

# 駆動系ハイポイドギヤにおける 歯元応力の予測技術

Prediction of Tooth Root Bending Stress in Hypoid Gears for Drivetrain

岡野 武 政\*  
Takemasa OKANO  
岡田 善 成\*  
Yoshinari OKADA

河合 信 治\*  
Shinji KAWAI  
庄田 宜 史\*\*  
Takafumi SHODA

高村 繁\* 堀 剛\*  
Shigeru TAKAMURA Takeshi HORI  
池永 直 樹\*\*\*  
Naoki IKENAGA

## 要 旨

駆動系ハイポイドギヤ歯元強度を精度良く評価するため、噛み合い位置の変化を考慮した歯元応力の予測技術を構築した。実機でのギヤセットは複数の部品で支持されているため、それらの変形により実働時のギヤの噛み合い位置は無負荷時とは異なる。この噛み合い位置の変化により、歯元応力は増加する。そこで、ギヤ支持部品の剛性を考慮したハイポイドギヤ歯元応力シミュレーションを開発した。本技術により、歯底に沿った歯幅方向の応力分布と最大応力値において、実測値と良好な相関が得られた。

また、この歯元応力を基準にした強度評価により、ハイポイドギヤの寿命予測精度が向上した。

## ABSTRACT

A technology for the prediction of tooth root bending stress that considers changes in the gear meshing position has been developed to help enable accurate evaluation of the tooth root strength of hypoid gears used in drivetrains. The gear sets in actual vehicles are supported by a number of other components, and deformation of these components in operation produces different gear meshing positions to those observed when the gears are unloaded. These changes in meshing position increase the stress on the tooth roots. A hypoid gear tooth root stress simulation that considers the stiffness of the supporting components was therefore developed. This technology displayed a good correlation with measurement results for stress distribution along the tooth bottom in the direction of the tooth width and for maximum stress values.

Strength evaluations based on tooth root stress obtained in this way also increased the accuracy of prediction of the lifespans of hypoid gears.

## 1. まえがき

近年、自動車開発では環境保護の観点からCO<sub>2</sub>削減、燃費向上のため軽量化が求められている。一方、エンジンの高出力化やSUVに代表される市場ニーズの対応により、駆動系部品の伝達トルク負荷は高まっている。さらに、4WDシステムでは雪道走行を主目的としたもの以外にも、操縦安定性の向上を目的とした高性能型の4WDが開発され、走行時のシステムの作動頻度が増加している。このような状況下において、4WDシステムとしても、軽量化と強度を両立する設計をおこなうためには、個々の部品への負荷を正

確に予測できることがますます重要となっている。

そこで本稿では、駆動系4WDシステムの骨格を決定するハイポイドギヤに着目した。

ハイポイドギヤは、トルク負荷時に歯面の接触位置が移動する。また、歯の厚さが歯幅方向で一定でないため、歯元に発生する応力は変動する。この噛み合い位置の変化量は、ギヤを支持する部品の構造、配置、形状や伝達トルクなどにより異なる。実機におけるハイポイドギヤの歯元強度を評価するには、この噛み合い位置の変化による歯元応力を精度良く予測することが重要である。

これまで、ハイポイドギヤ歯元応力の研究として、ギヤ

\* 四輪R&Dセンター

\*\* 三和工機株式会社

\*\*\*株式会社ショーワ

単体での応力解析法の報告はあった<sup>(1)</sup>。

また、一般的にハイポイドギヤの歯元応力計算に使用されるグリーソン社製ソフト<sup>(2), (3)</sup>も、ギヤ単体の計算をおこなうには有効なツールであるが、ギヤの支持剛性がソフト内で計算できない。

そこで、構造解析を用いて、実機における噛み合い位置の変化量を再現し、歯元応力の算出までを一貫しておこなえる予測技術を構築した。これにより、ハイポイドギヤ歯元応力の計算精度が向上したので報告する。

## 2. 研究のねらい

一般的なFF車をベースとしたトルクスプリット型4WD車両の場合、エンジントルクは前輪軸上に配置したトランスミッションとその終減速部に付加されたトランスファユニットよりプロペラシャフトとリヤデファレンシャルユニットを介して後輪軸へと伝達される(Fig. 1)。

トランスファユニットの機能は、終減速部より分流したトルクと回転をハイポイドギヤにより直角方向に変換しプロペラシャフトに出力することである。

車両のエンジンルームのパッケージングレイアウトにおいて、トランスファユニットの与える影響は大きい。ステアリングギヤボックス等のシャシ部品や排気系部品との位置関係から、トランスファユニットのサイズが大きくなると、車高やエンジン搭載位置が変わることもある。そのため、トランスファユニットを小型化することが求められる。

次に、Hondaのトランスファユニットの特徴を述べると、トランスミッションと独立分離したカセット方式であること、ヘリカルギヤとハイポイドギヤの二段増速方式であることが挙げられる。

利点としては、機能をトランスファユニットに集約することで、2WDと4WDの違いに関係なくトランスミッションの骨格を統一できる。また、二段増速方式はトランスファユニットの配置に自由度がある。

しかし、Fig. 2に示すように、トランスファユニットのハウジングは、ハイポイドギヤの反力の他に、ベアリング

支持点の外側に配置されたヘリカルドリブンギヤの反力も受ける。また、ハウジングはリングギヤを支持するハウジングAとピニオンギヤを支持するハウジングBで構成されているため、接合面に微小すべりが生じる。この微小すべりも、噛み合い位置を変化させ歯元応力を増加させる要因となる。

ハイポイドギヤには、このような状況下でも十分な強度を持たせることを要求される。しかし、従来は正確な噛み合い位置の変化を予測する手法が確立されていなかったため、経験に基づく強度評価をおこなっていた。そのため、実働時の噛み合い状態を再現できる歯元応力解析手法が必要であった。

以上のことから、本研究のねらいを、トランスファユニットにおける

(1)実働時の噛み合い状態を考慮したハイポイドギヤ歯元応力予測技術の構築

(2)ハイポイドギヤ寿命の予測精度向上と定めた。

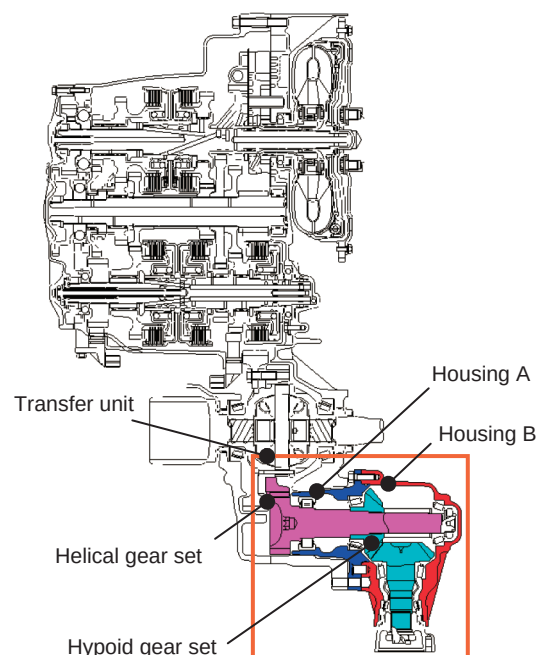


Fig. 2 4WD main section

## 3. ハイポイドギヤ歯元応力の予測技術

トランスファユニットの実働時の噛み合い状態を再現するために、トルク伝達経路となるヘリカルギヤ、シャフト、ハイポイドギヤセット、それらを支持するハウジング、ベアリングなど構成部品の剛性、はめ合いなどを反映した構造解析モデルを構築した。

また、本稿では計算手法の確立を主題とするため、ハイポイドギヤ歯面については、光学式非接触測定機を活用し、実際の形状を計測してモデル化した<sup>(4)</sup>。

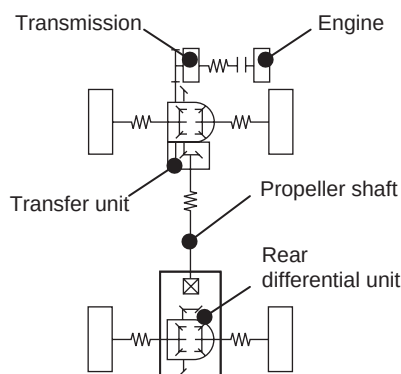


Fig. 1 4WD vehicle model

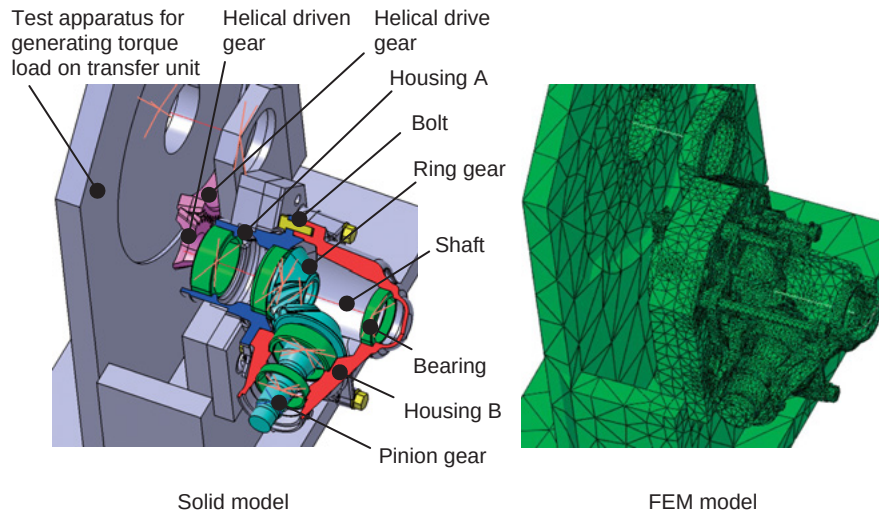


Fig. 3 Components of transfer unit for analysis

### 3.1. シミュレーションモデル

Fig. 3 にハイポイドギヤ歯元応力シミュレーションに用いたトランスファユニットアセンブリモデルの構成を示す。

先に述べたハウジングの変形と接合面の微小すべりを考慮するため、ハウジングの接合面には接触条件として摩擦係数を定義し、はめ合い部にはクリアランスを設定する。さらに、締結部ボルトの軸径、材質および軸力を設定する<sup>(5)</sup>。

次に、内部構成部品のモデル化について述べる。

ベアリングはラジアル方向とスラスト方向の反力を受けるため、それぞれの反力に対する剛性値を適切に設定することが重要となる。そこで、アウト内周面を軸受け中心点と剛体バーで接続、その軸受け中心点をシャフト軸に接続し、そこにベアリングの径方向、軸方向、傾きの剛性値を設定する(Fig. 4)。また、アウト外周面とハウジング間は接触面を定義することで、ベアリングの荷重方向では圧縮力が作用し、それと反対方向では離れる状態を再現する<sup>(6)</sup>。

そして、シャフト軸は弾性バーを用いて軸径と材質を定義し、たわみやねじれを再現する。最後に、ハイポイドギヤはシャフトに対し、剛体バーでシャフト軸と結合し、スプラインギヤとのはめ合いを再現した。

### 3.2. ハイポイドギヤの 3D モデル化

ギヤのモデル化について、そのフローを Fig. 5 に示す。光学式非接触測定機で測定して得られた点群データを基

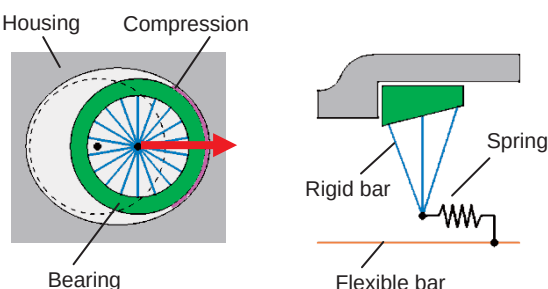


Fig. 4 Bearing model

に、リバースエンジニアリングソフトウェアを使用して、歯面、歯底が一体となったポリゴンデータを生成する。しかし、この段階のポリゴンデータには、実際の歯切り加工の切削痕や研削筋目などの表面粗さレベルの凹凸形状も再現されている。このデータを構造解析に使用するとメッシュ数が膨大となるため、これらの微細形状を除外する必要がある。そこで、このポリゴンデータから測定形状に対して  $5\mu\text{m}$  以内の範囲にあるものを抽出し、歯溝形状を表わす滑らかなサーフェスデータを生成した。

最後に、図面より作成した母材形状のソリッドモデルから、このサーフェス形状を除去することでギヤモデルが完成する。

次に、このソリッドモデルを基に FEM モデルを作成する。構造解析では、ギヤの噛み合いによるトルク伝達を再現するために、リングギヤ歯面とピニオンギヤ歯面間には接



Fig. 5 3D model making process

触面を定義し摩擦係数も考慮する。解析に用いる要素は、できる限りサーフェスの曲面形状に沿うよう2次要素を選定した。さらに、メッシュのサイズ設定は、計算応力の精度に影響を及ぼすことから、歯元部は 0.4 mm 以下とした。また、メッシュ数を削減するために6歯を残し、それ以外の解析結果に影響のない歯については省略した。

### 3.3. 解析プロセス

本手法の解析プロセスを Fig. 6 に示す。

Step1 では、トランスファユニットを治具板に組み付けた直後の状態を再現する。まず、ボルトに締め付け軸力を入力しハウジング間を締結、さらに、ベアリングのプリセット荷重を入力する。この際、ハイポイドギヤおよびヘリカルギヤは回転運動しないよう拘束する。

Step2では、静的なトルク負荷状態を再現するため、トルクはプロペラシャフトと勘合されるピニオンギヤのスプライン部より負荷する。

Step3は、ハイポイドギヤ駆動時の噛み合い状態を再現するために、治具板側のヘリカルドライブギヤをトルクの入力に相対する方向に強制回転させる。ここで、ヘリカルドライブギヤを回転させる角度はハイポイドギヤの噛み合い始めから終わりまでとし、0.5 度おきに歯元応力を計算する。

最後に、結果の処理方法について述べる。

歯元の引張応力は、Fig. 7 に示すように噛み合い歯面の歯元部に発生する。

Fig. 8 に、噛み合い開始から終了までの三つの噛み合い位相における応力コンターと、歯元部の歯幅方向に沿った応力分布の計算結果例を示す。この例からもわかるように、歯元の応力は噛み合い位相に応じて変化する。強度を評価する際は、発生する最大応力でおこなう必要がある。そのため、結果処理においては、ハイポイドギヤの噛み合い始めから終わりまでの位相の中で、最も高い応力値を読み取る。

### 3.4. 計算結果

噛み合い位置の変化量が歯元応力に与える影響を確認するため、ギヤの支持剛性を考慮した場合としない場合の歯元の応力分布を比較した(Fig. 9)。考慮しない場合の解析モ

デルは、支持部品をすべて剛体として定義している。

支持剛性を考慮した場合、ピーク応力の発生位置はヒール方向に移動し、その値が増加している。逆にトー方向では応力が減少している。

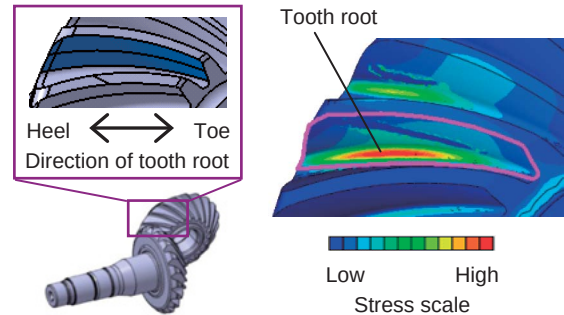


Fig. 7 Tooth root bending stress

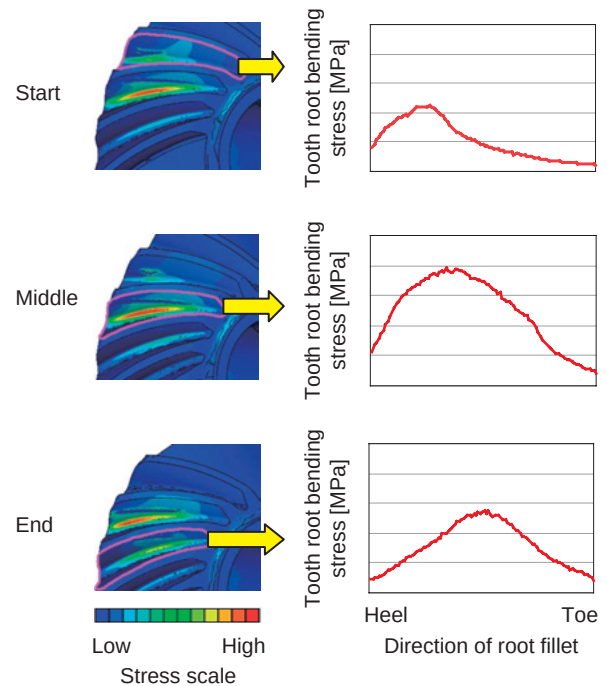


Fig. 8 Tooth root bending stress in different phase

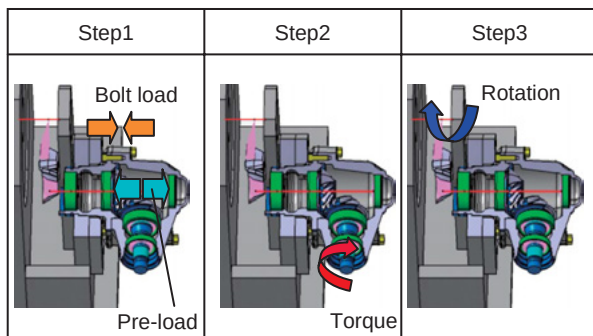


Fig. 6 Analysis procedure

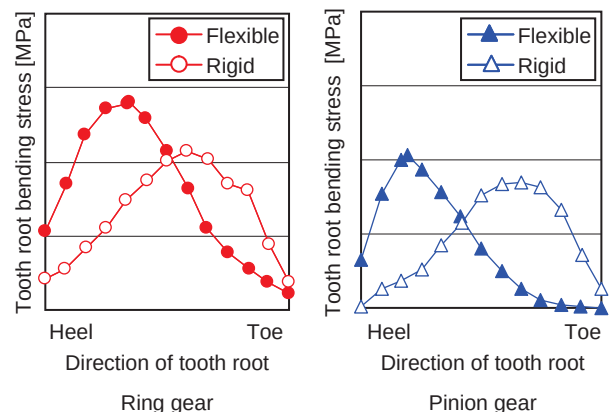


Fig. 9 Influence of stiffness of gear supports

## 4. 解析精度検証

### 4.1. 歯元応力の測定

解析精度検証のため、Fig. 10に示す台上ねじり試験機で静的負荷噛み合い状態における歯元部の引張応力を測定した。

この試験機は、計算モデルと同様にピニオンギヤ軸上からトルクを入力し、ヘリカルギヤで回転を固定する構造である。

測定においては、Fig. 11に示すように、一歯の歯元部に5枚のひずみゲージを貼り付ける。歯幅方向の貼り付け位置をずらしたギヤを三つ使用して歯元応力を測定し、歯幅方向に沿って15ポイントの応力値を得た。検証に用いた応力値は、計算モデルと同様に、ハイポイドギヤの噛み合い開始から終了までの位相の中で、最も高い応力値を読み取ったものである。

測定をおこなったハイポイドギヤセットでは、過去の実機耐久試験において、リングギヤが先に破損する傾向があった。また、今回の測定においてもリングギヤの方が応力値は高い。これらのことから、リングギヤに着目し検証することにした。

### 4.2. 計算値と実測値の比較

Fig. 12に計算値と実測値の応力分布の比較を示す。両者

は良好に一致している。実機においても、ピーク応力発生位置がヒール方向に変化し、歯元への負荷が歯幅全体で分担されていない。これは、先に述べた支持剛性を考慮した計算と同様に、噛み合い位置の変化量が、歯元の応力に影響していることを表す。

次にピーク応力値について検証する。Fig. 13は、ギヤサイズの異なる4種類のハイポイドギヤで実測した結果との比較である。なお、ギヤサイズはAが一番小さく、Dが一番大きい。実測値に対して計算値は高めとなる傾向がある。これは、ひずみゲージ個当たりの測定幅に対し、シミュレーションモデルのメッシュサイズ幅が小さいことが原因であると思われる。差異はいずれも10%以内であった。

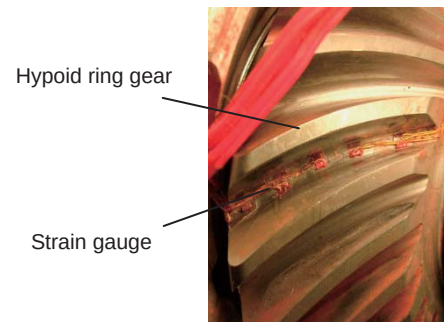
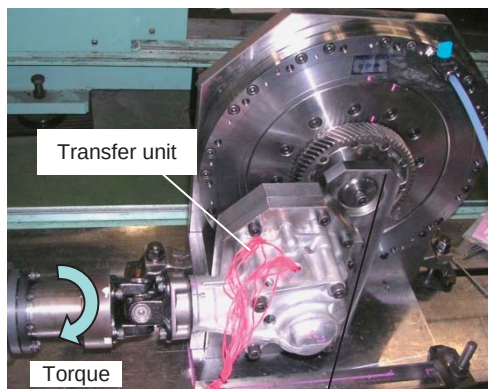


Fig. 11 Gear stress measurement set-up



Test apparatus for generating torque load on transfer unit

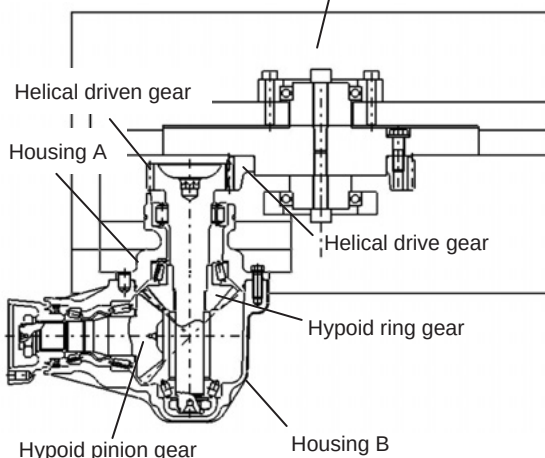


Fig. 10 Torsion tester

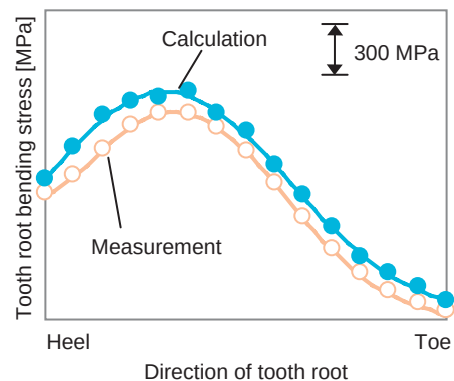


Fig. 12 Distribution of tooth root bending stress for ring gear

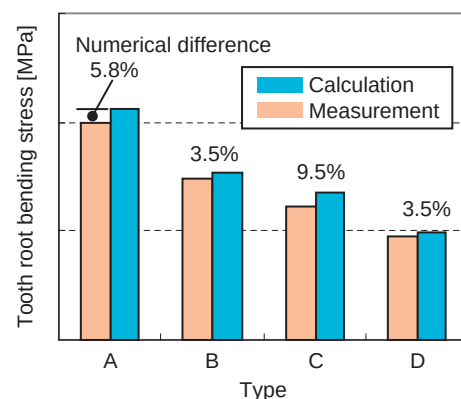


Fig. 13 Comparison of actual measurements and analysis values for tooth root bending stress

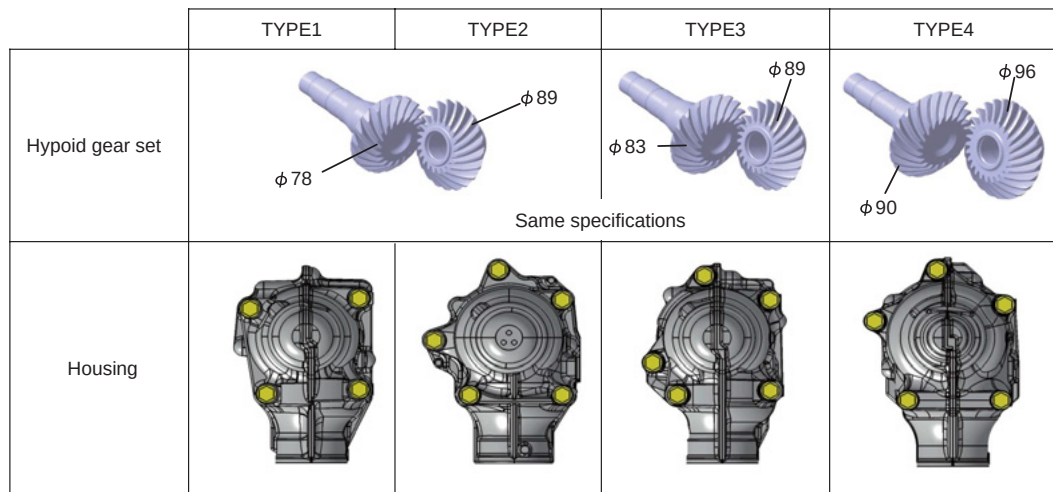


Fig. 14 Combination of hypoid gear sets used for examination and housing

## 5. ハイポイドギヤ歯元強度の評価

ハイポイドギヤ疲労試験をおこない、計算応力値と破損時のかみあい回数の相関を確認した。

### 5.1. ハイポイドギヤ疲労試験

寿命線図作成のため、サイズの異なる3種類のギヤと形状の異なる4種類のハウジングの組み合わせにより、4種類のトランスファユニットを製作し、耐久試験をおこなった(Fig. 14)。ハイポイドギヤの材質および浸炭焼入れ条件についてはすべて同じである。

連続高負荷耐久試験装置を Fig. 15 に示す。装置は、ギヤが破損した際の振動をGセンサで検知し自動停止する設定である。この試験ではピニオンギヤ側からトルクを入力し、ハイポイドギヤが破損するまで運転し、その時の噛み合い回数を割り出す。

運転条件として、入力トルクは500, 750, 900, 1100 Nmの間で選択し、入力回転数は一定とした。

テスト終了後のギヤを Fig. 16 に示す。ギヤは歯元応力の高いヒール方向の歯元部から破損する。

### 5.2. 歯元応力と耐久寿命の関係

Fig. 17に、縦軸を計算応力値Sとし、横軸をギヤ疲労試験における破損時の噛み合い回数Nとしてギヤ疲労試験結果をプロットしたものを示す。

本シミュレーションによる応力値とギヤ寿命の相関係数は0.94であった。これにより、精度の良い寿命予測が可能となり、ハイポイドギヤのサイズ設定を経験に頼らずおこなうことができる。

また、本手法はハイポイドギヤサイズの最適設計にとどまらず、ハウジング形状やベアリングの配置などの設計初期段階におけるトランスファユニットの骨格検討をおこなう際にも活用できる。

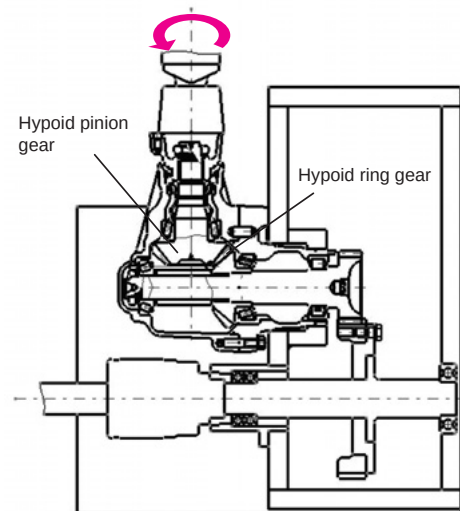
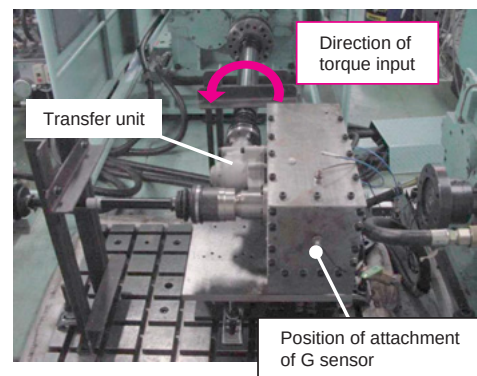


Fig. 15 Equipment used for durability test



Fig. 16 Status of gear damaged in durability test

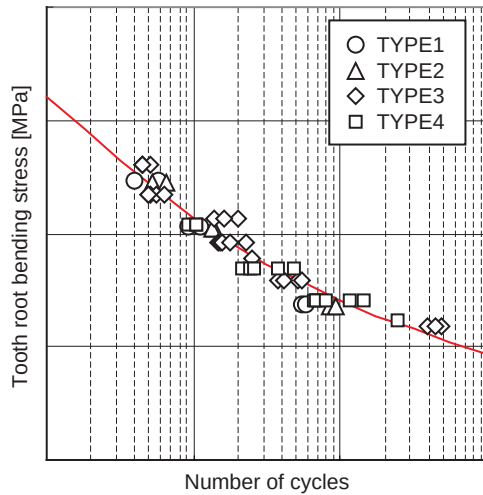


Fig. 17 Stress number diagram

## 6. まとめ

- (1) 駆動系ハイポイドギヤの歯元応力を精度良く予測するため、ギヤの支持剛性と歯面の噛み合いを再現する、ハイポイドギヤ歯元応力シミュレーションを開発した。
- (2) 計算応力値は実測値に対し10%以内の予測精度を実現した。
- (3) 計算応力値と破損時のギヤ噛み合い回数との相関は高く、精度の良い寿命予測が可能となった。

## 参考文献

- (1) 汪中厚, 久保愛三, 青木聡, 竹田兼人, Gosselin, C., 野中鉄也: ハイポイドギヤの歯元応力の解析法(第1報, 解析法の導出), 日本機械学会論文集(C編), 66巻, 652号, p.212-220(2000)
- (2) The Gleason Works: Bending Stresses in Bevel Gear Teeth(1981)
- (3) The Gleason Works: Passenger Car Drive Axle Gear Design(1970)
- (4) 高村繁: 非接触測定技術の精密部品への適用, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.38-43
- (5) 平岡昌巳, 富田好一, 鈴木寛, 飯島康友, 笹原千嘉江: トランスミッションハウジングの剛性解析技術の構築, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p.115-122
- (6) 館野義和, 古居芳臣, 法田和宏: トランスミッション用外歯車のかみあいミスアライメント予測技術の研究, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.2, p.104-109

## ■著 者■



岡野 武政



河合 信治



高村 繁



堀 剛



岡田 善成



庄田 宜史



池 永直樹