

# 非対称復元力特性を持つダンパ・アセンブリの振動応答

日大生産工(院) ○中里 圭甫 日大生産工(院) 中川 穂高  
日大生産工 柴田 耕一

## 1. 序論

車両のサスペンションを構成する要素の一つであるダンパ・アセンブリの特性は、車両の動的性能上、極めて重要である。ダンパ・アセンブリを構成する各要素の多くは、入力荷重による応答の振幅及び周波数に対して非線形な特性を示す。また、これらの要素の中には、実装状態において、そのストローク方向に対して非対称な特性を示すものもある。

ダンパ・アセンブリの特性を解析する上では、上記のような個々の構成要素の特性を考慮することは必要不可欠である。従って、車両動特性の開発段階において、個々の構成要素の特性を反映し、ダンパ・アセンブリの動特性を容易に予測できる手段を構築することは、非常に有用である。本論では、これらの個々の構成要素を組み合わせたダンパ・アセンブリの非線形振動解析モデル化手法を構築することを目的とする。

従来のべき関数型復元力モデルを用いた等価線形系解析手法を非対称復元力特性へ適応させる新たな手法を提案し、ダンパ・アセンブリの 1 自由度系及び多自由度系非線形解析モデルを構築した。それぞれの応答計算値と実験結果とを比較し、応答計算値を初期の過渡応答から定常応答まで実験値に対し精度良く求めることができた。このことにより、本モデル化手法の妥当性を検証することができた。

## 2. 解析手法

### 2.1 べき関数型履歴系解析手法 (PFT-HYS 法)

一般に強制外力(加速度  $\ddot{y}$ ) が作用する場合の 1 自由度系の運動方程式は質点の質量を  $m$ 、変位を  $x$ 、復元力を  $f(x, \dot{x})$  とすると次式で表せる。

$$m\ddot{x} + f(x, \dot{x}) = -m\ddot{y} \quad (1)$$

(1) 式を無次元化すると次式となる。

$$\frac{d^2 X}{d\tau^2} + F(X, \dot{X}) = -\frac{d^2 Y}{d\tau^2} \quad (2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} X = x/x_s, X_0 = x_0/x_s, \omega_s^2 = F_s/(x_s \cdot m), \\ \eta = \omega/\omega_s, \tau = \omega_s t, k_s = F_s/x_s, Y = y/x_s \end{array} \right.$$

$F(X, \dot{X})$  : 無次元化した復元力  
 $x_s, F_s$  : 線形限界における変位と復元力  
 $\omega_s$  : 線形限界における固有円振動数  
 $x_0$  : 変位振幅

ソフトばねタイプ・モデルの算出式は次式を用いる。

$$\text{骨曲線} : F(X, \eta) = kX^\alpha \quad (3)$$

$$\text{加力本線} : F(X, \eta) = 2k \left\{ \frac{1}{2}(X_0 + X) \right\}^\alpha - kX_0^\alpha \quad (4)$$

$$\text{減力本線} : F(X, \eta) = -2k \left\{ \frac{1}{2}(X_0 - X) \right\}^\alpha + kX_0^\alpha \quad (5)$$

(3)~(5) 式の  $\alpha, k$  は、加力試験により関数化することによって得られた履歴ループの頂点  $F_0(X_0, \eta)$ 、履歴ループの囲む面積  $G_0(X_0, \eta)$  を用いて、次式から求めることができる。

$$\left. \begin{array}{l} \alpha(X_0, \eta) = \frac{4F_0(X_0, \eta)X_0 - G_0(X_0, \eta)}{4F_0(X_0, \eta)X_0 + G_0(X_0, \eta)} \\ k(X_0, \eta) = \frac{F_0(X_0, \eta)}{X_0^\alpha} \end{array} \right\} \quad (6)$$

(6) 式で表せる  $\alpha(X_0, \eta), k(X_0, \eta)$  を (3) 式~(5) 式に代入することにより、変位振幅および周波数に依存した復元力ループを逐次定義できる。この復元力ループを直接、(2) 式に代入し運動方程式を解くことをべき関数型履歴系解析手法という。

### 2.2 ダンパ・アセンブリ多自由度系解析モデル

各構成要素 (ダンパ・ユニット・スプリング・マウント・ロアブッシュ・シートラバー) をそれぞれモデル化し、構築したダンパ・アセンブリの 4 自由度系モデルを Fig. 1 に示す。

これらのモデル図の各質点に対する自由体図から、質点  $m_2$  に外力が一切かからないものとし ( $F=0$ )、運動方程式を立てると (7) 式のようになる。

$$\left. \begin{array}{l} m_2 \ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) \\ \quad + k_3(x_2 - x_3) + k_2(x_2 - x_1) = -m_2 \ddot{y} \\ m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \\ \quad + k_1(x_1 - x_0) - k_2(x_2 - x_1) = -m_1 \ddot{y} \\ m_0 \ddot{x}_0 + c_0 \dot{x}_0 - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + k_0 x_0 \\ \quad - k_1(x_1 - x_0) - k_4(x_3 - x_0) = -m_0 \ddot{y} \\ m_3 \ddot{x}_3 - c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k_4(x_3 - x_0) \\ \quad - k_3(x_2 - x_3) = -m_3 \ddot{y} \end{array} \right\} \quad (7)$$

ここに

$m_0 \sim m_3$  : 質量 ( $m_2$  : 車体の質量の 1/4)  
 $c_0 \sim c_3$  : 減衰係数、 $k_0 \sim k_4$  : ばね定数  
 $x_0 \sim x_3$  : ストローク変位  
をそれぞれ示す。

### 2.3 動的履歴則 (Fig2) 参照

(I) 初期履歴において、力-変位関係は線形とする。変位の絶対値が初めて線形範囲 ( $|X| \leq 1$ ) をこえる場合、力-変位関係は骨曲線①で与えられる。

- (II) 骨曲線上で変位振幅が折り返す場合、今折り返した点から次に折り返す点までの時間で求まる周波数を新しい周波数として用いる。そして、力-変位関係は新しい周波数の骨曲線②に対応した履歴本線(減力本線)に沿って、折り返した点Aと同じ変位振幅の②線上の点Bの対称点Cを目指して進むものとする。また、対称点Cに到達したときは、骨曲線上を進む。
- (III) 履歴本線上で対称点に到達する前に折り返しがある場合(点E)、新しい周波数(④線)を求めて、その骨曲線上の元の折り返し点Dと同じ変位振幅の点Fを目標点として減力支線に沿って進むものとする。目標点Fに到達したときは、新しい周波数の骨曲線上を進む。
- (IV) 履歴本線から入った1回目の履歴支線上で目標点に到達する前に折り返し点がある場合(点G)、新しい周波数(⑤線)の点aと点bの上立つ加力本線の元の折り返し点Eと同じ変位振幅の点Hを目標点として加力支線に沿って進む。目標点Hに到達したときは、加力本線上を新しい周波数の目標点bを目指して進む
- (V) 履歴支線上でさらに折り返す場合(点I)、1つ前の支線E-Fの代わりに、新しい周波数(⑥線)に対応した支線E-Jを考え、元の折り返し点Gと同じ変位振幅上の点Kを目指して進む。
- (VI) 以後の力-変位関係は(II)~(V)のくりかえしである。

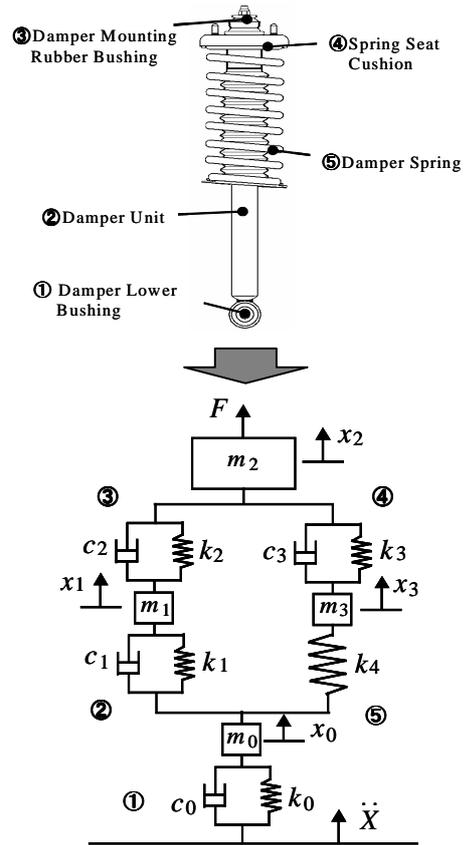


Fig.1 Four-degree-of-freedom-system-model of damper assembly

$F$  : 無次元化した復元力、 $x$  : 変位、 $x_0$  : 変位振幅、 $\omega$  : 円振動数、 $\omega_s$  : 線形領域における固有振動数、 $F_s$  : 線形限界における荷重、 $x_s$  : 線形限界における変位

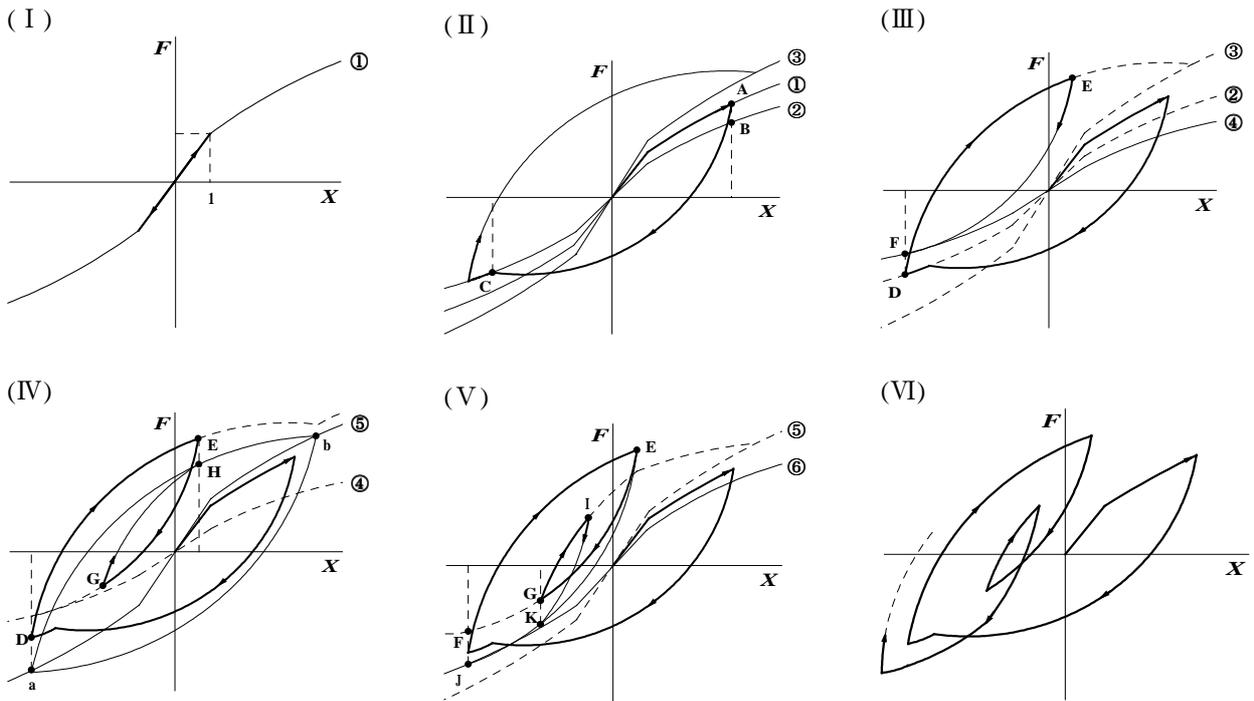


Fig.2 Hysteretic rules

### 3. 解析結果

ダンパ・アセンブリを1自由度系及び4自由度系でそれぞれモデル化し、実験から得られた入力変位を用いた応答計算を行った。そして、これらの計算結果と実測値との比較により、それぞれのモデルの精度検証を行った。ダンパ・アセンブリの変位振幅の時系列解析結果を Fig.5 に、復元力の時系列解析結果を Fig.6 に、履歴ループを Fig.7,8 に示す。また、1自由度等価線形系解析と履歴解析の変位振幅の時系列解析結果、復元力の時系列解析結果、履歴ループの比較を Fig.9~12 に示す。

ここで、Fig 中の実線は実測値、点線は1自由度等価線形系解析結果、一点鎖線は4自由度等価線形系解析結果、破線は1自由度履歴系解析結果を示す。

Fig.5,6 より、時系列での比較では、1自由度系、そして4自由度系においても、その応答計算結果が、各々の変位振幅及び周波数において、加振初期の過渡状態から定常まで、実測値に対して精度良く求められている。

履歴ループの比較から、Fig.7,8 で分かるように、両方のモデルとも過渡から定常まで精度良く求められている。

また、特に加振初期の過渡状態においては、ダンパ・アセンブリのストローク変位・復元力ともに1自由度系解析に比べ4自由度系解析のほうがより計算精度が高いと言える。

Fig.9~12 より、履歴系解析手法でも等価線形系解析手法と同様に加振初期の過渡状態から定常まで、実測値に対して精度良く求められている。

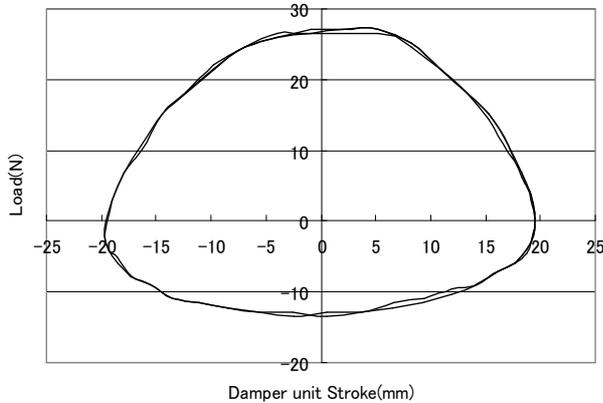


Fig.3 Hysteresis loop for damper unit (0.5Hz, ±10mm)

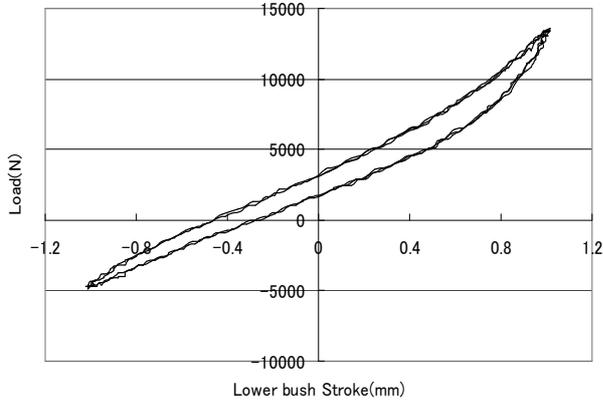


Fig.4 Hysteresis loop for damper lower rubber bushing (0.5Hz, ±1mm)

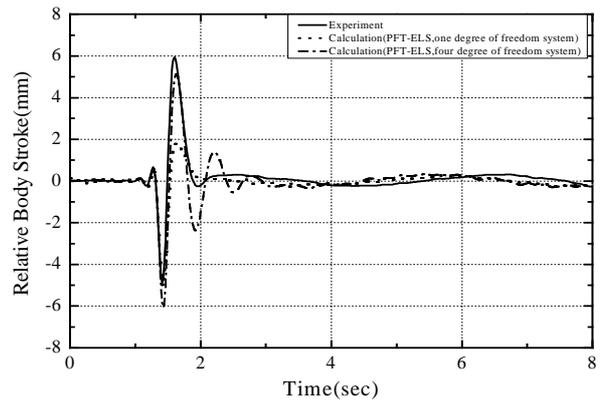


Fig.5 Stroke displacement waveforms of damper assembly (0.25Hz, ±10mm)

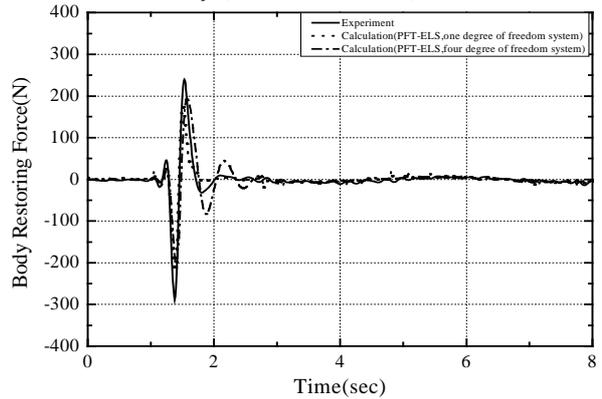


Fig.6 Restoring force waveforms (0.25Hz, ±10mm)

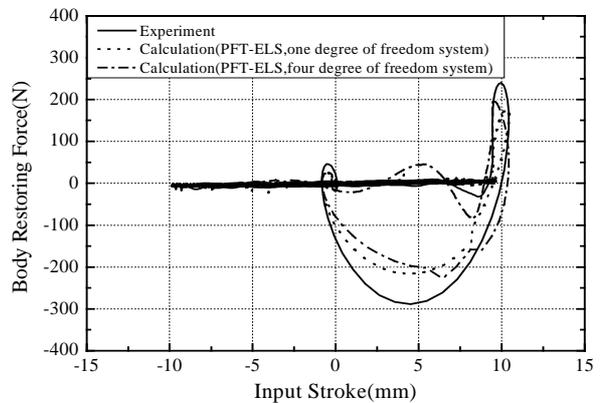


Fig.7 Hysteresis loops (0.25Hz, ±10mm)

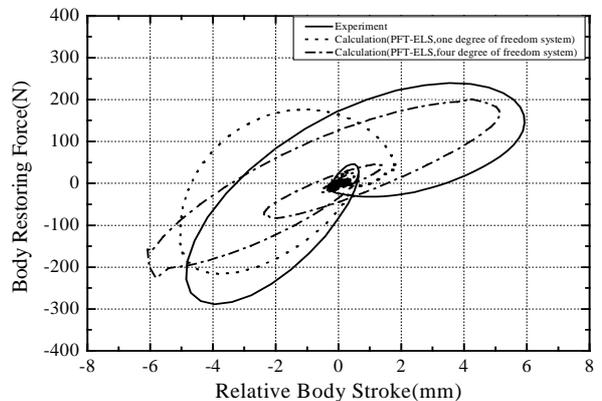


Fig.8 Hysteresis loops (0.25Hz, ±10mm)

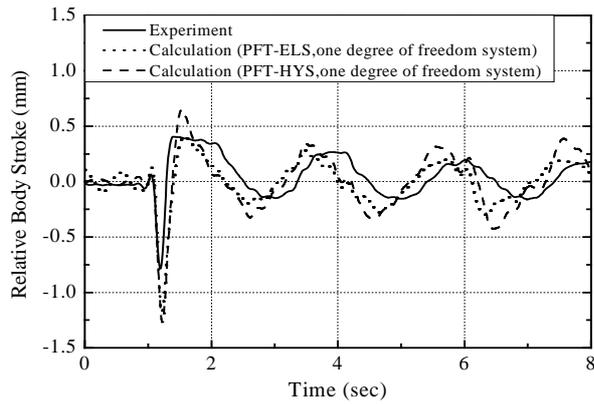


Fig.9 Stroke displacement waveforms of damper assembly (0.5Hz, ±2.5mm)

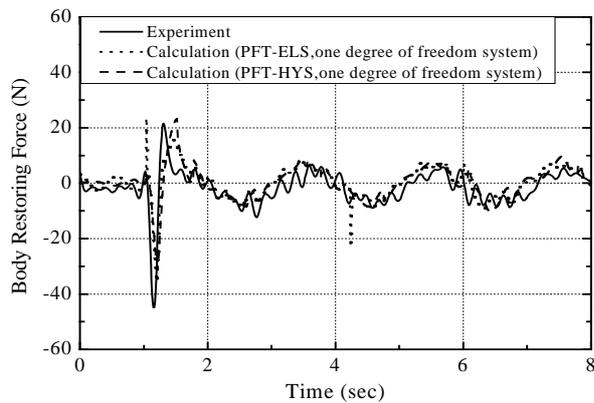


Fig.10 Restoring force waveforms(0.5Hz, ±2.5mm)

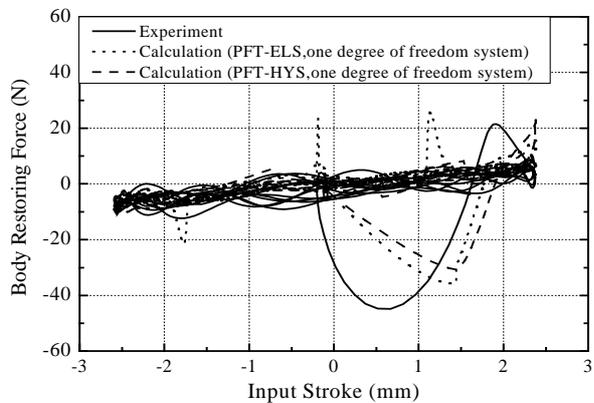


Fig.11 Hysteresis loops (0.5Hz, ±2.5mm)

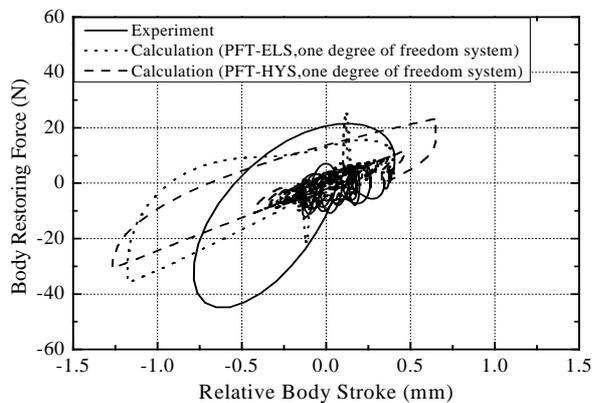


Fig.12 Hysteresis loops (0.5Hz, ±2.5mm)

#### 4. 結論

本論文では、車両の動特性（乗り心地、ハンドリング性能）に影響するダンパ・アセンブリの非線形振動特性（ばね定数、減衰係数）を求めるモデル化手法として、従来のべき関数型復元力モデルを用いた等価線形系解析手法に対し非対称復元力特性のモデル化手法を加えた新たな手法を提案し、モデル化した。そのモデルによる解析結果と実測結果の比較からモデル化手法の妥当性を検証した。

また、非対称復元力特性のモデル化に加え、さらに履歴解析結果と比較し、次のことが明らかとなった。

- 1) ダンパ・アセンブリの様々な変位振幅及び周波数の加振条件において、モデル解析値と実験値の比較から、過渡から定常まで精度良く計算できていることが確認できた。
- 2) このことから車両用ダンパ・アセンブリの各構成要素（ダンパ・ユニット、ダンパ・スプリング、ブッシュ類）の変位振幅及び周波数に依存する非線形特性に対して、非対称復元力特性も解析可能な新たなべき関数型復元力モデルを用いた等価線形系解析手法を構築できたと考える。
- 3) 1自由度の履歴解析手法も加えて比較し、履歴手法の妥当性を確かめる事ができたので、今後多自由度履歴解析を行う基礎ができた。

過渡から定常まで再現することができたことで、ランダム波入力に対する応答解析の見通しが立った。今後これに続く研究では、実ランダム波入力解析を行い検証する。

また、多自由度履歴解析を行い、実測値と計算値の比較、検証を行う。

#### 脚注

- 1) べき関数型履歴系 (PFT-HYS)

Hysteresis System using the restoring force model of Power Function Type

#### 参考文献

- 1) A.Uoi,H.Tokunaga,K.Misaji, H. Jinbo, and K. Shibata: Modeling Method for Non-linear Vibration System with Asymmetric Restoring Force, Proceeding of AVEC06,Taipei Taiwan, August.2006,pp.691~696.
- 2) 見坐地一人、加藤英樹、柴田耕一：ゴムの振動特性に関する研究(周波数及び変位振幅依存型の非線形振動特性)、日本機械学会論文集(C編)、59巻564号、1993.08、pp.144~150.
- 3) 見坐地一人、加藤英樹、柴田耕一：車両用防振ゴムの振動特性に関する研究(非線形振動応答解析)、日本機械学会論文集(C編)、60巻578号、1994.10、pp.42~48.
- 4) 高橋勤、笹川考義、一ノ瀬博明、柴田耕一：免震用積層ゴムの振動特性に関する研究、日本建築学会構造系論文集、No.475、1995.09、pp.93~102.