

駆動系挙動解析への 汎用機構解析ソフトウェア適用例

Application of Mechanical Analysis Software to
Drive Train Vibration Analysis

酒 井 竜 英* 森 勝 則*
Tatsuhide Sakai Katsunori Mori

要 旨

3次元の汎用機構解析ソフトウェアによる駆動系低周波振動問題への解析適用例について報告する。

機構解析ソフトウェアは、おもにサスペンションの挙動解析に適用され、高い評価を得ているが、今回振動解析への応用として、加減速時の駆動系低周波共振現象に適用を図った。

計算モデルはフライホイールからトランスミッション、ドライブシャフト、タイヤなどで構成され、クラッチなどの非線形特性も考慮している。評価値としては実車挙動と相関の高いドライブシャフトに発生するトルク変動波形を採用した。

各機能部品に対するパラメータスタディを行った結果、実車現象と高い相関が得られることを確認した。

ABSTRACT

3-dimensional mechanical analysis software has generally been applied to analysis of suspension behavior. In this report, it was attempted to apply this software to analysis of low-frequency drive train resonance during acceleration or deceleration of the vehicle.

Its calculation model comprises the fly wheel, transmission, driveshaft, tires, etc. Additionally, non-linear characteristics of the clutch was considered. As an evaluation denominator, driveshaft torque was adopted, by which the actual vehicle behavior was able to be explained very well.

The parameter study of each functional component by using this software has shown that it has a high correlation with actual car phenomenon.

1. まえがき

近年、自動車メーカー各社は3次元機構解析ソフトウェアの導入を行い、主にサスペンションシステムのシミュレーションに適用している。

最近リリースされている機構解析ソフトウェアは、大変形領域や非線形領域の問題が扱えるという優れた解析能力を持つとともに、自動的に運動方程式や拘束条件式などの理論式を作成するものが主流となっている。

したがって、ユーザーは図面諸元値、および部

品特性値から機構モデルを作成すれば容易にシミュレーションを実行することができる。

ただし、汎用ソフトであるために、自動車を構成している様々な機構のシミュレーションを行うには、モデル作成上のノウハウを得ることが重要となる。

また、前述したように、微分方程式を記述することなく物理量によるモデルで容易にシミュレーションが行えるために、このソフトを適用する際には、それぞれの機構に対する十分な力学的検証

* 栃木研究所

を行わなければならない。

したがって、導入した各社が各機構に対する検証を行いつつノウハウを蓄積し、システム化されたシミュレーションへと開発しているのが現状である。

このような機構解析ソフトウェアに関する各社からの報告は主にサスペンション系の挙動解析が中心であった。今回、あらたに駆動系機構への適用を図り、駆動系低周波振動のシミュレーションを行った結果、実車テストとの一致が見られたので報告する。

2. 駆動系低周波振動への適用

2.1. 駆動系低周波振動

ここで述べる駆動系低周波振動とは、低速ギアによる急加速などアクセルを急激に操作する際に発生するギクシャクとした車体前後振動であり、乗員に不快感を与えドライバビリティを悪化させる現象である。この現象は、エンジンの急激なトルク変化が加振力となり、駆動系最低次のねじり固有振動が励起される過渡応答問題である。また、駆動系の持つ非線形特性の影響も大きい。

一方、機構解析ソフトウェアは主にサスペンション系の解析に用いているが、駆動系を含めたモデルによる操安性や乗心地などの振動解析に発展させることも考慮し、今回駆動系モデルによる解析確認を行った。

2.2. 駆動系構造のモデル化

本解析に用いた駆動系モデルを図1に示す。

このモデルは数十個の剛体に、40～50自由度を有する中規模モデルであるが、剛体間の自由度拘束やばね定数、減衰係数、はり要素などモデル化に用いた要素は多岐にわたる。

このように多種類の要素を用いてモデルを作成する場合、各構成部品の力学的検証を単体で行った後、組み上げる方法が最も効率が良い。

各構成部品のモデル化については下記に示す。

(1) クラッチ

図2に示すように、クラッチのねじりばね特性を実機部品同様にメカニカルストッパー付き非線形特性としてモデル化を行った。

クラッチには構造上、摩擦やゴムブッシュ等による減衰も考えられるが、本解析では速度に対して線形な比例粘性係数として与えた。

(2) シャフト

トランスミッションを構成しているメインシャフト、カウンタシャフトとハーフシャフト、ドライブシャフトをはり要素による分割モデルを用いて弾性体として扱った。ただし、本現象に対してはシャフト類の曲げ振動が要因にならないと仮定し、ねじり方向のみを弾性体として扱うことにした。

ねじりのみの場合は、大変形を伴う曲げの様な幾何学的非線形性を考慮しなくてもよい。分割数によらず計算結果は一定になる。分割数は、自由度の変更による計算時間の増減とアルゴリズムによる反復計算の成否をにらみあわせて設定する。

(3) ディファレンシャルギア

不等長である左右駆動軸にトルクを等配分し、左右駆動軸のねじり剛性の相違を表現するために、ベベルギアを組合せて差動装置をモデル化した。

(4) 等速ジョイント

FF車の駆動軸継手にはトリポート型などの等速ジョイントが用いられている。角度を有する2軸間にトルクが伝達される際、軸方向以外のモーメントが発生しないように等速ジョイントをモデル化した。図3に等速性を確認した計算結果を示す。

(5) タイヤ

タイヤ前後剛性実測値から軸廻りのねじり剛性値を算出し、モデル化を行った。

2.3. 解析時における計算精度

上記の機能部品モデルを駆動系モデルとして組み上げ計算を実行する際には、計算モデルの自由度を必要最小限に拘束しなければならない。

これを怠ると組み上げたモデルは、現象解析に必要な数倍の自由度を持つことになり、計算時間と計算コストが不必要に増加する。場合によっては計算精度の悪化にもつながることがある。

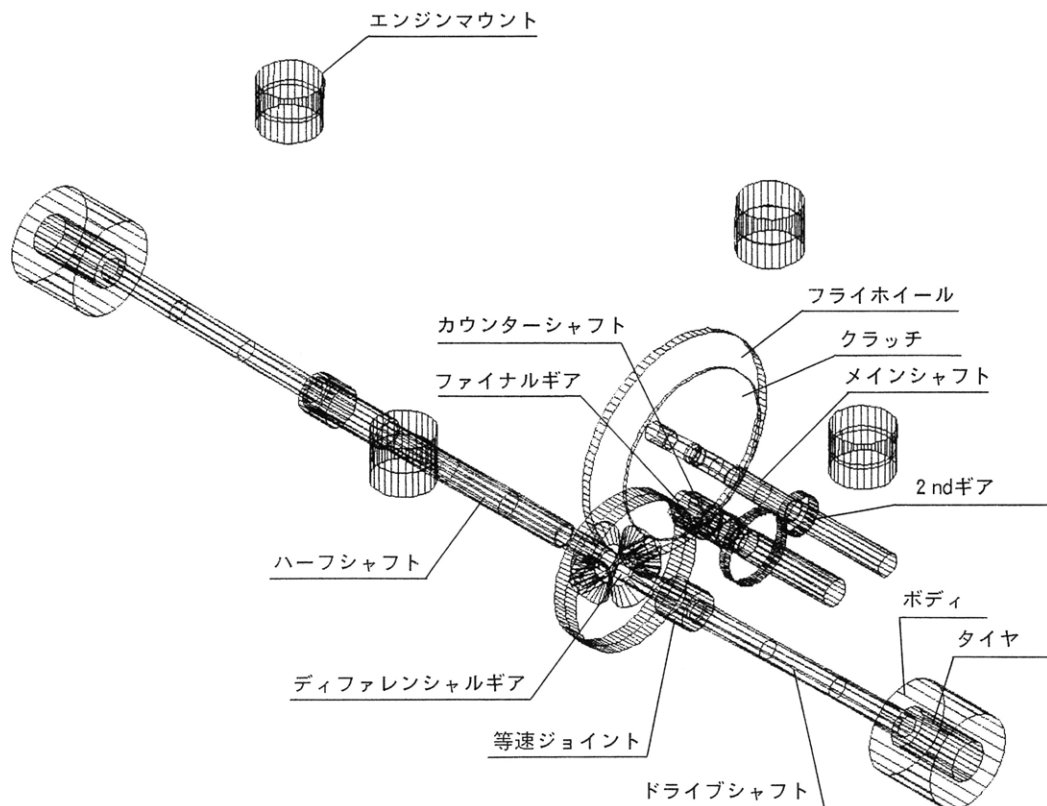


図1 駆動系モデル

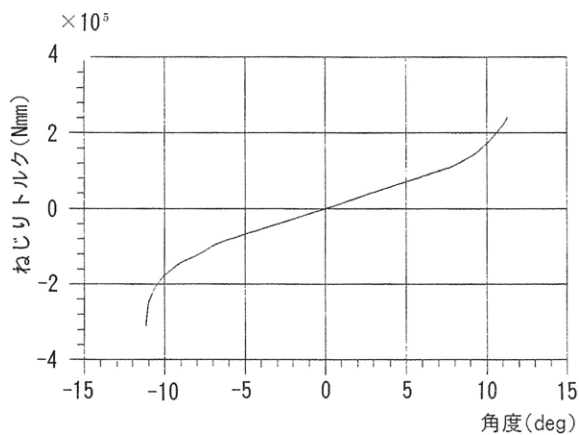


図2 クラッチバネ特性

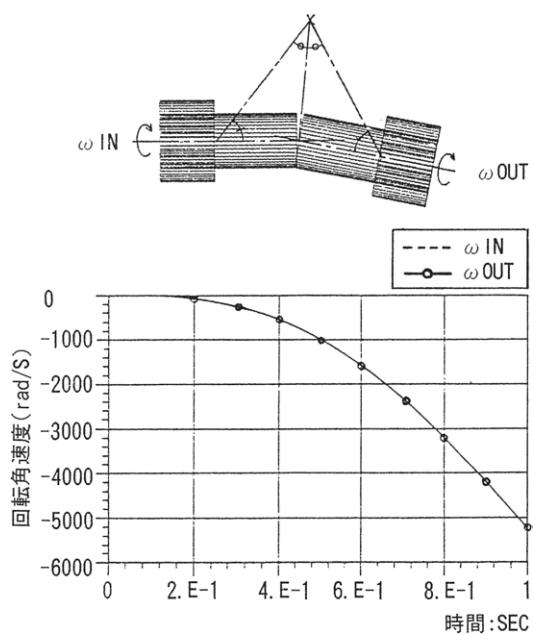


図3 等速ジョイントモデルによる等速性検証

本解析ではこれらを行いつつ上記の機能部品を組み上げた駆動系モデル(図1)を用いて、図4に示すようなステップトルクをフライホイールに入力し、ドライブシャフトに発生するトルク波形および収れん性として対数減衰率を求めるべく解析を行った。

この解析は時系列における応答予測解析であり、アルゴリズムの設定条件が解析精度に影響する。一例として最大積分きざみ幅が解析精度に与える影響を図5に示す。最大積分きざみ幅を小さくしていけば計算精度は高くなるが、計算時間は増大し計算コストは増加する。

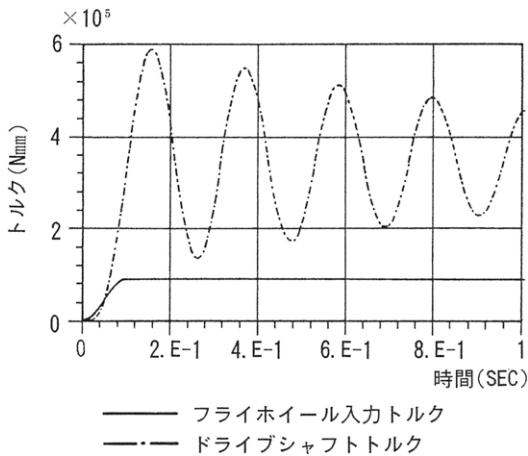


図4 フライホイール入力トルクと駆動軸応答トルク

本解析では十分な計算精度と計算コストの両立を図るようにアルゴリズム条件の設定を行った。

3. 計算結果と実車適用結果

3.1. 駆動軸トルクの評価値設定

現象発生時の車体前後加速度と駆動軸トルクの实車測定結果を図6に示す。両者の値は図7に示すように一次相関直線を示し、振動数は一致する。つまり、駆動軸トルクが車体に対する加振力となっているのであるから、駆動軸トルクの応答レベルを低減することによって車体前後加速度を改善することが可能となる。このことから、フライホ

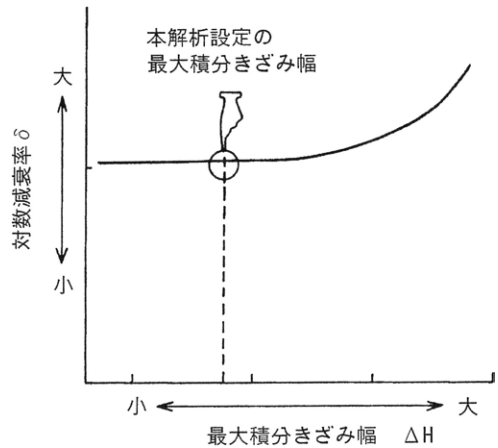


図5 最大積分きざみ幅が計算精度に与える影響

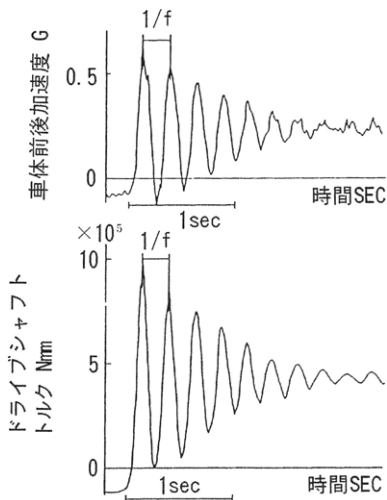


図6 現象発生時における車体前後加速度とドライブシャフトトルク

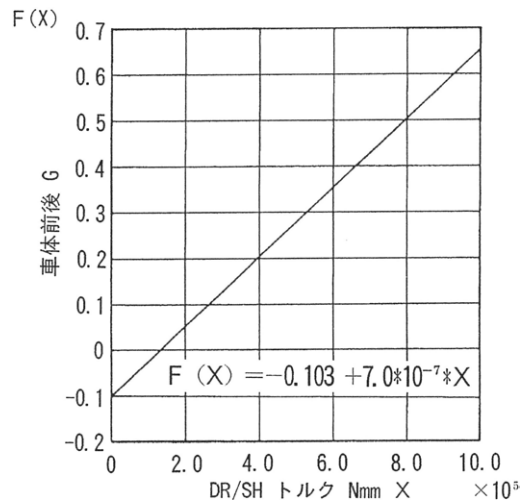


図7 車体前後加速度とドライブシャフトトルクの相関関係

イールへのステップ入力にตอบสนองして発生する図8のような駆動軸トルク波形4周期分のP-P値を解析評価値として用いることにした。

3.2. パラメータスタディ

(1) 線形ねじり剛性の影響

まず、図9にドライブシャフト、タイヤ、クラッチの線形ねじり剛性についてのパラメータスタディ結果を示す。

ドライブシャフト、タイヤのねじり剛性増加によって振動数 f は高くなり、応答レベルは低減する。(図9(a), (b)-2, 3)

クラッチのねじり剛性低下は振動数 f は低くなるものの、応答レベルはねじり剛性のパラメータスタディ中最も減少する。(図9(a), (b)-1)

この解析結果より、本現象に対する具体的な対策手法は、クラッチのねじりばね特性の低ばね化やドライブシャフトの大径化などが良いことがわかる。また、ラジアルタイヤよりもねじり剛性の高いバイアスタイヤの方が本現象には有利であることもわかる。

(2) 線形ねじり減衰係数の影響

図10にクラッチの減衰係数についてのパラメータスタディ結果を示す。減衰係数を増大していくと振動数 f は低くなり、応答レベルは低減する。しかし、減衰係数がある程度の値以上になると応答レベルは低減しなくなり

逆に増加してしまう。(図10(b))このことから、減衰係数がある値になると応答レベルは極小値を持つことがわかる。

ただし、現在のクラッチ構造では摩擦か、ゴムブッシュによる減衰要素のみであり、極値を示すほどの減衰係数は実用上達成不可能である。

(3) 非線形ねじり剛性の影響

これまでは線形解析について記してきたが、実車の駆動系にはクラッチのねじりばねやガタ成分などの非線形特性があり、その影響は非常に大きいことが予想される。

図11に駆動系非線形特性に対する解析例として、クラッチのねじりばねに実車同様のストッパー域を含む特性を与えた場合の計算結果を示す。

図11(a)におけるType1のようなクラッチの非線形ねじりばね特性が本現象悪化の要因となることがわかる。

すなわち、微小変位で低ばね定数であっても比較的ねじれ角の大きい領域で高ばね定数となるような特性をもつクラッチは不利であることがわかる。

3.3. 実車適用結果

2000 cc 4気筒車におけるクラッチねじりばね特性変更によるテスト結果を図12に示す。

計算結果と傾向は一致するものの、これと

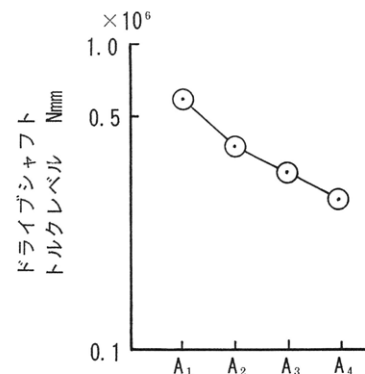
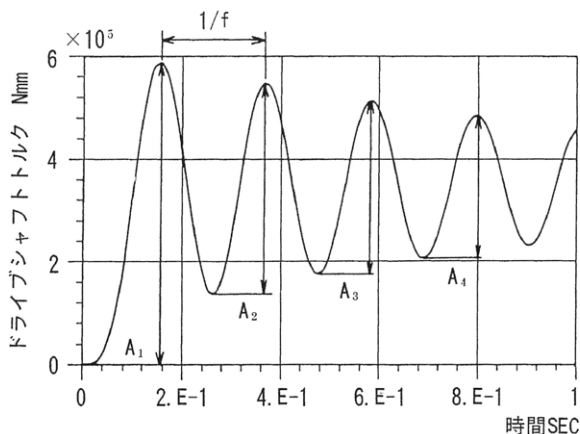


図8 駆動軸トルクの評価値

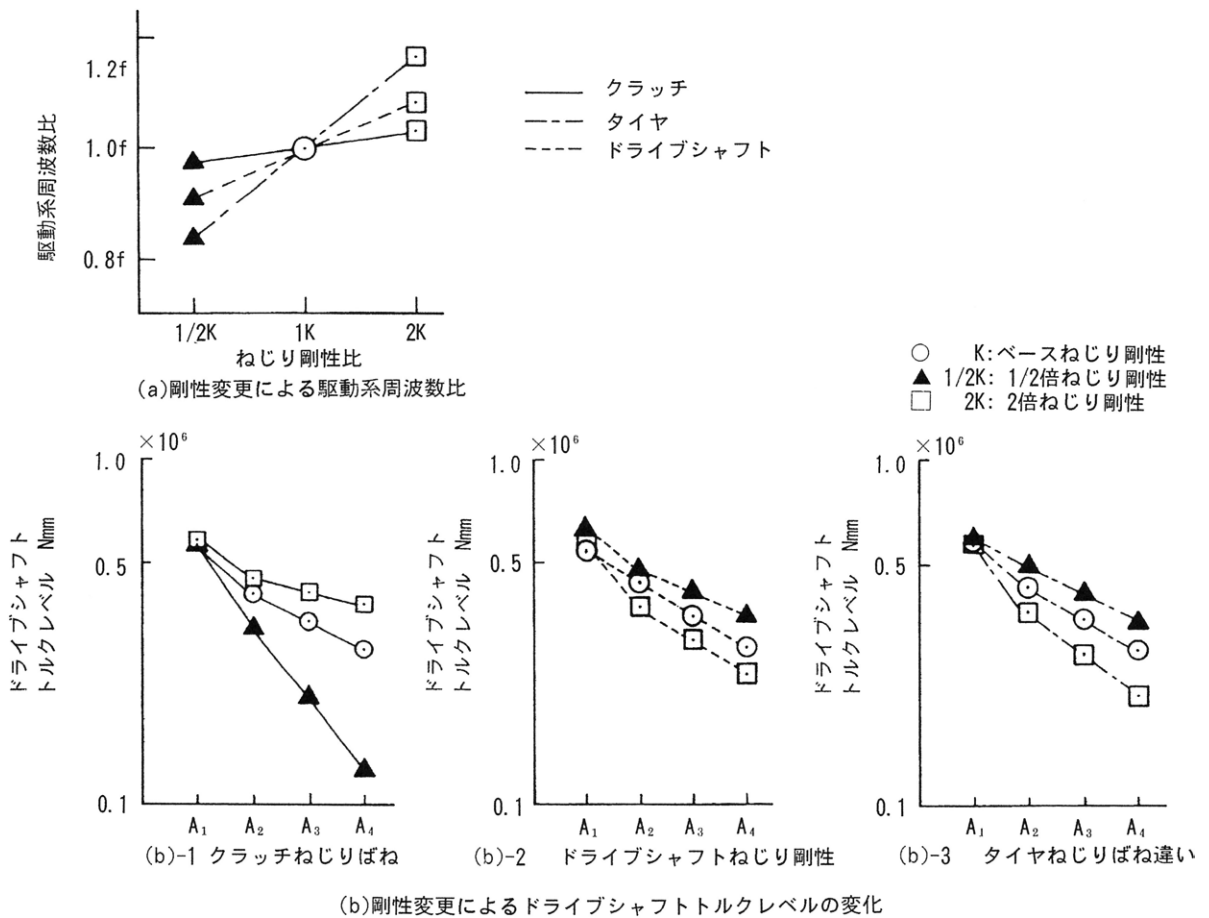


図9 駆動系ねじり剛性パラメータスタディ

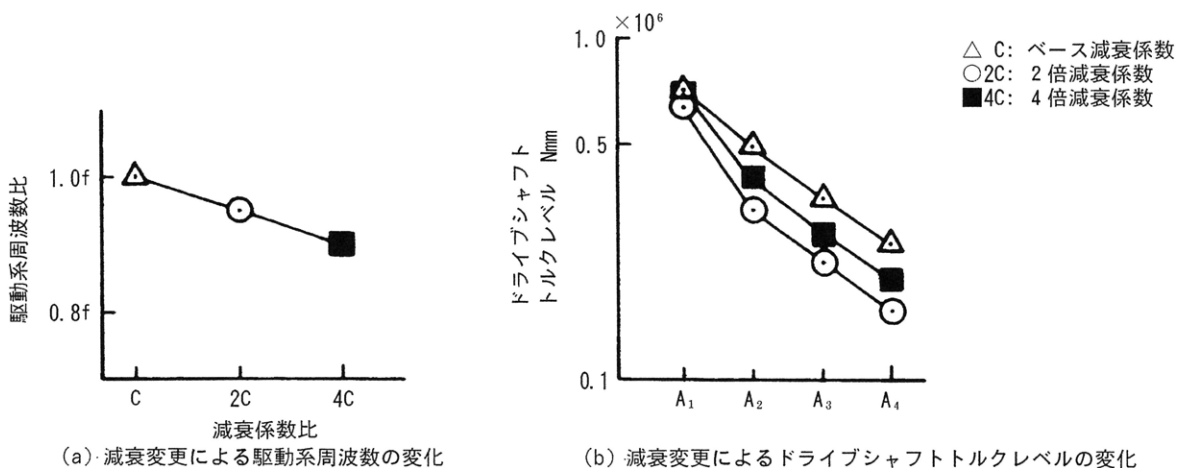


図10 クラッチ減衰係数パラメータスタディ

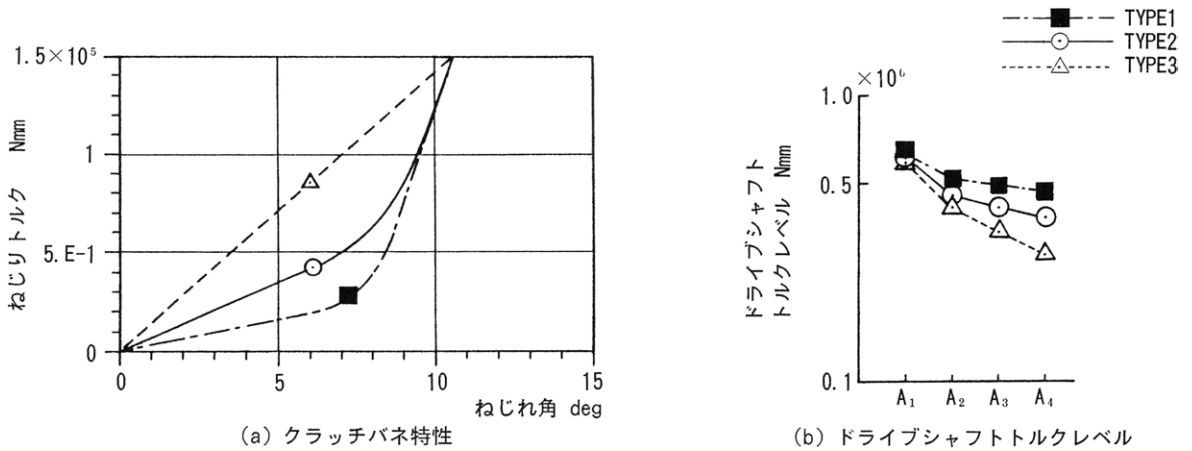


図 11 クラッチ非線形ばね特性が及ぼす影響

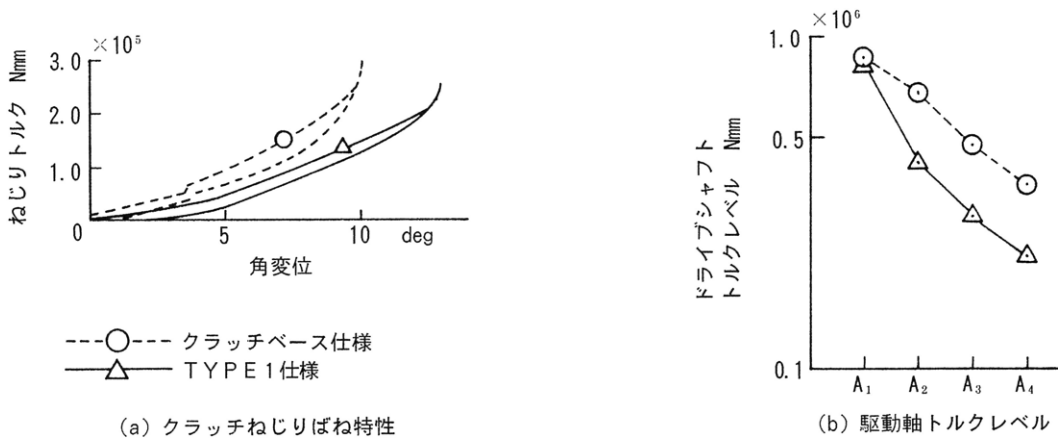


図 12 クラッチばね特性変更テスト

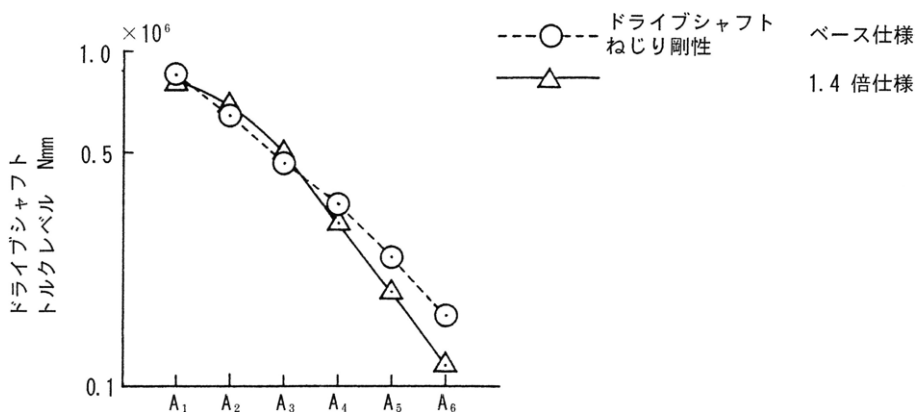


図 13 ドライブシャフトねじり剛性変更テスト

比較してテスト結果はドライブシャフトトルクの絶対値が大きい。

ドライブシャフトねじり剛性変更によるテスト結果を図13に示す。計算結果ではねじり剛性の増加によってドライブシャフトトルクの低減が一樣に図れたが、テスト結果では4周期以降の収れんは改善されるものの2、3周期の応答レベルは逆に、悪化してしまう。

両者共、計算と実車テスト結果とは傾向は一致するものの精度的には十分であるとはいえない。この要因は、本解析モデルが伝達系としての駆動系のみを対象にしたものであり、ねじり振動がエンジン燃焼系に及ぼす影響を考慮していないこと、車体懸架系を含んでいないこと、駆動系ガタ要素をモデル化していないことなどのためと考えられる。

4. ま と め

今回、駆動系機能部品の図面緒元値や部品特性値から3次元の機構解析ソフトウェアによるモデル化を行い、低周波振動解析を行った結果、実車テストとの整合が得られ、本駆動系モデルの正当性が立証された。

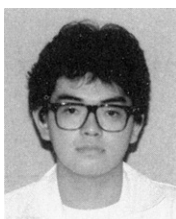
また、機構解析ソフトウェアの振動問題に対する応用性も確認できた。

今後は、駆動系ねじり振動のエンジン燃焼系へのフィードバックや、ガタ要素、車体懸架系を含んだ解析モデルへのステップアップを行い、より精度向上を図ったシミュレーションへと発展させていく必要がある。

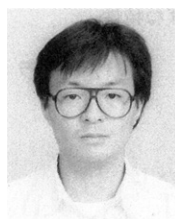
5. 参 考 文 献

- (1) 森村、南、土屋：エンジン出力特性と駆動系非線形特性が車両振動に与える影響、自動車技術会学術講演会前刷集 852(昭和 60 年 11 月)
- (2) 藤原、森村：アクセルペダル操作時の車両前後振動について、自動車技術 Vol. 40, No.12, 1986
- (3) 河野、森元、居倉：過渡状態におけるサージ現象の解析、自動車技術会学術講演会前刷集 No.802(昭和 56 年 10 月)
- (4) 吉川、馬越、田中：エンジンマウントに関する振動解析、自動車技術 Vol. 39, No.12, 1985
- (5) 小笠原ほか：車両の加速ショックに関する考察、自動車技術会論文集 No.33, 1986

■ 著 者 ■



酒 井 竜 英



森 勝 則