ハイポイドギヤの性能経時劣化の追跡*

(第3報, 初期歯面形状による経時劣化後の歯車性能の相異)

汪 中 厚^{*1}, 久保 愛 三^{*2}, 浅野 総一郎^{*3}
加藤 昭 悟^{*3}, 野中 鉄 也^{*2}

Simulation of Deterioration of Hypoid Gear Performance due to Tooth Flank Wear (3rd Report, Influence of initial tooth flank form on the deterioration of gear performance)

Zhonghou WANG, Aizoh KUBO^{**}, Soichiro ASANO,
Shogo KATO and Tetsuya NONAKA

^{**} Kyoto University, Dept. Prec. Eng., Kyoto, 606-8501 Japan

The influence of the difference in initial tooth flank form of hypoid gears on the progress of tooth flank wear and its influence on gear performance is discussed. The tooth flank forms of two new gears from the same production line as that of wear tested gears were employed as the initial state. The wear simulation developed by this investigation has revealed that the tooth of pinion is prone to considerable wear, and when the tooth flank wear develops itself enough, the composite error surface of worn gears tends to have a resemble 3 D figure. The change of the gear performance with progress of tooth flank wear is although somewhat different as function of the difference in the initial composite error form of individual gears. The difference in the change of vibrational excitation with progress of tooth flank wear is especially large. The maximum value of static stresses generally decrease in some extent with progress of tooth flank wear so long as wear is not severe enough.

Key Words: Gear, Hypoid Gears, Composite Error Surface, Contact Pattern, Simulation, Wear, Performance Deterioration

1. 緒 言

歯面形状測定データよりホイールおよびピニオンの歯面形状偏差を接触線上の合成誤差として求め, これを用いて計算した歯当たりが実測結果とよく合うことを第1報⁽¹⁾で報告し, 第2報⁽²⁾では, ハイポイドギヤ歯面の接触応力, 接触領域の移動状況, 滑り速度の大きさと方向を考慮して, 歯面摩耗の進行をシミュレートし, 摩耗進行に伴う運転性能⁽³⁾⁽⁴⁾ならびに合成誤差の変化の状態が求められることを示した。これらの研究においては, 歯車の歯面形状精度は確定的に与えられるものとして解析を進めてきたが, 実際に大量生産される歯車においては, 製作された歯車の歯面形状のばらつきは避けられない。

本報告では, この製品のばらつきが摩耗の進行後の

歯車の性能にどのような影響を与えるかを, 開発したシミュレーションを用いて検討すると同時に, その結果を現実に歯面摩耗を起こしたハイポイドギヤの状態と比較し, シミュレーションの信頼性を検証する。また, 歯車製作時の歯面形状精度の相異が長時間運転後の歯車性能, あるいは, 歯車性能の経時劣化に及ぼす影響を解明する。

2. 初期歯面形状が摩耗進行に及ぼす影響

図1は, 前報で開発した歯面摩耗進行シミュレーションの流れを示す。本報での解析にも同じシミュレーションを使用する。

既報⁽¹⁾⁽²⁾で述べたように, ハイポイドギヤの歯当たりおよび運転性能は組付け誤差に敏感である。したがって現実のハイポイドギヤを用いるときの現場的経験技術として必ずシム等による歯当たりの調整が行われ, 設計あるいは解析には大きな不確定因子がもち込まれる。真実のアライメント状態が実際は正確にのみ得ないことが, 歯当たりや歯車性能に関係をもつ諸量の推定結果に影響を及ぼす⁽²⁾。これをふまえて, 本研究では, 次の三つの組付け状態にある歯車対を明確

* 原稿受付 1999年9月8日。

^{*1} 正員, 大阪精密機械(株) (☎577-0032 大阪府御厨730-2)。

^{*2} 正員, 京都大学工学研究科 (☎606-8501 京都市左京区吉田本町)。

^{*3} (株)浅野歯車工作所 (☎589-0004 大阪府大阪狭山市東池尻4-1402-1)。

E-mail: kubo@prec.kyoto-u.ac.jp

Fig. 1 Flow of tooth flank wear simulation

Fig. 2 Sliding speed on tooth flank of wheel and pinion (At pinion speed: 1 000 rpm)

に区別して取扱う。

①摩耗実験時にアスルテスト上にギヤボックスとしてセットされた組付け状態

②赤当たりを取る場合の歯当たり試験機上の組付け状態

③歯面形状測定時に採用した歯車単体に固定した座標系を用いて、歯車のかみあい状態のシミュレーションを行うときの組付け状態

本報で採用するサンプル歯車は前報と同じ、歯数 6/

Fig. 3 Composite error surface and contact pattern before and after tooth flank wear (Gear set N 1)

Fig. 4 Change of composite error surface with progress of tooth flank wear (Gear set N 2)

40, モジュール 3.90, ホイール歯幅 27.0 mm, ピニオンオフセット 22.0 mm のハイポイドギヤ対である。この内の一つは前報で述べた歯車対 N 1 であり、もう一つは歯車対 N 1 と同じ加工ラインで歯切りされた別の歯車対 (以下、N 2 という) である。摩耗シミュレーションはピニオントルク 60 Nm, 回転数 4 000 rpm

に対して行う。また、赤当たりを計算するときの塗料厚さは $4.5\mu\text{m}$ とする。図2はこの歯車の歯面上滑り速度分布の一例を示す。

図3は歯車対N1に前報と同じ組付け誤差 ($V = -0.05\text{ mm}$, $H = -0.08\text{ mm}$) を与えた場合の初期歯面形状、ならびに、歯面摩耗進行のシミュレーション⁽²⁾により予測される摩耗後の歯面形状、負荷時実当たりと無負荷時赤当たりを示す。Wear stage(9)は、シミュレーション結果の赤当たりが、実際の歯面摩耗テストで得られた歯当たりとほぼ一致するようになった状態であり、これは、歯面摩耗の進行がほぼ定常化し、摩耗進行により歯面形状があまり変化しなくなった状態である。図4は歯車対N2を摩耗前の歯車とし、摩耗前の計算赤当たりが実測の新品歯車対N2の赤当たりと合うように組付け誤差を ($V = 0.02\text{ mm}$, $H = -0.32\text{ mm}$) に設定して、同様の摩耗進行のシミュレーションを行った場合の合成誤差曲面の変化を示す。歯面摩耗のシミュレーションは、シミュレーション結果の赤当たりが実測結果とほぼ一致するまで行っている。図5は、歯車対N2の摩耗進行に伴い、実当たりと赤当たりが変化する状況を示す。これらの図から、次の状況が読み取れる。

①歯車対N2の摩耗の最終段階における赤当たりパターンはN1の場合(図3参照)と似ているが、

Fig.5 Change of loaded and unloaded (red) contact pattern with progress of tooth flank wear (Gear set N2)

N1の場合には、この赤当たりの状態に達するまで、すなわち、この歯面摩耗の状態に達するまでに9ステップを要したのに比べ、N2歯車の場合にはわずか5つのステップを経るだけであった。摩耗シミュレーション計算の条件は、N1, N2歯車の場合とも同じである。このようにN2歯車対の摩耗がN1の場合にくらべて、早く最終状態に到達した理由は、N2の摩耗前の合成誤差曲面の形状のホイール歯元側が歯末側より高く、初期歯面形状がすでに最終歯面形状に近かったことにあると考えられる。

②歯車対N2の摩耗過程の最終の合成誤差曲面の形状は、N1に較べてトウ側が若干高くなっている。これは合成誤差の初期値のトウ側の高いことに影響を受けていると考えられ、初期歯面形状が摩耗進展後にまで影響をもつことを示している。歯面の滑り速度分布の定性的傾向は図2に見られるように歯すじ方向にはそれほど大きく変化しないため、歯すじ方向の初期歯面形状の影響は摩耗の進展後まで影響をもちやすい。

③N1の実当たりは摩耗の最終ステージにおいて歯のヒール側端までが当たっているが、N2のほうはヒール側が最終ステージにおいても当たっていない。この原因は②と同じと考えられる。

以上の分析を総合すると、初期値合成誤差の形状が異なることは、摩耗の最終段階における赤当たりの形が大きく変えるほどではないが、合成誤差の形状の詳細には若干の影響を与えるものであると考えられる。

図6(a), (b)は、摩耗歯車対L2, L3の赤当たりの測定結果と、実測歯面データの合成誤差曲面、およびこれを用いて求めた赤当たりを示す。ここに、 V_n , H_n は歯当たり試験機上で与えた V , H 値である。図6(c), (d)は、初期歯面形状として新品歯車対N1, N2の初期歯面を採用した場合の、摩耗シミュレーション後の合成誤差と赤当たりを示す。摩耗シミュレーションによる摩耗後合成誤差は、不確定因子である組付け誤差を選ぶことにより、実測歯面形状データから計算した摩耗後合成誤差にかなり近づけることが可能であった。そして、初期歯車N1の摩耗後赤当たりのシミュレーション結果は摩耗歯車L3の状態に近く、初期歯車N2のほうは摩耗歯車L2の状態に近いことが認められる。

これらの結果より、歯車対L2とL3の実測赤当たりの間の相異の原因、および、シミュレーションによる歯面摩耗の状態とL2, L3の実測結果が合わない原因として、摩耗実験時の組付けの真実の状態はおのの歯車対で若干異なること、またそれは運転性能

(a) Composite error surface and red contact pattern for gear set L 2

(b) Composite error surface and red contact pattern for gear set L 3

(c) Simulated composite error surface and red contact pattern after the wear of gear set N1 (Expressed for alignment error modification from the initially set value by $\Delta V=0.01$ mm, $\Delta H=-0.04$ mm)

(d) Simulated composite error surface and red contact pattern after the wear of gear set N2 (Expressed for alignment error modification from the initially set value by $\Delta V=0.01$ mm, $\Delta H=-0.04$ mm)

Fig. 6 Comparison between simulated state and measured results in terms of composite error surface and red contact pattern

Fig. 7 Change of distribution of normal load and Hertz stress with progress of wear (Gear set N 2)

Fig. 8 Change of distribution of flash temperature index with progress of wear (Gear set N 2)

シミュレーション計算時の組付け状態とも異なること、摩耗実験時の荷重が歯車のアライメントを狂わす程度が運転性能シミュレーション時に与えた条件と異なることが考えられる。さらに、摩耗粉の歯面間にかみ込まれる状態が同一でないことも考えられる。

3. 運転性能に関する諸量への影響

図7および8は、歯車対N2の摩耗進行に伴う、荷重分布、ヘルツ応力、フラッシュ温度指標値⁽⁵⁾の歯面上分布の変化のようすを示す。この変化の状況は歯車対N1の場合と定性的に類似したものである(前報図13, 14参照)。図9(a)~(c)は、歯車の運転性能に係るこれら諸量の最大値の摩耗進行に伴う変化を、初期歯面形状の異なる歯車対N1, N2について比較したものである。これらの図より、歯車対N1, N2に共通して、摩耗進行により荷重分布、ヘルツ応力、フラッシュ温度の最大値が同様に下がるのが認められる。

図10, 11は歯車対N2の摩耗進行により、ホイールおよびピニオンの歯元応力の歯すじ方向の分布がど

(a) Max. value of normal load

(b) Max. value of Hertz stress

(c) Max. value of flash temperature index

Fig. 9 Change of the max. value of normal load, Hertz stress and flash temperature index with progress of wear

Fig. 10 Change of wheel root stress with progress of wear (Gear set N2)

のように変化するかを示す。また、図 12 は、ホイールおよびピニオンの歯元応力最大値の摩耗進行による変化のようすを示す。これらの図から以下のことがわかる。

Fig. 11 Change of pinion root stress with progress of wear (Gear set N2)

Fig. 12 Change of the max. value of root stress of wheel and pinion with progress of wear

①ホイール歯元応力の歯すじ方向分布の摩耗進行に伴う変化は、N1 の場合には前報で述べたように次第に歯すじ中央部の値が低下したが、N2 の場合にはこれと異なり凸形のままである。

②摩耗進行に伴うピニオンの歯元応力の変化は、N1 の場合と同様に、歯すじ中程の最大応力が低下し、分布は凹状になる。

③歯元応力の最大値は摩耗の進行に伴い小さくなる。この傾向は N1, N2 の場合とも同じである。

なお、歯面摩耗の進行に伴い歯元応力の歯すじ方向分布が中凸形になる可能性はピニオンおよびホイールにおいても存在するが、それは歯面の摩耗前形状の影響により左右される程度のものであると推察される。

図 13 は歯車対 N2 の歯面摩耗の進行に伴う振動起振力の周波数構成の変化を示す。摩耗の進行に伴い、かみあい一次成分はほぼ一様に増加するが高次成分はあまり変化せず、相対的にかみあい一次成分が突出してくる。これは歯車対 N1 の場合と若干異なる挙動である。図 14 は N1, N2 歯車対の振動起振力のかみあい一次成分の変化を比較したものである。N1 の

Fig. 13 Change of the vibrational excitation with progress of wear (Gear set N 2)

Fig. 14 Change of the meshing frequency component of vibrational excitation with progress of wear

場合には歯面摩耗の初期において起振力のかみあい一次成分がいったん減少したが、N2の場合には、摩耗始めから単調に上昇する。これはN2では初期歯面形状がすでに、歯面摩耗がすすみ進展した状態と類似していたためと考えられ、最終状態までに要した摩耗シミュレーションのステージ数が少なかったことと無関係ではないと思われる。このことより、初期歯面の形状により歯面摩耗進展の初期段階においては、起振力は摩耗の進行とともに大きくなる場合も小さくなる場合もあるが、ある程度摩耗が進展すると、振動起振力は単調に増大していくものと思われる。そして、どうも摩耗の初期段階から起振力が単調に増大していくもののほうが摩耗が進行した場合の起振力が大きいようである。

本解析では歯面摩耗の進行に対する動的増加荷重の影響を考えていないが、歯面摩耗がある程度進行すると振動が大きくなり、大きな動荷重が働いて、歯車に発生する最大応力もここに示した値よりかなり大きくなるが、この解析より考えられる。この動荷重の状況は、歯面摩耗進行を加速すると同時に、摩耗進展

後の歯車の状態が、ここで示した静的解析結果から若干異なるものになる可能性があることを示している。

4. 結 言

ハイポイドギヤ加工ラインより抽出した二対の歯車の歯面形状をスタートとして歯面摩耗の進行をシミュレートし、実際に歯面摩耗実験をした歯車の歯面形状測定結果と比較した。また、その摩耗後歯面形状から求められる各種応力値や振動起振力等の歯車運転性能に関する諸量が摩耗前歯面形状からどのような影響を受けるかを調べた。

その結果、歯すじ方向に存在した初期歯面形状の特徴は摩耗が進行してもそのまま残りやすいこと、

摩耗の激しいピニオン歯元部は初期歯面形状にあまり関係なく削り取られるが、ピニオン歯先部はあまり摩耗しないため、初期歯面形状が残りやすいこと、が明らかとなった。

また、この解析を通して得られたハイポイドギヤの歯面摩耗の進行に伴う性能変化の一般的知見として、以下のことが明らかとなった。

(1) 摩耗進行に従って、歯面上の荷重分布、ヘルツ応力、フラッシュ温度、ホイールおよびピニオンの歯元応力の静的最大値は低下する。

(2) 摩耗の進行に伴う振動起振力の大きさと変化状態は微妙な歯面形状の影響を大きくうけ、一様ではないが、摩耗がある程度以上進行すると、振動起振力の値は上昇する。したがって、運転に伴う振動騒音は増加し、また動荷重値は大きくなる。

(3) 摩耗が進行した状態では、ピニオンおよびホイールの歯元応力は、トウあるいはヒールからおおよそ1/3程度内側に入った歯すじ位置に発生するようになる。

文 献

- (1) 汪中厚・久保愛三・ほか3名, ハイポイドギヤの性能経時劣化の追跡(第1報, 実測歯面形状データの導入法), 機論, **66**-647, C (2000), 2354-2362.
- (2) 汪中厚・久保愛三・ほか3名, ハイポイドギヤの性能経時劣化の追跡(第2報, 歯面形状劣化にともなう性能変化), 機論, **66**-647, C (2000), 2363-2370.
- (3) 久保愛三・ほか5名, ハイポイドギヤ・ベベルギヤの運転性能解析法(第1報, 歯面形状定義基準面の取り方と解析法), 機論, **62**-599, C (1996), 2833-2841.
- (4) 久保愛三・ほか5名, ハイポイドギヤ・ベベルギヤの運転性能解析法(第2報, 歯面形状定義基準面の取り方がシミュレーション精度に及ぼす影響), 機論, **62**-599, C (1996), 2842-2850.
- (5) 汪中厚・久保愛三・野中鉄也, ハイポイドギヤ運転性能の歯当たりによる推定法(第2報, 歯車性能に関する諸量の推定), 機論, **64**-624, C (1998), 3112-3119.