

左右駆動力配分システムの開発

Development of Active Torque Transfer System

芝 端 康 二*

Yasuji SHIBAHATA

栗 城 信 晴*

Nobuharu KURIKI

北 村 克 弘*

Katsuhiro KITAMURA

本 多 健 司*

Kenji HONDA

和 田 一 浩*

Kazuhiro WADA

梶 原 肇*

Hajime KAJIWARA

森 淳*

Atsusi MORI

桑 原 一 好*

Kazuyoshi KUWAHARA

大 熊 真 司*

Shinji OKUMA

要 旨

FF車における左右輪へ駆動力を最適に配分し、旋回性能を大幅に向上する左右駆動力配分システム（Active Torque Transfer System；以下 ATTS と呼ぶ）を開発した。左右輪への駆動力配分により車両運動を制御する理論、増速機と多板クラッチを用いる駆動力配分の原理、独自のプラネタリギヤによる増速機構、左右駆動力配分を最大限に機能させるダブルジョイント式サスペンション、油圧電子制御システム機構と制御方法および実車性能について解説する。

本システムは昨年秋発表した新型プレリウドに搭載し、従来の駆動方式にない新しい運動感覚を実現した。

ABSTRACT

We have developed Active Torque Transfer System (hereafter referred to ATTS) for FF car to improve the turning performance by distributing optimum driving force to right-hand and left-hand front wheels. This paper describes about the theory of controlling vehicle behavior by distributing optimum driving force to right-hand and left-hand front wheels, the principle of driving force distribution using overdrive device and multiple disc clutch, the overdrive mechanism with Honda original planetary gear, the double joint type suspension which makes the most of driving force distributing function, the electronic hydraulic control system mechanism and the control method, and the performance of ATTS onboard car.

This system was introduced in the new Prelude unveiled in the last autumn, and showed new driving sense which is not inherent in the conventional driving systems.

1. はじめに

車両の運動性能の研究開発は4WSの出現以来、従来の操縦安定性理論にもとづくものから、制御理論を応用したものへ急速に発展してきた。しかし、4WSによる効果の大きな領域と制御理論が直接適用できる領域はともにタイヤの力学特性が線形となる領域に限られ、車両の運動を非線形領域を含めた全域で制御する方法と考え方の出現が望まれていた。

今回開発したATTSは、従来の車が左右輪に均等にしか伝えなかった駆動力を旋回状態に応じて、左輪と右輪に異なった量を配分する技術であり、線形から非線形領域までを含め、特に旋回と加速の組み合わせられた状態で車

の旋回性能を大幅に向上する新駆動システムである。

また、非線形領域での車両運動の制御理論として β - Method を考案した。^{1) ~ 4)}

2. システムのねらい

旋回時に横加速度の限界に近づくにつれ車両が不安定になることは経験的にもよく知られている。Fig.1にFF車の横加速度と旋回半径のテスト結果を示す。FF車では、旋回時に加速することにより車両のアンダーステアの度合いは強まり、減速することによりその度合いは弱まる。つまり、加速・減速による車両の挙動変化が大きく、これが車両不安定の主要原因であるといえる。従って、この領域ではドライバー自身のアクセル操作自体が

* 栃木研究所

車にとっては大きな外乱要因となり、限界を含めた車両の安定性を向上するためには、ドライバのアクセル操作に対する車両挙動の変化を低減することが重要であるといえる。

ATTS では、この旋回中の加速・減速による挙動変化を低減し、ニュートラルステア・フィールの実現を最大のねらいとしている。これを達成することによりドライバはこれまで以上に自由なハンドル、アクセル操作が可能となり、車両にはドライバの意志により忠実な挙動が実現される。

3. 左右駆動力配分の制御理論

3. 1. フィードフォワード制御

ATTS では旋回中の加速時に、駆動力を旋回外輪に多く配分しアンダーステアの低減を図っている。すなわち、ハンドル操作による旋回を助長する方向に制御を作用させている。これを車両の運動制御で用いられるフィードバックを主体にした方法で制御しようとする、ポジティブフィードバック要素が大きくなり、車両全体の系としてみた場合の応答遅れが増大してしまう。Fig.2に、この応答遅れの様子を示す。

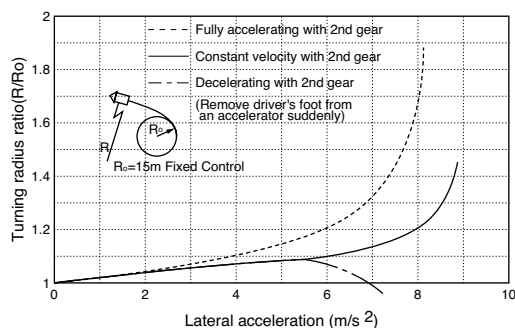


Fig.1 Turning property of a front drive vehicle (experimental result)

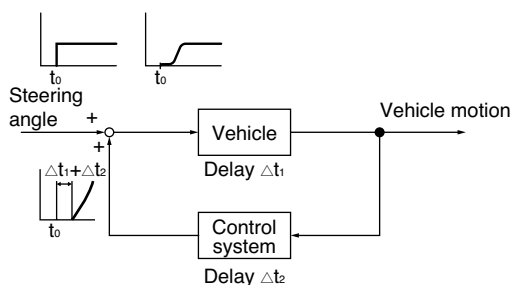


Fig.2 Response delay of positive feedback

ステアリング舵角に対する車両の応答遅れ分 (Δt_1) と制御システムの遅れ分 (Δt_2) により初めて制御信号が生じ、車両制御を行なうのである。このため次項の理論に従ったフィードフォワード制御を用いた。

3. 2. β -Method

フィードフォワード制御により左右輪の駆動力配分を制御するには、左右輪の駆動力配分量と車両の挙動の関係を解明する必要がある。そこで、車の運動特性を車体すべり角 β と車体に働く復元モーメントの関係で表現する β -Method を新たに開発した。^{1)~4)}

この手法は Fig.3 に示すように、重心点のヨー運動と横運動を拘束した時の重心点横すべり角 β を基準としたヨーモーメント M により、非線形・過度を含む全運動領域の車両の運動特性を表現するものである。

Fig.4 (a) は加速時、Fig.4(b) は減速時のものを示す。加速時には復元モーメント M は増大し、減速時には減少することがわかる。この曲線の傾きがスタティックマージンに対応しており、右上がりであれば車両がアンダーステア、右下がりであればオーバーステア特性を持ち、安定限界速度以上では車両が不安定になることを示している。

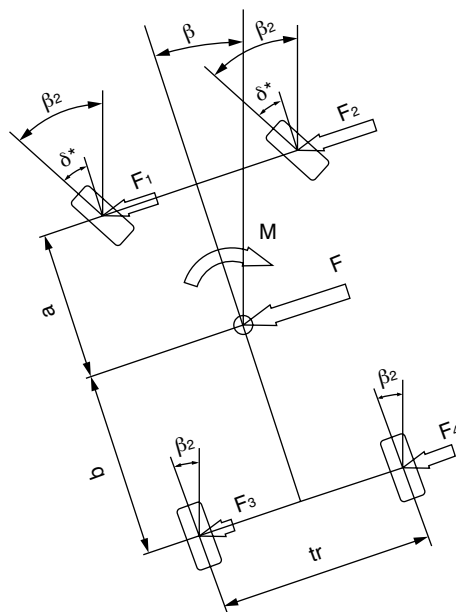


Fig.3 Vehicle analysis model

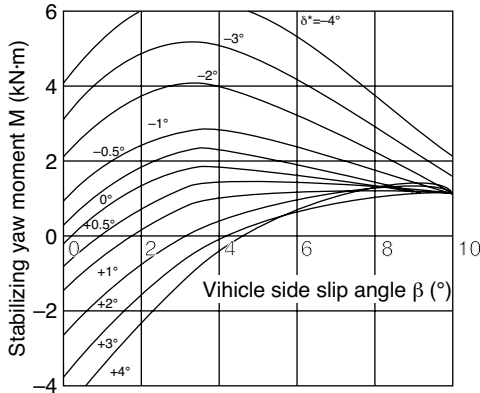
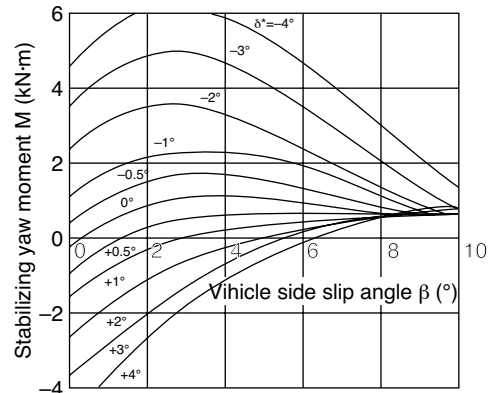
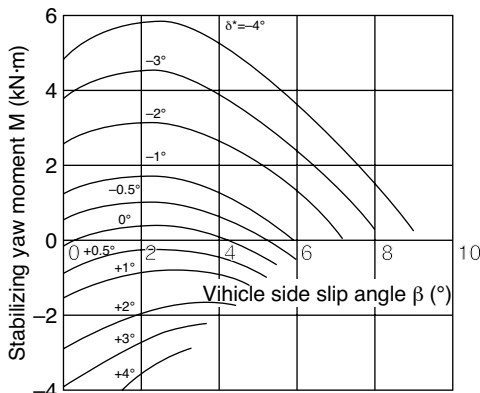

 (a) Acceleration characteristics ($X_G=+1.96\text{m/s}^2$)

 (a) Acceleration characteristics ($X_G=+1.96\text{m/s}^2$)

 (b) Deceleration characteristics ($X_G=-1.96\text{m/s}^2$)

Fig.4 β Yaw-moment diagrams

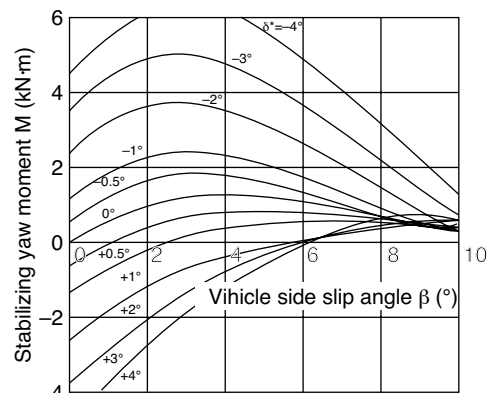

 (b) Deceleration characteristics ($X_G=-1.96\text{m/s}^2$)

Fig.5 β Yaw moment diagrams

Fig.5 (a)および(b)は加速・減速時において、ヨーモーメント制御をした場合を示す。車両の基本的な特性が改善され、特に減速時の不安定モーメントの改善効果大きいことがわかる。

この解析手法により、ヨーモーメント制御の基本原則といえる車両の横加速度と前後加速度に比例して制御する非常にシンプルなヨーモーメント制御則が導出でき、式(1)および(2)に示す。

$$x_{1,2} = \frac{Df}{2} \cdot W \cdot (1 \pm K_w \cdot \frac{Y_G}{g}) \cdot \frac{X_G}{g} \dots (1)$$

$$K_w = \frac{2}{Df} \cdot \frac{hg}{tf} \dots (2)$$

$x_{1,2}$: 左右駆動力 (traction and braking forces of the left and right front wheels)

Df : 前輪の駆動制動配分 (traction or braking force distribution ratio of front wheels)

W : 車重 (vehicle weight)

Y_G : 横加速度 (lateral acceleration)

X_G : 前後加速度 (longitudinal acceleration)

g : 動加速度 (gravity acceleration)

hg : 重心高さ (height of the vehicle center of gravity)

tf : 前輪トレッド (front treads)

このATTSでは、式(1)中の前後加速度をエンジンのトルクから算出し、横加速度を横加速度センサから検出することにより、フィードフォワード制御系を構成した。

3. 3. 左右駆動力配分の効果

(1) ヨーモーメント制御

左右輪へ駆動力を適切に配分することにより重心点まわりのヨーモーメントを発生し、前述のとおり、加速・減速による車両挙動の変化を低減できることがわかった。これは、左右駆動力配分によるヨーモーメント効果といえる。

左右駆動力配分には、ヨーモーメント制御による効果に加え次の効果がある。

(2) 駆動時のタイヤサイドフォース増大

Fig.6 (a)および(b)に旋回時の内輪側のサイドフォースの違いを示す。従来の駆動システムでは、旋回時に荷重の大きい外側へも荷重の小さい内側へも同じ大きさの駆動力が作用していたため、特に内輪側ではタイヤの摩擦力が駆動力に使われ、サイドフォースが発生できなかった。(Fig.6 (a)) これに対し、旋回外側の駆動力を大きく内輪を小さくタイヤの能力に見合った駆動力配分を行うことにより、タイヤの摩擦力を有効に引き出すことができる。(Fig.6 (b)) この結果左右輪を合計したコーナリングフォースの値は左右輪へ駆動力配分を行うことにより増大することとなり、配分比に対する増加を Fig.7 に示す。

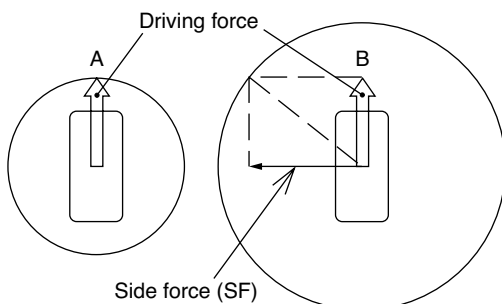


Fig.6 (a) Front side force for conventional vehicle

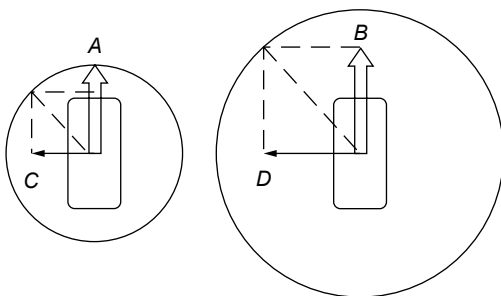


Fig.6 (b) Front side force for ATTS

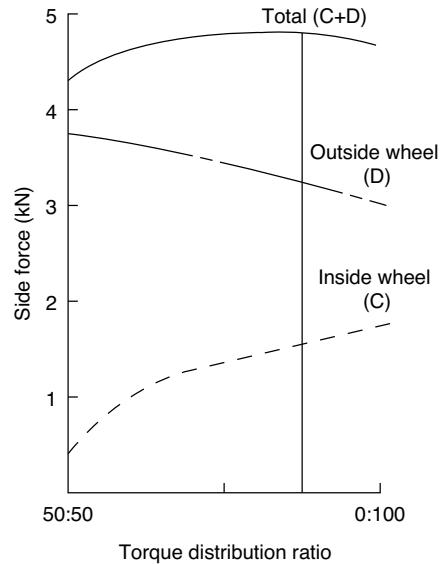


Fig.7 Effect of side force increase at driving

(3) 旋回に必要な前輪サイドフォースの低減

車体へヨーモーメントを与えることにより、旋回中の前後輪のサイドフォースのバランスが変化し、同一旋回を行うために必要な前輪のサイドフォースが低減し、この様子を Fig.8 に模式的に示す。

以上の3種類の効果は、FF車で左右駆動力配分をおこなうことにより、加速時には全てアンダーステアを低減する方向に作用する。

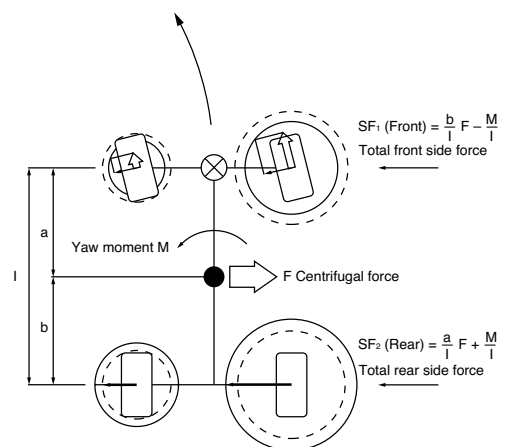


Fig.8 Effect of a required side force on front tyre at turn

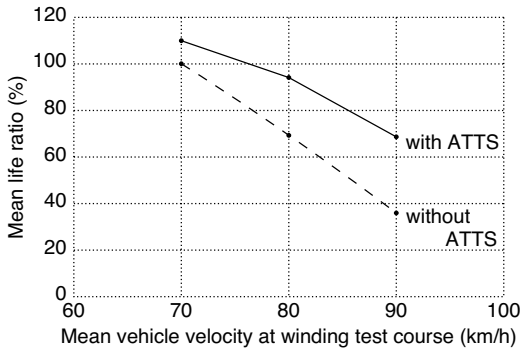


Fig.9 Calculated result of tyre wearing

(4) タイヤ摩耗の低減

ATTSにより、駆動力は外輪で増大し内輪で減少する。また、アンダーステアの低減によりステアリング舵角が減少し、タイヤのスリップ角も減少する。その結果、外輪でのタイヤ摩耗は若干増加するものの内輪でのタイヤ摩耗は減少し、総合的にはタイヤ摩耗が減少する。旋回時のタイヤ摩耗量は、接地幅、接地荷重に比例し、タイヤのスリップ角に反比例することより求め、その結果を Fig.9 に示す。実走摩耗テストにおいても同様な結果が得られている。

4. 左右駆動力配分システム

4. 1. 全体構成

Fig.10 に、システムの構成を示す。エンジンのシリンダブロック後方に装着され駆動力を左右へ配分するモーメント・コントロール・ユニット（以下 MCU と呼ぶ）、これを制御する電子制御ユニット（ECU）、走行性能と旋回性能を検出する各種センサにより構成されている。

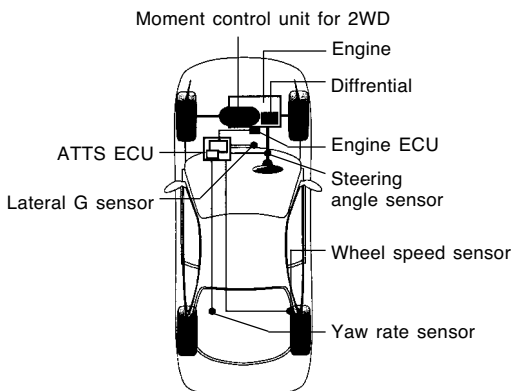


Fig.10 ATTS configuration

4. 2. MCU の構成

(1) メカ系構成と作動原理

Fig.11 には、左右駆動力を配分するための MCU の断面図を示す。MCU の構成は、デファレンシャルギヤ（以下デフと呼ぶ）からの駆動力を配分する 3 連プラネタリギヤアセンブリ、左および右旋回用湿式多板クラッチおよび油圧制御部から成り立っている。デフより左右に配分された回転を、同心円上に重ねた 2 重の軸で MCU に導いている。同心円の外側が右車輪の回転軸で、デフケースを介して右から左へ導いている。内側はデフよりダイレクトに左側車輪へ導かれている。プラネタリギヤのキャリア軸は右旋回用クラッチにつながっており、3 連ピニオンの左端ギヤは左旋回用クラッチにつながっている。また、このプラネタリギヤアセンブリはリングギヤを有していない。この 3 連ピニオンを核としたプラネタリギヤ構造の実現により、左右の旋回クラッチを減速することで、左右輪ヘリニアに駆動力配分を行うメカニズムを完成した。

以下、MCU の作動原理について説明する。

Fig.12 に作動原理の概念を示す。駆動トルクを内輪から外輪に伝達するために、増速機構とクラッチを設けている。増速機構は、内輪の回転を外輪の回転より高い回転とし、クラッチは内外輪間をつないでトルクを伝達する。

『回転の異なる 2 軸間をクラッチでつないだ場合、トルクは回転数の高い方から低い方へ伝わる。』という性質があるので、増速機構なしに左右輪クラッチをつなぐと、外輪には制動力、内輪には駆動力が発生することになり逆の駆動力配分になってしまう。本システムのねらいとは逆の駆動力配分になってしまう。そこで、増速機構により、外側の回転数よりも内輪の回転数が高くし、クラッチをつなぐことで外輪に駆動力、内輪に制動力を発生させる。

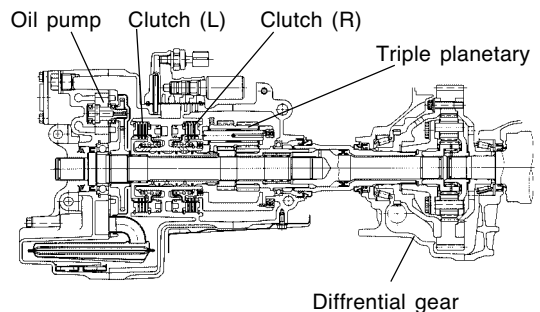


Fig.11 Sectional drawing of MCU

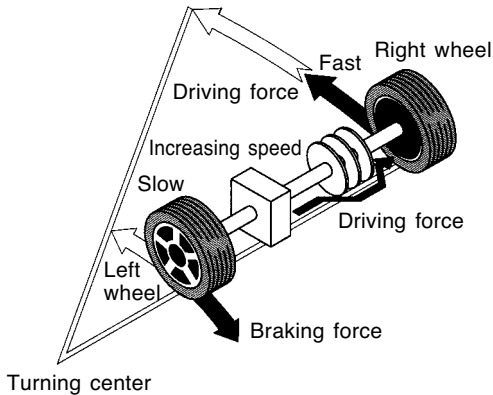


Fig.12 Working principle of torque transfer

Fig.13に、左旋回時の駆動力の伝達を示す。左旋回用クラッチが減速～固定されると、デフで分岐した左輪の駆動力が左輪用サンギヤ→3連ピニオンギヤ→右輪用サンギヤ→デフケース→右輪軸へと流れ、右輪の駆動力が増加する。

Fig.14に、右旋回時の駆動力の伝達を示す。右旋回用クラッチが減速～固定されると、デフで分岐した右輪の駆動力がデフケース→右輪用サンギヤ→3連ピニオンギヤ→左輪用サンギヤ→左輪軸へと流れ、左輪の駆動力が増加する。

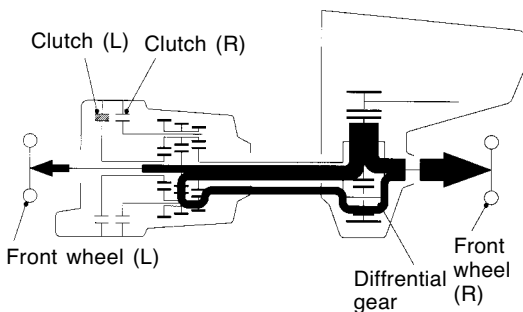


Fig.13 Torque transfer at left turn

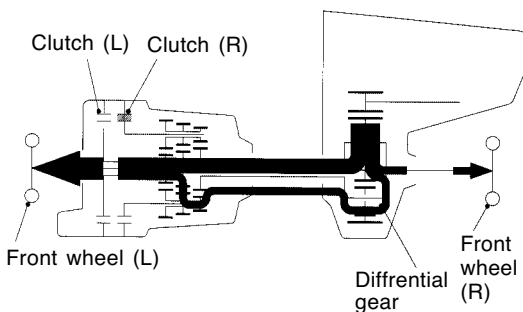


Fig.14 Torque transfer at right turn

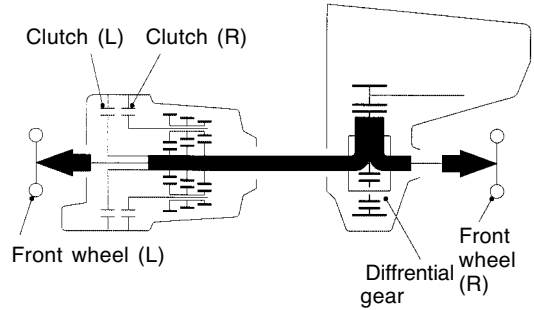


Fig.15 Torque transfer at strait

Fig.15に、直進時の駆動力の伝達を示す。直進時には各旋回用クラッチは作動せず、駆動力はFig.15に示すように、エンジン→トランスミッション→デフ→左右輪へと流れ、左右均等に駆動力が伝わる。

(2) 増速比と駆動力配分比

このATTSは、増速比を約15%の設定としている。これはクラッチの相対回転数がゼロで固定の時、内輪に対し外輪が15%増速されるということである。したがって、旋回中の左右輪のタイヤの軌跡の比が1.15以下（トレッド1.5mと仮定すれば内輪旋回半径10m以上に相当する）の範囲で左右駆動力配分制御が可能になる。Fig.16およびTable 1に、プラネタリギヤの構成、回転数とトルク比を示す。

また、駆動力配分比はクラッチの作動力に応じて最大で80:20（外輪：内輪）まで可能な設定となっている。デファレンシャルで50:50に配分された駆動力をプラネタリギヤの働きにより内輪から外輪に30%伝達している。

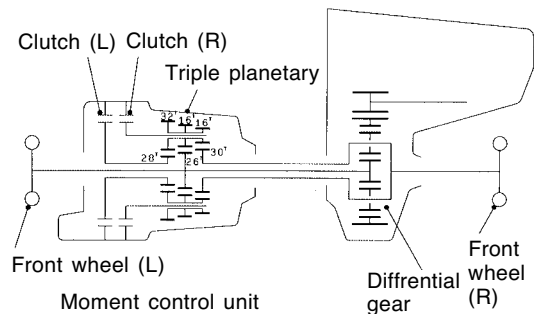


Fig.16 Planetary gear skeleton

Table 1 Planetary gear properties
(Revolution ratio and torque ratio at right and left turn)

		R Central gear	C Central gear	L Central gear	Carrier
Right turn	Revolution ratio	1.0	1.1538	2.142	0
	Torque ratio	-7.5X T_c	6.5X T_c	0	T_c
Left turn	Revolution ratio	1.1555	1.0	0	2.166
	Torque ratio	6.4X T_c	-7.4X T_c	T_c	0

$i_1 = \frac{\text{Number of teeth for R pinion gear (16)}}{\text{Number of teeth for R central gear (30)}}$

$i_2 = \frac{\text{Number of teeth for C pinion gear (16)}}{\text{Number of teeth for C central gear (26)}}$

$i_3 = \frac{\text{Number of teeth for L pinion gear (32)}}{\text{Number of teeth for L central gear (28)}}$

T_c : Clutch torque

(3) 油圧系の構成

Fig.17に、MCU内の油圧系回路を示す。システムの構成は、トロコイドポンプ、ライン圧調整と各回路への流量配分を行うレギュレータバルブ、クラッチ油圧を制御するリニアソレノイドバルブ、制御された油圧を左右のクラッチへ配圧する3ウェイシフトバルブ、クラッチ油圧を監視する油圧センサ、MCU内の油温を検出する油温センサ等から成り立っている。また、オイルクーラを除く全ての構成部品をMCUと一体配置としたので、軽量、コンパクトにまとめられた。特にオイルポンプは車軸駆動式としたので、制御用、潤滑用の両機能を持たせながらも、シンプルかつ低コストな油圧源にできた。

4. 3. 制御系の構成

Fig. 18にATTSの制御フローチャートを示す。以下その流れについて説明する。

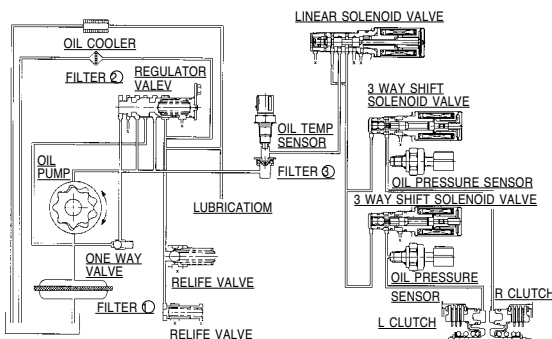


Fig.17 ATTS hydraulic circuit

(1) 左右駆動力配分制御

- エンジン回転数、吸気管負圧等のエンジン情報から求めたエンジントルク、エンジン回転数および前輪車速から算出されたギヤ比より、駆動トルクを算出する。さらに、この駆動トルクから刻々と変化する前後加速度を推定する。
- 後輪車速とステアリング舵角から横加速度を計算し、実際の加速度と照らし合わせながら旋回量を決定する。
- 前後加速度と旋回量から左右駆動力配分量を算出し、MCU内のクラッチ油圧を制御する目標油圧を決定する。
- また、制御精度を向上するためヨーレートセンサにより、ヨーレートをフィードバックして車両挙動の安定化を図る。

(2) 油圧制御

車両運動の観点から、ATTSに用いられる油圧システムには高いレスポンスが要求される。レスポンスが遅いと不連続な車両挙動が発生し、ドライバーに違和感を与える。

MCUの湿式多板クラッチ部では、車両直進時におけるひきずりトルク防止のリターンズプリングが設けてあり、ピストン部とクラッチ部に無効ストロークが生じていること、またリニアソレノイドバルブでは、入力電流が低くなるほど出力油圧の傾きが小さくなる非線形特性となっていること等により、低油圧領域では、入力電流に対する遅れが著しくなってしまう。

そこで油圧応答性を向上させるため、目標油圧、フィードバックした左または右旋回用クラッチ油圧および油温の情報に基づいたフィードフォワード型2自由度系を構成した油圧適応制御を油圧コントローラに採用した。

Fig.19に制御フローチャートを示す。目標値フィルタ、フィードフォワード制御器、フィードバック制御器から成り立ち、目標値追従特性の向上と閉ループ特性の安定化を図る特徴を備えている。

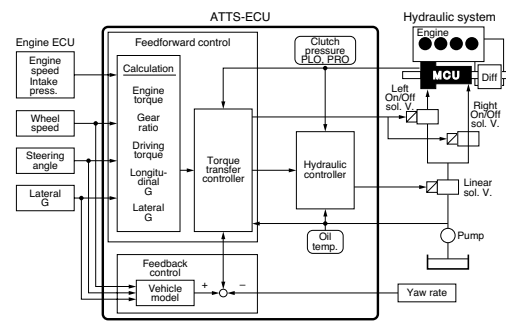


Fig.18 ATTS control flow chart

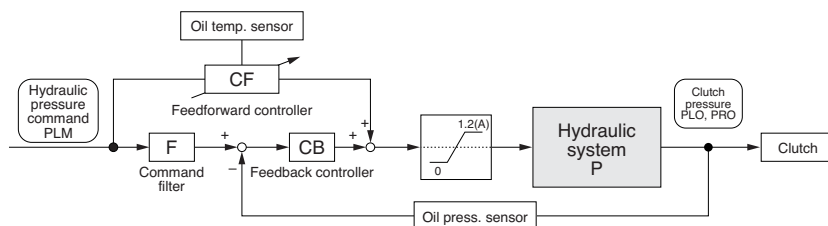


Fig.19 Block diagram of hydraulic control system

以上の油圧制御手法の開発により、油圧応答性向上が可能となり、ATTS目標性能の達成に大きく貢献した。⁶⁾

(3) フェイルセーフ

ATTSでは安全性を確保するために、故障時にはシステム非装着車と同等となるようなフェイルセーフシステム構成となっている。特に、油圧系のオン故障については、リニアソレノイドと左右切り替えバルブを直列接続とし冗長性を確保している。電気系についてもフェールセーフリレーを設け冗長性を持たせている。

また、ECUは冗長系設計を行い、ECU自体の故障時も確実にシステムを停止できるような構成をとっている。

5. ダブルジョイント・サスペンション

FF車にて左右駆動力配分制御を行う時、最大の問題となるのが、左右輪の駆動力の差に生じるトルクステア（ハンドルとられ）である。これはFig.20に示すように、左右輪にそれぞれ異なった駆動トルクが作用すると、タイヤがキングピン廻りに切れ込もうとするトルクに左右輪差が生じ、外輪の駆動トルクが内輪の駆動トルクより大きくなるため、結果的にハンドルが切れ込む方向にトルクステアが発生する問題である。

また、旋回外向きにロールすることにより左右のドライブシャフトの折れ角に左右差が生じ、ドライブシャフトによるトルクステアが発生する。

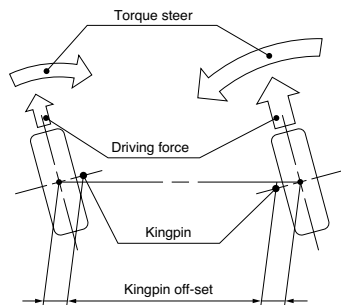


Fig.20 Mechanism of torque steer

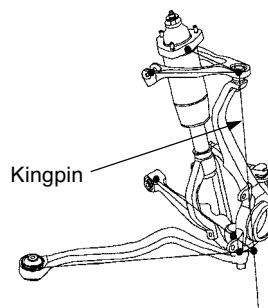


Fig.21 Double joint suspension

このトルクステアを解決するには、サスペンションのキングピンオフセットを低減する必要がある。通常のサスペンションでは、キックバック等に対するタフネスを向上させるためにキングピンオフセットは極力小さく設定するのが常であるが、その値は構造上の制約で40～50mmが限界であり、前述したトルクステアが顕著に現れる結果となる。

以上の解決策として、キングピンオフセットをさらに小さくできるダブルジョイントサスペンションを採用した。これをFig.21に示す。

本サスペンションのキングピンオフセット値を設定した根拠について説明する。Fig.22は左右駆動力配分によるトルクステアを抑えることができるキングピンオフセットの計算値を示す。ドライブシャフト折れ角の左右差によるトルクステアも考慮に入れたものである。外輪

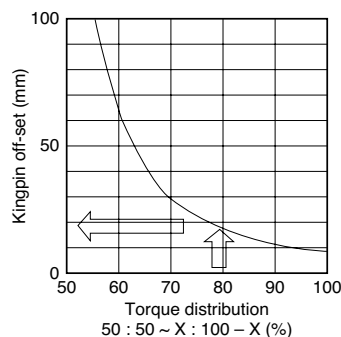


Fig.22 Values of kingpin off-set to keep a torque steer zero while the ATTS is engaging

側の最大トルク配分比が80%になることから、センターオフセット値を約25mmとした。

また、ダブルジョイントサスペンションを採用したことにより副次的にサスペンションレバー比の向上、各種振動タフネスの向上、相対的にアッパーアーム長が延びることにより旋回時のジャッキアップ特性の向上が図られた。

6. 実車性能

ATTS およびダブルジョイント・サスペンションを組み込んだ車両による走行テスト結果について述べる。ATTS の作動と非作動の場合を比較することにより特性改善の評価を行った。

(1) 駆動力の増加による旋回特性の変化

通常のFF車において旋回中に加速すると、前輪では駆動力増大によりコーナリングフォースが低下し、アンダーステアが強くなる。ステアリング舵角を固定し、穏やかに加速していったとき(定常旋回)の旋回半径の変化と急激に加速したものの(加速旋回)を比較すると、この傾向を評価することができる。

Fig.23 において、ATTS 非作動時には加速旋回ではアンダーステアが強くなり定常旋回と比べると特性変化が大きくなっているが、ATTS 作動時には加速による特性変化が減少していることがわかる。このことは走行時のドライバの操作負荷が軽減され、さらに安心感の向上にも繋がると考えられる。

(2) 前輪サイドフォース特性

3. 3. (3) にて説明した前輪サイドフォース低減のテスト結果を Fig.24 に示す。ATTS 作動により旋回限界時に前輪に必要なサイドフォースが約500N 低減しているのがわかる。

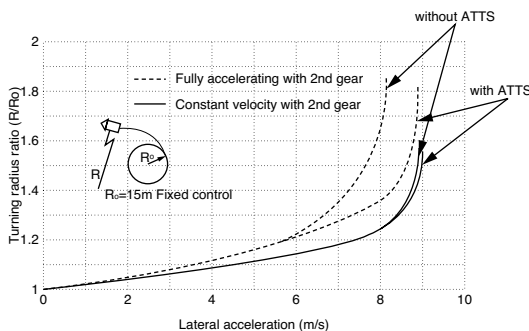


Fig.23 Turning property of a front drive vehicle (Experimental result)

(3) 旋回減速安定性

ATTS において駆動時のアンダーステアが低減されるため減速時のタックインは緩和される。

Fig.25 に旋回中にアクセルを閉じた後1秒間の車両挙動の変化を示す。ATTS の作動により、タックイン時の車両軌跡変化および車体姿勢変化(ヨーレート変化)が低減されていることがわかる。

(4) ブレーキジャダの低減

ダブルジョイント・サスペンションによりセンターオフセットを小さく設定できたため、ブレーキジャダの特性が向上した。その結果を Fig.26 に示す。

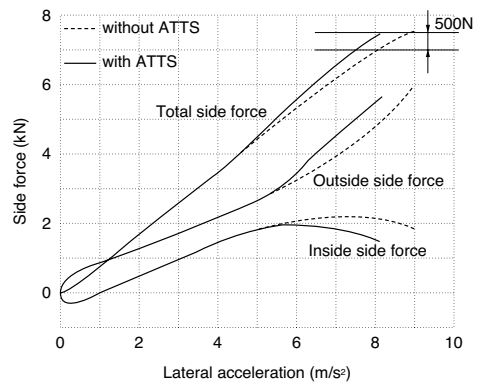


Fig.24 Characteristics of side force on front tyre

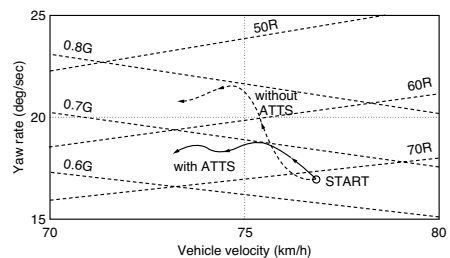


Fig.25 Turning stability at deceleration

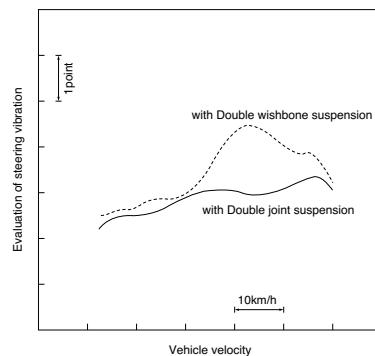


Fig.26 Decrease of brake judder

7. まとめ

- (1) タイヤの非線形特性までを含めた車両の旋回加速および減速挙動を制御する方法として、 β -Method を考案し、ATTS に採用した。
- (2) 独自のブラネタリ構造を考案し、MCU の小型化を図り、エンジンルーム内でのシステムレイアウトを成立させた。
- (3) ATTS 性能のポテンシャルを十分に引き出すためにダブルジョイント・サスペンションを開発した。
- (4) 油圧システムの応答性向上を図るため適応制御の手法を開発し、ATTS の目標性能を達成した。
- (5) 実車性能として、旋回中の加速・減速による車両挙動の変化が低減され、ニュートラルステア・フィールを実現した。

8. あとがき

従来以上に、ドライバの自由なハンドル・アクセル操作を可能とする新駆動システムとして商品化し、97 プリウドに搭載された。

ATTS の発表と相前後して、他社からもブレーキ等を用いて車両のヨーモーメントを制御するシステムが発表されるなど、今後もヨーモーメント制御は非線形領域における車両運動制御の主流になるものと考えられる。本報が今後の研究開発の一助となれば幸いである。

最後に研究所内外で ATTS の開発に、また基礎理論構築に協力と支援をしていただいた方々に心より感謝致します。

参考文献

- 1) Y.Shibahata, et al, 「The Improvement of Vehicle Maneuverability by Direct Yaw Control」, Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, pp.452-457, 1992
- 2) 芝端康二、「ヨーモーメント制御による車両運動性能の向上について」自動車技術、Vol.47, No.12, pp.54-60, 1993
- 3) 島田和彦、「ヨーモーメントによる車両運動制御方法の評価」、自動車技術会論文集、No.25, pp.122-127, 1994
- 4) Y.Shibahata, et al, 「Improvement on Limit Performance of Vehicle Motion by Chassis Control」, Proceedings of 13th IAVSD Symposium, pp.449-468, 1993
- 5) 酒井秀男、「タイヤ工学」、グランプリ出版、pp.284-294
- 6) 栗城信晴、「左右駆動力配分システム用油圧制御手法の開発」、自技会春季学術講演会前刷集、No.971, pp.17-20, 1997

■著 者■



芝 端 康 二



栗 城 信 晴



北 村 克 弘



本 多 健 司



和 田 一 浩



梶 原 肇



森 淳



桑 原 一 好



大 熊 真 司