歯形修整した平歯車の荷重分担について*

田中成忠^{*1}, 江副 寛^{*1}, 穂屋下 茂^{*1}

Static Load Sharing between Contacting Gear Teeth with the Tip Relief

Shigetada TANAKA, Satoru EZOE, and Shigeru HOYASHITA

Static load sharing between the gear pairs with different tip relieves at the position of simultaneous contact has been studied by using mirror-like tooth surface gears with high accuracy ($R_{\max}=0.1\ \mu\text{m}$, JIS M 00 class). Utilizing the gear testing machine, load on the individual tooth at the contact point along the line of action has been measured statically by the strain gauge cemented on the tooth root. It was observed from the results that abrupt changes of load at the initial and final points of contact were reduced by the tooth profile modification. Even though running-in are expected to the low hardness gears, it is necessary to modify the tooth profile in order to improve the oil film formation, and to increase the surface durability of gears.

Key Words: Gear, Tooth Tip Relief, Load Sharing, Oil Film Formation, Pitting

1. 緒 言

同時に2歯以上かみ合って、荷重を伝達している歯車の場合、個々の歯の荷重分担量は、歯車、歯車装置の剛性、精度によって変化する。さらに、歯形修整を施せば、分担量は異なる。歯形修整を施すことによって、荷重分担の急激な変化を避け、歯元における曲げ応力、歯面の接触応力の変動をできるだけ小さくすることができれば、振動騒音が小さく、損傷の発生が少ない歯車を得ることができる。

歯形修整を開始する点、および修整量について、多くの研究がある⁽¹⁾⁽²⁾。一般には、1歯から2歯かみ合いに移る点を開始点として、歯先に向かって伝達荷重に応じた歯のたわみに相当する量だけ修整することが多い。石川ら⁽³⁾は、平歯車、はすば歯車について被動歯車の回転遅れを少なくする歯形修整法に関する研究を行っている。

本研究は、誤差(歯形、歯すじ、ピッチ誤差など)がほとんどなく、歯面が鏡面($R_{\max}=0.1\ \mu\text{m}$)である、理想的な平歯車(JIS精度等級でM00級)を用いて、

歯形修整によって、荷重分担がどのように変化するかを静かみ合い試験を行うことによって明らかにし、合わせて耐久試験を行い、歯形修整法についての基礎的資料を得ようとするものである。

2. 試験機および測定法

二対の歯が同時にかみ合っているとき、それぞれの歯のかみ合い位置と加わっている荷重を正確に検出できる、静かみ合い試験機を設計製作した。その構造を図1に示す。

中心間距離は、60 mm から 180 mm まで変化させることができる。ピッチ点において、最大 5 000 N までの荷重を加えることができる。

図1 静かみ合い試験機

* 昭和63年3月30日 第65期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和62年9月28日。

*¹ 正員、佐賀大学理工学部(〒840 佐賀市本庄町1番地)。

負荷による軸、歯車箱の不均一な変形をできるだけ小さくするため、駆動および被動歯車軸は、左右対称に配置したころがり玉軸受 (6208) によって支持されている。取付け誤差を小さくするため、試験歯車はテーパ軸に、軸ナットを用いて締付けた。

かみ合っている歯の位置を正確に検出するため、歯車箱の上部は、平面研削盤によって仕上げられた基準面となっていて、試験歯車中心軸から 55 014 mm の高さにある。

かみ合っている歯の位置は、以下のようにして検出した。かみ合い点からほぼ 180° の位置にある歯の歯面の動きを、タギ歯厚測定用マイクロメータの測定子 (円すい状ディスク) をスピンドルの先端に取付けたダイヤルゲージによって測定し、計算によって、かみ合い位置を求めた。ダイヤルゲージは、前述の歯車箱上部の基準面に固定できる直定規に締付けられる。

歯面への負荷は、被動歯車軸端に取付けた円筒 (外径 135 mm) にスチールベルトの一端を固定し、もう一方の端に自由に回転できるプーリーを介して重りをつるすことによって行った。駆動歯車軸には、レバー (長さ 450 mm) を固定し、被動歯車からの回転モーメントを支えるとともに、ねじで下方に動かすことによって、かみ合い位置を移動させた。

荷重の分担は、被動歯車の連続した 2 枚の歯の圧縮側歯元の危険断面に、実体顕微鏡と治具を用いて貼付したひずみゲージ (長さ 0.3 mm, 幅 2 mm) によって求めた。貼付したひずみゲージの検定は、駆動歯車と同諸元の隣り合った歯を削り落とした歯車の 1 枚の歯とかみ合わせ、一定荷重のもとで、かみ合い位置に対する歯元ひずみをひずみ計で測定することによって行った。その一例を図 2 に示す。荷重の方向、摩擦、すべりなどの影響によって、歯元部が複雑にひずむため、歯元ひずみと法線方向の力の関係は、わずかに、比例関係からずれている。

この検定曲線から、試験歯車対を一定荷重のもとで

図 2 歯元のひずみゲージの検定曲線 (Exp. [1])

かみ合わせ、かみ合い位置と歯元ひずみから、同時に かみ合っている歯の荷重分担を求めた。

3. 試験歯車の諸元、精度および歯形修整

実験に用いた歯車は、標準平歯車で、その諸元を表 1 に示す。駆動および被動歯車の材質は、それぞれ、浸炭鋼 (SCM 415)、炭素鋼 (S 45 C) である。駆動歯車は、こぶ付きホブで荒削り後、ガス浸炭、焼入れ処理 ($H_v 800$) を行った。被動歯車は、焼ならし後 ($H_b 185$)、こぶ付きホブで前加工を行った。その後、両歯車とも、歯面はすべて CBN 砥石を用いる試作研削盤⁽⁴⁾によって、仕上げた。

ピッチ、歯形、歯すじ誤差を図 3, 4 に示す。いずれも、検査用親円筒歯車の M 00 級 (JIS B 1751) に相当する。

歯形修整には、多くの方法が提案されているが、今

表 1 試験歯車の諸元

	Driver	Follower
Module	m	3
Pressure angle	α°	20
Number of teeth	z	25
Face-width	b (mm)	15.0
Pitch circle diameter	d (mm)	75.00
Contact ratio	ϵ	1.62

図 3 試験歯車の累積ピッチ誤差

図 4 試験歯車の歯形、歯すじ精度

図 5 試験歯車の修整部形状

回の研究では、歯先を修整する方法を採用した。図5に示すように、正規の基礎円半径(r_g)よりわずかに小さい半径(r'_g)のインボリュート曲線とした。

これは、試作研削盤に用いる、被研削歯車の基礎円筒の円周の一部を小さくすることによって実現できる。NCフライス盤のカッタ軸に皿形の砥石を取付け、基礎円筒を必要とする形状に加工した。

歯形上における修整開始点は、歯車研削盤に取付けた基礎円筒とそれに巻付ける創成用スチールベルトをころがり方向に微調整することによって、自由に変わることが可能である。

4. 実験結果および考察

実験に供した歯車の組合せを表2に示す。 H_B185 の試験歯車の許容接触応力は(400~600)MPa、許容曲げ応力は(220~260)MPaであるが、実験では、最大接触応力は1000MPa、最大曲げ応力は290MPaまでの負荷を加えた。

δ_0 は歯先における修整量、 δ'_0 は、修整部をさらに面取りを施したときの除去深さである。 l_s は、修整開始点から歯先までの作用線上の長さである。試験歯車対の場合、1歯かみ合いから2歯かみ合いに移る点は、歯先から5.50mmである。また、荷重による歯のたわみを、日本機械学会の資料⁽⁵⁾の歯のばね定数(14.9×10^3 N/mm²)から求めると、1000MPaのヘルツ応力

表2 試験歯車の組合せ

No. of Exps.	Dimension of modification			
	Driver		Follower	
	l_s (mm)	δ_0 (μ m)	l_s (mm)	$\delta_0 + \delta'_0$ (μ m)
[1]	0	0	0	0
[2]	0	0	5.50	20
[3]	0	0	2.75	10
[4]	0	0	2.75	10 + 5
[5]	2.75	10	2.75	10 + 5

l_s : Length of modification

δ_0 : Amount of tip relief

δ'_0 : Amount of chamfer of tip

図6 修整による荷重分担率 (1000MPa)

では、約12.4 μ mとなる。Tavakoliら⁽⁶⁾の式を適用すれば、歯のコンプライアンスはピッチ点で 71.6×10^{-6} mm²/N、歯先の最悪荷重点で 73.5×10^{-6} mm²/Nとなり、そのときの歯のたわみは、それぞれ13.2 μ m、13.6 μ mとなる。したがって、1000MPaに相当する荷重を加える場合、実験〔2〕の修整量は、歯のたわみより大きく、〔3〕、〔4〕、〔5〕では、わずかに小さいことになる。

4.1 歯形修整と荷重分担 400, 800, 1000MPaのヘルツ応力に相当する荷重を試験歯車に加えて、荷重分担を測定した。1000MPaの場合、歯形修整によって、荷重分担がどのように変化するかを図6に示す。

修整によって、かみ合い始めの急激な荷重分担の上昇がなくなるが、荷重によるたわみより大きく修整すると、かみ合い長さが短くなり、1歯かみ合い領域が増加する。図中の破線は、ピッチ、歯形誤差などが無い歯車で、駆動、被動歯車とも歯形修整をしなかった場合の荷重分担を、歯のコンプライアンスから計算で求

図7 駆動、被動歯車の両方とも修整した場合の荷重分担率 (Exp. [5], 1000MPa)

図8 負荷運転前後の歯形 (Exp. [1], 1000MPa)

図9 なじみによる荷重分担率の変化 (Exp. [1])

図 10 油膜形成状態に及ぼす歯形修整 (負荷運転直後)

めたものである。測定値が計算値より低い分担率がかみ合い始めと終りの点に見られるが、この点では、歯先の角部の接触となるためであると思われる。これに関しては、梅沢ら⁽⁷⁾の研究がある。

駆動、被動歯車の歯先を両方とも修整した場合の結果を図 7 に示す。かみ合い始めと終わりにおいて、荷重がなめらかに上昇し、下降している。

4.2 なじみによる荷重分担 被動歯車は、焼ならした $H_{\text{A}}185$ の硬度であるから、なじみやすい。1000 MPa のヘルツ応力で 10^7 回転後、図 8 に示すように、歯形は変化しており、それによって、荷重分担も図 9 のように変化した。なじみ後の荷重分担は、はじめから歯形修整を施した場合とほぼ等しい経過を示している。

4.3 歯形修整と油膜形成状態 300, 1000 MPa のヘルツ応力を加えた場合、Dowson の弾性流体潤滑理論による油膜厚さは、それぞれ $0.72, 0.52 \mu\text{m}$ であり、歯面粗さの和の約 (2.5~3.5) 倍に相当する。

図 10 は、動力循環式歯車試験機によって、負荷運転中の歯面間の油膜形成状態を電気抵抗法により、測定した結果を示す。駆動歯車回転数は、1796 rpm で、供給した歯車油の粘度は 63.5 cSt (37.8°C) である。

試験歯車対の歯数は互いに素となっているので、駆動歯車の歯は、被動歯車の全部の歯とかみ合う。図 10 は、駆動歯車の特定の 3 枚の歯が、被動歯車の全部の歯とかみ合った後 (約 1 秒間) の、油膜形成状態の記録である。歯形修整をしなければ、高精度、鏡面歯車でも低い荷重 (300 MPa) で、かみ合い始めと終わりにおいて、油膜の破断が生じる [図 10(a)]。駆動、被動歯車とも、歯先を修整すると、800 MPa の高いヘルツ応力でも、かなり油膜が形成される [図 10(c) 参照]。

歯形修整をしなくても、1000 MPa のヘルツ応力で耐久試験を行うことによって、なじみにより、油膜によって歯面が完全に分離されるようになる。しかしながら、この状態に到達するまでに、 7×10^6 回転の繰返

し数が必要であった。駆動、被動歯車とも、修整すると、約 10^6 回転後に油膜によって完全に歯面が分離された。

4.4 歯面損傷および駆音 歯面の耐久試験はすべて、1000 MPa のヘルツ応力で、 10^7 回転まで運転した。歯形修整をしなければ、歯先と歯元に多数のひっかききずが生じ、ピットの発生も多かった。駆動、被動とも修整しなければ、 10^7 回転後に約 0.2% のピッチング面積率となったが、両歯車とも修整すれば、ピットはほとんど生じなかった。また、騒音も 3~4 ホーン低くなった。

5. 結 言

ピッチ、歯形等の誤差や歯面粗さがかみ合い中の荷重分担と歯面間の油膜形成に大きな影響を及ぼすので、従来の加工法で仕上げた歯車を用いた実験では、歯形修整が荷重分担や油膜形成にどのように影響するかを明らかにすることは困難であったが、それらの要因が影響を及ぼさないほどの高精度鏡面歯車を用いることによって、次のことが明らかになった。

(1) 静かみ合い試験により、歯形修整によってかみ合い始めと終わりの点で、荷重分担の急激な変化がかなり低減できる。

(2) 耐久試験の初期において、歯形修整をしなければ、高精度鏡面歯車でも、低荷重で油膜の破断が生じるが、修整することによって、油膜形成が改善され、荷重がなめらかに伝達されることが確認された。

(3) 比較的軟かい歯車 ($H_{\text{A}}185$) では、歯形修整しなくても、なじみによって荷重分担の経過は、修整した歯車の場合に近くなるが、その状態に達するまでに油膜の形成が悪く、その間にわずかであるが、歯面に損傷をひき起こす。したがって、軟かい歯車でも、歯形修整は必要である。

文 献

- (1) 石川・梅沢, 機論, 40-340 (昭 49), 3514.
 - (2) 釘宮, 機論, 31-230 (昭 40), 1554.
 - (3) 梅沢・佐藤・石川, 機論, 49-441, C (昭 58), 794.
 - (4) 石橋・田中・江副, 機論, 50-456, C (昭 59), 1484.
 - (5) 日本機械学会, 技術資料 歯車強さ設計資料, (昭 54), 19.
 - (6) M. S. Tavakoli, D. R. Houser, *Trans. ASME, Jour. Mech. Trans., and Auto.*, 108-1 (1986), 86.
 - (7) 佐藤・梅沢, 機論, 51-463, C (昭 60), 588.
-