis with mathematical models, it compares these and other control methods with respect to their effects on steering response. The findings indicate that the Steer Angle Dependent 4WS System can achieve the desired steering response characteristics, both under close to straight and curved road driving conditions.

1. ま え が き

我々は、車輛の操舵応答特性に、これまでの前輪だけ操舵する機構では得られなかった新たな自由度を与え、操安性能の向上に大きな可能性を期待できるという観点から、4輪操舵システム(4WS)に着目して、一連の研究を行ってきた。⁽¹⁾⁻⁽³⁾

その結果、後輪転舵角をハンドル角の非線形な関数として制御する舵角応動型 4WS を完成させ

た。⁽⁴⁾⁽⁵⁾

このシステムは、直進に近い走行では操舵に対する横加速度応答の遅れを減少させるために、小舵角操舵時には後輪を前輪と同方向に遅れなく転舵し、さらに旋回時には俊敏なヨー応答も合わせて得られるように、ハンドル角が大きくなるほど後輪の前輪に対する転舵角比を小さくするという非線形な特性を合わせ持ったものである。

* 和光研究センター

** 栃木研究所

本報告では、これらの舵角応動型 4WS の制御方式の制御上の特徴を紹介し、更に他の 4WS の制御方式との操舵応答特性の違いを計算機シミュレーションによって定量的に論じるものである。

2. 舵角応動型 4WS の制御原理と力学的特徴

2.1. 舵角応動型 4WS の操舵応答性の狙い

既に報告したように、後輪を前輪と同方向に操舵すると、ヨー応答の遅れはほぼ一定に保たれたまま操舵に対する横加速度的応答遅れが減少し、中高速でのレーンチェンジのように直進に近い走行条件では、ドライバー車輛系の制御性能が向上することが確認されている。⁽¹⁾⁽²⁾

従って、我々は、直進に近い走行でこの横加速

度の応答遅れを極力減少させることを、舵角応動型 4WS の基本的な特性設定の狙いに定めた。

また、我々が横加速度応答とヨー応答を独立に変えて、ドライバー車輛系に及ぼす影響を調べた結果では、滑らかな連続したカーブを想定した目標コースの追従を行うテストでは、さらにヨー応答もドライバー車輛系の性能に大きく影響を及ぼすことが分かっている。⁽³⁾

それ故、我々は車輛が旋回を行っている時にはさらに俊敏なヨー応答が加わることを、舵角応動型 4WS の第 2 の狙いとして設定した。

我々はこのような、直進と旋回のそれぞれの走行状態で望ましい操舵応答特性を実現する手段として、これらの走行状態の判別に、ハンドル角の大きさの情報を用いて、それに応じて最適な後輪

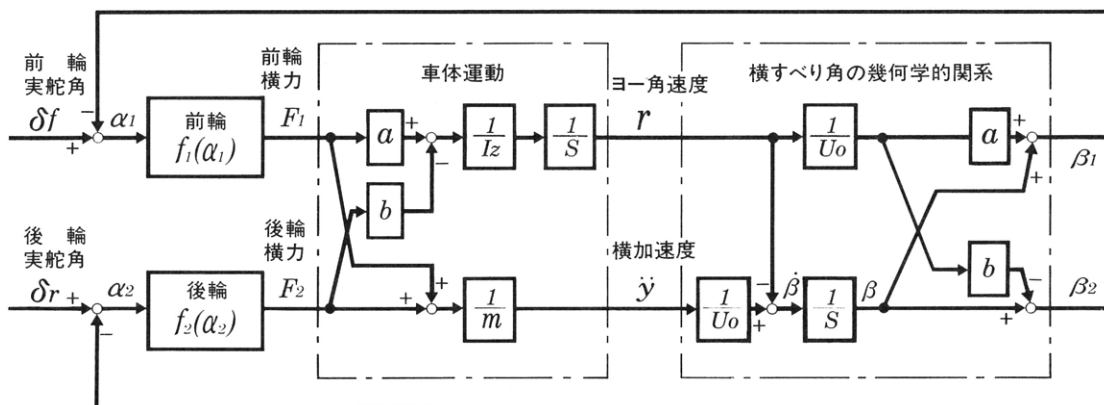


図 1 操舵応答を表すブロック線図

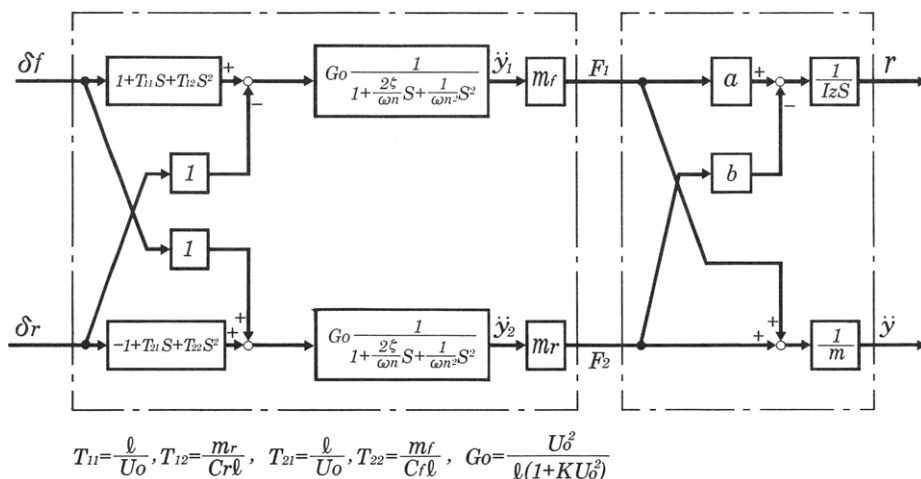


図 2 操舵応答のオープンループシステムとしての記述

転舵角の制御を行えばよいことに着目した。即ち、ハンドル角がそれほど大きくない時には、操舵に対する横加速度応答の遅れが小さく、ハンドルを大きく操舵するほど、俊敏なヨー応答が加わるような後輪転舵角の制御方法を検討することにした。

2.2. 後輪転舵角の制御方法の検討

(1) 直進に近い走行条件での制御

前述のように、後輪を前輪と同方向に操舵すれば、横加速度の応答遅れが減少する。これは図1に示すように後輪の転舵によって、後輪の横力発生が遅れるためである。図1を車体の横滑り角のタイヤ横滑り角へ至るフィードバックループを含めてオープンループシステムに書き替えると、車体の質量分布が前後輪車軸上にそれぞれ

集中質量を配した2質点系に近い時には、図2のようなブロック線図と等価になる。この点から前輪のみ操舵する車輛(2WS)では、操舵に対し、後輪の横力発生は2次遅れを常に伴い、そのため横加速度応答は遅れを持つことがわかる。

なお、前後輪の横力は図2に示すように、前後車軸の位置での横加速度にほぼ比例するので、後輪横力発生が遅れは、後車軸上の横加速度の応答遅れの度合で評価できる。

後輪転舵角を制御するための入力は、ドライバーの車体に対するインプットであるハンドル角と、車輛の運動のアウトプットであるヨー角速度⁽⁶⁾等の状態変数が考えられる。後者では前輪タイヤの発生する横力を入力とする4WSも実用化されている。⁽⁷⁾⁽⁸⁾

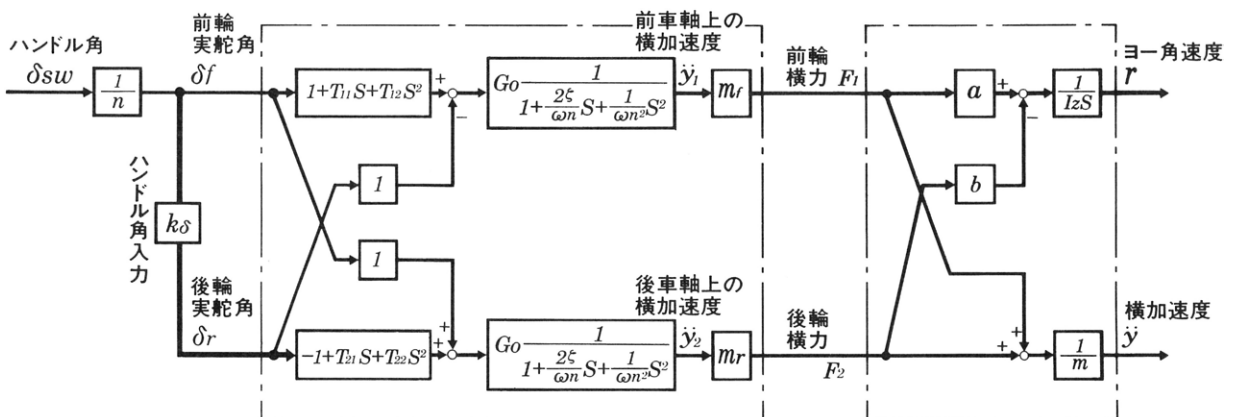


図3 ハンドル角入力4WSの操舵応答を表すブロック線図

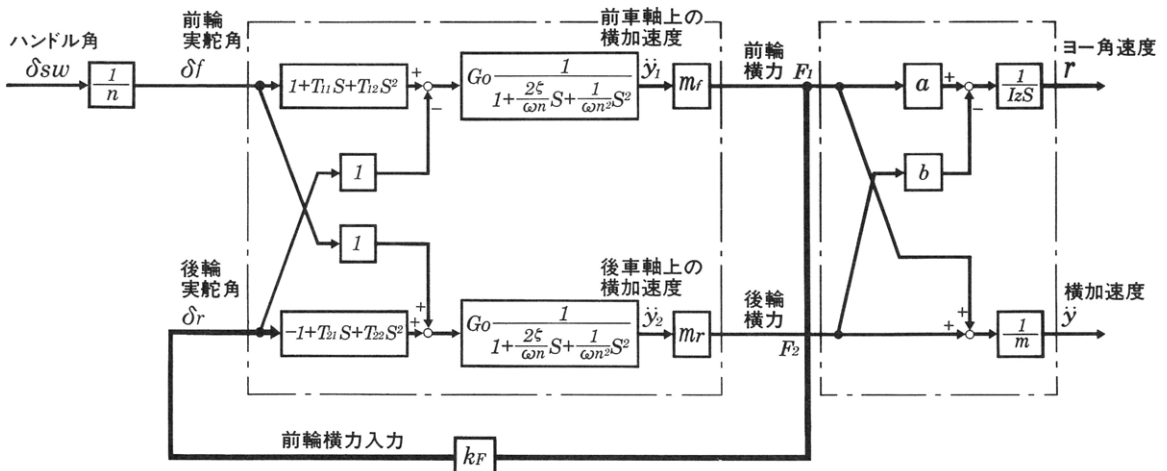


図4 前輪横力入力4WSの操舵応答を表すブロック線図

ハンドル角を入力とする後輪制御方法と前輪横力を入力とする後輪制御方法をブロック線図で表すとそれぞれ図 3、図 4 のようになる。

これらの図から、ハンドル角を入力とする 4WS システムは、操舵に対し前後輪の横力が同時に発生するが、前輪横力を入力とする 4WS システムでは、後輪の転舵に車体応答の遅れを含むことになり、後輪の横力発生は遅れを伴う。

以上の検討により、後輪の転舵角をハンドル角の入力で制御するホンダ 4WS が我々の狙いに最もふさわしいものであることが分かる。後輪を前輪に対して一次遅れで制御すると、横加速度の応答遅れだけでなく、ヨー角速度の応答遅れも減少できるという報告⁽⁷⁾も行われているが、この方式では我々の狙いとする後輪の横力発生が遅れを減少させる効果が少なくなる。舵角応動 4WS では後輪は前輪に対し、遅れなく転舵されるように設計されている。

(2) 旋回走行条件での制御

ここでは、定常円旋回中にドライバがさらに微小な操舵を加えたときの車輻のヨー角速度応答について、定性的な力学的考察を行う。

前後輪を転舵することによって、ヨー角速度 r は、図 2 により

$$Iz \frac{dr}{dt} = F_1 a - F_2 b \quad (1)$$

で表されるヨーモーメントによって、応答が支配される。但し、 F_1 、 F_2 は前後輪の横力である。

今、車輻が図 5 に示す 2 輪車モデルのように、定常円旋回中の均合い状態にあり、ドライバがその時のハンドル角 δ_{sw0} から微小操舵 $\Delta\delta_{sw}$ を瞬間的に加えた時の応答を考える。定常円旋回状態での前後輪横力を F_{10} 、 F_{20} 前後輪転舵角を δ_{f0} 、 δ_{r0} とし、微小操舵に対応した前後輪横力及び前後輪転舵角の増量分をそれぞれ ΔF_1 、 ΔF_2 、 $\Delta\delta_f$ 、 $\Delta\delta_r$ とするとヨーモーメントの釣合条件から、

$$F_{10} a - F_{20} b = 0 \quad (2)$$

よって、微小操舵によるヨー応答は次式に従うことになる。

$$Iz \frac{dr}{dt} = \Delta F_1 a - \Delta F_2 b \quad (3)$$

今、定常円旋回状態の定常横加速度を $\ddot{y}_0$ とする

と、

$$F_{10}/m_f = F_{20}/m_r = \ddot{y}_0 \quad (4)$$

の関係がある。ただし、 m_f 、 m_r は前後車軸上の等価質量を表す。

前後輪タイヤのコーナリングフォース F_1 、 F_2 をそれぞれ m_f 、 m_r で除した値をタイヤ横滑り角に対して描くと、アンダーステア特性の車輻では図 6 のようになる。このとき (4) 式の定常状態での前後輪タイヤ横滑り角は点 P_f 、 P_r で示される。

$m_f = mb/l$ 、 $m_r = ma/l$ の関係から (3) 式は

$$Iz \frac{dr}{dt} = \left(\frac{\Delta F_1}{m_f} - \frac{\Delta F_2}{m_r} \right) \frac{mab}{\ell} \quad (3)'$$

と表される。

微小操舵によって増す前後輪タイヤ横滑り角は操舵直後では前後輪の微小転舵角 $\Delta\delta_f$ 、 $\Delta\delta_r$ に一致する。従って前後輪の横力の微小増加は

$$\Delta F_1 \doteq C_{f0} \cdot \Delta\delta_f \quad (5)$$

$$\Delta F_2 \doteq C_{r0} \cdot \Delta\delta_r \quad (6)$$

但し、 $C_{f0} \triangleq (\partial F_1 / \partial \alpha_1)$ 、 $C_{r0} \triangleq (\partial F_2 / \partial \alpha_2)$ は定常円旋回状態での等価コーナリングパワを表す。

(5)、(6) を (3) に代入すると

$$\begin{aligned} Iz \frac{dr}{dt} &= C_{f0} a \Delta\delta_f - C_{r0} b \Delta\delta_r \\ &= \left(C_{f0} a - C_{r0} b \cdot \frac{\partial \delta_r}{\partial \delta_f} \right) \Delta\delta_f \end{aligned} \quad (7)$$

(7) の式を (3)' の表現で書き換えると、ヨーモーメントは最終的に

$$Iz \frac{dr}{dt} = \frac{mab}{\ell} \left(\frac{C_{f0}}{m_f} - \frac{C_{r0}}{m_r} \cdot \frac{\partial \delta_r}{\partial \delta_f} \right) \Delta\delta_f \quad (7)'$$

すなわち、定常円旋回状態で微小操舵を加えると車輻は、(7)' の右辺で定まるヨーモーメントが発生し、その後の車輻のヨー応答はこのヨーモーメントに大きく支配される。それ故、このヨーモーメントの大きさは、旋回状態で車輻にさらにどの程度ヨー運動できる余力が残されているかを評価する目安になる。この意味で、このヨーモーメントを残存ヨーモーメントと呼ぶことにする。

(7)' 式から、後輪を前輪と同方向に転舵すると後輪は前輪によって増加しようとしているヨー角速度を抑制するように働くことがわかる。それ故、旋回状態で俊敏なヨー角速度を得るには、後輪の前輪に対する転舵比 $\partial \delta_r / \partial \delta_f$ を小さくすること

が望ましい。

この式から、微小時間 Δt 内でのヨー角度増加は、 $dr/dt = \Delta r/\Delta t$ とみなすことによって

$$\Delta r = \frac{mab}{\ell I_z} \left(\frac{C_{fo}}{m_f} - \frac{C_{ro}}{m_r} \cdot \frac{\partial \delta_r}{\partial \delta_f} \right) \Delta t \cdot \Delta \delta_f \quad (8)$$

従って、前輪の転舵に対するヨー角速度の発生は

$$\frac{\Delta r}{\Delta \delta_f} = \frac{mab}{\ell I_z} \left(\frac{C_{fo}}{m_f} - \frac{C_{ro}}{m_r} \cdot \frac{\partial \delta_r}{\partial \delta_f} \right) \Delta t \quad (9)$$

となる。車輛の重量配分が前後車軸に集中質量を配したものにほぼ等しい時には、 $I_z \approx mab$ とみなせるので、

$$\frac{\Delta r}{\Delta \delta_f} = \frac{1}{\ell} \left(\frac{C_{fo}}{m_f} - \frac{C_{ro}}{m_r} \cdot \frac{\partial \delta_r}{\partial \delta_f} \right) \Delta t \quad (9)'$$

また定常横加速度 $\dot{y}_0$ が増加すると、 C_{fo}/m_f 、 C_{ro}/m_r は図 7 のように減少する。それ故後輪転

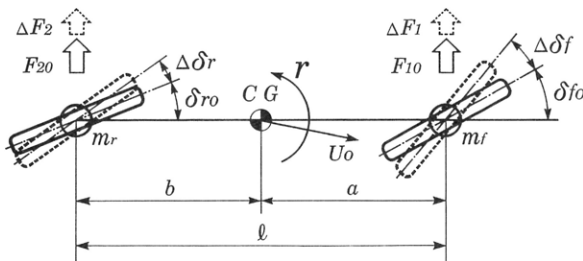


図5 操舵応答の2輪車モデル

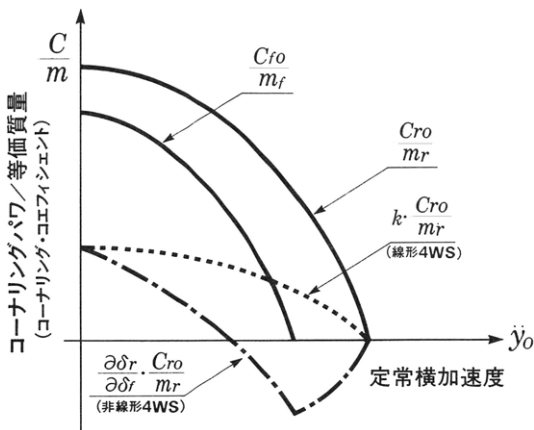


図7 定常円旋回中の単位等価質量当りのコーナリングパワー

舵を行わない2WSでも図8に示すように、定常横加速度 $\dot{y}_0$ が大きくなるにつれ、微小操舵によるヨー応答を支配する残存ヨーモーメントが徐々に低下する。

後輪を前輪に対し一定の比率 k で比例的に転舵する4WS(線型4WS)では、ヨーモーメントの低下はさらに大きくなる。

これに対し、後輪の前輪に対する転舵比 $\partial \delta_r / \partial \delta_f$ をハンドル角の増加とともに小さくする非線形な制御を行えば、前後輪の横力がヨーモーメントに寄与する割合を定常横加速度 $\dot{y}_0$ の増加に応じて変えることになり、幅広いヨーモーメント特性の設定が可能となる。

さらに、 $\partial \delta_r / \partial \delta_f < 0$ 即ち後輪が前輪と逆方向にも操舵されるようにすれば、後輪横力が飽和す

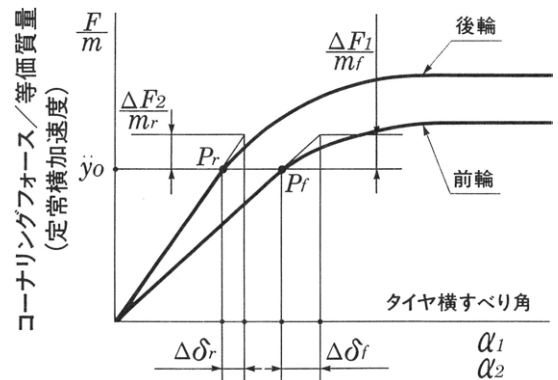


図6 定常円旋回中の前後輪の単位等価質量当りのコーナリングフォース

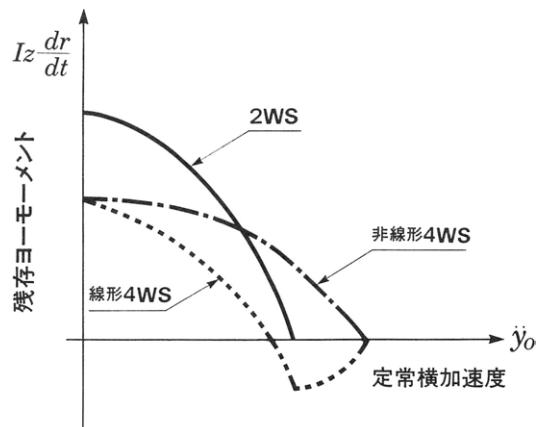


図8 定常円旋回中の残存ヨーモーメント

るまでの広い範囲の定常横加速度で残存ヨー応答を正に維持することもできる。

以上論じたように、後輪の前輪に対する転舵比 $\partial \delta_r / \partial \delta_f$ は、ハンドル角が大きくなるにつれ徐々に減少させることが望ましいことがわかる。

(3) 舵角応動型 4WS の制御方式

以上の検討に基き、舵角応動型 4WS は後輪転舵角の制御を次の方式で行なっている。

- 1) ハンドル角のみの関数で制御し、しかも前輪転舵に対し遅れずに制御する。
- 2) ハンドル角が小さい時には、後輪は前輪と同方向に転舵され、ハンドル角が大きくなるにつれ、後輪の前輪に対する転舵比を徐々に小さくする非線形の制御をする方式を採用している。

最終的に決められた、前後輪の転舵特性の例を図 9 に示す。

2.3. 舵角応動型 4WS の構造と作動原理

(1) システム構成

舵角応動型 4WS は通常の前輪操舵装置に、後輪を操舵するための機械構造を付加することで実現できるところに、構造上の特徴がある。

システムは、図 10 に示すように前輪を操舵するためのフロントステアリングギアボックスと後輪を操舵するためのリアステアリングギアボックスの 2 つのサブシステムから構成されており、それ

らはセンターシャフトで機械的に連結されている。

システムは、次のように作動する。まずドライバがハンドルを操作すると、フロントステアリングギアボックス内のラック & ピニオン機構によってラックが軸方向に移動する。このラックストロークは、前輪を操舵させると同時にギアボックス内に内蔵されたもう一つのラック & ピニオン機構により出力ピニオンシャフトが回転し、センターシャフトを介してリアステアリングギアボックスにハンドルの回転角を伝える。この回転角に応じて、リアステアリングギアボックス内のストロークロッドが軸方向に移動し、後輪はタイロッドを介して操舵される。

リアギアボックスは、入力回転数に対するストロークロッドの出力ストロークの方向と大きさが入力回転角に応じて可変になるような可変ギアレシオ機構を内蔵している。そのためハンドルを中立状態から切り込んでいくと、初めは後輪は前輪と同方向に操舵され、ハンドル角がある値を超えると今度は逆方向に操舵されるという舵角応動特性がえられる。

(2) リアステアリングギアボックスの構造と作動

リアステアリングギアボックスは、図 11 に示す構造となっている。この基本構造を模式的に示すと図 12 のようになる。すなわち、リアステアリングギアボックスは二つの偏心軸を持ったシャフトが組み合わされて構成されており、これらのシャ

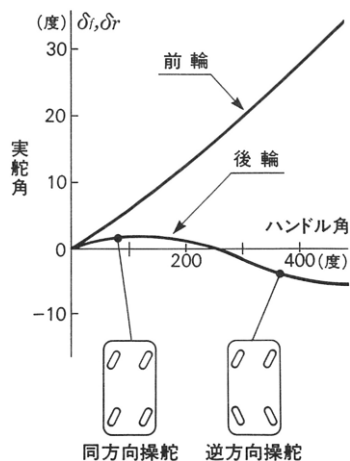


図 9 舵角応動型 4WS の前後輪転舵特性の例

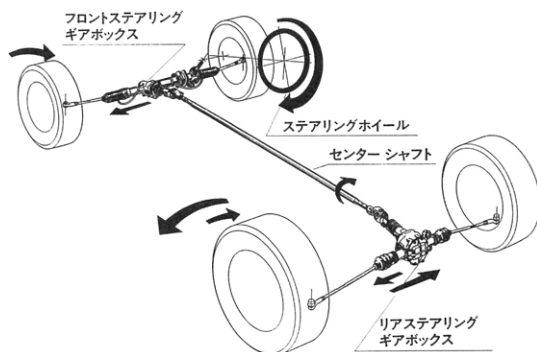


図 10 ホンダ 4WS のシステム構成

フトの回転は固定されたインターナルギアに噛み合っているプラネタリギアによって同調されている。その結果図 12 の PP' 軸の OO' 軸まわりの公転運動と QQ' 軸の PP' 軸まわりの自転運動が合わされて QQ' 軸の左右方向の変化がストロークロッドの出力ストロークとして伝えられる。なお、QQ' 軸の上下方向の変化はスライダ／ガイド機構で吸収される。

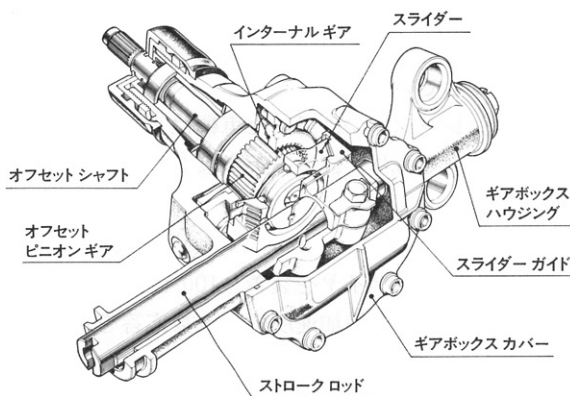


図 11 リアステアリングギアボックスの透視図

イド機構で吸収される。

入力であるシャフトの回転角が 90° 、 180° 、 270° と変化した時のプラネタリギアの作動を図 13 に示す。

以上の作動原理によって、リアステアリングギアボックスの入出力特性は図 14 のようになり、図 9 の前後輪切れ角特性が得られる。

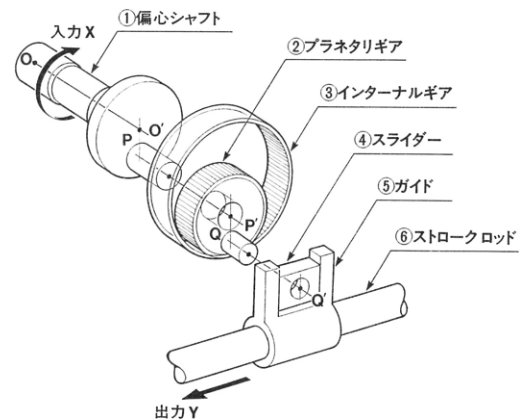


図 12 リアステアリングギアボックスの作動原理図

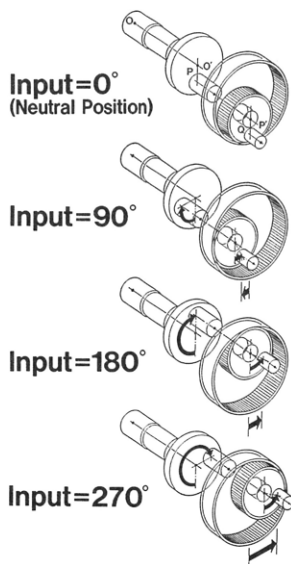


図 13 リアステアリングギアボックスの作動

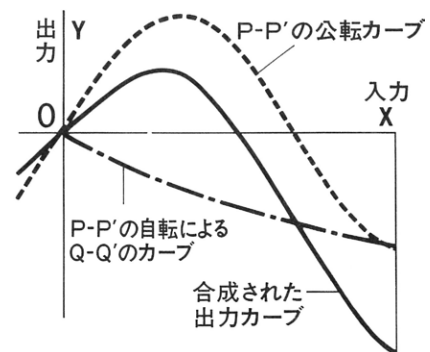


図 14 リアステアリングギアボックスの入出力特性

3. 舵角応動型 4WS と他の方式の 4WS との比較

舵角応動型 4WS の特徴である前述の制御原理について、計算機シミュレーションによって他の方式の 4WS と操舵応答特性の比較を行った。それぞれの項目でのシミュレーション内容を表 1 に示す。

なお、(2) 項については、舵角応動型 4WS の実走テストを行い、シミュレーションの確からしさの確認も行った。

(1) ハンドル角入力と前輪横力入力の違い
(方法)

後輪転舵角の制御入力として、ドライバの出力操作をそのまま入力とするハンドル角入力と、車輛の運動状態をフィードバックして入力とする場合の代表例としての、前輪の横力入力の 2 種類の 4WS と比較の基準としての 2WS について、直進に近い走行状態での操舵応答の計算機シミュレーションを行った。

直進に近い走行状態では、横加速度応答が重要となるので、車速 100km/h での操舵に対する重心位置と後車軸上での横加速度の周波数応答とステップ応答を調べた。

なお、後輪操舵系のパラメータは、ハンドル角入力の場合には、図 9 に示した舵角応動型 4WS の切れ角特性に合わせており、前輪横力入力の場合には、提案されている⁽⁷⁾システムのパラメータに合わせている。

タイヤ特性は、標準的なものと、スノータイヤで低摩擦係数の路面を走行することを想定した、コーナリングパワーを半分にしたもの 2 種類について計算している。

シミュレーションに用いた車輛は 2ℓ クラスの小型車相当であり、数学モデルは 2 輪車モデルを用いている。

(結果)

図 15 に、標準タイヤを装着し 100 km/h の車速で走行した場合の横加速度の周波数応答を示す。

表 1 舵角応動型 4WS と他の方式の 4WS との比較シミュレーション概要

舵角応動型 4WS の 後輪転舵角制御の特徴	比較対象とした 他の 4WS 方式	比較した 操 舵 応 答 特 性	走 行 条 件	
			タ イ ヤ 性 能	車 速
(1) ハンドル角を制御入力 としている	前輪横力を制御 入力としている	直進走行に近い状態 での ・周波数応答 ・ステップ応答 ・周波数応答 ・ステップ応答	標 準 標 準 低 性 能 低 性 能	1 0 0 km/h 1 0 0 km/h 1 5 0 km/h 2 0 0 km/h 1 0 0 km/h 1 0 0 km/h
(2) ハンドル角に対し非線 形に制御	ハンドル角に対 し線形に制御	定常円旋回中の ・周波数応答 定常円旋回からの ・ステップ応答	標 準 標 準 標 準 低 性 能	4 0 km/h 6 0 km/h 1 0 0 km/h 6 0 km/h
(3) 前輪に対し遅れなしに 制御	前輪に対し 1 次 遅れを持って制 御	直進走行に近い状態 での ・周波数応答 ・ステップ応答 ・周波数応答	標 準 標 準 低 性 能	1 0 0 km/h 1 0 0 km/h 1 0 0 km/h

高い周波数での2WSに対する位相遅れの減少する大きさが、ハンドル角入力4WSと前輪横力入力4WSで顕著な違いがあり、前輪横力入力4WSはハンドル角入力4WSほど位相遅れを減少させる効果が大きくない。

これは図16に示す後車軸上での横加速度応答で見られるように、後輪横力発生が遅れを減少させる効果があり大きくないためである。

このことは、図17に示す車速100km/h、150km/h、200km/hでの重心位置と後車軸上での横加速度のステップ応答からも確認される。車速が高くなるほど前輪横力入力4WSは後車軸上の横加速度に、2次遅れ要素の特性とみなせる振動が見られるようになる。

一方ヨー角速度は、図18に示すように、ハンドル角入力4WS、前輪横力入力4WS、2WSとも大きな違いはない。

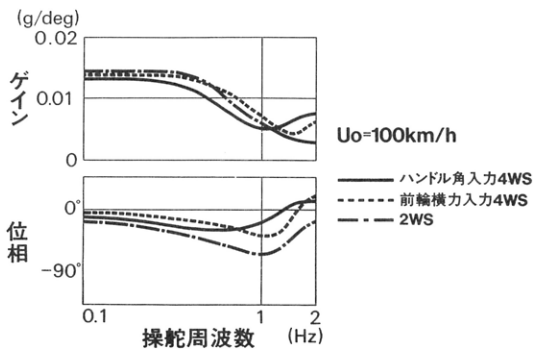


図15 制御入力の違いが重心位置での横加速度の周波数応答に及ぼす影響（標準タイヤ）

図19、図20、図21にタイヤ性能が低下した場合の重心位置と後車軸上の横加速度の周波数応答とステップ応答を示す。

タイヤ性能が低下すると、高い周波数でのハンドル角入力4WSと前輪横力入力4WSの差はさらに大きくなり、前輪横力入力4WSは2WSに近くなる。

このように、高速での重心位置及び後車軸上での横加速度応答の遅れは、後輪を前輪と同方向に操舵することで減少するが、前輪横力を入力として後輪を制御する4WSはハンドル角を入力として制御する4WSほど目覚ましい効果は得られないこと、またこの傾向は、タイヤ特性が低下した走行状態ではさらに顕著になることが明らかである。

(2) 線形制御と非線形制御の違い

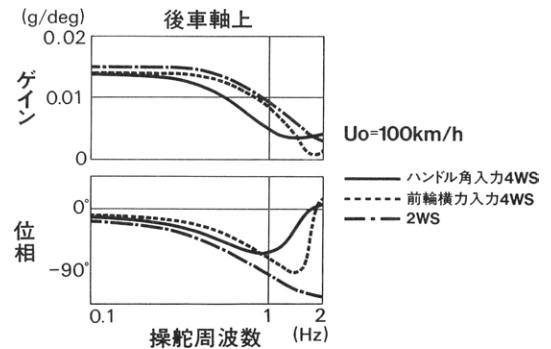


図16 制御入力の違いが後車軸上での横加速度の周波数応答に及ぼす影響（標準タイヤ）

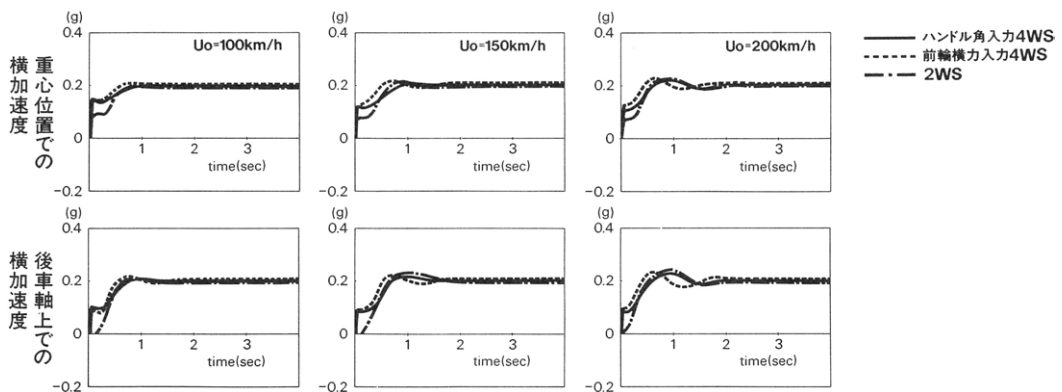


図17 制御入力の違いが横加速度のランプステップ応答に及ぼす影響（標準タイヤ）

(方法)

後輪転舵角をハンドル角に対して単純に線形に制御する 4WS と、図 9 に示す舵角応動型 4WS のように非線形に制御する 4WS の高い横加速度で旋回している状態での操舵応答特性の違いを調べた。このような条件では、ヨー応答も重要となる。

定常円旋回での釣合状態から、準線形的な取り扱いにより、操舵に微小攪乱を加えた時の周波数応答特性を求め、さらに、非線形性まで含めた操舵応答の代表として、より大きな増し切り操舵を加えた時のステップ応答特性を動的シミュレーションで求めた。

シミュレーションに用いた数学モデルは、4 輪タイヤの横力と駆動制動力のカップリングが含まれる非線形、多自由度モデルである。

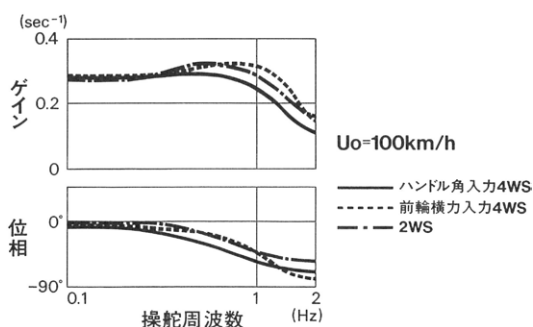


図 18 制御入力の違いがヨー角速度の周波数応答に及ぼす影響 (標準タイヤ)

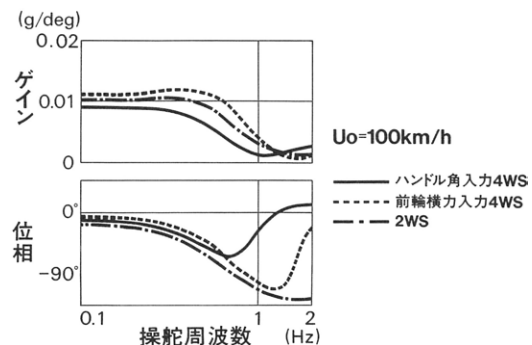


図 20 制御入力の違いが後車軸上での横加速度の周波数応答に及ぼす影響 (低性能タイヤ)

周波数応答は、乾燥舗装路面を標準的なタイヤを装着して、0.6G の旋回を行っている時、ハンドル角に微小パルスを加えて、ヨー角速度及び横加速度の応答を計算し、その時系列データをさらにフーリエ変換することによって算出した。

ステップ応答は、乾燥舗装路面では 0.6G の旋回、低摩擦係数の路面では 0.3G の旋回状態から、さらにハンドルを何段階かの大きさの増し切りを行った場合の、ヨー角速度及び横加速度の応答を計算した。

計算に用いた車輛は、(1) 項と同様の諸元で、線型 4WS の後輪の前輪に対する舵角比は、非線型 4WS のステアリングの中立付近の値に等しくとってある。

(結果)

図 22 に 40km/h の車速で直進状態での周波数応答

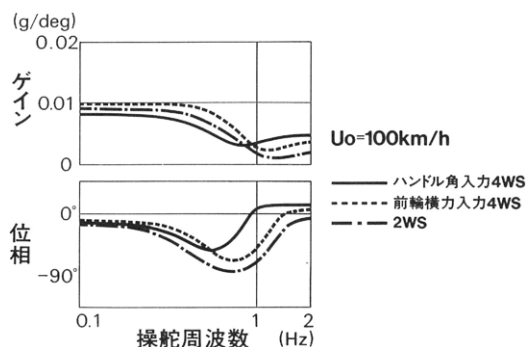


図 19 制御入力の違いが重心位置での横加速度の周波数応答に及ぼす影響 (低性能タイヤ)

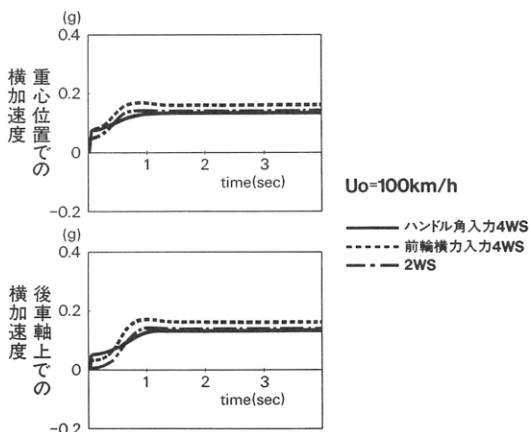


図 21 制御入力の違いが横加速度のランプステップ応答に及ぼす影響 (低性能タイヤ)

を示すが、このようにステアリングの中立付近の操舵入力では、非線型 4WS と線型 4WS の応答特性は全く一致している。

図 23 に同じ車速で 0.6G の定常円旋回の状態からの、ハンドル操舵に対する周波数応答を示す。非線型 4WS はハンドルを大きく操舵するほど後輪の前輪に対する舵角比が減少するので、ヨー角速度のゲインが線形 4WS のものよりも大きくなっている。

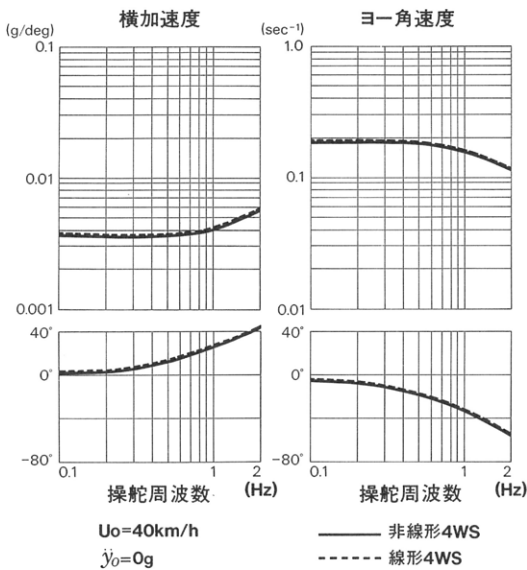


図 22 直進走行時の周波数応答

通常の車輛では、横加速度が高くなるほど、タイヤの非線形特性により等価コーナリングパワーが低下しヨー角速度ゲインは低下するが、非線型 4WS は逆にヨー角速度ゲインを高くでき、俊敏なヨー応答が得られる。

図 24 に乾燥舗装路面を 60km/h の車速で、0.6G の横加速度で定常円旋回を行っている釣合状態から、ハンドル角で 60° の増し切りを行った時のステップ応答を示す。増し切りを行うハンドル角の速度

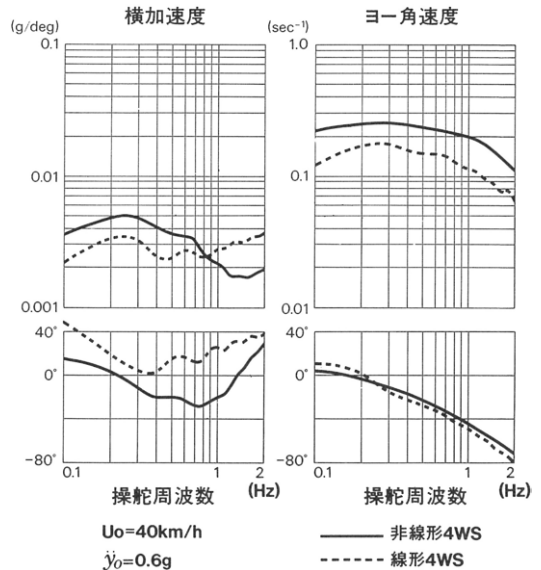


図 23 定常円旋回状態からの周波数応答

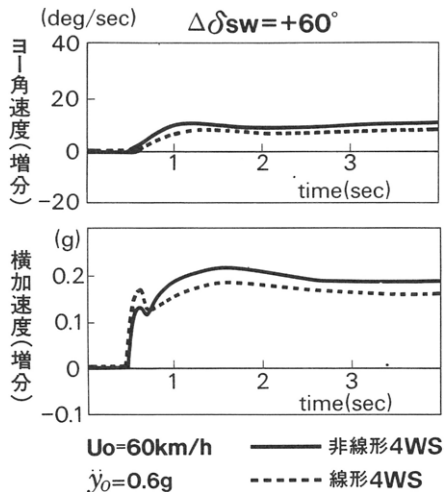


図 24 定常円旋回状態でのランプステップ応答 (ハンドル角を 60° 切り増し)

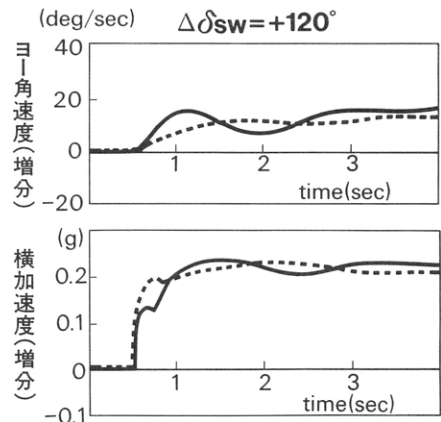


図 25 定常円旋回状態でのランプステップ応答 (ハンドル角を 120° 切り増し)

は毎秒 500 度に設定した。

非線形 4WS は線形 4WS よりもヨー角速度の立ち上がりが俊敏である。

図 25 は 120° の増し切りを行った時のステップ応答であるが、この条件では 60° の増し切りよりも上記の傾向が更に顕著となる。

この走行条件でハンドル増し切り角度を何種類か変えて、ヨー角速度のステップ応答の第一ピーク値、即ちヨーレイトの増分がどう変わるかを調べると、図 26 のようになる。

即ち、線型 4WS はハンドルを多く増し切りし

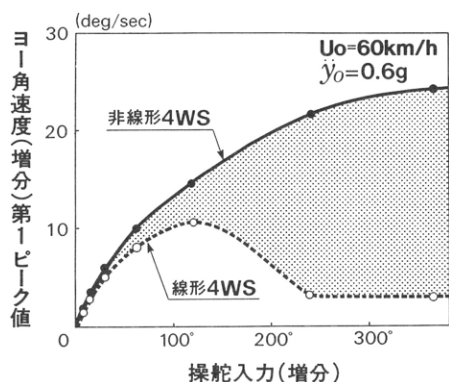


図 26 操舵入力的大小とヨー角速度の増加の第一ピーク値の関係

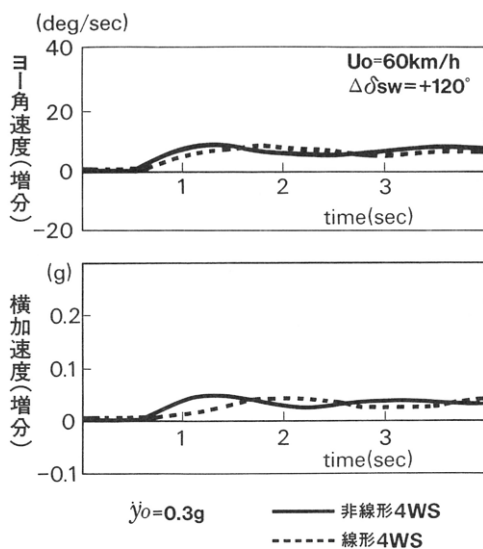


図 28 低性能タイヤ装着時の定常円旋回状態でのランプステップ応答

ていくと、ヨー角速度の増分が頭打ちになり、さらにハンドルを増し切りするとヨー角速度の増分は減少し始める。

一方非線形 4WS はハンドルの切り増し量を大きくするとともに、ヨー角速度の増分も増加していく。

この傾向は図 27 に示すように、さらに高い車速

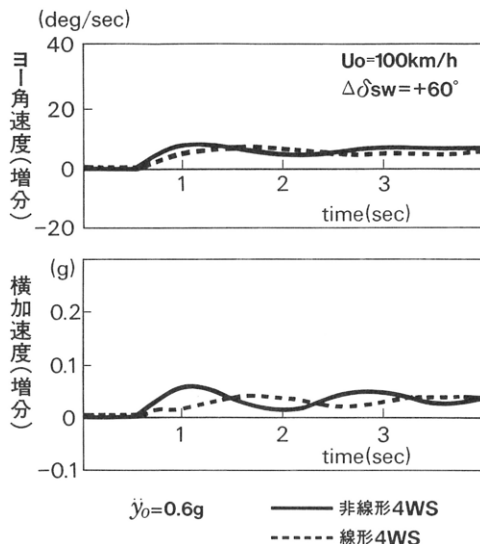


図 27 高速走行時の定常円旋回状態でのランプステップ応答

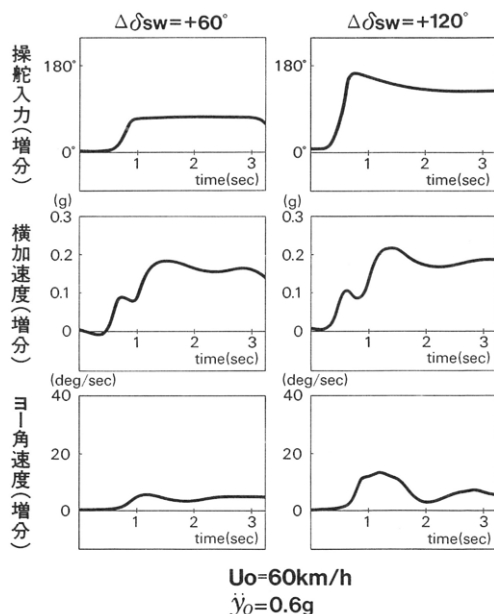


図 29 定常円旋回状態でのランプステップ応答のテスト結果 (非線形 4WS)

(100km/h)でも、図 28 に示すように路面の摩擦係数が低い場合でも同様に見られた。

このように、後輪の転舵角をハンドル角の増加に伴って、舵角比が小さくなるように非線形に制御すると、高い横加速度での旋回状態からのハンドル増し切りに対し、ヨー角速度の増加が頭打ちになるのを改善する効果が得られる。

これらのシミュレーション結果は、図 29 に示すように実走テストでも同様の傾向が確認されている。

(3) 後輪転舵に遅れをもたせる影響 (方法)

後輪転舵角を $1/(1 + \tau S)$ の 1 次遅れで制御を行い、 τ を 0.07 秒、0.20 秒と変えて遅れなし $\tau = 0$ の場合と、操舵応答性を比較した。

100km/h で直線に近い走行を行っている時の横加速度の周波数応答とステップ応答を調べた。

(結果)

図 30 に周波数応答、図 31 にステップ応答を示す。後輪転舵に遅れを持たせると、横加速度の周波数応答では低周波での遅れは減少するが、高周波での遅れは逆に大きくなる。これは、後車軸上の横加速度のステップ応答から分かるように、後輪の横力発生に遅れが出るためである。

この傾向は図 32 のように低摩擦係数路面で更に顕著になる。

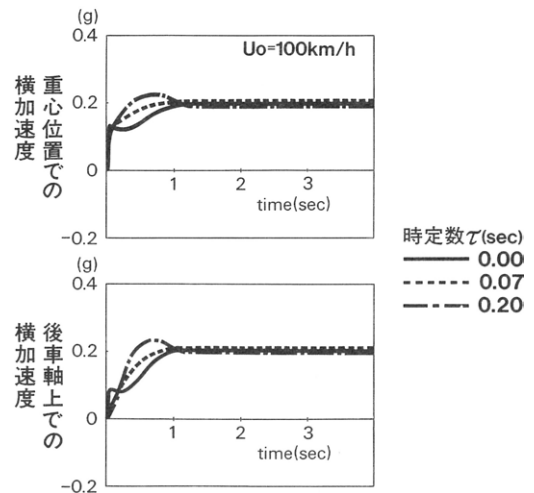


図 31 後輪操舵の制御の遅れが横加速度のランプステップ応答に及ぼす影響 (標準タイヤ)

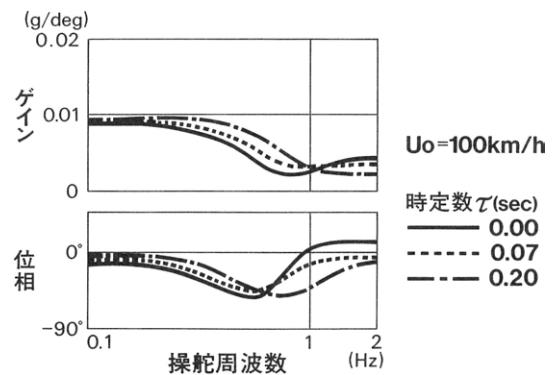


図 32 後輪操舵の制御の遅れが横加速度の周波数応答に及ぼす影響 (低性能タイヤ)

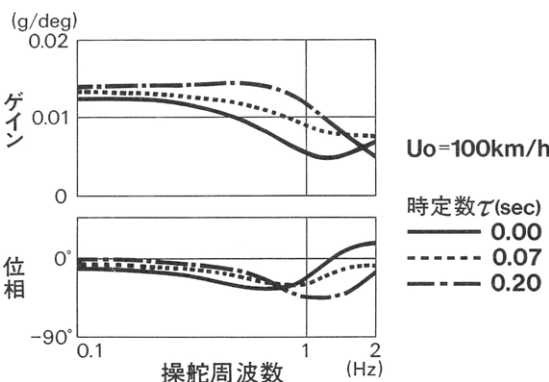


図 30 後輪操舵の制御の遅れが横加速度の周波数応答に及ぼす影響 (標準タイヤ)

4. 結 論

以上、ホンダの舵角応動型 4WS の基本制御原理となっている

- (1) 後輪転舵角をハンドル角のみの入力、遅れなく制御する。
- (2) 後輪転舵角をハンドル角の非線形な関数として制御する。

の二つの方式について力学的な定性的考察と、数学モデルによる定量的解析を行い、直進走行では重心位置及び後車軸上の横加速度の応答遅れを減少させ、旋回走行ではヨー応答の感度低下を防止

するという狙いが実現されていることを確認し、
 合わせて他の方式の 4WS と比較した。

その結果、次の事が明らかにされた。

- (1) 後輪転舵角をハンドル角を入力として制御
 する 4WS 方式は、前輪横力を入力として制
 御する 4WS 方式よりも、高周波域での車体
 重心位置及び後車軸上の横加速度応答の遅れ
 を減少させる効果が顕著である。

また、後輪を転舵する遅れも少ない方が、
 上記効果は大きい。

- (2) 後輪転舵角をハンドル角の非線形な関数と
 して制御し、後輪の前輪に対する転舵角比を
 ハンドル角の増加とともに減少させる 4WS
 制御方式は、後輪を前輪に対し線形に制御す
 る方式の 4WS よりも、高い定常横加速度ま
 で、より感度の高いヨー応答が得られる。

このように、ホンダ 4WS の制御方式は、直進
 から旋回に至るまで、幅広い走行条件で狙いと
 なっている好ましい操舵応答特性が実現されている。

謝 辞

本論文は、執筆者以外に数多くの人々の協力に
 よって完成されたものである。

特に、非線形な領域も含めた車体運動の計算機
 シミュレーションの実施に際しては、神奈川工科
 大学安部正人教授より、ひとかたならぬ御指導を
 いただいた。ここに合わせて感謝の意を表したい。

記号の説明

δ_{sw}	: 操舵角
$\Delta\delta_{sw}$	: 操舵角の微少増分
δ_f	: 前輪実舵角
δ_r	: 後輪実舵角
$\Delta\delta_f$	: 前輪実舵角の微少増分
$\Delta\delta_r$	: 後輪実舵角の微少増分
r	: ヨー角速度
Δr	: ヨー角速度の微少増分
$\ddot{y}$	: 横加速度
$\ddot{y}_0$	: 定常円旋回状態での横加速度
α_1	: 前輪タイヤ横滑り角
α_2	: 後輪タイヤ横滑り角
β	: 重心点での車体横滑り角

U_0	: 車速
n	: 前輪操舵ギヤ比
k	: 前輪に対する後輪の舵角比
C_f	: 前輪タイヤコーナリングバワ
C_r	: 後輪タイヤコーナリングバワ
C_{f0}	: 定常状態での前輪等価コーナリン グバワ
C_{r0}	: 定常状態での後輪等価コーナリン グバワ
$f_1(\alpha_1)$	: 前輪のタイヤ横滑り角に対するサ イドフォース発生特性を表す関数
$f_2(\alpha_2)$	: 後輪のタイヤ横滑り角に対するサ イドフォース発生特性を表す関数
F_1	: 前輪サイドフォース
F_2	: 後輪サイドフォース
F_{10}	: 定常円旋回状態での前輪サイド フォース
F_{20}	: 定常円旋回状態での後輪サイド フォース
ΔF_1	: 定常円旋回状態からの前輪サイド フォースの微少増分
ΔF_2	: 定常円旋回状態からの後輪サイド フォースの微少増分
a	: 重心点から前車軸までの距離
b	: 重心点から後車軸までの距離
ℓ	: ホイールベース
ζ	: 横運動の減衰係数
ω_n	: 横運動の固有振動数
T_{11}, T_{12}	: 前輪サイドフォース発生の進み時 定数
T_{21}, T_{22}	: 後輪サイドフォース発生の進み時 定数
K	: スタビリティファクタ
m	: 車輛の質量
m_f	: 車輛の前車軸上の等価集中質量
m_r	: 車輛の後車軸上の等価集中質量
I_z	: ヨー慣性モーメント

参考文献

- (1) S. Sano, Y. Furukawa, and Y. Oguchi, "The Effect of Improved Vehicle Dynamics on Control Performance", 7th International Conference on Experimental Safety vehicles, Paris, 1979.
- (2) S. Sano, Y. Oguchi, H. Nakaya, and Y. Furukawa, "Influence of Vehicle Response Parameters on Driver Control Performance." FISITA 18th International Congress, Hamburg, 1980.
- (3) 佐野, 古川, 小口, 中谷, "車輛のヨー応答特性と横加速度応答特性が人間-自動車系の性能に及ぼす影響", 自動車技術会論文集 No.26, 1983
- (4) 佐野, 古川, 白石, "後輪舵角をハンドル角の関数で制御する四輪操舵システム", 自動車技術会論文集 No.35, 1987
- (5) S. Sano, T. Miyoshi and Y. Furukawa, "Operational and Design Features of the Steer Angle Dependent Four Wheel Steering System." 11th International Conference on Experimental Safety Vehicles, Washington D.C., 1987.
- (6) H. Sato, A. Hirota, H. Yanagisawa and T. Fukushima "Dynamic Characteristics of Whole Wheel Steering Vehicle with Yaw Velocity Feedback Rear Wheel Steering." I Mech E Conference Publications, C124/83 1983.
- (7) 芝端, 入江, 伊藤, 宇野, 村田, "リヤサスペンションのステア特性が操縦性, 安定性におよぼす影響", 自動車技術会学術講演会前刷集 852, 1985.
- (8) 吉田, 西村, 三井, "四輪操舵車の操安性について", 自動車技術 Vol. 41, No.3, 1987.
- (9) Y. Fukunaga, N. Irie, J. Kuroki and F. Sugawara, "Improved Handling and Stability Using Whole Wheel Steering." 11th International Conference on Experimental Safety Vehicles, Washington D.C., 1987.

■著 者■



佐 野 彰 一



古 川 修



二 瓶 隆



阿 部 賢



芹 沢 満 也