

# 軸端かしめハブユニットの開発

戸田一寿 石井知博 柏木信一郎 御手洗 匡

## Development of Hub Units with Shaft Clinching for Automotive Wheel Bearings

K. TODA T. ISHII S. KASHIWAGI T. MITARAI

KOYO offers generation I, II & III hub units using balls or tapered rollers for automotive wheel bearings. Due to recent trend of increased customer requirements for energy efficiency and environmental considerations, a need for improved wheel bearing performance is needed to be more and more improved.

KOYO has developed an advanced and reliable shaft clinching technology and has new hub units with this technology. In this paper, some keypoints about the new shaft clinching technology are explained. Furthermore, observation of the shaft deformation process and FEM analysis results are shown to explain the occurrence of axial force, which is caused by the axial stress balance caused from the elastic deformation between the shaft and the inner ring during the clinching process.

**Key Words:** hub unit, wheel bearing, clinching, FEM

### 1. はじめに

自動車を取り巻く技術課題として、環境、安全、省エネに関する問題が大きく取り上げられている。これらの社会の要求に応えるために自動車のホイール用軸受は大きな変遷を遂げてきた。すなわち、円すいころ軸受や深溝玉軸受の2個使いタイプからハブ、ナックルおよびシャフトなどの周辺部品をユニット化したハブユニットへの進化である<sup>1)</sup>。

この20年間、当社は高度な自動車ホイール用ハブユニットの開発に取り組んできた。取り組みの基本思想はユニット化のメリットである軽量コンパクト、作業性向上、信頼性向上を顧客に提供することであった。ところがここ数年の社会の要求は一層深刻であり、特に燃費と信頼性の向上、低コスト化に関する技術開発要求はますます厳しいものとなっている。この要求に応えるためにハブユニットの締結方法をナット締結から軸端かしめ締結に変更することが提案された。しかしこの提案は、かしめ加工による軸受の変形が懸念され、性能面の不安から今まで広く普及することはなかった。

そこで今回、筆者らはFMEA(Failure Mode and Effects Analysis, 故障モード影響解析)を用いて従来のかしめ技術に関する問題点を明確にし、さらに軸受性能に影響を与える要因について

検討した。その結果に基づき素材性状や加工条件を最適化することで、これまでの性能不安を払拭する軸端かしめ技術を開発したので以下に報告する。

### 2. 軸端かしめ技術の概要

車体側のナックルに取り付けるフランジを外輪と一体化した第2世代ハブユニット、さらにアウト側内輪をハブシャフトと一体化した第3世代ハブユニットの従来構造を図1上段に示す。これらの構造においてハブシャフトと内輪はナットで締結されている。これに対しハブシャフトの端部をかしめることによってハブシャフトと内輪を締結した軸端かしめ構造を図1下段に追記する。従来構造では不可欠な部品であったナットをなくすことによって軽量コンパクト化、低コスト化が実現でき、さらには従来からのナット締結では完全に対策することのできなかった使用中の緩み発生の可能性をゼロにすることができる。

従来から軸端かしめ加工方法には金属材料の成形加工方法の一つである回転鍛造<sup>2)</sup>あるいは揺動鍛造<sup>3)</sup>と呼ばれる技術が適用されてきた。これはパンチと円管状または円柱状の加工対象物との相対的な回転運動を利用して所定の形状に加工する方法である。

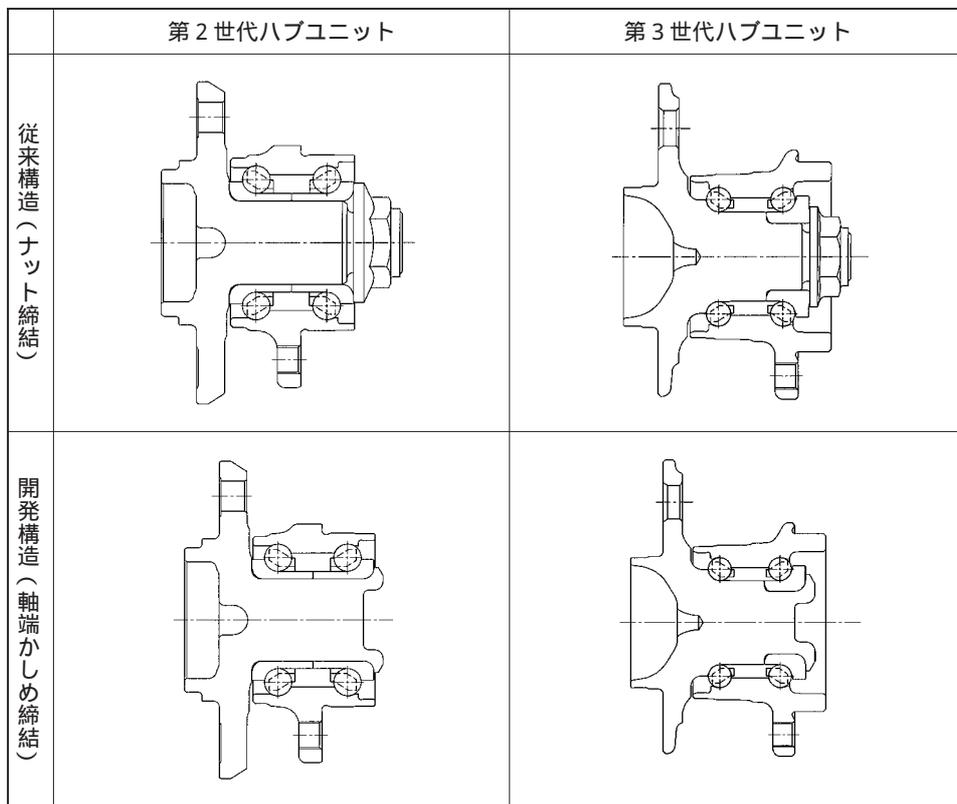


図1 ナット締結タイプと軸端かしめ締結タイプの構造  
Hub units structures

加工の概念を図2に示す。パンチの中心軸OBを加工中心軸OAに対して角度  $\theta$  だけ傾斜させ、点Oを支点にして軸OBを軸OAの回りに回転させることによってパンチはハブシャフト上で揺動運動をする。そこで、パンチをハブシャフトに押し込めばハブシャフトは局部的に順次加工され、最終的に破線で示される形状となる。ハブシャフトの変形から見るとハブシャフト上面はらせん状に加工されていく。

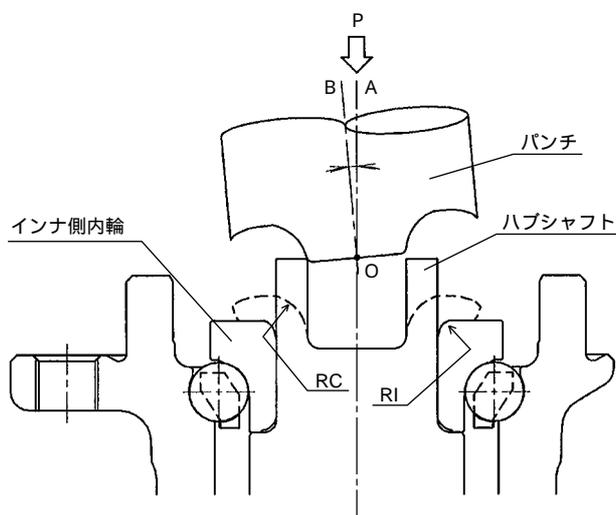


図2 回転鍛造を用いた軸端かしめ加工の概念図  
Schematic diagram of clinching by rotary forging

この手法は全面加圧(圧縮)形式の鍛造法と比較するとパンチと加工対象物との接触領域を減少させることができるため加工荷重(パンチ加圧力、P)が小さくてすむというメリットがある。一方、パンチが角度  $\theta$  だけ傾斜しているために、加工荷重が小さいとは言え、かしめ加工中の軸受には軸方向および半径方向の負荷がかかり、転動体と軌道に変形や圧痕が発生するなど性能に及ぼす悪影響が推測される。したがってこれらの悪影響を抑制し、軸受としての顧客要求性能を満足するためには新しい軸端かしめ技術の開発が必要となる。

### 3. 高信頼性軸端かしめ技術の開発

#### 3.1 FMEAによる信頼性解析

開発に先立ちFMEA手法を用いてハブユニットの締結方法をナットから軸端かしめに変更した場合の故障の影響を解析し、問題点の絞り込みを行った。表1に検討結果の要点を簡単に示す。ここで、軸力とは内輪を固定するために必要な軸方向荷重を意味する。本報では特に軸受性能に影響を与える軸力と変形を取り上げ、内輪内径 26mmのハブユニットで得られた実験結果について報告する。なお、軸力は内輪に歪ゲージを貼り付けることによって実測し、変形はかしめ前後の内輪外径変化量に着目した。

表1 FMEA検討結果

Summary of FMEA result

変更モード	変更モードによる故障モード	要因となる現象
ナット締結 ↓ 軸端かしめ締結	<ul style="list-style-type: none"> <li>・かしめ部の変形破壊</li> <li>・短寿命</li> <li>・異音振動</li> <li>・剛性不足</li> <li>・回転精度不良</li> <li>・強度不足</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・軸力                             <ul style="list-style-type: none"> <li>— 過大</li> <li>— 不足</li> </ul> </li> <li>・変形                             <ul style="list-style-type: none"> <li>— 内輪変形</li> <li>— ハブシャフト変形</li> <li>— 内輪クリープ</li> </ul> </li> <li>・かしめ条件                             <ul style="list-style-type: none"> <li>— 加工条件不適</li> <li>— 異物混入</li> </ul> </li> <li>・衝撃疲労</li> </ul>

3.2 かしめ試験結果

3.2.1 内輪形状およびかしめ形状の影響

図3にパンチ加圧力P=98kNとした場合の内輪コーナ寸法RIとかしめコーナ寸法RCが軸力と内輪外径変化量に与える影響を示す。

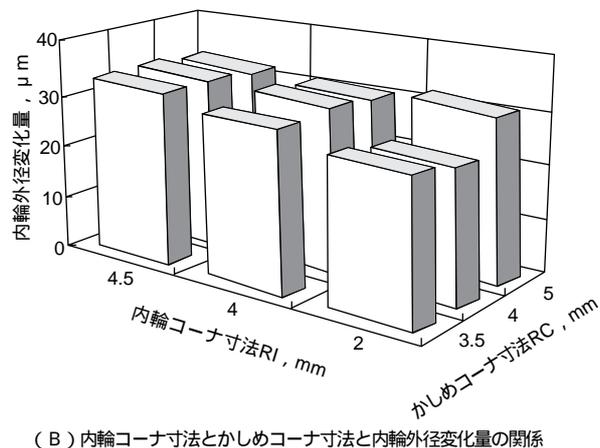
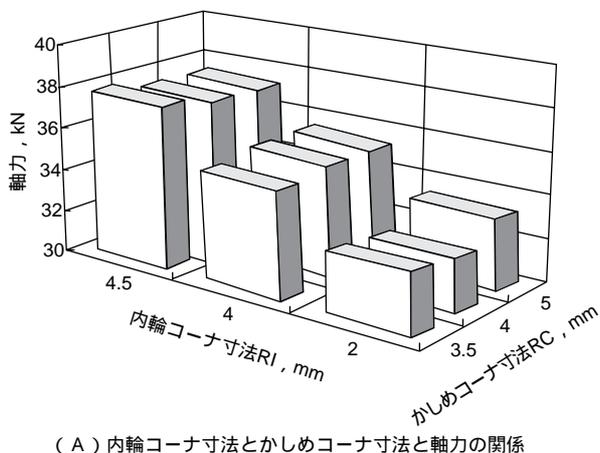


図3 内輪コーナ寸法とかしめコーナ寸法の影響

Effect of radius of outer edge of inner ring and bead radius

図3(A)からわかるようにRIの増加に伴い軸力は増加するが、RCは軸力に影響を与えない。また、図3(B)からRIとRCはともに内輪外径変化量に影響を与えないことがわかる。以上のことから軸力を管理するためにはRIの適正化が重要な要因であることが明らかとなった。

3.2.2 パンチ加圧力の影響

RI=4.5mm、RC=4.0mmの場合のかしめ加工時のパンチ加圧力が軸力と内輪外径変化量に与える影響を図4に示す。

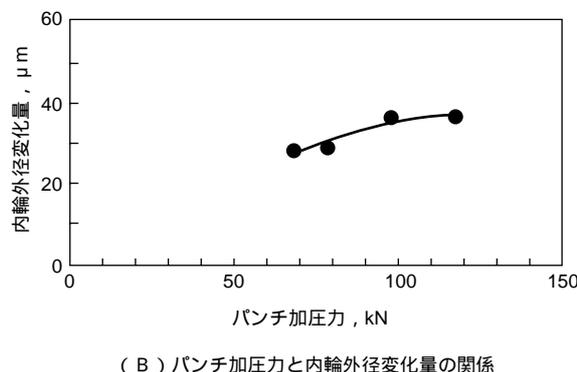
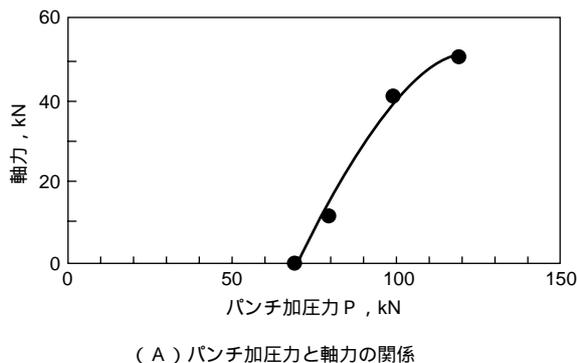


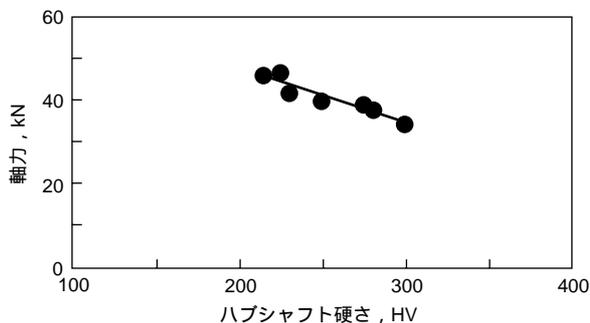
図4 パンチ加圧力の影響

Effect of clinching load

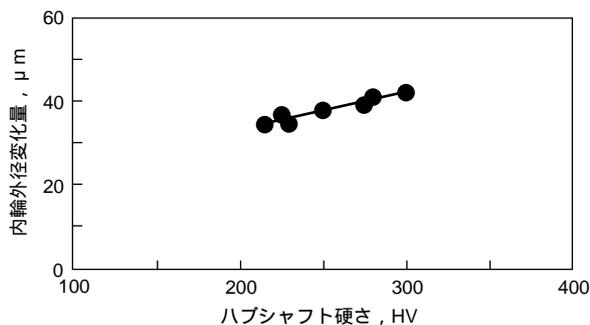
図から軸力を発生させるためには68.6kN以上のパンチ加圧力が必要であり、パンチ加圧力の増加に伴い軸力は急激に増加することがわかる。また、内輪外径変化量もパンチ加圧力の増加に伴い増加する。このようにパンチ加圧力は軸力と変形に大きな影響を与え、パンチ加圧力の精密制御が軸受性能の安定化にとって重要な要因である。

### 3.2.3 ハブシャフトの硬さの影響

一般にハブシャフトには炭素鋼が用いられ、軌道部や内輪嵌合部などの強度が必要とされる部分は必要に応じて高周波焼入れで硬化される。非硬化部は調質硬さや焼鈍硬さの状態に残される。このような状態のハブシャフトにかしめ加工を施す場合には、かしめ部の硬さに注意する必要がある。図5にハブシャフト硬さが軸力と内輪外径変化量に与える影響を示す。図からハブシャフトの硬さの増加に伴い軸力は減少し、内輪外径変化量は増加することがわかる。これらのことからハブシャフトのかしめ部分の硬さを適正化することが軸力と変形の管理に重要である。



(A) ハブシャフト硬さと軸力の関係



(B) ハブシャフト硬さと内輪外径変化量の関係

図5 ハブシャフト硬さの影響

Effect of hubshaft hardness

### 3.3 軸力発生メカニズムの解明

#### 3.3.1 かしめ過程観察結果

高速度ビデオ動作解析装置(1 000コマ/秒)を用いてかしめ加工中のハブシャフトの変形過程を観察した。この時、内輪に歪ゲージを貼り付けるこ

とで内輪負荷荷重を同時にモニタリングした。その結果を図6に示す。ハブシャフトの変形はパンチの下降と揺動運動に伴いらせん状に進行し、その過程は3段階にわけることができる。すなわち、パンチが下降してハブシャフトに接触し端部から順次据え込まれていく第1段階、さらに変形が進行し半径方向に押し広げられたハブシャフトが内輪コーナと接触する第2段階、最終的にかしめ形状が完成する第3段階である。第1段階ではパンチ加圧力のほとんどすべてがハブシャフトの据え込みに費やされ内輪への負荷荷重は小さく一定である。第2段階に入るとパンチ加圧力が内輪に伝達され内輪負荷荷重は急増する。その後第3段階では内輪負荷荷重は緩やかに増加しパンチ加圧力で飽和する。加工終了後パンチが上昇しても内輪負荷荷重はゼロにはならずいくらかの荷重が残留する。この残留荷重が軸力となるものと考えられる。

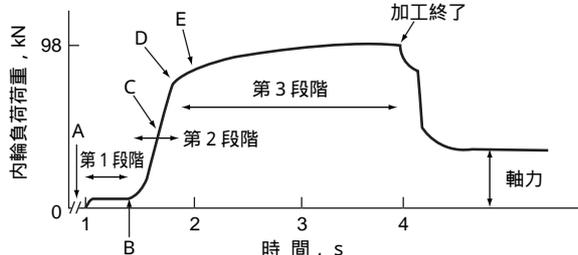
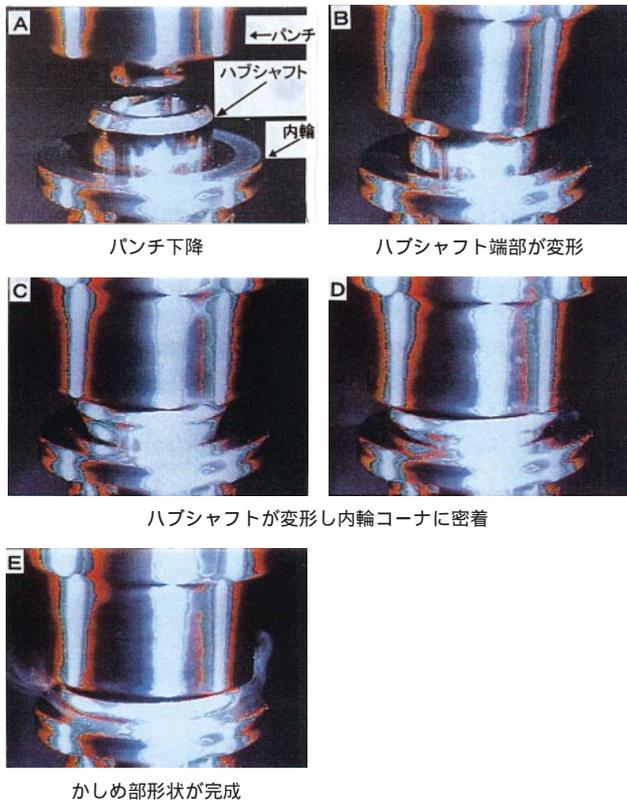


図6 かしめ過程観察

Observation of clinching process

### 3.3.2 FEM解析結果

動的解析ソフトを用いて軸力発生メカニズムを検討した。解析結果の一例を図7に示す。図7は前述の図6に示した第3段階に相当する変形過程において、加圧力 $P=98\text{kN}$ で揺動運動をしているパンチが図中矢印部を紙面の表から裏方向に通過した直後の軸方向応力分布を示したものである。矢印部では内輪に圧縮応力、シャフトに引張り応力が発生していることがわかる。この応力バランスが軸力を発生させるものとする。さらに図6の結果を考え併せると内輪負荷荷重が急増する第2段階が軸力発生段階であり、図3～5に示した各要因と軸力の関係は内輪およびハブシャフトに発生する軸方向弾性変形量の影響を示唆しているものと推測される。

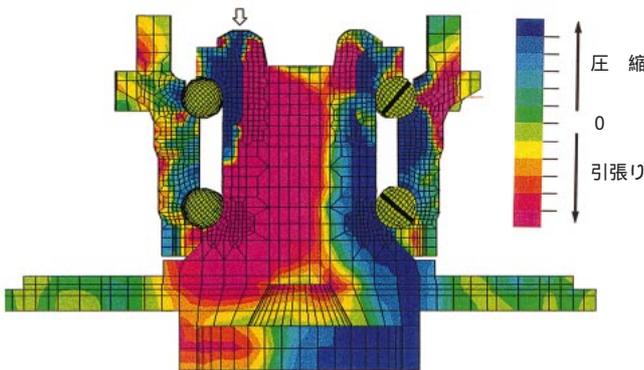


図7 パンチ通過直後の軸方向主応力分布  
Distribution of axial principal stress

## 4. おわりに

今回開発した軸端かしめタイプハブユニットは性能評価試験と実車走行試験において、従来のナット締結タイプハブユニットと同等以上の性能を有することを確認した。

軸端かしめ加工に用いた回転鍛造技術は古くから金属材料の成形加工に用いられている一般的な技術であり、今回この従来技術を軸受に適用するためにいくつかの改良を行った。このように従来技術を冷静に見つめ直すことによって新しい付加価値を生む場合がある。今後も広い視野を持って社会に貢献できる技術の開発に臨みたいと考える。

本研究はトヨタ自動車株式会社第1生技部と共同で行われたものであり、関係各位に多大なるご協力を頂きました。ここに深く感謝します。

## 参考文献

- 1) 河村基司：Koyo Engineering Journal, no. 147 (1995) 51.
- 2) 久保勝司, 平井幸男, 小木曾史郎, 伊藤正治：名古屋工業技術試験所報告, vol. 23, no. 3 (1974) 75.
- 3) 工藤英明：塑性と加工, vol. 16, no. 176 (1975) 768.

## 筆者



戸田一寿\*  
K. TODA



石井知博\*\*  
T. ISHII



柏木信一郎\*\*\*  
S. KASHIWAGI



御手洗 匡\*\*\*  
T. MITARAI

\* 軸受事業本部 軸受技術センター  
自動車ユニット技術部 工学博士

\*\* 軸受事業本部 軸受技術センター  
自動車ユニット技術部

\*\*\* 軸受事業本部 生産技術センター  
生産技術開発部