

車輪速センサを用いたタイヤ空気圧推定法の開発

梅野孝治

Tire Pressure Estimation Using Wheel Speed Sensors

Takaji Umeno

要 旨

本報告では、著者らが開発した車両のタイヤ空気圧推定法および本手法のタイヤ空気圧警報装置への応用について述べる。従来のタイヤ空気圧警報装置には、圧力センサ方式と動荷重半径方式がある。しかしながら、前者は生産コストが高く、後者は、4輪すべてのタイヤ空気圧が低下する「自然洩れ」を検出できないという問題がある。そこで、タイヤばね定数が空気圧に依存することを利用し、このばね定数の変化を外乱オブザーバで推定する手法を開発した。タイヤばね定数はシステ

ムを構成するパラメータの一つである。外乱オブザーバは、そのシステムのパラメータ変化を外乱として推定するので、この推定外乱と最小自乗法を組み合わせることによってパラメータ変化量が推定できる。本手法は、アンチロックブレーキシステム (ABS) 装着車に既存の車輪速センサを利用するため、低コストに実現できる。また、各輪独立に空気圧を推定するため、パンクのみならず自然洩れも検知できるという特長を有する。本手法の有効性を実験結果を通じて実証する

Abstract

In this paper, a new method for estimating the tire pressure of a vehicle and a pneumatic monitor based on this method are proposed. Most of the monitors presently available are of an air pressure switch type and of a loaded radius type. The former is higher in manufacturing cost, and the latter has difficulty in detecting natural leaks causing all tires to be underinflated. In our proposed method, the variation of the tire stiffness which depends on the pressure is estimated by using a disturbance observer. The tire

stiffness is one of the parameters constructing a system. The disturbance observer estimates parameter variations of the system as a disturbance and we can detect the variation value by using the least mean square method. Our method is realized at lower cost because it needs only wheel speed sensors already provided for an anti-lock brake system (ABS), and detects underinflated tires in every situation including a puncture and natural leaks. The monitor is installed on a vehicle, and its performance is confirmed by experiments.

キーワード

ABS, 車輪速センサ, 外乱オブザーバ, タイヤ空気圧, 推定, 最小自乗法, 共振

1. はじめに

近年、自動車に対する安全志向の高まりから、予防安全技術の研究開発が進められている¹⁾。とくに、その代表的な安全装置であるアンチロックブレーキシステム (ABS) はすでに多くの乗用車に装備されている。

一方、安全性を含めた車両性能を決定付ける一要素としてタイヤ空気圧がある。タイヤ空気圧が適正值より低下すると、操縦安定性や燃費の悪化、タイヤ寿命劣化、タイヤバースト等の原因となる。ある自動車関連会社の調査²⁾によれば、通勤車両のほとんどは、200kPa前後 (適正圧) に保たれているが、140kPa以下の低空気圧車も全体の約4%を占め、そのうち4輪がほぼ同圧 (自然もれ放置による空気圧低下) である車両が約60%を占めていた。また、日本自動車連盟 (JAF) の統計によれば、高速道路における車両トラブルの中で、タイヤが常にワースト1であり、タイヤトラブル (主にパンク) によってJAFが出勤した件数は年間20万件にも達する²⁾。

こうした状況から、タイヤ空気圧の低下を警告し、ドライバに処置を促すタイヤ空気圧警報システムの実用化が望まれている。従来の警報システムは、直接検知型^{3, 4)}と間接検知型⁵⁾の2つのタイプに分けられる。直接検知型は、タイヤホイール内部に圧力センサや圧力スイッチといったセンサを組み込み空気圧を検知するものであり、間接検知型は、4輪のうち特定のタイヤが他のタイヤに較べて空気圧が低下していることを相対的に検知するものである。しかし、直接検知型は、専用のホイールが必要であり、また、水、熱、振動等に対する防御、タイヤから車体への信号伝達手段等に関して技術的、コスト的な課題があり普及には至っていない¹⁰⁾。一方の間接検知型は、直接検知型のような課題は少なく、すでに実用化されているシステムもあるが、基本的に相対検知であるため、前述した4輪の空気圧がほぼ同時に低下する自然もれが原理的に検知できない。これに代表されるものが、車輪速比較方式である。この方式は、空気圧の低下した輪が他の輪より若干速く回転する現象を利用したものであるが、空気圧以外の要因、

たとえば、輪荷重、旋回、加減速、道路勾配、タイヤ摩耗、路面との摩擦係数といった様々な条件によっても4輪に車輪速差が生じるため、全走行状態を通じて精度良く空気圧低下を検知できない。

著者らは、こうした従来のタイヤ空気圧警報システムの現状を鑑み、新しい検出原理に基づく警報システムの開発、実用化を進めてきた⁸⁾。検出原理は、タイヤ空気圧とタイヤ剛性 (ばね定数) の相関関係に基づいている。すなわち、タイヤばね定数がタイヤ空気圧に比例して変化することを利用して、タイヤばね定数の変化量を推定することによって空気圧低下を検知する。本報告では、このタイヤばね定数の変化量を車輪速信号を用いて推定する手法について述べる。本手法は、外乱オブザーバに基づくパラメータ推定法⁹⁾を適用している。外乱オブザーバは、システムの実際のパラメータがノミナル値と異なっている場合に、これを外乱として推定するため、この推定外乱をうまく利用することによって、パラメータ変動を推定することが可能である。この利点を活かして、慣性モーメントの同定を中心に外乱オブザーバを用いたシステムのパラメータ同定の研究がなされている^{6, 7)}。本手法は、タイヤばね定数の変化を外乱オブザーバを中心とした推定技術によって推定するものである。

開発した手法は、ABS装着車に既存の車輪速センサを利用することができ、また、そのほとんどがソフトウェアで構成可能なことから低コストに実現できる。さらに、各輪独立に空気圧を推定するため、パンクのみならず自然洩れも検知できるという特長を有する。本手法の有効性を実験結果を通じて実証する。

2. タイヤ空気圧推定アルゴリズム

外乱オブザーバを用いたタイヤ空気圧推定アルゴリズムの基本原理について述べる。

2.1 基本原理

Fig. 1は、車速60km/hで走行中の車両の非駆動輪 (従動輪) の車輪速のパワースペクトル密度を示している。同図において、10Hz付近の成分は、ばね下共振と呼ばれる車輪の上下振動が反映されたものである。また、30~40Hz付近の共振は、サスペ

ンション(以下、サスと略記)の前後振動と一致しており、サスの前後ばねとタイヤとの連成共振と考えられる²⁾。この共振特性に注目すると、空気圧に応じて共振周波数も変化していることがわかる。同図では、適正空気圧(200kPa)と低空気圧(120kPa)のデータを示しているが、共振周波数が40Hzから35Hzに減少している。本タイヤ空気圧推定法は、基本原理はこの共振現象に基づいている。

この連成振動をモデル化すると8次の次数となり、タイヤ空気圧という一つのパラメータを推定するには自由度が多く、計算時間、推定精度の面で不利である。そこで、モデルを単純化するため、Fig. 2のようなタイヤモデルを考える。本モデルは、Fig. 1の共振現象を、等価的にタイヤのねじれ振動に置き換えたものである。ここに、 J_1 : リム側の慣性モーメント、 J_2 : ベルト側の慣性モーメント、 K : タイヤのねじればね定数、 D : 減衰定数、 ω_1 : リム側の回転速度、 ω_2 : ベルト側の回転速度、 θ_s : ねじれ角、 T_d : 路面から受ける種々の外乱(白色雑

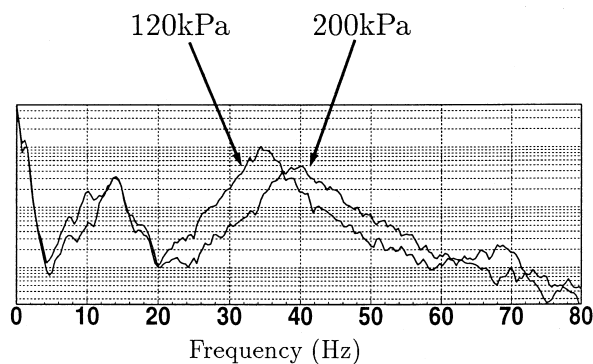


Fig. 1 Power spectrum of rotational speed.

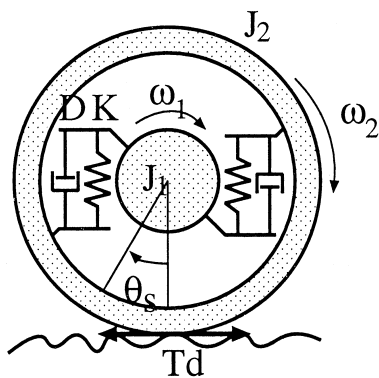


Fig. 2 Tire model.

音を仮定)である。測定量は、リム側の車輪速 ω_1 のみで、ABSで使用されている車輪速センサから得ることができる。

また、Fig. 3に基づいて同定したタイヤのねじればね定数と空気圧との関係を示す。同図より、ばね定数は、空気圧にほぼ比例して変化することがわかる。

Fig. 4に、本推定法の基本構成を示す。同図において、前処理フィルタは、車輪速信号より連成共振成分をとり出すバンドパスフィルタであり、外乱オブザーバおよび最小自乗法によってタイヤばね定数 K の基準値からの変動を推定する。また、駆動輪補償は、対応する車輪が駆動輪であるときに、駆動系振動の影響を補償するものである。

2.2 外乱オブザーバの適用

外乱オブザーバをタイヤ空気圧推定に適用し、空気圧によって変化するタイヤばね定数の変化を

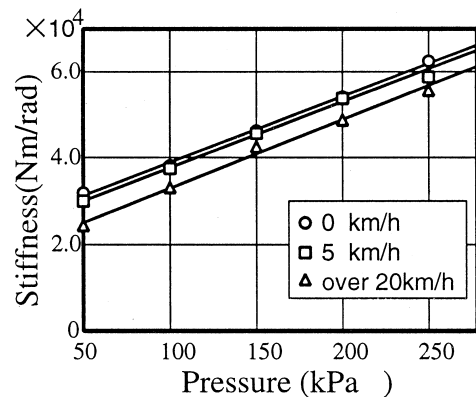


Fig. 3 Stiffness vs. pressure.

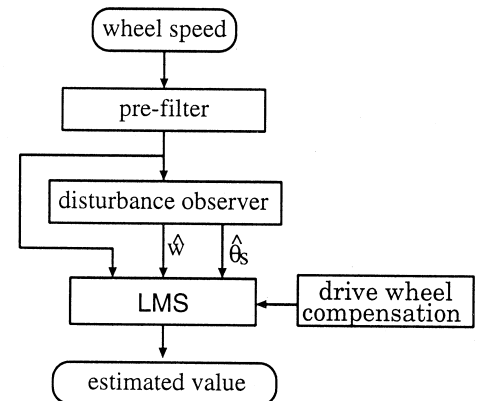


Fig. 4 Tire pressure estimation method.

推定する。Fig. 2より、タイヤの状態方程式は次式で表現できる。

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_1 \\ \dot{\omega}_2 \\ \dot{\theta}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{D}{J_1} & \frac{D}{J_1} & -\frac{K}{J_1} \\ \frac{D}{J_2} & -\frac{D}{J_2} & \frac{K}{J_2} \\ 1 & -1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \theta_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{J_2} \\ 0 \end{bmatrix} T_d \quad \dots(1)$$

いま、空気圧が変化し、式(1)中のばね定数 K および減衰定数 D が次式のように変化すると仮定する。

$$\begin{cases} K' = K + \Delta K \\ D' = D + \Delta D \end{cases} \quad \dots(2)$$

そのとき、状態方程式は、次式のように書ける。

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_1 \\ \dot{\omega}_2 \\ \dot{\theta}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{D}{J_1} & \frac{D}{J_1} & -\frac{K}{J_1} \\ \frac{D}{J_2} & -\frac{D}{J_2} & \frac{K}{J_2} \\ 1 & -1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \theta_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{J_1} & 0 \\ 0 & \frac{D}{J_2} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\Delta K \theta_s - \Delta D \dot{\theta}_s \\ -\Delta K \theta_s + \Delta D \dot{\theta}_s - T_d \end{bmatrix} \quad \dots(3)$$

上式より、パラメータ K 、 D の変動は、変動前のシステム(1)に、外乱

$$w = \begin{bmatrix} -\Delta K \theta_s - \Delta D \dot{\theta}_s \\ \Delta K \theta_s + \Delta D \dot{\theta}_s - T_d \end{bmatrix} \quad \dots(4)$$

が加えられたものと等価になる。したがって、この外乱をシステムに加わる外乱として新たに定義すれば、外乱オブザーバを用いて推定することができる。

しかし、タイヤから得られる状態量は車輪速信号 ω_1 だけであり、 w の次元は2であることから、外乱オブザーバの存在条件が成立しない⁹⁾。そこで、本手法では第2要素の

$$w = \Delta K \theta_s + D \Delta \dot{\theta}_s - T_d \quad \dots(5)$$

を推定することを考える。

式(5)の外乱 w がシステムの状態に含まれるように、外乱のダイナミクスを次式のように近似する。

$$\dot{w} = 0 \quad \dots(6)$$

これは、連続して変化する外乱を階段状に近似(零次近似)することを意味する。一般に、外乱オブザーバの外乱推定速度は推定すべき外乱の変化に比べて速くなるよう設定するので、この近似は前提条件として十分に成り立つ⁷⁾。

式(6)より、外乱をシステムの状態に含めると次式の拡張系が構成される。

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_1 \\ \dot{\omega}_2 \\ \dot{\theta}_s \\ \dot{w} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{D}{J_1} & \frac{D}{J_1} & -\frac{K}{J_1} & 0 \\ \frac{D}{J_2} & -\frac{D}{J_2} & \frac{K}{J_2} & \frac{1}{J_2} \\ 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \theta_s \\ w \end{bmatrix} \quad \dots(7)$$

上式において $[\omega_2 \ \theta_s \ w]^T$ が外乱オブザーバが推定する状態変数である。

得られた外乱オブザーバの構成をFig. 5に示す。同図において、

$$\begin{aligned} x_a &\triangleq \omega_1, z_b \triangleq [\omega_2 \ \theta_s \ w]^T, \\ A'_{11} &\triangleq -\frac{D}{J_1}, A'_{12} \triangleq \begin{bmatrix} \frac{D}{J_1} & -\frac{K}{J_1} & 0 \end{bmatrix}, \\ A_{21} &\triangleq \begin{bmatrix} \frac{D}{J_2} \\ \frac{1}{J_2} \\ 0 \end{bmatrix}, A'_{22} \triangleq \begin{bmatrix} -\frac{D}{J_2} & \frac{K}{J_2} & \frac{1}{J_2} \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

$$B_1, B'_2 = 0$$

である。

また、 $\hat{z}$ は状態 z の推定値で、 G はオブザーバゲインといわれ、オブザーバの推定速度を規定するものである。 $e = z - \hat{z}$ とおくと、次の関係を得る。

$$\dot{e} = (A'_{22} - GA'_{12})e \quad \dots(8)$$

これは、外乱オブザーバの推定特性を表しており、行列 $(A'_{22} - GA'_{12})$ の固有値がすなわち外乱オブザーバの極となる。オブザーバの設計では、この極が所定の配置になるようにオブザーバゲイン G を決めることになる。

当然のことながら、推定値 $\hat{z}$ には推定遅れがある。しかし、外乱オブザーバの動作帯域を、タイヤ共振周波数より高く設定することによってその遅れを無視することができる。外乱オブザーバで制御系を構成する場合は、ロバスト安定性やノイズ低減の観点から帯域が制限されることがあるが、今

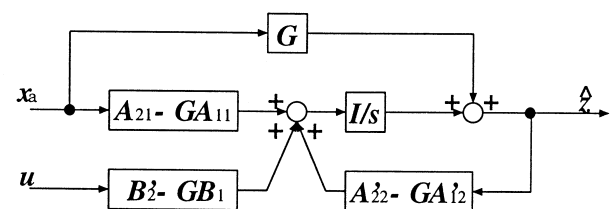


Fig. 5 Structure of disturbance observer.

回のように推定のみが目的の場合は、問題とはならない。

推定遅れを無視すると、推定外乱は次式のように近似される。

$$\hat{w} = -T_d + \Delta K \hat{\theta}_s + \Delta \hat{D}_s \quad \dots\dots\dots (9)$$

目的は、ばね定数の変動量 ΔK を求めることである。式(9)の信号、 ω , θ_s , $\hat{\theta}_s$ は外乱オブザーバの推定量から求められ、路面外乱 T_d は白色性であるので、これらの情報を用いて最小自乗法が適用できる。一括形最小自乗法は次式となる。

$$\begin{bmatrix} \Delta K \\ \Delta D \end{bmatrix} = \left\{ \sum_{i=1}^N \zeta(i) \zeta^T(i) \right\}^{-1} \left\{ \sum_{i=1}^N \hat{w}(i) \zeta(i) \right\},$$

ここに,

$$\zeta(i) = \begin{bmatrix} \hat{\theta}_s(i) \\ \hat{\theta}_s(i) \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (10)$$

また、オンライン推定は次式で書ける。

$$\begin{cases} \Gamma(k) = \frac{1}{\rho} \left\{ \Gamma(k-1) - \frac{\Gamma(k-1) \zeta(k) \zeta^T(k)}{\rho + \zeta^T(k) \Gamma(k-1) \zeta(k)} \right\} \\ \Delta(k) = \Delta(k-1) - \frac{\Gamma(k-1) \zeta(k)}{\rho + \zeta^T(k) \Gamma(k-1) \zeta(k)} e(k) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここに,

$$e(k) = \zeta^T(k) \Delta(k-1) - \hat{w}(k), \Delta = [\Delta K \quad \Delta D]^T$$

である。また、 ρ は忘却係数とよばれており、通常0.95 - 0.99の範囲で選ぶ。

今回は、演算時間、演算精度の観点から一括形最小自乗法を用いている。

3. 駆動輪補償法

前節では、非駆動輪のタイヤ空気圧（ばね定数）推定法の基本アルゴリズムについて述べた。一方、駆動輪は、デファレンシャルギア（以後、デフ）やサスペンションメンバ（サスメン）、ドライブシャフトなどの機械要素と接続されており、これらの固有振動が車輪速振動に影響を及ぼす。したがって、このアルゴリズムをそのまま駆動輪に適用すると、非駆動輪よりも推定精度が劣化することが予想される。ここでは、駆動系共振の特性とその補償方法について述べる。

3.1 駆動系の共振

Fig. 6は、駆動輪の車輪速信号のパワースペクトル密度を示している。タイヤ共振信号の両側に、非駆動輪の車輪速信号には見られない別の共振信号があることがわかる。これらの共振信号はその共振周波数からサスメン、デフの前後、ピッチング共振信号によるものであることがわかる。また、サスメンのマウントばねや前後ばねの非線形性のため、各共振周波数は走行条件によって5~6Hzのばらつき幅で変動する。したがって、サスメン、デフなどを線形モデルでモデル化し、駆動系共振を補償することは困難である。

3.2 駆動系共振の補償

そこで、ここでは駆動系共振の左右輪における位相関係に注目して、駆動系共振の除去を検討する。

駆動系の基本要素であるデフ、サスメンの適当な個所に加速度センサを設置し、その位相関係を調べた結果、Fig. 7の様な関係があることが明らかになった。すなわち、前後共振については、デフ・サスメン中心部と車輪側（ナックルアーム）の振動は逆相関係にあり、その対称性から左右輪に同相で現れ、同様に、ピッチング共振に関してもデフのピッチング振動がドライブシャフトを介して対称に伝搬するため、左右同相になる。また、左右輪の路面状態が同じであれば振動レベルもほぼ左右等しいと考えて良い。

したがって、最も簡単にこれらの共振信号を除去するには、左右の車輪速の差をとればよい。Fig. 8に、車輪速信号の差の周波数解析結果を示す。右輪の原信号と較べると、前後共振、ピッチング共

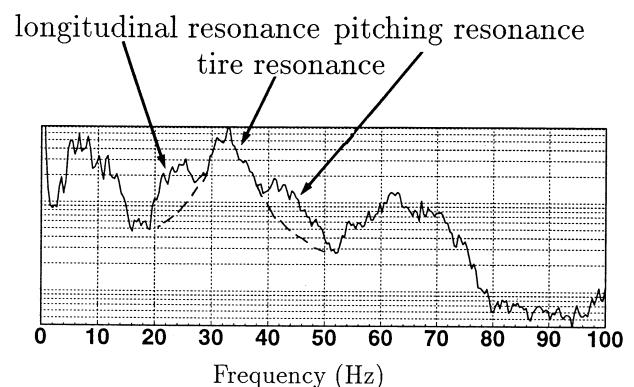


Fig. 6 Power spectrum of drive wheel speed.

振が良好に除去されていることがわかる。

この結果を利用して、駆動輪側の空気圧推定を行う。外乱オブザーバの設計は左右同であるから、車輪速の同相成分は推定外乱においても左右同相で現れるはずである。そこで、**Fig. 9**のような左右輪モデルを考える。ここに、 $T_{dL, R}$ ：路面外乱、 T_s ：サスメン・デフ前後共振・ピッチング共振により

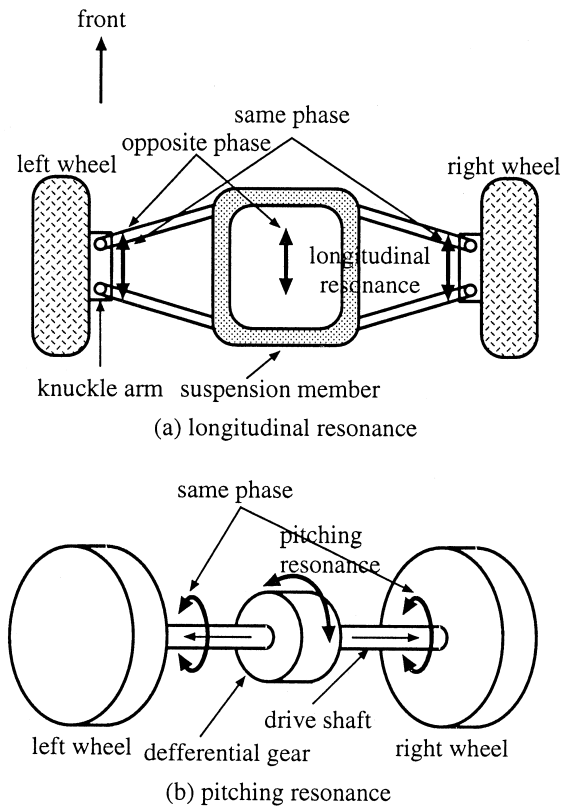


Fig. 7 Resonance of drive system.

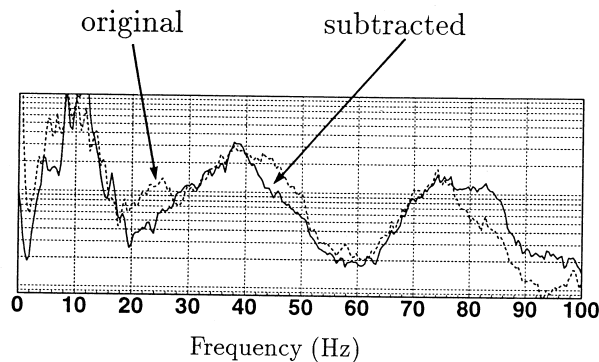


Fig. 8 Power spectrum of original and subtracted speed signals.

ホイールが受けるトルク (左右輪同相) $J_{1L, R}$ ：リム慣性、 $J_{2L, R}$ ：ベルト慣性、 $\theta_{1L, R}$ ：リムの回転変位、 $\theta_{2L, R}$ ：ベルトの回転変位である。 T_s は、駆動系共振が車輪速信号に与える同相成分を一括して等価的に外乱トルクとして表現したものである。その共振成分は左右同相であることから左右同一変数を用いている。なお同図では、便宜上、回転運動を直線運動として表現している。

ここで、ばね定数、ダンピング定数が

$$K_{R, L} \rightarrow K_{R, L} + \Delta K_{R, L},$$

$$D_{R, L} \rightarrow D_{R, L} + \Delta D_{R, L},$$

と変化した場合、各輪に設けられた外乱オブザーバは、次式で与えられる外乱を推定することになる。

$$w_R = \Delta D_R \dot{\theta}_{sR} + \Delta K_R \theta_{sR} + T_s - T_{dR} \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$w_L = \Delta D_L \dot{\theta}_{sL} + \Delta K_L \theta_{sL} + T_s - T_{dL} \quad \dots\dots\dots (13)$$

ここに、 θ_{sR} 、 θ_{sL} はそれぞれ左右輪のねじれ変位である。

最後に、駆動系共振に対応する等価外乱トルク T_s を除去するために、次式に示すような左右輪の推定外乱の差 $w_L - w_R$ (あるいは、 $w_R - w_L$) に基づく関係式をたてる。

$$w = [\Delta K_L \quad -\Delta K_R \quad \Delta D_L \quad -\Delta D_R] \cdot \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{12L} & \theta_{12R} & \dot{\theta}_{12L} & \theta_{12R} \end{bmatrix}^T + T_{dL} - T_{dR} \quad \dots\dots\dots (14)$$

後は、非駆動輪のばね定数推定と同様な手法で左右輪のばね定数変化量 $\Delta K_{L, R}$ が推定できる。上記のような処理をここでは駆動輪補償と呼ぶ。

4. 実車走行評価試験

4.1 評価試験装置の概要

Fig. 10に評価装置の概略を示す。評価車両は、ABSが装備された排気量3ℓの後輪駆動車を用い、

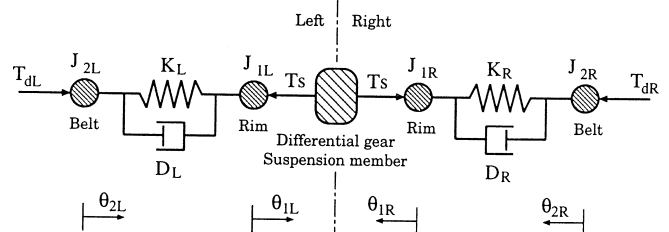


Fig. 9 Model of drive wheel system.

演算には16ビットマイクロプロセッサを用いた。また、警報システムとしての機能を持たせるために警報ランプを用意し、各輪の空気圧推定値があらかじめ設定した警報閾値を下回ったときに点灯するようにした。

車輪速の検出には、ABSに用いられている号口車輪速センサを使用した。車輪速センサは、1周48個の歯車状の突起とピックアップコイルで構成されており、車輪が回転することによってコイル周りの磁束が変化し、交流電圧が誘起される。このセンサ信号をABS ECU内で矩形波に整形し、その周期を測定することにより車輪速を求めている。

評価試験では、Fig. 10に示すように、右前輪

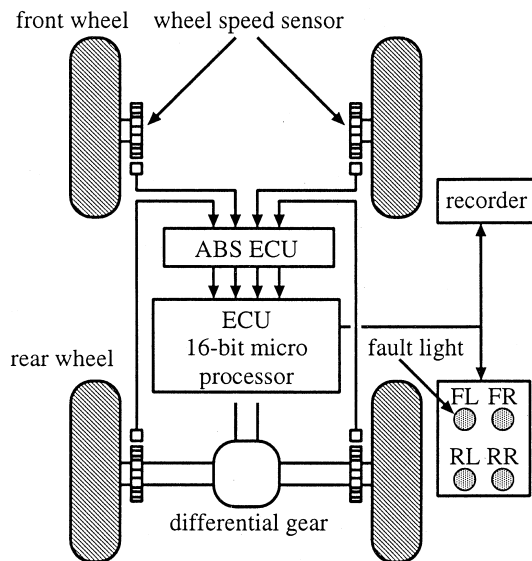


Fig. 10 Experimental system.

(FR輪)と左後輪(RL輪)の空気圧を段階的に減らしていき(その他の輪は適正圧に固定), 種々の走行条件における各空気圧の推定値を測定した。

4.2 評価結果と考察

Fig. 11は、定速走行におけるFR輪(非駆動輪)の推定結果を示している。荒れたコンクリートと通常のアスファルト路の2種類の路面を60km/h, 90km/hの速度で走行した。横軸は実際の空気圧, 縦軸は推定結果から換算した推定空気圧を示している。この結果より、路面、速度に依らず良好な推定精度を実現していることがわかる。

Fig. 12は、同条件におけるRL輪(駆動輪)の推定結果である。同図(a)は非駆動輪の推定アルゴリズムを適用した結果(駆動輪補償なし), 図(b)は駆動輪補償を施した結果である。駆動輪補償なしの推定結果は、路面条件、速度によって推定値がばらついていることがわかる。これは、駆動系の構

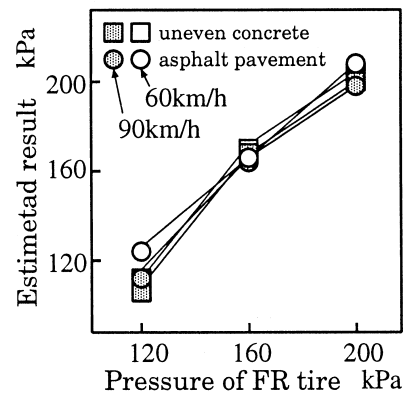


Fig. 11 Estimation results of front wheels.

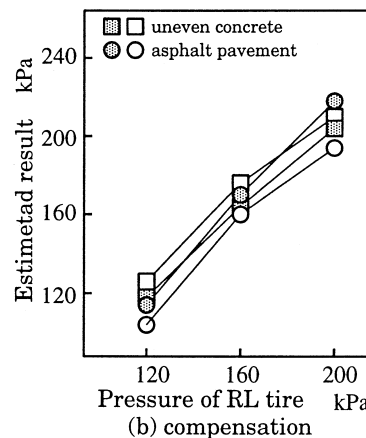
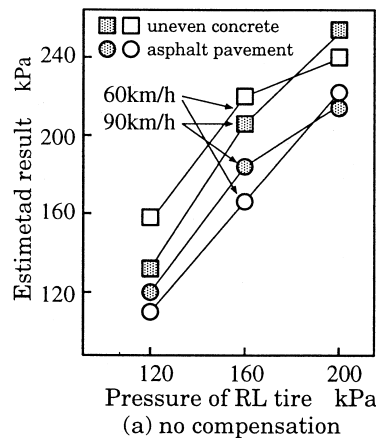


Fig. 12 Estimation results of rear wheels.

成要素が非線形特性をもち、これらの共振周波数、共振レベルが路面条件、速度によって変動することや、こうした共振信号によってタイヤ共振信号のS/N比が悪化していることが原因である。一方、駆動輪補償を施した結果では、駆動系共振を除去できているので、非駆動輪に近い推定精度まで改善されている。

また、市街走行を想定した一般走行における推定結果においても同様な精度が得られた (Fig. 13)。ここでは、参考までに適正圧の輪 (FL, RR輪) の推定値も示してある。これらの輪の空気圧は変化していないので、FR, RL輪の空気圧が変化しても推定値はほぼ一定である。これは、4輪の空気圧が干渉することなく個別に推定できていることを示すものである。さらに、Fig. 13に描かれているように、縦軸に対して適切な閾値を設定し、推定値がそれを下回った時に警報するように設計すれば空気圧警報装置の基本機能が実現される。

5. まとめ

本報告では、車輪速信号を用いてタイヤ空気圧を推定する手法について説明し、実車走行実験を通じてその性能を実証した。本手法は、外乱オブザーバを中心とし、タイヤばね定数の変化量を推定することで、間接的に空気圧低下を検知するものである。

実現された警報システムは、

1. 各輪の空気圧低下を独立に推定し、パンクはもとより4輪空気圧低下も検知できる。
2. ABS車に既設の車輪速センサからの信号を用

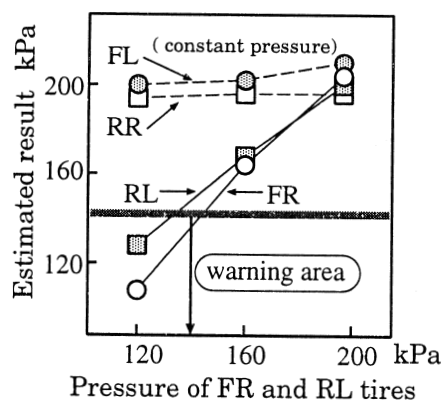


Fig. 13 Estimation results of usual drive.

いるため、圧力センサのような専用センサを必要とせず、低コストに実現できる。

3. 通常走行のほとんどの条件で検知できる。といった、従来の空気圧警報装置にはない特長を備えている。

なお、本手法を用いたタイヤ空気圧警報装置は、トヨタ自動車(株)、(株)デンソーとの3社共同開発により、すでに量産車に採用されている。

参考文献

- 1) 宮寄拓郎: "先進安全車(ASV)の開発推進計画", 自動車技術, **50**-11(1996), 7
- 2) 大橋秀樹, ほか4名: "車輪速センサ信号を用いたタイヤ空気圧警報システム", 第5回交通・物流部門大会, (1996), 487, 日本機械学会
- 3) Kurashige, T., et al.: "Low Tire Pressure Warning Device", SAE Tech. Pap. Ser., No.820458, (1982)
- 4) Nishimura, H.: "The Development of Two Simple Tire Warning Devices," SAE Tech. Pap. Ser., No.840067, (1984)
- 5) Atherton, J. P.: "Tire Deflation Sensing", 25th ISATA, (1992), No.920044
- 6) 松井信行: "負荷トルクオブザーバを用いたイナーシャ推定法", 電気学会論文誌D, **112**-2(1992), 181
- 7) Ohnishi, K., et al.: "Estimation, Identification and Sensorless Control in Motion Control system", Proc. of IEEE, **82**-8(1994), 1253
- 8) Umeno, T., et al.: "Pneumatic Monitor for a Vehicle Based on the Disturbance Observer", Proc. of 31st IEEE/IAS Annual Meet., (1996), 1687
- 9) 梅野孝治, ほか2名: "外乱オブザーバに基づくパラメータ変動の推定", 電気学会論文集D, **114**-3 (1994), 268
- 10) 西村紘章: "タイヤ圧警報・表示装置の動向", 自動車技術, **38**-11(1984), 1316

著者紹介



梅野孝治 Takaji Umeno

生年: 1963年。

所属: 制御研究室。

分野: 車両の状態推定, モーションコントロール。

学会等: 電気学会, 計測自動制御学会, 日本応用数理学会, IEEE会員。

1994年IEEE IES OUTSTANDING PAPER AWARD受賞。

1995年日本機械学会ROBOMEC'94ベストポスター賞受賞。

1997年R&D100選入賞。

工学博士。