

高剛性インタミディエイトシャフト用プレスヨークの開発

Development of Stamped Yoke for High Rigid Intermediate Shaft

金目茂孝 S. KINME 上川多恵 T. KAMIKAWA 西野明宏 A. NISHINO
池田克彦 K. IKEDA 井上聖準 S. INOUE

In order to cope with automakers' requirements on low cost and high strength/rigidity, the development for high rigid stamped yoke has been carried out.

In this development, experiment result and FEM analysis method was effectively utilized, while reviewing on design repeatedly, and high rigidity in low price stamped yoke was achieved.

Key Words: intermediate shaft, stamped yoke, high rigidity

1. はじめに

自動車の操舵装置(図1)はステアリングホイールに連結されるステアリングシャフト(ステアリングコラムに内蔵), およびそのシャフトとステアリングギヤを連結するインタミディエイトシャフト(以下インタミと称す), 車輪を操向するためのステアリングギヤで構成され, これにより運転者はステアリングホイールを操作して, 車の方向を変えることができる。

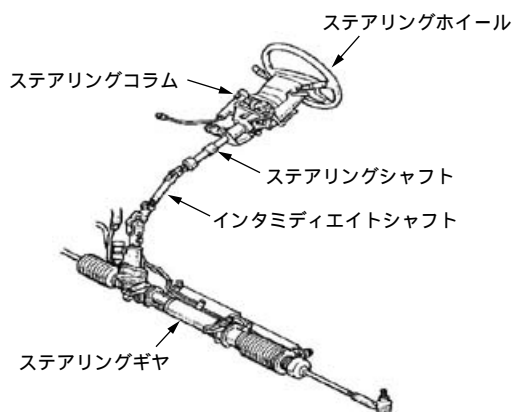


図1 操舵装置
Steering system

インタミはステアリングシャフトとステアリングピニオンを連結しているが, これらの部品は車両搭載上, 同一軸上に配置することができずに折れ角を持って配置されるため, 一般的に2個のユニバーサルジョイントが使用されている。

これまで高トルクが負荷されるインタミ(小型トラック用マニュアルステアリング, コラムタイプ電動パワーステアリングなど)には高強度である冷間鍛造ヨークを使用している。しかし, コス

ト高であるため, その低減の目的でプレスヨークへの切り替えが考えられる。ところが, 現状ではプレスヨークは安価ではあるが, 高負荷トルクに対して強度が不十分である。一方, 近年の自動車の性能向上に伴い, インタミの振り剛性が操舵フィーリングに影響する事が分かりつつあり, より高剛性のヨークも求められている。

本報では, 実験とFEM解析を用いながらデザインレビューを繰返し, 高強度・高剛性を持つプレスヨークを開発したので, その結果を報告する。

2. ユニバーサルジョイントの構成

図2はユニバーサルジョイントの構成を示す。ユニバーサルジョイントは折れ角の変化に対応しながらトルクを伝達する機構で, 2個のヨークと4個のベアリング(インタミでは針状ころ軸受が用いられる), クロスで構成されている。入力側のヨークに負荷されたトルクは入力側ヨークに圧入されたベアリングからクロスに伝わり, 出力側のヨークに圧入されたベアリングを介して出力側ヨークへと伝達される。

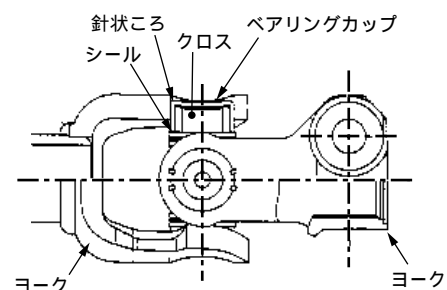


図2 ユニバーサルジョイントの構成
Structure of universal joint

3. プレスヨークの捩り強度および捩り剛性の目標値の設定

本開発では、捩り強度および捩り剛性の目標値を高トルクが負荷され、冷間鍛造ヨークを使用している現在量産中の小型トラック用インタミの要求仕様以上とした(図3)。

達成目標値

捩り強度：400N・m以上

捩り剛性：34.7N・m/deg.以上

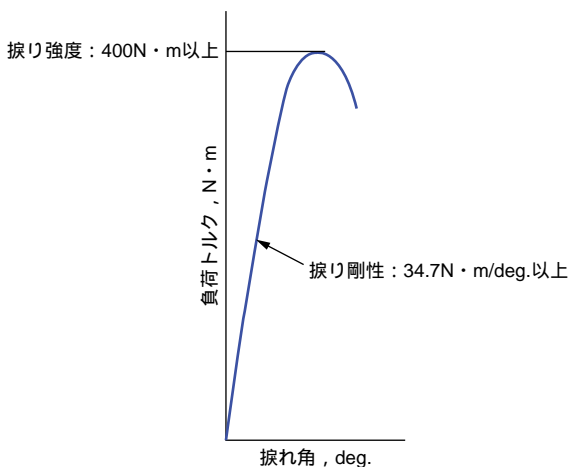


図3 プレスヨークの目標値
Target value of stamped yoke

4. FEM解析による量産ヨークの高応力発生部位の把握

高強度・高剛性のプレスヨークを開発するにあたり、FEM解析により現在量産中のヨークに捩りトルクが負荷された時に発生する高応力部位を把握し、対策が必要となる箇所の特定を行った。

4.1 FEM解析での入力荷重条件の決定

はじめに、FEM解析する際の入力荷重条件である転動体荷重： $Q(\theta)$ を計算により求めた。

図4は針状ころに作用する転動体荷重を示す。

それぞれの針状ころの位置における転動体荷重： $Q(\theta)$ および最大転動体荷重： Q_{max} は次式で示される。

$$Q(\theta) = Q_{max} [1 - (1 - \cos \theta) / 2] \dots\dots(1)$$

$$Q_{max} = T / 2r \cdot z \cdot J_r \cdot \cos(0) \dots\dots\dots(2)$$

ここで、 θ ：針状ころの位置 [deg.]， T ：負荷率， n ：指数， r ：回転中心からアームまでの距離 [m]， z ：針状ころの個数 [個]， J_r ：ラジアル積分を示す。

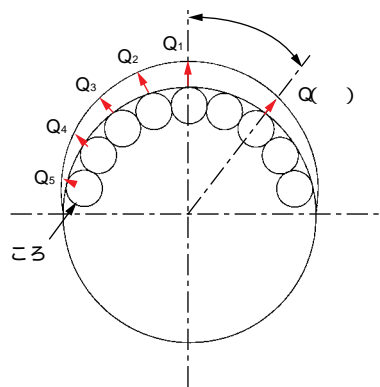


図4 針状ころに作用する転動体荷重
Roller load affecting needle roller

針状ころ軸受の場合、式(1)および式(2)に $n=1.11$ ， $\theta=0.5$ (ベアリングカップ - 針状ころ - クロス間の隙間が0の場合)， $J_r=0.2448$ ， $r=0.017875$ ， $z=19$ を代入すると、

$$Q(\theta) = T(\cos \theta)^{1.11} / 0.1663 \dots\dots\dots(3)$$

となる。

今回、負荷トルクを量産プレスヨークの捩り強度実力値を $T_1 (=350\text{N}\cdot\text{m})$ ，および捩り強度目標値を $T_2 (=400\text{N}\cdot\text{m})$ とすると、式(3)より表1が得られる。

表1 それぞれの針状ころの位置における転動体荷重
Roller load on each needle roller position

荷重負荷位置 $Q(\theta), \text{N}$	Q_1	Q_2	Q_3	Q_4	Q_5
	$Q(0)$	$Q(19)$	$Q(38)$	$Q(57)$	$Q(76)$
$T_1 = 350, \text{N}\cdot\text{m}$	2105	1978	1616	1072	436
$T_2 = 400, \text{N}\cdot\text{m}$	2406	2261	1850	1231	506

FEM解析では $Q(\theta)$ に相当する荷重をヨークに負荷した(図5)。

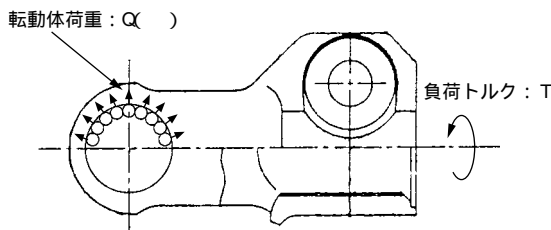


図5 ヨークに負荷される転動体荷重
Roller load applied to yoke

4.2 量産ヨークのFEM解析

4.1で得られた転動体荷重を用いて、量産プレスヨークおよび冷間鍛造ヨークのFEM解析を行った。

図6はそれぞれのヨークの応力分布を示す。

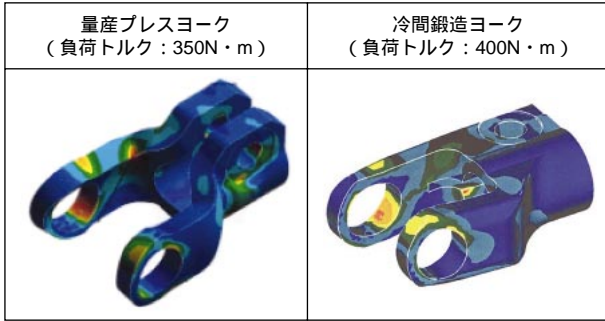


図6 応力分布
Stress analysis

量産プレスヨークおよび冷間鍛造ヨークの応力分布は類似の傾向を示し、アーム根元部とベアリング圧入穴部に高い応力が発生していることが分かる。このことから、アーム根元部およびベアリング圧入穴部の強度を上げる必要があると考えた。

5. プレスヨークの捩り強度および捩り剛性の向上

4.2の結果を元に、量産プレスヨークおよび冷間鍛造ヨークと比較しながら捩り強度および捩り剛性の向上対策を検討し、FEM解析および実験にて効果確認を行った。

5.1 捩り強度および捩り剛性の向上対策

プレスヨークの捩り強度および捩り剛性の向上対策は、次の3つの観点から検討した。

- 1) 板厚アップ
- 2) 材料強度アップ
- 3) 形状の見直し

5.1.1 板厚アップによる捩り強度の向上

ヨークのアームを片持はりに置き換えて、板厚変更品に400N・mを負荷した時の最大応力が量産プレスヨークにそれ自身の捩り強度である350N・mを負荷した時の最大応力以下となる最小板厚があれば、目標である400N・m以上の捩り強度を達成できると考えた。

図7に示す片持はりにおいて、最大応力は次式で表される。

$$\sigma = M / Z = 6Fl / bh^2 \dots\dots\dots(4)$$

ここで、F：ベアリング圧入穴に負荷される荷重(=T/2r)、l：アーム長さ、b：アーム板厚、h：アーム高さを示す。

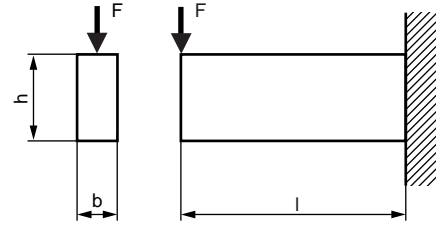


図7 片持はり
Cantilever boom

量産プレスヨークの板厚を b_1 (= 7 mm)、最大応力を σ_1 、負荷トルクを T_1 (= 350N・m)、板厚変更品の板厚を b_2 、最大応力を σ_2 、負荷トルクを T_2 (= 400N・m)とし、式(4)を σ_1 、 σ_2 の関係に代入すると次式の関係が得られる。

$$b_2 / b_1 = T_2 / T_1 \dots\dots\dots(5)$$

式(5)にそれぞれの値を代入すると、

$$b_2 = 1.143 \times 7 = 8.001$$

よって、板厚変更品の必要板厚を8 mmとした。

8 mm以上となると現工法ではプレス成形の際、しわ、割れが発生し、この点からも8 mmは限界と思われる。

5.1.2 材料強度アップによる捩り強度および捩り剛性の向上

表2に材料の機械的性質を示す。

表2 材料の機械的性質
Mechanical property of the material

	材 料	引張強度, N/mm ²	伸び, %
量産プレスヨーク	SPHE	270以上	41以上
材料変更品	SAPH400	400以上	24以上

一般的な板材の中でプレス性、切削性が良く、その上、量産プレスヨークの材料(SPHE)と比較してコストに差のない材料としてSAPH400を選定したいが、材料の伸びが低くなる本材料ではプレス成形(曲げ加工)時に両アームのつなぎ部分およびアーム根元部にしわや割れが発生するため、材料は量産プレスヨークのままとした。

5.1.3 形状の見直しによる捩り強度および捩り剛性の向上

プレス成形のし易さと冷間鍛造ヨークの強度・剛性に近付けるためにアームの形状を見直した。まず、アーム根元部の応力を下げるためにアーム長さを短縮し、プレス成形を容易にするためにアームを平坦にした。また、近年衝突時の乗員衝撃

値を下げる目的で「ヨークの折れ角が60°まで両ヨークが干渉しないこと」という条件がスペックとして提示されるため、干渉逃がし形状としてアーム内側を面押し形状とした。

形状見直し結果を表3および図8に示す。

表3 形状見直し結果
Result of configuration review

変更箇所	量産プレスヨーク	形状変更品
アーム形状	R40の湾曲形状	ヨーク外幅が42mmとなる平坦アーム形状
アーム長さ	26.5mm	23mm
干渉逃がし形状	打ち抜き形状	アーム内側の面押し形状

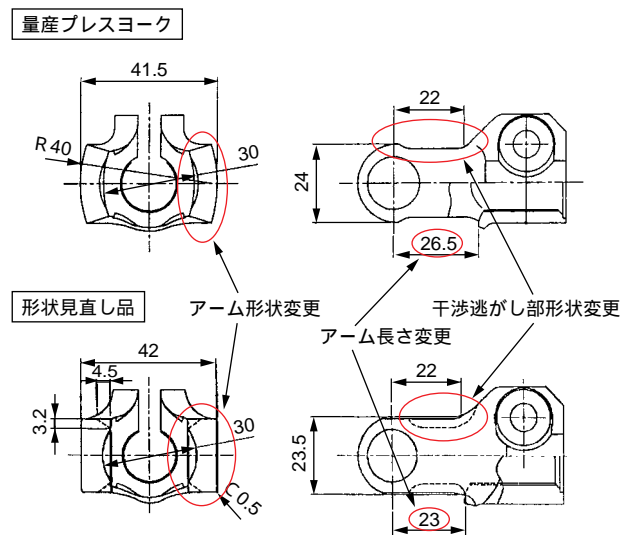


図8 形状見直し結果
Result of configuration review

以上の考察から、板厚アップ(t = 8)、形状の見直しを織り込んだものを対策案とした。

5.2 FEM解析による捩り強度の効果確認

5.1で検討した対策案を図面化しFEM解析を行った。

表4にFEM解析結果を示す。

表4 FEM解析結果
FEM analysis result

	量産プレスヨーク	対策品
板厚, mm	7	8
負荷トルク, N・m	350	400
最大主応力, MPa	2 204.61	1 822.66 17%

このFEM解析では対策品に400N・mを負荷した時の最大応力が量産プレスヨークに350N・mを負荷した時の最大応力と比較して17%低減されていることが分かる。

5.3 実機による捩り強度および捩り剛性の効果確認

次に対策品の静的捩り強度試験を実施した。表5に試験条件を示す。

表5 試験条件
Test conditions

負荷トルク	0 N・m ~ 破断まで
取付角度	37deg.
取付位相角	駆動側ヨークのベアリング中心が水平方向
ボルト締付トルク	35N・m

表6に試験結果を示す。

表6 試験結果
Test result

	捩り強度, N・m	捩り剛性, N・m/deg.
目標	400	34.7
対策品	434(1.09)	26.8(0.77)
判定		×

判定基準； ○：目標以上，×：目標未満
()は目標に対する強度比，剛性比を示す

これより、対策品は捩り強度目標値：400N・m以上を達成しているが、捩り剛性は目標値に達していないことが分かった。

5.4 捩り剛性の向上対策

捩り剛性を目標値に近付けるべく、更にヨーク形状の見直しを行った。図9に示すように、セレーション加工時の取り代を減らし、両アームのつなぎ部分の板厚(外R)を上げることによって、アーム根元部の捩り剛性をアップさせた。

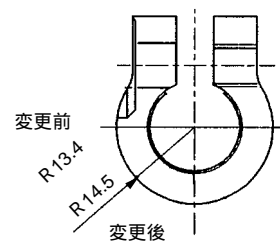


図9 アームつなぎ部板厚変更

Change in plate thickness of arm connecting part

図10に上記の最終形状品、および量産プレスヨークの静的捩り強度試験より得られた捩れ角と負荷トルクとの関係、図11にそれぞれの試験後の外観状況を示す。

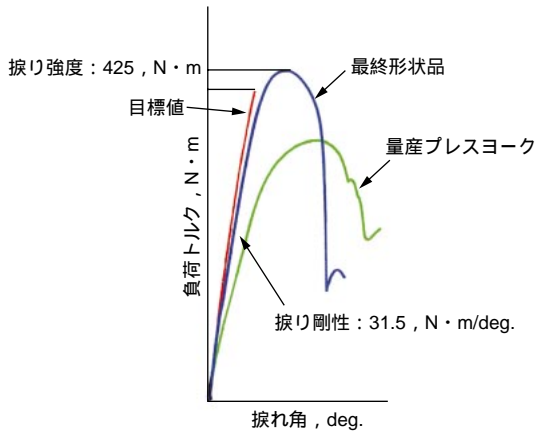


図10 捻れ角と負荷トルクの関係
Relation between helix angle and torque

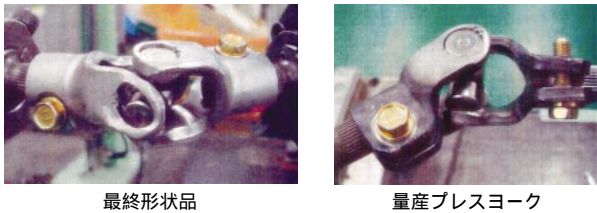


図11 試験後の外観状況
Appearance after test

表7に試験結果を示す。

表7 試験結果
Test result

	捻り強度, N・m	捻り剛性, N・m/deg.
目標	400	34.7
対策品	425(1.06)	31.5(0.91)
判定		×

判定基準; ○: 目標以上, ×: 目標未満
()は目標に対する強度比, 剛性比を示す

この試験結果より以下のことが分かった。
高剛性プレスヨークの捻り強度は目標値である400N・m以上(106%)を達成した。
高剛性プレスヨークの捻り剛性は目標値である34.7N・m/deg.の91%(量産プレスヨークは67%)まで近付いたものの、目標値には若干及ばない。

5.5 考察

これまで冷間鍛造ヨークからプレスヨークへの切り替えを目的として、高強度・高剛性のプレスヨークを検討してきたが、捻り強度は目標値を達成したものの、捻り剛性については若干目標値に達していない。この要因はヨークの成形性の課題が大きく寄与している。板厚については、8mm以上ではプレス成形時にしわや割れが発生し、現

工法による板厚アップは難しい。さらに、形状については、衝突時に両ヨークが折れ角：60°でも干渉しないという条件を確保するためにはヨークの断面係数を上げることに限界がある。

5.6 耐久性およびコストの確認

最終形状の試料を用いて判定基準である捻り耐久試験の条件でヨークが破壊するまで試験を行った結果、対策品は量産プレスヨークおよび冷間鍛造ヨークに比べて耐久性が向上していることが確認できた。

また、コストは冷間鍛造ヨークに対して10%の低減効果があった。

6. おわりに

自動車メーカーの要望である低コスト化、高強度・高剛性化に対応すべく、高剛性プレスヨークの開発を行った。

その結果を以下に示す。

- 1) 捻り強度は目標値である400N・m以上を達成した。(達成率：106%)
- 2) 捻り剛性は目標値である34.7N・m/deg.には若干及ばないが、達成率：91%まで向上した。
- 3) コストは冷間鍛造ヨークに対して10%低減できた。

これにより、負荷トルクの条件によっては、冷間鍛造ヨークからプレスヨークへの変更が十分可能であると考えられる。

但し、更なる低コスト、高剛性を目指して、今後も開発を継続していく必要がある。

筆者



金目茂孝*
S. KINME



上川多恵*
T. KAMIKAWA



西野明宏**
A. NISHINO

池田克彦***
K. IKEDA

井上聖準***
S. INOUE

* ステアリング事業本部 ステアリング第2技術部

** ステアリング事業本部 ステアリング実験部

*** 光洋機械工業株式会社