

パワートランスファユニットギヤ音の NV 設計技術構築

Establishment of NV Design Technology for Power Transfer Unit Gear Noise

西小路 拓也*
Takuya NISHIKOJI

斉 藤 和 弘*
Kazuhiro SAITOU

平 野 至 海*
Yoshimi HIRANO

要 旨

四輪駆動車に搭載されるパワートランスファユニットの NV 性能を、図面段階で予測する技術を構築した。

パワートランスファユニットに内蔵されるハイポイドギヤの噛合いから発生するギヤ音を対象に、有限要素解析モデルを構築した。起振源となるハイポイドギヤのモデルは、ギヤ歯の質量と回転軸のイナーシャを補正するため、6 面体要素とシェル要素を組み合わせでモデル化した。また、ハイポイドギヤの噛合いモデルは歯剛性を考慮した 5 重節点モデルとすることで、400 Hz から 1600 Hz の周波数範囲において実稼動振動のピーク周波数誤差 $\pm 5\%$ 以内とピークレベル誤差 ± 2 dB 以内を達成した。

この予測精度と計算に必要な時間は、開発初期段階での仕様検討を可能とするのに十分である。

ABSTRACT

Prediction technology for NV performance of power transfer units installed in four-wheel-drive vehicles was established at the drawing stage.

A finite element analysis model was created for predicting gear noise generated by the mesh of hypoid gears built into power transfer units. A model of hypoid gears that are a source vibration was created by combining hexahedral elements and shell elements in order to compensate for the mass of the gear teeth and the inertia around the rotating axis. The model of the hypoid gear mesh employed a quintuple-node model that takes tooth rigidity into consideration. This approach achieved a peak frequency gap between prediction and measurement within $\pm 5\%$ and peak level gap within ± 2 dB in the 400–1600 Hz frequency range.

The predictive accuracy and time required for calculation are sufficient to make it possible to examine specifications in the early development stages.

1. まえがき

近年、SUV や RV などの四輪駆動 (4WD) 車に対しても、高い走破性と併せて低燃費や静粛性が求められており、軽量化や車室内騒音の低減に対し多岐にわたる取り組みが進められている。これらの高い要求性能を満足するため、試作ユニットの設計段階に CAE による数値解析 (CAE 解析) を用いて目標性能を具現化する仕様を検討し、他の機能への影響も考慮して仕様を決定することが重要である。このため 4WD 車の NV 商品性開発においては、トランスミッションから後輪軸に駆動力を伝達するパワートランスファユニット (PTU) のハイポイドギヤの噛合いを起振源とす

る PTUハウジング振動について、目標達成のための CAE 解析が必要である。トランスミッションと PTU、およびハイポイドギヤを Fig. 1 に示す。

設計段階において PTUハウジング振動を予測する手法として、ギヤの噛合い起振力 (Mesh Force: *MF*) と、ギヤからハウジング上の振動評価点までの周波数応答関数 (Gear to Housing Frequency Response Function: *GtHFRF*) を用いるものがある。これまでも構造解析モデルを用いて求めた *MF* と実測 *GtHFRF* の組み合わせによりオートマチックトランスミッション (AT) のギヤ音低減を効率的におこなった事例⁽¹⁾や、CAE 解析により 400 Hz から 600 Hz 範囲のリヤデファレンシャル (リヤデフ) ギヤ音の低減に向け

*四輪 R&D センター

設計指標を決定した事例⁽²⁾などが報告されている。

本稿では、FFをベースとした4WD車(FF-4WD車)用PTUのハイポイドギヤ音解析に対してMFと*GtHFRF*をともにCAE解析により求め、それらを用いてPTUハウジング振動レベルと振動特性を予測する。対象周波数は、車体伝達部品の共振周波数とPTU振動ピークを分離する必要性を反映し、従来より広範囲の400 Hzから1600 Hzとする。そのうえで、ハウジング振動がピークを持つ要因となる設計変数と、振動特性に影響する固有振動モードとハウジング振動との関係について明らかにすることにより、構造解析のみで仕様を決定することが可能な精度を有する解析手法について紹介する。

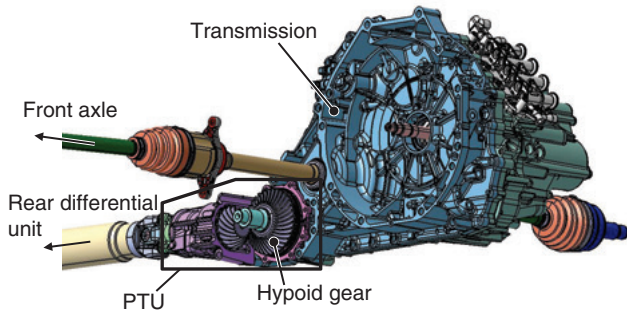


Fig. 1 View of PTU and drive train

2. PTU ギヤ音商品性の開発課題

FF-4WD車用のPTUハイポイドギヤ音商品性は、車体に入力する加振力となるPTUハウジング振動の振動レベルとピーク周波数の調整により、目標とする完成車室内音レベルを達成している。ハウジング振動レベルは設定した目標値以下に抑制し、ハウジング振動ピーク周波数はプロペラシャフトをはじめとする車体伝達系部品の共振周波数と同じ周波数域に存在しないように分散を図っている。ハイポイドギヤの噛合いに起因するPTUのハウジング実稼動振動レベル(Operational Vibration Level: *OVL*)は、ハイポイドギヤの噛合いで発生する噛合い伝達誤差(Transmission Error: *TE*)と*GtHFRF*により式(1)で表される⁽¹⁾。なお、式(1)において、*TE*と*k*は周波数に依存しない実数、それ以外は複素関数である。

$$\begin{aligned} OVL &= TE \times \frac{1}{2/k + \phi_1 + \phi_2} \times GtHFRF \\ &= TE \times MF \times GtHFRF \end{aligned} \quad (1)$$

k: 歯のばね定数

ϕ_1 : 駆動側のギヤ噛合い点コンプライアンス

ϕ_2 : 被駆動側のギヤ噛合い点コンプライアンス

*TE*とはギヤの噛合い進行に伴い歯面上に発生する微小な遅れ進みの相対変位量として定義される。ギヤの噛合い軌跡と*TE*の関係をFig. 2に示す。

また、PTUハイポイドギヤを起振源とする完成車室内におけるギヤ音の音圧レベル(Sound Pressure Level: *SPL*)は、固体伝播音と空気伝播音の和として式(2)で表わされる。このうち、固体伝播音は式(2)の第一項に表わされるように*OVL*と、PTUから車室内の音圧レベル評価点との間の振動入力音響感度(Acoustic Sensitivity between PTU housing Vibration and cabin Noise: *ASbVN*)の積となる。また空気伝播音は、式(2)の第二項に表されるようにPTUハウジング近傍の体積速度(Near Field Volume Velocity Level around PTU housing: *NFVVL*)とPTU周辺と車室内の音圧レベル評価点との間の音響伝達関数(Acoustic Transfer Function between PTU housing and Cabin: *ATFbPC*)の積となる。

$$SPL = \sum_{i=1}^m (OVL \times ASbVN_i) + \sum_{j=1}^n (NFVVL_j \times ATFbPC_j) \quad (2)$$

m: 振動伝達経路の総数

n: PTU ギヤ音放射面の分割数

式(1)から明らかなように*OVL*の低減に対しては*TE*を低減する手法と、MFと*GtHFRF*を低減する手法があるが、従来は構造を持つ周波数特性対策よりも*TE*のレベル低減とばらつき低減に対して重点的に開発をおこなってきた。また、式(2)に表す*SPL*の低減に対しては、前述の通り固体伝播音の低減に向け、主として車体伝達系の周波数応答特性を変更することにより*ASbVN*を調整し、システム全体として目標値を満足する開発をおこなってきた。しかしながら、前述したような4WD車に求められる市場要求の変化に対応するためには、従来のような車体伝達系対策だけでは必ずしも目標達成に対して十分でなく、成立見通しのある仕様を決定することが容易でない。従って、*OVL*に対してもMFや*GtHFRF*のような周波数特性について開

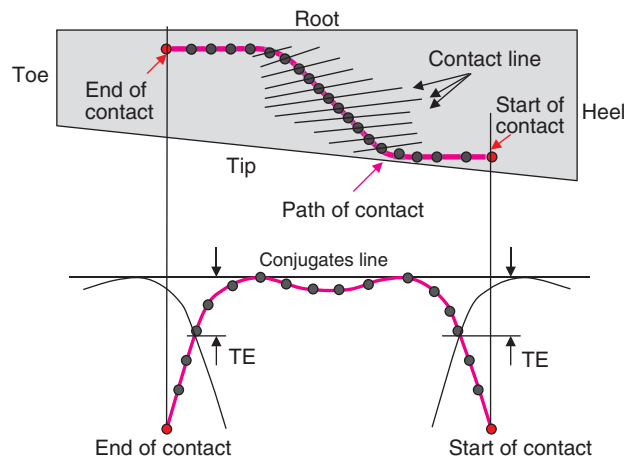


Fig. 2 Transmission error of hypoid gear

発初期の基本レイアウト段階で検討し、目標達成に必要な仕様を定量的な判断に基づいて決定するためのCAE解析を用いた予測技術が必要である。

3. NV 設計技術構築のねらい

CAE解析を用いた予測技術構築にあたり、ツールとして求められる性能を基に以下の予測精度を目標として設定した。

- (1) ピーク周波数予測精度は、車体伝達系との周波数分離を可能とするため、実機周波数の $\pm 5\%$ 以内とした。
- (2) 振動レベル予測精度は、完成車ギヤ音の官能評価ポイントを判別するのに必要なハウジング振動レベルの ± 2 dB以内とした。
- (3) 上記予測精度を確保する周波数範囲は、弊社の標準的なプロペラシャフトの固有振動特性を考慮し、400 Hz から 1600 Hz とした。

4. PTU ギヤ音解析モデル

PTUのハウジング振動レベルおよび振動ピーク周波数を仕様判断可能な精度で予測するために、周波数応答解析用有限要素解析モデル（以下、FEMモデル）を作成した。式(1)に示したようにPTUのハウジング振動を計算するためにはMFと $GtHFRF$ を計算する必要がある。このため、FEMモデルにはMFを精度良く計算するためにPTUハイポイドギヤの噛合い点を含む駆動側と被駆動側のドライブ

トレインモデルが必要となる。同時に $GtHFRF$ を精度良く計算するためにトランスミッションを含むハウジングのモデル化も必要となる。

前述した周波数範囲で仕様判断可能な予測精度を確保するためには解析メッシュ分割サイズは小さくなり、モデル全体でのメッシュ数は多くなる。また、FEMモデルの解析結果からPTU仕様を決定するためには、対策仕様の具現化検討に要する時間も考慮すると数時間で計算が終了することが求められる。これらを考慮した結果、PTUギヤ音解析には、周波数領域での線形固有値解析に基づく周波数応答計算を用いることとした。

4.1. ハイポイドギヤ噛合い解析モデル

PTUのMFと $GtHFRF$ を求めるため、ハイポイドギヤの噛合い解析モデルを作成した。解析モデル範囲は、PTU内蔵ハイポイドギヤ噛合い点から、駆動側はトランスミッションのファイナルギヤまで、被駆動側はプロペラシャフトおよびリヤデフハイポイド駆動ギヤまでとした。ハイポイドギヤ噛合い解析モデルの主要部分をFig. 3に示す。

ハイポイドギヤのFEMモデル作成にあたっては、曲げ振動モードと捩り振動モードの予測精度確保と、計算時間の短縮を両立させるため、ハイポイドギヤの歯底径を外周縁とするソリッドを6面体要素でモデル化した。また、ギヤ歯に相当する質量と回転軸周りのイナーシャを補正するため、前述した6面体要素にシェル要素を貼付したモデル構成とした。作成したFEMモデルをFig. 4(a)に示す。

一方、ハイポイドギヤ噛合い点のモデルには、ハイポイ

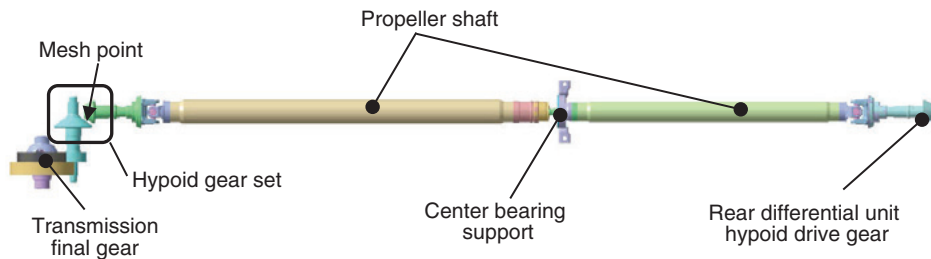


Fig. 3 FEM model for MF analysis

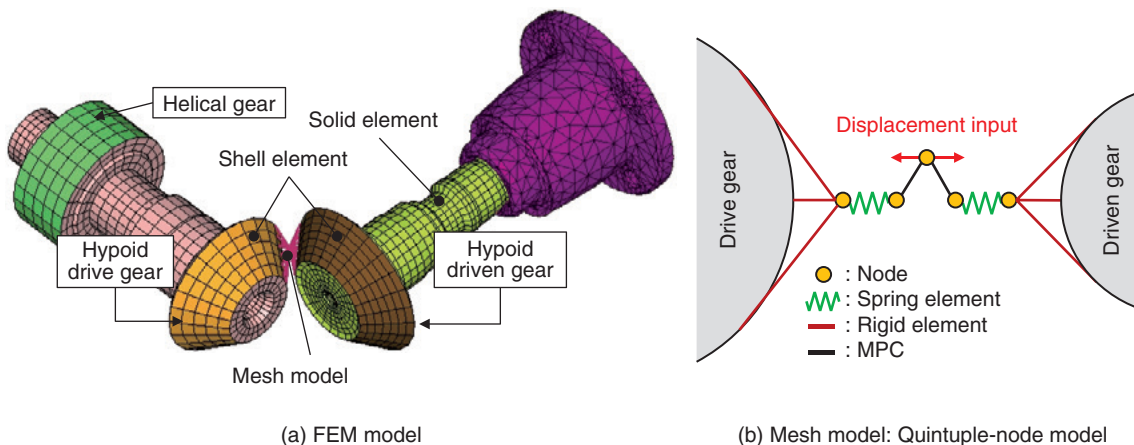


Fig. 4 Hypoid gear mesh model

ドギヤの歯剛性を考慮した5重節点モデルを設定し、ギヤ諸元から決定される噛合い作用線方向に強制変位入力と歯剛性を定義するための局所座標系を設定した。作成したギヤ噛合い点モデルの概念図を Fig. 4 (b) に示す。後述するハウジング振動解析モデルにおいて、このギヤ噛合い点に単位強制変位入力を与えた際に同噛合い点に発生する多点拘束反力 (MPC フォース) が MF となる。

作成した FEM モデルで用いる歯剛性は、後述するハウジング振動解析モデルより求めた PTU ハウジング振動計算値と計測結果のコリレーションより同定し設定した。歯剛性を変化させるとハウジング振動計算値のピーク周波数が変化するため、歯剛性を変化させた際に得られるピーク周波数とハウジング振動計測結果のピーク周波数を比較した結果を Fig. 5 に示す。V6 エンジン搭載機種のハイボイドギヤ諸元が異なる 2 種類の PTU を用いてピーク周波数の相対的な位置づけを確認した。ハウジング振動計測結果のピーク周波数がそれぞれ 1100 Hz と 800 Hz に存在する PTU に対して、歯剛性を変化させた際のピーク周波数計算値を比較すると、ある歯剛性において計測結果と計算値のピーク周波数がほぼ一致することが確認できた。このため、V6 エンジン搭載機種の歯剛性はこの値を適用することとした。

4.2. ハウジング振動解析モデル

ハイボイドギヤの噛合い点に単位強制変位入力を与えて PTU ハウジングに発生する振動を計算するために、トランスミッションを含むドライブトレインの FEM モデルを作成した。解析モデル範囲は、エンジンからリヤデフおよびドライブシャフトを含んだ範囲とし、Fig. 6 に示す。

MF を計算する際に重要となる振り剛性の予測精度を確保するため、プロペラシャフトジョイントとベアリングは実走負荷条件下での振動特性を再現可能なモデリングをおこなった。プロペラシャフトジョイントは Fig. 7 (a) に

示すように、ヨーク側とスパイダー側をバネ要素で結合した。ここで用いたバネ要素の剛性値は、ジョイント前後の FRF テスト結果とのコリレーションより同定し設定した。PTU に内蔵しているベアリングは Fig. 7 (b) に示すように、インナベアリングとアウトバベアリングを 6 面体要素でモデ

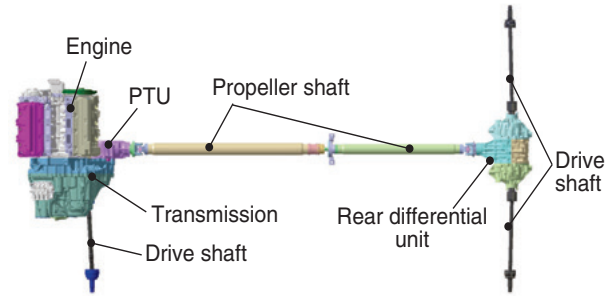
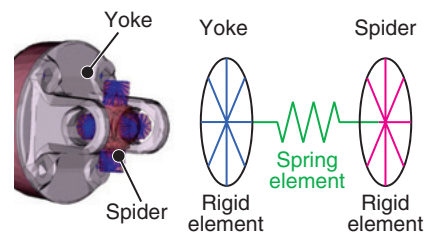
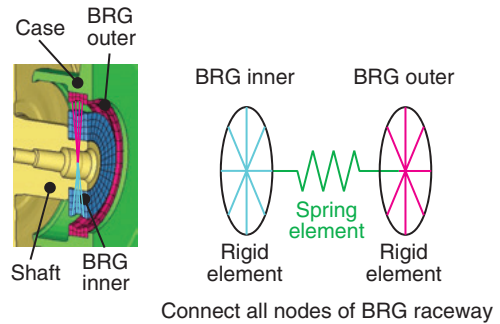


Fig. 6 FEM model for OVL analysis



(a) Connection of propeller shaft joint



(b) Connection of bearing (BRG)

Fig. 7 Parts modeling

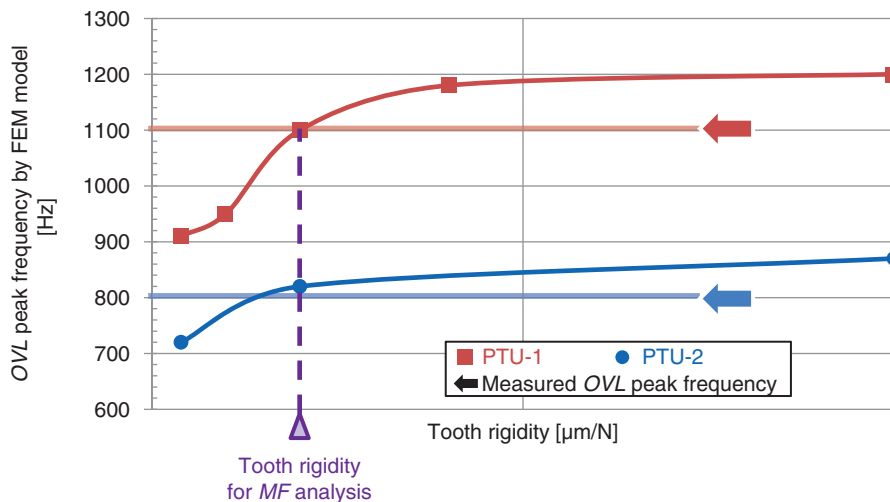


Fig. 5 Correlation between tooth rigidity and OVL peak frequency in calculation

ル化し、バネ要素で結合した。ここで用いたバネ要素の剛性値は、各荷重方向の実走負荷入力に対する変位量を静剛性解析より求め、その剛性値を反映した。また、 $GtHFRF$ を計算する際に重要となるトランスミッションおよびPTUのハウジングモデルは、トランスミッションギヤ音商品性の開発で運用している予測精度検証済みのFEMモデルを用いた⁽³⁾。

構築したFEMモデル化手法を用いて、V6エンジン搭載機種に適用しているPTUのハウジング振動を計算した結果をFig. 8に示す。PTUのハウジング振動とMF、 $GtHFRF$ の計算結果をFig. 8 (a)に示す。またMFピークの発生要因分析のために駆動側と被駆動側の噛合い点を分離したモデルを作成し、コンプライアンス ϕ_1 と ϕ_2 を計算した結果をFig. 8 (b)に示す。解析対象機種の車体伝達部品の共振周波数である1200 Hz付近に存在するMFピークに着目して解析をおこなった。MFは式(1)に示すように ϕ_1 と ϕ_2 の積の逆数であることから、1150 HzのMFピークは駆動側の715 Hzモードと被駆動側の836 Hzモードの影響を受けていることがわかった。各モードの計算結果をFig. 8 (c)に示す。どちらも振りモードであり、1150 HzのMFピークは駆動側のギヤ振りモードと被駆動側の

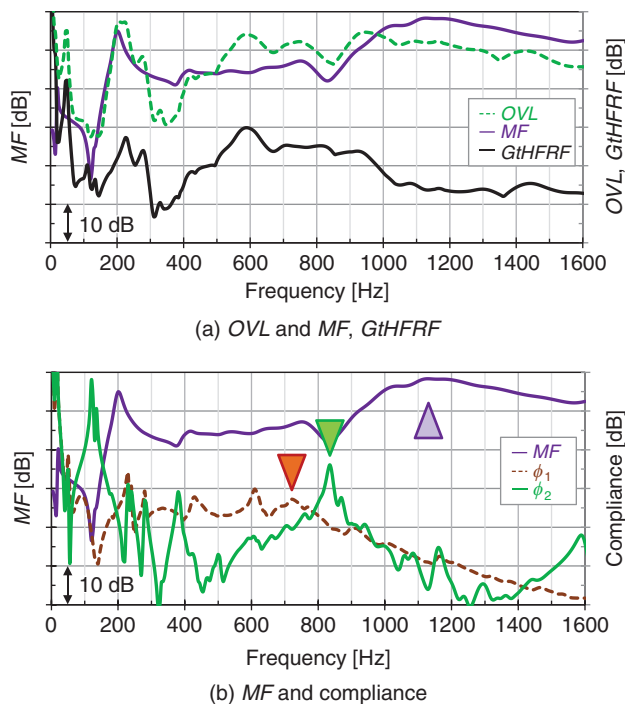


Fig. 8 Calculated results

プロペラシャフトジョイント振りモードから生成されていることがわかった。

4.3. 解析モデルの精度検証

FEMモデルの計算方法がプロトタイプを製作する前のレイアウト段階で仕様を決定することが可能な予測精度を有するか検証するために、FEMモデル計算値と振動計測結果を比較した。実機におけるMF計測は容易ではないため、 $GtHFRF$ とPTUハウジング振動を対象としてFEMモデル計算値と振動計測結果を比較検証した。V6エンジン搭載機種にて適用しているPTUを用いて比較した結果をFig. 9に示す。Fig. 9 (a)に示す $GtHFRF$ およびFig. 9 (b)に示すPTUハウジング振動ともに、設定した周波数評価範囲において、ピーク周波数付近の波形を再現していることが確認できた。

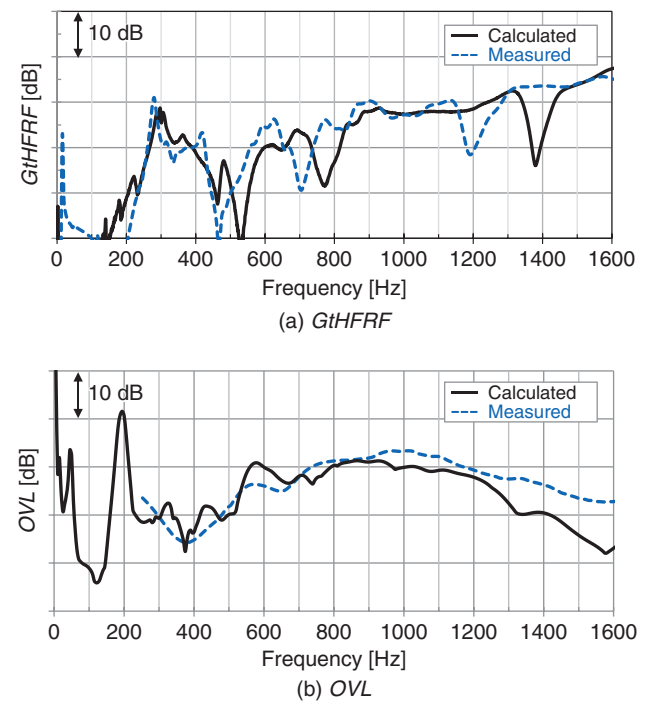


Fig. 9 Comparison of calculated results and measured data

5. PTU ギヤ音解析モデルの検証

PTU骨格開発におけるPTUギヤ音解析モデルの有用性を検証するために、構造の異なるPTUを用いてハウジング振動計算値とハウジング振動計測結果の比較により、目標とした予測精度を達成しているか検証をおこなった。また、既存骨格PTUの形状変更によりMFを変更させた仕様を検討し試作品を作成した。形状変更前後のハウジング振動計算値と振動計測結果の比較により、PTUギヤ音解析モデルを用いた仕様検討が有効であるかの検証をおこなった。

5.1. 予測精度の検証

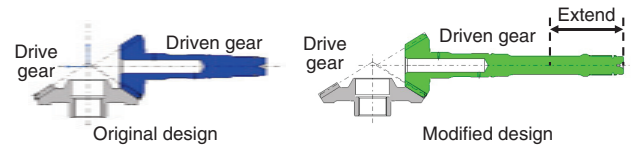
構造の異なる PTU を用いて、ハウジング振動計算値と振動計測結果の比較をおこなった。比較には弊社既存の AT 骨格として PTU の 4 仕様を用い、PTU ギヤ音が課題となるピーク周波数とピーク振動レベルのコリレーションを確認した。ピーク周波数の比較結果を Fig. 10 (a) に、ピーク振動レベルの比較結果を Fig. 10 (b) に示す。Fig. 10 の結果より、PTU 振動解析モデルの予測精度目標として設定した、周波数予測精度が $\pm 5\%$ 以内および振動レベル予測精度が ± 2 dB 以内を対象周波数 400 Hz から 1600 Hz の範囲内で満足することが確認できた。

5.2. 実機適用結果

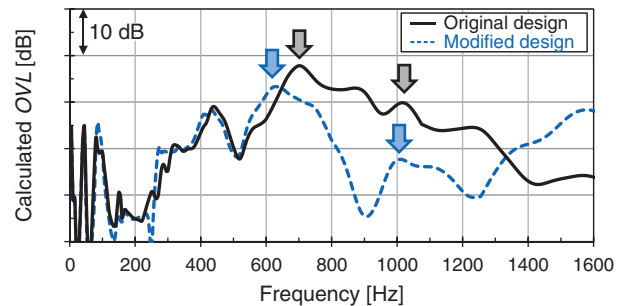
従来構造の PTU を用いて、被駆動ギヤの形状変更により MF を変化した仕様を試作し、ハウジング振動計算値と振動計測結果の比較をおこなった。比較したギヤの形状を Fig. 11 (a) に示す。また、ベース仕様と形状変更仕様の 2 仕様について、PTU ギヤ音解析モデルより求めたハウ

ジング振動計算値の比較を Fig. 11 (b) に、ハウジング振動計測結果の比較を Fig. 11 (c) に示す。Fig. 11 において、2 仕様のハウジング振動計算値とハウジング振動計測結果を比較すると、700 Hz 付近と 1000 Hz 付近の振動ピーク周波数と、振動レベルの変化量は両者で同等の結果となっていることがわかる。

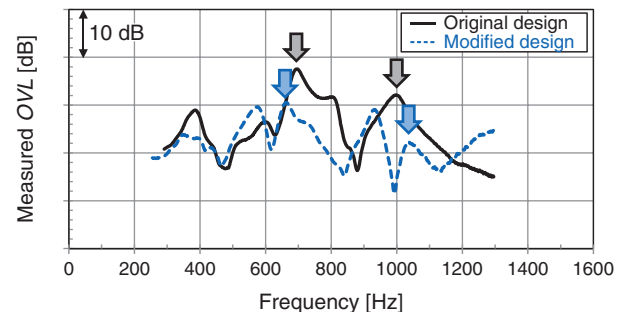
以上の検証結果より、PTU ギヤ音解析モデルを用いた PTU ハウジング振動計算値は設計初期段階における仕様検討や仕様決定に用いることが可能であることが確認できた。



(a) Designs for validation



(b) Comparison of calculated OVL

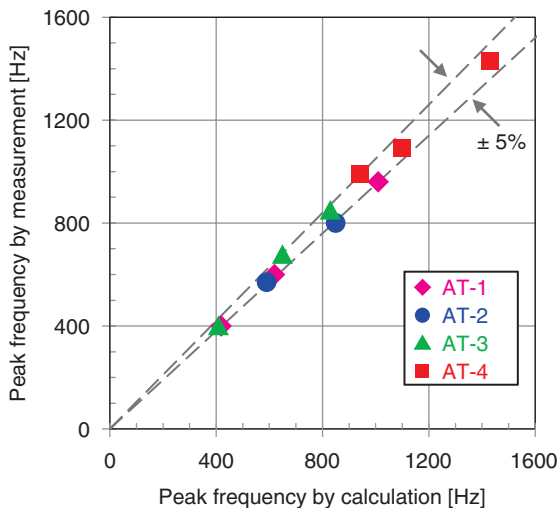


(c) Comparison of measured OVL

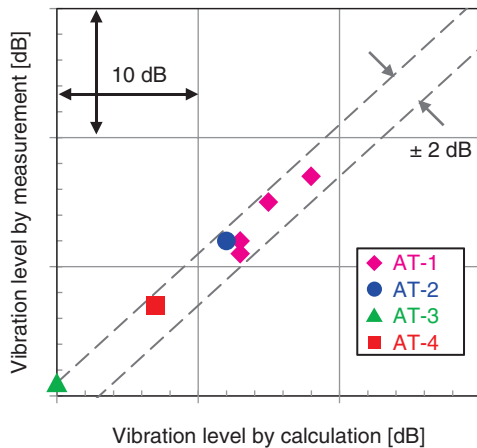
Fig. 11 Validation result of application

6. 結論

エンジンからリヤデフおよびドライブシャフトを含んだドライブトレイン全体の FEM モデルを作成し、ハイポイドギヤの噛合いを起振力とする PTU ハウジング振動を計算した。ハイポイドギヤのモデルは 6 面体要素とシェル要素から成るモデルとし、ギヤ噛合い点モデルは歯剛性を考慮した 5 重節点モデルを作成し局所座標系を設定した。FEM モデルを用いたハウジング振動計算値とハウジング振動計測結果を比較した結果、以下を達成した。



(a) Peak frequency



(b) Peak level

Fig. 10 Verification of prediction accuracy

- (1) 400 Hz から 1600 Hz の周波数範囲において、振動ピーク周波数誤差が $\pm 5\%$ 以内、振動ピークレベル誤差が ± 2 dB 以内の予測精度を達成し、開発初期に PTU レイアウトに対する仕様判断が可能な定量的予測技術を構築した。
- (2) 形状変更した仕様においても、FEM モデルを用いたハウジング振動計算値は実機振動と同様の波形を示しており、解析モデルの有用性を確認した。

参考文献

- (1) 神田靖典, 藤井浩司, 畑村耕一, 熊野昌平, 栗栖徹: トランスミッションギアノイズの解析技術, 自動車技術会シンポジウムテキスト, No.09-00, p.10-16, (2000)
- (2) 松岡貴範, 平野芳則, 河上哲也: ファイナルドライブギアノイズ振動伝達特性の制御技術, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.120-05, p.11-14, (2005)
- (3) 坂口和貴, 斉藤和弘: トランスミッションケース放射音特性予測評価法の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.1, p.42-45

■ 著 者 ■



西小路 拓也



斉藤 和弘



平野 至海