

非線型要素を考慮したギヤトレン挙動 解析技術の開発

Development of Gear Train Behavioral Analysis Technology of Considering Non-Linear Elements

植田 真 悟*

Shingo UEDA

神 谷 満 好*

Mitsuyoshi KAMIYA

鈴 木 達 夫*

Tatsuo SUZUKI

新 納 忠

Tadashi NIINO

要 旨

二輪車用エンジン内部のギヤトレンに関する挙動計算のモデル化の過程でギヤ軸受の変形、ラジアルクリアランス、および歯面の弾性変形なども回転挙動に影響することを確認した。それらを回転方向の剛性成分に変換して挙動計算に組み入れ解析精度を向上させた。さらに、クランクシャフトの挙動計算モデルと組み合わせて、時刻歴数値積分法を用いて広範囲の回転速度域に対し過渡応答計算を行ったところ、従動ギヤの応答挙動に非線形応答特有のジャンプ現象が確認された。実機エンジンとの相関を確認し、精度が高いことからエンジン開発に活用できる技術ツールとなりうる事が分かった。

ABSTRACT

During modeling of a behavior calculation for gear train system of motorcycle engine, it was confirmed that a distortion and a radial clearance of gear bearing and elastic deformation of a tooth influenced the rotation behavior. They were converted into the rigidity element of rotation direction, they were put in to the behavior calculation, and analytical accuracy has been improved. In addition, both behavior calculation models for the gear train and the crankshaft were combined. Transient response was calculated by using the time history numerical integration for various rotative speed regions. A jump phenomenon specific to non-linear response was confirmed on the response behavior of driven gear. Developed simulation technology will be useful for the development of motorcycle engines because the correlation between test result of actual engine and simulation result is higher.

1. はじめに

エンジン内部の回転伝達には、ギヤ、チェーン、CVT、フルードカップリングなど多様な機構が用いられている。

小型エンジンを代表して、Fig. 1 に示すような一般的な二輪車用エンジンでは、内部にトランスミッションを持っている。乗用車用エンジンに比べ高回転・高負荷域の使用頻度が圧倒的に高い特徴を持つにもかかわらず軽量・コンパクト化の要求が厳しいため、バルブ駆動系や補器駆動系にもギヤトレン機構が多用されている。

ギヤトレン系の激しい挙動は耐久性能劣化や騒音発生につながり商品魅力を低下させる。ギヤトレン系に悪影響を及ぼす挙動形態として、歯打ち音につながる不円滑回転、ヘリカルギヤなどに生じるスラスト運動、軸受剛性不足

などで生じる倒れなどが挙げられる。このような回転伝達機能に不必要な挙動も含めるとギヤトレン挙動の予測は困難である。

ギヤトレン系で共振が発生する場合、小さな部品で構成される二輪車用エンジンでは系の固有振動数を引き上げ、共振周波数を常用回転速度域の外に設定する対策を行うことが一般的である。また、一手法として、回転方向に緩衝作用を持つバネやダンパを用いることがある。しかし、回転方向の挙動に対してさえ、精度良く予測し検証するツールを運用していなかったため数多くの仕様を試験して仕様を決定してきた。

このような背景のもと、ギヤトレンの回転挙動シミュレーション手法を開発し、その結果から得られた非線形応答解が実験結果と一致したので報告する。

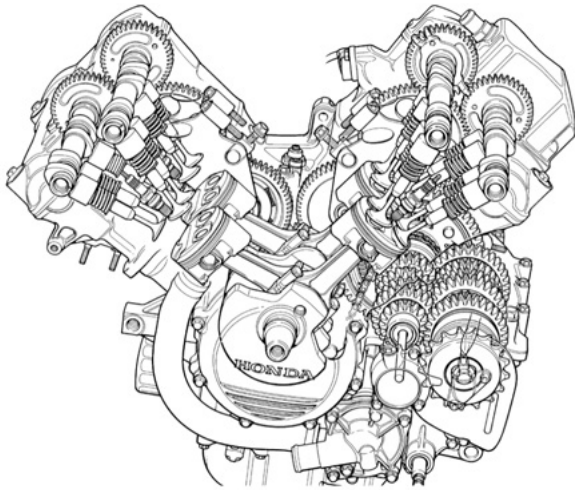


Fig. 1 Example of gear train system for a motorcycle engine

2. 回転伝達機構のモデル化

2.1. 回転伝達機構のモデル化

一般にエンジン内部の加振源はクランクシャフト系であり、従動するギヤはクランクシャフトの角速度変動による強制振動を受ける。

歯車の回転伝達要素モデルとしてギヤバックラッシュと摩擦を考慮した1自由度系の強制ねじり振動モデル⁽¹⁾を基本モデルとした。基本モデル構成を Fig. 2 に示す。ギヤトレーンのモデル化は基本モデルの直列または並列に結合して作成し、伝達部の数だけ自由度が増加する1次元モデルとした。バネ特性Kのモデル化手法は2.2. 項で説明する。ダンパ係数CはパラメータスタディによりKの関数として一義的に決めた。

Fig. 3 に示すように、摩擦抵抗については連続すべり状態とし、速度差がないときの摩擦力をゼロとし、微小速度差以上で一定の摩擦力が発生するように曲線でつないだ。ギヤ列に角速度変動を与えた場合、従動ギヤに蓄えられる回転慣性エネルギーの放出により、従動ギヤが駆動ギヤを駆動する事象が現れる。バックラッシュと角速度変動を同時に考慮すると、ギヤ歯面の接触状態が崩れる現象が頻繁に起こる。そこでギヤトレーンモデルの挙動計算はニュートンラフソン法による時刻歴数値積分法で解を求めた。

2.2. バネ特性のモデル化

シミュレーションモデルの回転方向ギヤ剛性は解析精度に影響を与える重要なパラメータである。このギヤ剛性は回転体を支持するシャフト、支持ベアリング、軸受円環、ギヤ内外周のねじれ、歯面倒れ等の各剛性の複合で成り立っている。軸受のラジアルクリアランス分などは見かけの変位に積算されるがギヤ剛性には寄与しないため、各々のギヤについて回転方向の剛性を机上で予測することと実際に

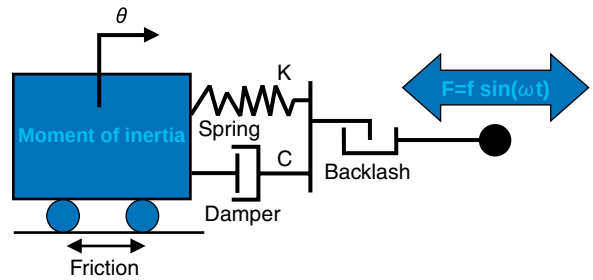


Fig. 2 Forced torsional vibration model of single degree of freedom system with clearance and friction

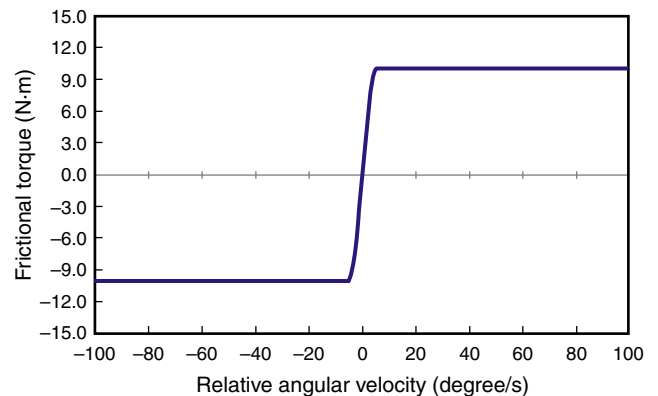


Fig. 3 Continuous friction torque

測定することは非常に困難である。

そこで、計算結果と測定結果とを組み合わせることで各ギヤの持つ回転方向の剛性を求める手法を考案した。その手法を二輪車用エンジンのカムギヤトレーン構造を題材に Fig. 4 に示すシミュレーションモデルで説明する。

まず、FEM静解析でギヤトレーン系全体の荷重-変位特性を求める。次に回転方向の変位に影響する構成因子を列挙する。ギヤトレーン系全体の回転方向変位に対し、列挙された各因子の寄与率分析を行う。また、FEM静解析の結果からは各ギヤの変形量を求めておく。

次に実際に測定を行う。クランクシャフトに回転止めを行いバックラッシュがゼロの状態からカムシャフトに既知のトルクを与え、カムギヤの歯面変位を測定してシミュレーション結果との相関を求める。反トルク方向の測定を行う際は、ラジアルクリアランス分の軸の剛体移動も合わせて測定した。測定されたギヤトレーン系全体の持つ回転方向剛性を用いて FEM 解析の精度検証を行った。回転方向剛性を求める静解析シミュレーションモデルにはギヤホルダ、シリンダブロック、測定に使用したジグ等も正確に再現し、また寄与分析を行ってジグの影響を分離した。

Fig. 5 に回転方向剛性を構成する因子の寄与率分析に用いたデータの一例を示す。FEM 静解析モデル作成において、回転変位へ影響する因子を解析モデルに順次追加していくことにより測定値と計算結果の差異が縮小していくこ

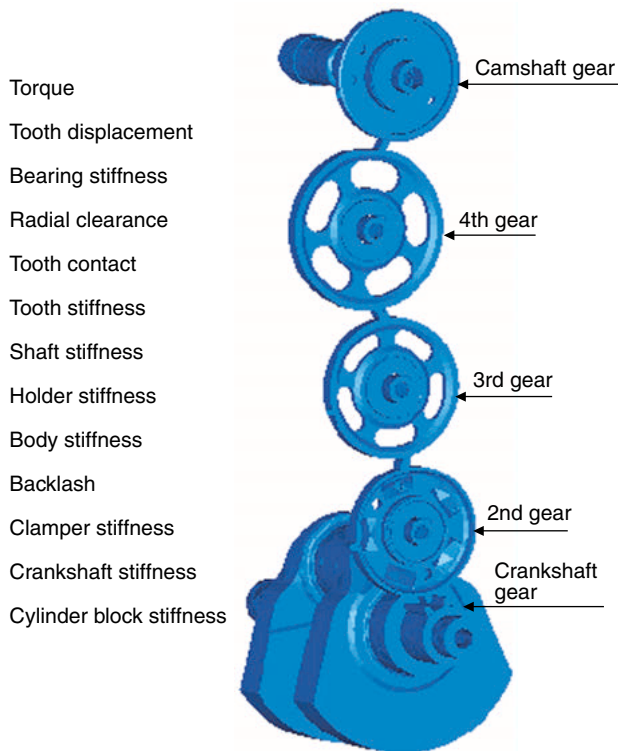


Fig. 4 Structure of gear stiffness calculation model

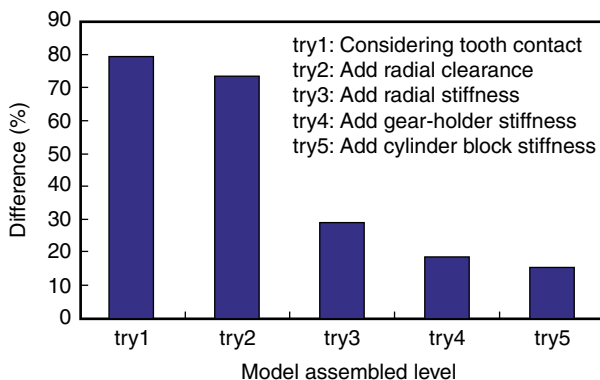


Fig. 5 Difference of gear train total stiffness between simulation results and physically measured values

とが分かる。ギヤトレン系全体剛性の相関が得られた時点で各ギヤ単品の持つ回転方向剛性を FEM 静解析結果から求めて挙動解析モデルにデータ入力した。

2.3. 非線形ダンパ構造のモデル化

ギヤトレンの特徴は変形やクリアランスを無視すると駆動側と従動側で位相差を持たないことである。実際のギヤトレンには各部変形やクリアランスが存在し、それが歯面への衝撃荷重を発生させる要因となる。そこで、歯面への衝撃荷重を緩衝させるため、回転方向に作動する硬いバネやラバーの変形を利用したダンパをしばしば用いる。このダンパの作動角はギヤトレンに位相差を発生させる。一般に変形やクリアランスで発生する位相差はダンパ作動角と比べると小さい。

シミュレーションモデルへの適用において、ダンパ特性は原則として設計値ではなく測定値を用いた。二輪車用エンジンのギヤトレンに組込まれるダンパ構造のほとんどはバネやラバーの変形でダンパを作動させ、同時に発生する摩擦力によって衝撃を緩衝させる機構が採用されている。駆動系のダンパには作動角を大きく取れる構造のものもある。

Fig. 6 に示すように代表的なダンパ特性はヒステリシスを持っている。ダンパが持つ非線形バネ特性として、上下のヒステリシス曲線の中央値を採用しダンパ作動角ートルクのスプライン関数で補間しモデル化した。また、ヒステリシスはダンパの駆動側と従動側の部品間に生ずる相対角速度ベクトルから決定してダンパモデルに入力した。

3. 実機とモデルのギヤトレン

実機の動力伝達系では、噛合い各部のバックラッシュ、ダンパなどの緩衝機構、およびその作動角に制限を与えるストッパなどが存在して各ギヤの回転の挙動を複雑にしている。特に、バックラッシュ分の回転方向の振動は歯面衝撃荷重発生のものである。また、固有振動数付近での運転ではダンパが吸収すべき作動角振幅の増大がストッパで強制的に制限を受けるため挙動はいっそう複雑となる。

本解析モデルのバックラッシュ量や各部の非線形バネ特性、ダンパストッパの剛性、さらに各部減衰特性についても、測定とシミュレーションの相関を検証して決定した。また、ヒステリシスを含むダンパ特性については測定値をスプライン関数で補間して用いた。モデルに組込むために、ギヤトレン系全体の回転方向剛性について、測定値と計算値の相関を検証した結果を Fig. 7 に示す。

また、全体剛性の相関を取ったモデルから求めた各ギヤの回転方向剛性を Fig. 8 に示す。ここでは剛性の高いギヤは傾きが小さくなるが、ギヤ自体の剛性が高くて軸受剛性が低くは傾きが大きくなってしまふ。また、各グラフの延長線と縦軸との交点は駆動トルクがゼロのときの可動範囲で大きいものほどバックラッシュやラジアル方向クリアランスが大きいことを意味する。

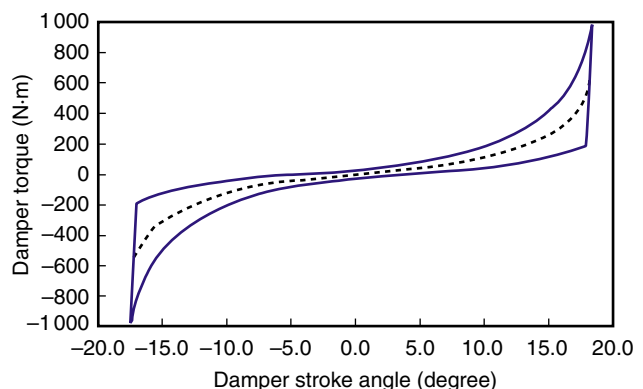


Fig. 6 Spring and friction damper characteristics

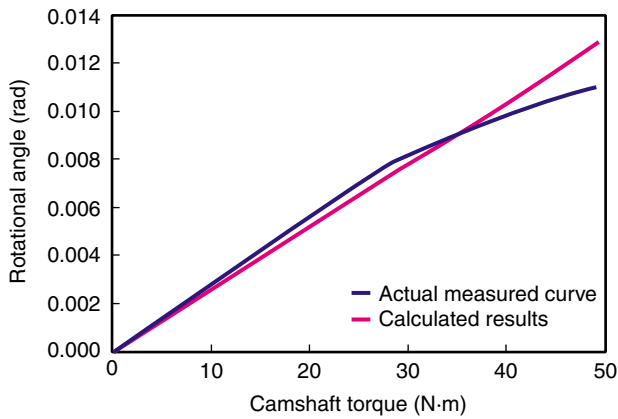


Fig. 7 Correlation between simulation and test about the gear train system torsional stiffness

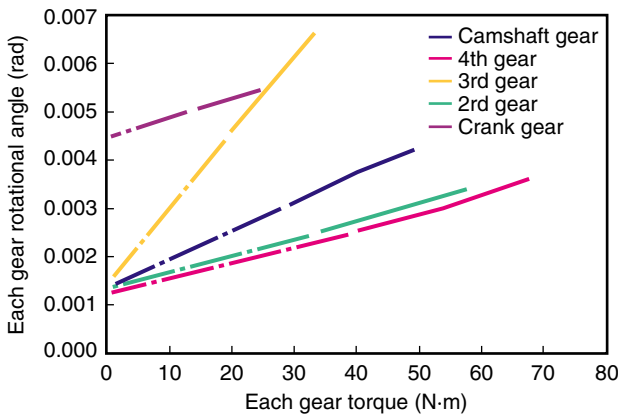


Fig. 8 Torsional stiffness of each gear

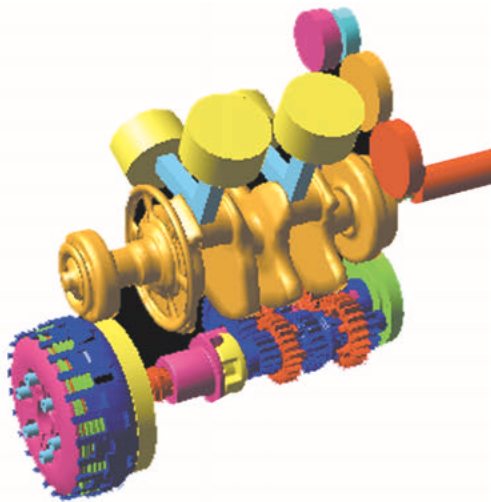


Fig. 9 Model of V4-type crankshaft behavior simulation

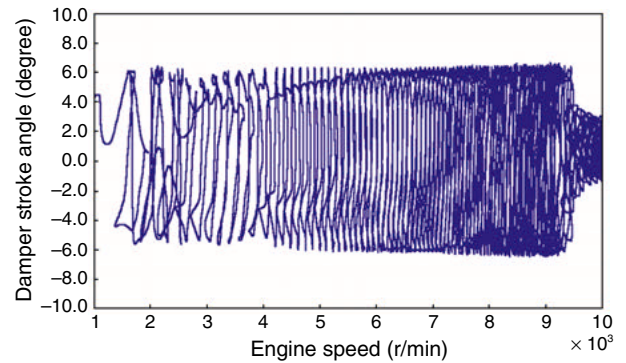


Fig. 10 Calculated damper stroke angle operating by WOT scanning mode

4. 適用事例

4.1. 発電機駆動系への適用

バンク角 90 度の V 型 4 気筒エンジンの補機駆動にギヤトレーンを採用するにあたり、Fig. 9 に示すクランクシャフトの挙動計算用シミュレーションモデル⁽²⁾を作成した。実機ファイリング運転を再現したクランク軸の回転変動を加振源に採用し、発電機駆動ギヤトレーンの挙動応答解析を行った。解析条件は、実機エンジンのダイナモベンチテストを参考に過渡運転として 3 000 ～ 10 000r/min の全負荷加速条件を設定した。Fig. 10 にダンパに発生する作動角振幅の応答挙動の計算結果を示す。低中速度域ではストップにより作動角振幅が制限されるが、ダンパモデルの慣性モーメントとバネ特性から理論的に計算される共振回転速度(9 864r/min)より 300r/min ほど低回転で振幅が不連続に収束するジャンプ現象が確認された。

また、そのときダンパで吸収している伝達トルク変動を Fig. 11 に示す。エンジン回転速度の増加に伴いトルク振幅が増加し、不連続に収束することが計算結果より確認できた。また、発生タイミングは作動角振幅のジャンプ現象と同期している。そこで、実機エンジンにシミュレーションモデルと同一諸元の非線形ダンパ構造を持つ実験用ギヤトレーンを設けて実験を行った。その結果、Fig. 12 に示すようなジャンプ現象が 8 500r/min で発生し、計算で発生したジャンプ現象が実機でも発生することを裏付けた。

これにより、作成したギヤトレーン挙動計算モデルは二輪車用エンジン特有の広範囲にわたる回転速度域に対する全負荷加速条件の運転モードで非線形応答挙動であるジャンプ現象をシミュレートすることが確認できた。

4.2. ジャンプ現象の積極活用への試み

シミュレーションと測定結果から全負荷加速条件においてジャンプ現象の発生した後はダンパ作動角振幅やトルク振幅が低減することが分った。そこで、当該エンジンで使用頻度が低く使用時間も短いと想定される 3 000r/min 以下の

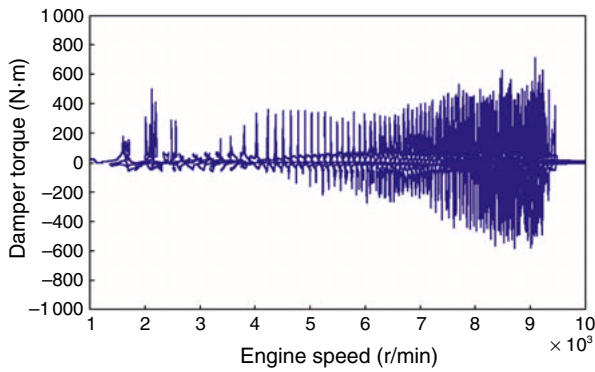


Fig. 11 Calculated results of damper torque operating by WOT, scanning mode

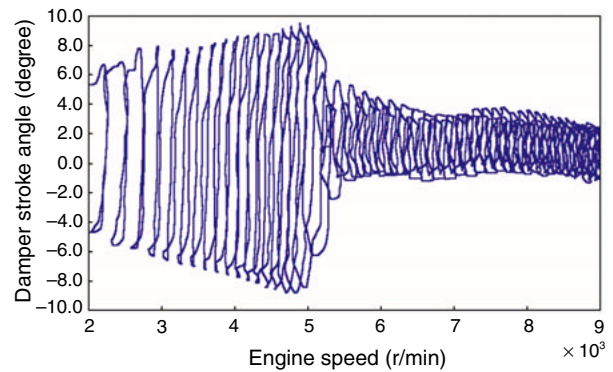


Fig. 13 Calculated damper response, in case of V4-type engine operating WOT, scanning mode

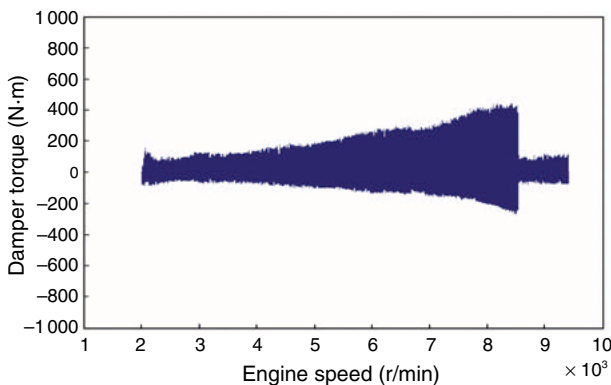


Fig. 12 Measured results of damper torque operating by WOT, scanning mode

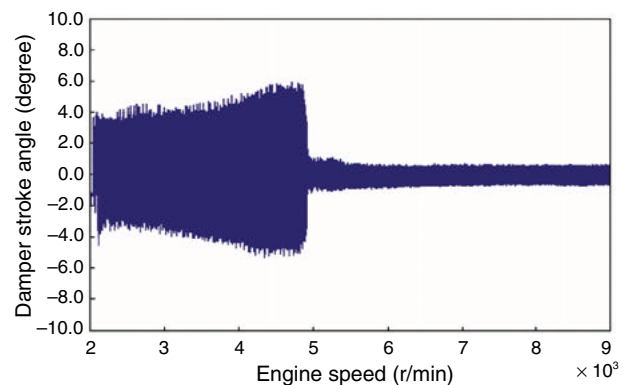


Fig. 14 Physically measured damper response, in case of V4-type engine operating WOT, scanning mode

低回転速度域で積極的にジャンプ現象を発生させ、3 000～10 000r/minの常用回転速度域では振幅の小さい安定領域を使う仕様を検討した。

いくつかのパラメータスタディからダンパの従動側部品の慣性モーメントを大きく、またダンパのパネレート小さくすることで固有振動数を下げることがジャンプ現象を低回転速度で発生させるのに有効であることが分かった。

モデルの加振源となる各シリンダ内の圧力や応答特性を左右するダンパ特性は測定データをモデルに入力することでジャンプ現象が発生する回転速度の予測精度向上を図った。得られたダンパ作動角振幅の過渡応答についてシミュレーション結果を Fig. 13 に、実機エンジンの測定結果を Fig. 14 に示す。これらを比較すると、振幅の絶対値に差異が見られるが、ジャンプ現象が発生する回転速度は共に 4 800r/min と一致し、挙動シミュレーション精度の向上が実現できた。しかし、3 000r/min 以下の回転速度域でジャンプ現象を発生させるには更に慣性モーメントを増大させ、パネレートを小さくする必要があるが、当該エンジンの内部にレイアウトするには大きすぎることが分かった。

4.3. ジャンプ現象の活用事例

更なるパラメータスタディの結果、エンジン回転速度より加振源であるクランクシャフトのトルク変動の周波数が

高い方がジャンプ現象を誘発しやすいことが分った。多気筒エンジンはトルク変動の周波数が高くなるため、検討用のエンジンとして Fig. 15 に示すようなクランクアングルで 120 度ごとに爆発行程がある水平対向 6 気筒のエンジンを選択した。ギヤトレンはこのエンジンの発電機のロータに採用されている。この発電機はクランクシャフトの回転速度変化で発生する車体ロール方向のモーメントを相殺させるため、等価慣性モーメントがクランクシャフトと同等である。発電機の駆動側にはダンパを配置した。ダンパの

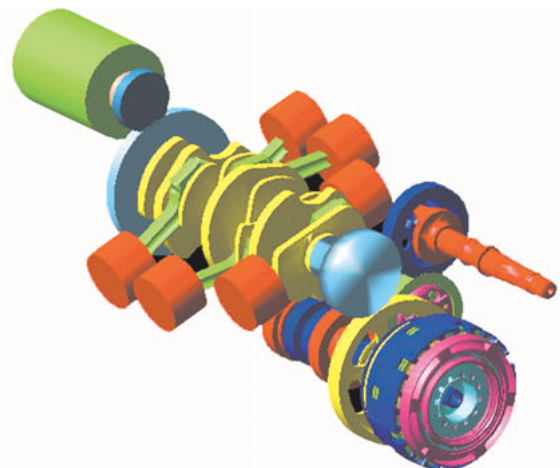


Fig. 15 Model of F6-type crankshaft behavior simulation

作動角は大きくバネレートは小さい。運転条件を 1000 ～ 5000r/min の全負荷加速条件とした。ダンパに発生するトルクの計算結果を Fig. 16 に示す。完成車の振動が小さいことを裏付けるように、アイドリング近辺の極低回転で既にトルクの振幅は小さく、計算した回転速度域では振動が絶縁できていることが分かった。

4.4. カムギヤトレーンへの適用事例

高回転型エンジンのバルブ駆動系にギヤトレーンを採用する場合がある。カムギヤトレーンの利点はカムチェーン駆動方式に比べ、運転時のバルブタイミングが正確に伝達される点にあるとされている。しかし、このカムギヤトレーンにもバックラッシュは存在しており、回転挙動が不安定になるとバルブタイミングが狂い出力性能が低下する。また、駆動されるバルブの挙動に悪影響を与え、バルブの耐久性能を著しく低下させることがある。

そこで、実験用エンジンのカムギヤトレーンにギヤトレーン挙動計算手法を適用し、挙動を測定した結果と相関性の検証を行い仕様の検討を行った。4.1. 項で述べたクランクシャフト挙動シミュレーションモデルを使ってクランク軸のトルク変動を当該エンジンのカムギヤトレーンに入力した。カムギヤ角速度変動の計算と測定の結果を Fig. 17

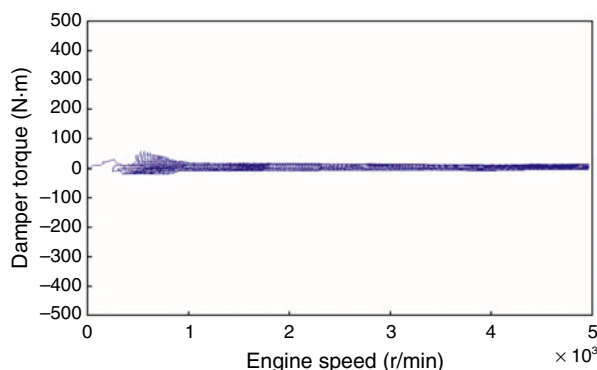


Fig. 16 Calculated damper response, in case of F6-type engine operating WOT, scanning mode

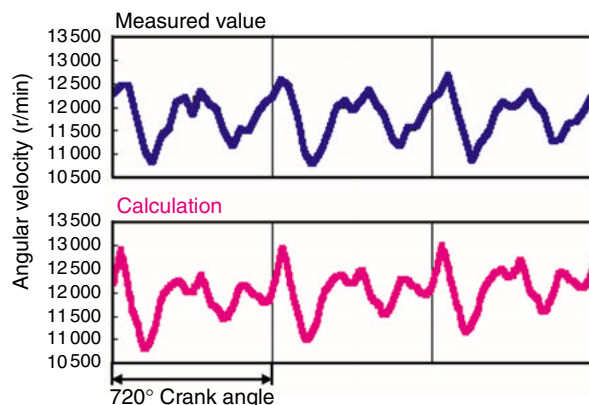


Fig. 17 Correlation between physically test and simulation about camshaft angular velocity

に示す。角速度変動特性の計算結果は実機の位相、振幅とともに再現しており、パラメータスタディによる仕様検討が可能になったことが分かった。従来、回転方向剛性を変更するには、ギヤ単体の剛性を変更することに重きを置いていたが、2.2. 項で述べたように回転方向剛性に寄与する因子を明確化したことでギヤを支えるホルダの剛性や軸受の剛性を変更することによる仕様設定の幅が広がり、試作を行う前にシミュレーションで諸元の検討ができるようになった。

5. まとめ

非線形要素を含む回転伝達機構の挙動シミュレーション手法を確立し、以下の知見を得た。

- (1) 全負荷加速運転条件による広範囲の回転速度域でギヤトレーンの応答挙動計算を行い、非線形の応答に特有なジャンプ現象を再現し、エンジン開発に応用できる精度で計算が可能となった。
- (2) ギヤ列の挙動シミュレーションを実施するにあたり、軸受の変形やラジアルクリアランス、歯面倒れ剛性といった要因を加えることで解析精度を向上できた。

参考文献

- (1) 片岡真澄, 大野進一, 鈴木常夫: がたと摩擦のある2自由度系の強制振り振動に関する研究, 東京大学 生産技術研究所報告, 第35巻, 第3号, 1989年3月
- (2) 新納忠, 岩本達也, 植田真悟: 二輪車用エンジンにおけるクランクシャフト系の動的挙動シミュレーション技術の構築, 自動車技術会 2000年秋季大会学術講演会前刷集, No.107-00, p.13-16 (2000)

■ 著 者 ■



植田 真悟



鈴木 達夫



神谷 満好



新納 忠