

## 軽量・高剛性ハブユニット開発への取組み

### R&D Efforts Regarding Lightweight, High-Rigidity Hub Units

横田竜哉 T. YOKOTA 鬼塚高晃 T. ONIZUKA

In recent years, the demand worldwide for weight reduction in automotive parts in order to improve fuel efficiency has increased. Despite this, automakers are requiring that wheel bearing performance in the areas of rigidity, strength and life be maintained or improved. This report explains JTEKT's development of a generation III hub unit featuring both light weight and high rigidity, achieved by means of a parameter study regarding bearing specifications and the outer ring and shaft configuration along with utilization of advanced CAE analysis technology. JTEKT will continue utilizing this study method and these results to create products with the optimal performance to meet the needs of customers in regard to multiple design requirements including strength, rigidity, life, and mass.

**Key Words:** hub unit, light weight, moment rigidity, CAE, optimization

## 1. はじめに

地球温暖化防止の強化推進策として、欧州では2012年より新車のCO<sub>2</sub>排出量を120g/kmとする規制が法制化されつつある。また、米国でのCAFE燃費規制は2020年まで毎年段階的に強化され、世界の自動車市場では燃費効率向上が急務となっている<sup>1)</sup>。

車両の軽量化は燃費効率向上のための大きな要素であるが、乗用車用第3世代ハブユニット軸受（以下、ハブユニットと称す）の剛性、軸受寿命、疲労強度などは車両運動性能やブレーキ性能、強度信頼性に影響を与える重要な性能であり、軽量化と並行してこれら背反する性能の維持・向上を図っていくことが重要である。これまでも、CAE解析を適用した軽量化に関する取組みが報告されている<sup>2), 3)</sup>。

本報ではパラメータスタディと高度CAE解析を活用した軽量・高剛性ハブユニット開発への取組みについて紹介する。

## 2. 目標性能

本報では、図1に示す従動輪用ハブユニットを初期形状（以下、現行品と称す）として、強度信頼性に必要な軸受寿命、疲労強度などの性能は現行品と同等以上を維持し、質量は現行品以下という制約条件下で、最も高剛性となる設計を目標として検討した。

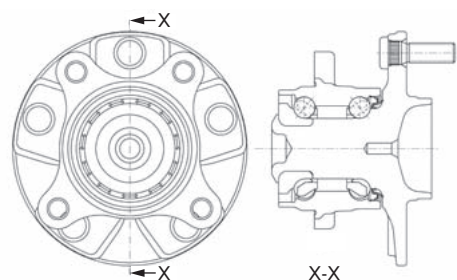


図1 現行品  
Current product

## 3. 最適設計の概要

軽量・高剛性ハブユニット開発における最適設計検討の概要を以下に示す。

### 3.1 軸受諸元, 外輪, 軸形状のパラメータスタディ

軸受寿命は車両諸元と軸受諸元により算出されるため、設計の初期段階において、適切な玉数、玉ピッチ円直径（以下、玉P.C.D.と称す）、球心間距離などの軸受諸元を決定することが重要である。図2に車両諸元を同一とした場合の玉数と球心間距離に関するパラメータスタディの結果を示す。図2は現行品の玉数増加に伴い、玉P.C.D.も大きくなり質量増加の要因となることも示している。これら諸元のうち、軸受寿命が現行品と同等以上であり、質量増加が最小限で最も高剛性となる諸元を選択した。

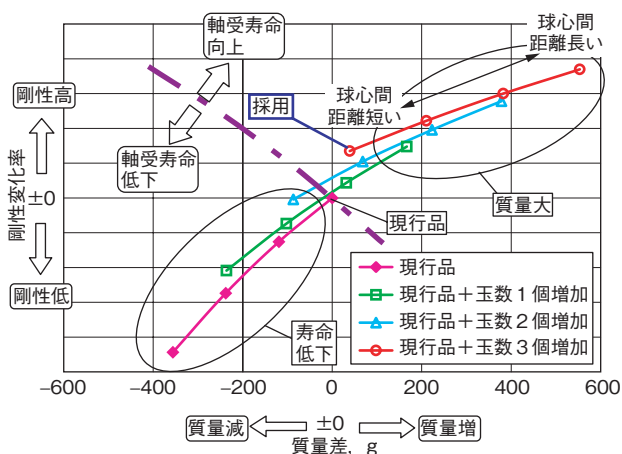


図2 軸受諸元と質量，剛性の関係  
Relationship among bearing specifications, weight and rigidity

図3に軸形状に関するパラメータスタディ結果とその部位を示す。軸径を太くし、軸長さを短くしてたわみを減らすことにより、質量を増やさず、軸の剛性を大きく向上させることが可能となる。また、軸径が太くなれば軸いんろう内径部を大きく肉抜きすることができ、さらなる軽量化が可能になると考えられる。

図4に外輪形状に関するパラメータスタディ結果とその部位を示す。フランジのボルト穴振分け角度とボルト穴ピッチ円直径（以下、ボルト穴P.C.D.と称す）は剛性への寄与が大きいいため、モーメントが負荷される上下方向においてボルト間の間隔を狭くし、ボルト穴P.C.D.を小さくすることにより、質量を増やさず剛性を向上させることが可能となる。

以上の検討結果をもとに、保持器、シールなどの部品の兼用性や車体への取付寸法も考慮して、アッセンブリ（以下、ASSYと称す）で軽量・高剛性となるベースモデルを決定した。図5にベースモデルと現行品との主な相違点を示す。

### 3.2 形状最適化解析

#### 3.2.1 最適化モデルの概要

前項で検討したベースモデルを基に、形状最適化解析を用いてさらなる性能向上を検討した。本取組みでは、有限要素モデルを用いたメッシュモーフィング形状最適化手法を使用した。最適化の条件は、体積制約下における剛性最大化問題とした。最適化の目的関数（最小化する物理量）は、モーメント負荷時の平均コンプライアンス（外力の成す仕事）である。すなわち、本解析では体積一定の制約条件のもと、負荷点における変位が最小となる（＝剛性の高い）形状を同定する。

図6に形状最適化解析の有限要素モデルを示す。モデルに、軸受性能に影響を及ぼさない範囲で寸法変更が可能な領域（設計領域）と寸法変更しない領域（非設計領域）を決定した。また、製品の鍛造性や加工性を重視して、内軸・内輪、外輪ともに設計領域を複数の領域に分割し、それぞれについて異なる形状変動制約（変動自由度の制限、鍛造型抜き方向指定など）を付与している。

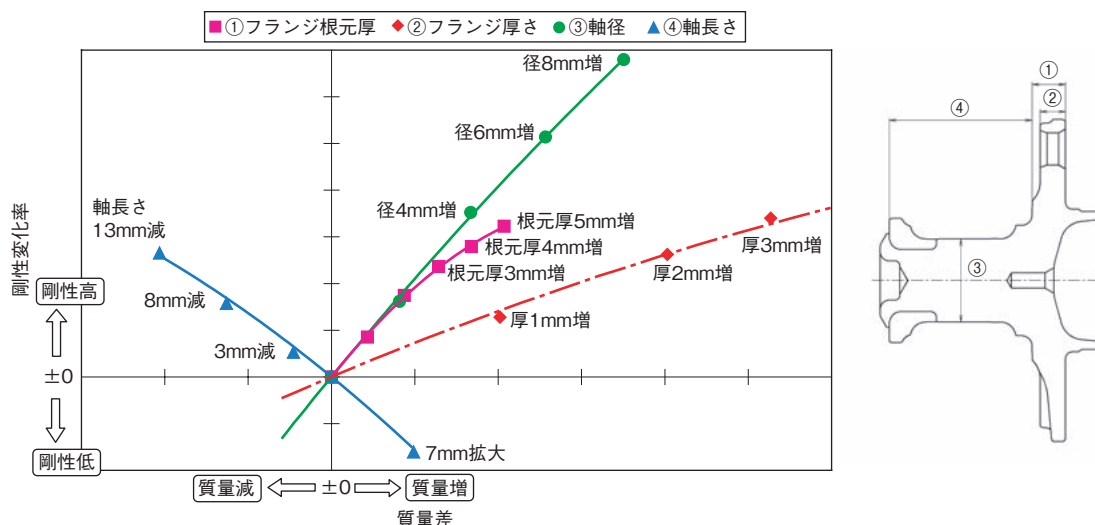


図3 軸形状と質量，剛性の関係  
Relationship among shaft configuration, weight and rigidity

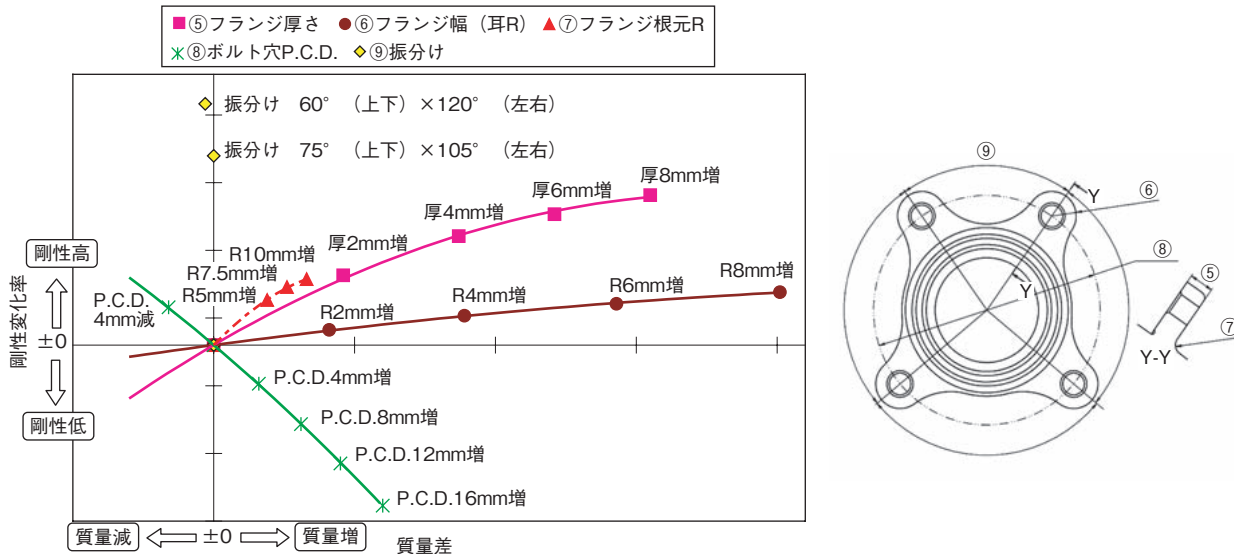


図4 外輪形状と質量、剛性の関係  
Relationship among outer ring configuration, weight and rigidity

- <現行品との主な相違点>
- ・球心間距離を短縮+軸長さ短縮
  - ・玉数3個/列増加+玉P.C.D.拡大
  - ・軸径拡大+軸いんろう内径部の肉抜き
  - ・外輪ボルト穴P.C.D.縮小
  - ・外輪フランジ振分け角度変更
- 他

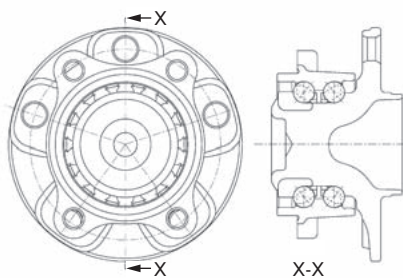
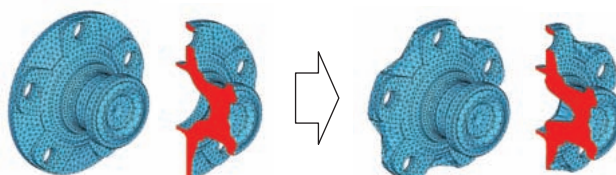


図5 ベースモデル  
Base model



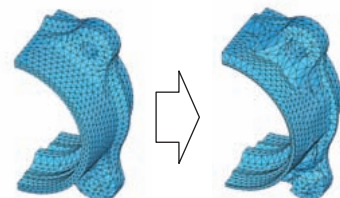
(a)内軸・内輪 (フルモデル) (b)外輪 (ハーフモデル)

図6 形状最適化解析 有限要素モデル  
Finite-element model for shape optimization analysis



(a)ベースモデル (b)最適化モデル

図7 形状最適化結果 (内軸・内輪)  
Result of shape optimization (hub shaft & inner ring)



(a)ベースモデル (b)最適化モデル

図8 形状最適化結果 (外輪)  
Result of shape optimization (outer ring)

### 3.2.2 形状最適化結果

図7, 8に形状最適化解析の結果を、また、図9に計算繰返し数に対するモデル体積と平均コンプライアンスの履歴を示す。内軸・内輪、外輪ともに、フランジの固定ボルト間などの剛性寄与度が低い部分の体積を削減し、必要な部分を補強する形状となっている。最終的に、各モデルの平均コンプライアンスは、初期形状に対して9~10%減少するという結果となった。すなわち、初期の体積を維持しながら、剛性を増大させた収束形状が得られていることが分かる。

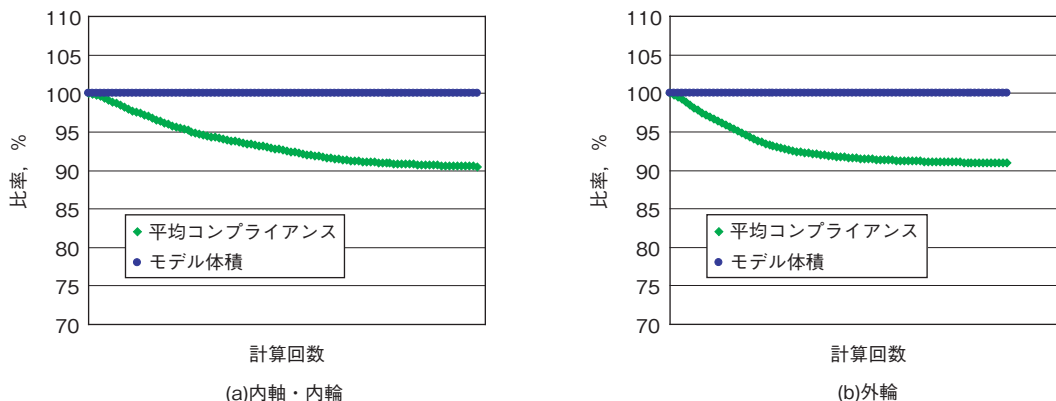


図9 モデル体積と平均コンプライアンスの履歴  
History of model volume and mean compliance

### 3.2.3 最適化形状のCADモデル化

前項で得られた最適化形状を基に、旋削や鍛造などの製造要件を考慮して、最終形状のCADモデル化を実施した。最終モデルを図10に示す。形状最適化解析を用いることで、2次元では発想できないリブ形状などが効果的に配置され、本モデルは現行モデル形状に比べて軸受ASSYで質量125gの軽量化を達成することができた。



図10 最終モデル  
Final model

### 3.3 軸受ASSY解析

最終モデル形状品の性能を机上検討で確認するため、軸受ASSYモデルによる剛性解析を実施した。解析モデルを図11に示す。本モデルは、実機剛性評価試験にシミュレートさせるため、内軸、内輪、外輪、玉、固定ボルトのハブユニットASSY、および試験治具相当の剛体バックアップで構成される。解析モデルにはモーメントを付与し、内軸-外輪フランジ間の相対傾き量を確認した。

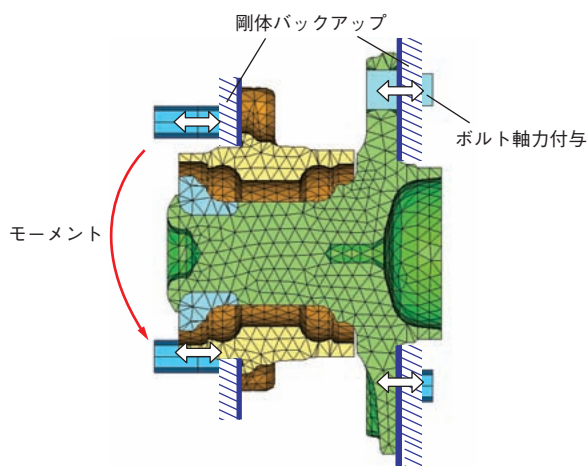


図11 軸受ASSY解析モデル  
Bearing assembly analysis model

図12に各形状の軸受ASSY解析結果(軸方向変位コンタ図)、表1に剛性評価結果を示す。最終モデルは現行モデルに対して、モーメント剛性(軸受を1deg. 傾けるために必要なモーメント力)が50%以上向上した。なお、疲労強度と軸受計算寿命は現行品以上となり、性能的に優位であることも確認している。

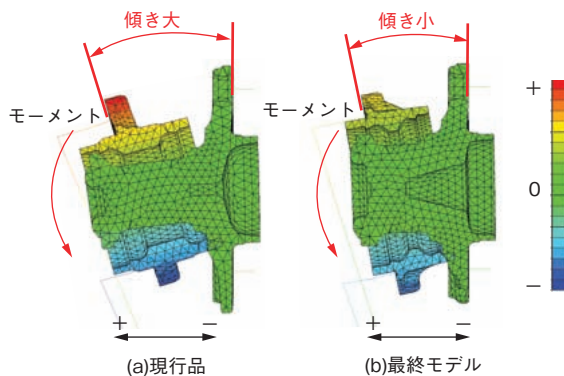


図12 軸受ASSY 軸方向変位コンタ図  
(変形倍率50倍)  
Bearing assembly axial displacement (X50)

表1 剛性評価結果  
Result of rigidity evaluation

形状	現行品	最終モデル
傾き, deg	0.339	0.224
モーメント剛性比	1.00	1.51

#### 4. 実際の製品による検証

実際の製品でのモーメント剛性を確認するため、最終モデルの評価試験用サンプル（以下、開発品と称す）を試作して、現行品と開発品のモーメント剛性を測定した。開発品の外観を図13に、また、モーメント剛性の測定結果を図14に示す。現行品に対して開発品は、CAE解析でのねらい通り、約125gの軽量化と56%の大幅な剛性向上が認められた。また、CAE解析結果と実測結果の比較より、軸受 ASSY 解析条件と実際製品の条件の結果がよく一致しており、今後の剛性検討手法として軸受 ASSY 解析が非常に有効であることが確認できた。



図13 開発品  
Developed product

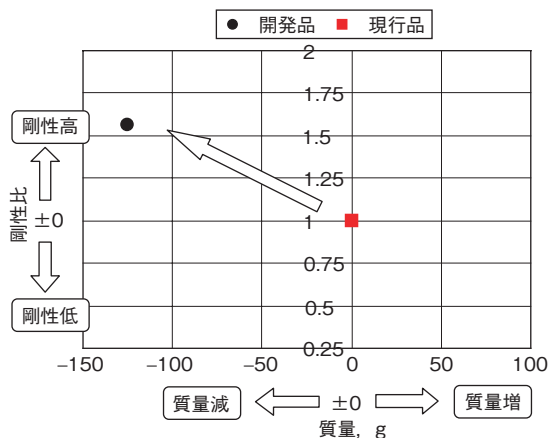


図14 モーメント剛性測定結果  
Result of moment rigidity measurement

#### 5. 結論

以上のように、軽量化と同時に剛性をどこまで向上できるかという視点で、軽量・高剛性ハブユニットの最適化を検討した。その結果、初期形状に対して約125gの軽量化と1.5倍以上の剛性向上を実現できた。形状最適化解析により、従来のパラメータスタディでは検討不可能な、より最適な形状を得ることができた。また、軸受 ASSY 解析結果と実際の製品での剛性評価試験結果において高い整合性が得られ、机上検討による設計精度の向上が可能となった。

#### 6. おわりに

本報では、軽量・高剛性ハブユニット軸受の取組みについて紹介した。この検討手法を応用することにより、寿命、強度、および剛性を維持しつつ最軽量化を目的とした最適化設計も可能となる。今回得られた手法や知見を今後のハブユニット設計に活用拡大し、短期間で顧客のニーズに対応した最適性能品を開発していきたい。

#### 参考文献

- 1) 自動車技術：自動車技術， vol. 162, no. 8(2008)43.
- 2) 沼田哲明：Koyo Engineering Journal, no. 168(2005) 8.
- 3) 中下智徳， 鬼塚高晃， 長谷川賢一：JTEKT Engineering Journal, no. 1001(2006)92.

#### 筆者



横田竜哉\*  
T. YOKOTA



鬼塚高晃\*\*  
T. ONIZUKA

\* 軸受・駆動事業本部 中部テクニカルセンター  
\*\* 軸受・駆動事業本部 実験解析技術部