熱電対による平歯車の歯面温度測定*

鄧 鋼^{*1}, 丸山 昇^{*2}, 森川 邦彦^{*2}
人見 宣輝^{*2}, 加藤 正名^{*1}Measurement of Surface Temperature of Spur Gear Teeth
by ThermocouplesGang DENG, Noboru MARUYAMA, Kunihiro MORIKAWA,
Nobuteru HITOMI and Masana KATO

Flash temperature is indicated by AGMA as a suitable index for evaluation of the scoring resistance of gears. In the AGMA formula, flash temperature is divided into flash rise of temperature and initial temperature, and the latter is suggested to be the temperature of oil inlet. In this research, the initial temperature and its distribution of carburized spur gears were measured by using of fine thermocouples. The results show that initial temperature is much higher than the temperature of oil inlet, and it is strongly affected by rotational velocity, tooth surface roughness, rate of lubricant supply and the extent of profile modification. It is found that lower roughness, appropriate extent of profile modification and higher rate of lubricant supply are effective for decreasing the initial temperature, which results in the improvement of the scoring resistance of gears.

Key Words: Gear, Surface Roughness, Lubrication, Scoring Resistance, Surface Temperature

1. 緒 言

歯車動力伝達装置の小型軽量化の要請に応えるためには歯車の高速回転が不可欠であり、そのため歯面の発熱に起因するスコーリングの克服が新しい課題となっている。スコーリング強度に関する研究はこれまでも多数行われているが、その多くはスコーリング発生限界荷重とそれに対する潤滑、運転条件及び歯車諸元などの影響についての研究である⁽¹⁾。また、スコーリング強度評価法も多数提案されている⁽²⁾。ISOの試案⁽³⁾では次に述べるせん光温度の有効歯面上での平均値を歯の本体温度に加えたインテグラル温度評価法を提示しているが、まだ未解決の点も多く、規格化されていない。アメリカ歯車工業会(AGMA)は歯面接触点での瞬時温度(せん光温度)でスコーリング強度を評価する実用的な方法を提案している⁽⁴⁾。それによると、せん光温度はヘルツ応力に比例した摩擦熱が発生した場合の接触域内の最高温度 T_f であり、それを接触点の初期温度 T_i と瞬間温度上昇 ΔT_f との和と定めている。瞬間温度上昇についてAGMA規格ではB10k式⁽⁵⁾を基礎にして、歯面での摩擦損失の他に表面粗さや荷重分担をも考慮した計算方法が定められている。また、横山ら⁽⁶⁾は歯面上の接触温度分布を、Winter

ら⁽⁷⁾は歯面ヘルツ接触領域での温度分布の測定をしている。しかしながら、初期温度については、原理的には、接触直前の歯表面温度と定義できるが、これを定める方法は見当らず、AGMAは給油温度で代用してよいとしている。筆者らの経験では歯表面温度は歯車の冷却状況などに関係し、また給油温度との差も無視できないので、給油温度を初期温度に代用することはせん光温度に相当な誤差をもたらすことになる。WangとCheng⁽⁸⁾⁽⁹⁾は動荷重、油膜、歯車寸法などの初期温度に対する影響を有限要素法で解析しているが、その結果でも両者の差は無視できないことが分かる。本研究は歯面温度が歯車の耐スコーリング能力に直接関係するという立場に立ち、せん光温度を正確に求めるために、それに大きな影響を及ぼす初期温度に注目する。本報では微小熱電対を用いた温度測定で初期温度に対する歯車の運転条件、歯面粗さ、歯形修整などの影響を定量的に評価することを目的としている。

2. 試験歯車と温度測定方法

試験用平歯車の諸元を表1に示す。材料はSCM415である。歯車をホブで歯切りした後、浸炭焼入れ焼戻しを経て、マージ研削盤で仕上げた。歯形、歯すじ誤差はJIS0級の規定範囲内である。

温度測定に用いた熱電対はタイプK(クロメル・アルメル)で、線径は0.127mmである。熱電対を駆動歯車の歯面に設置した。設置位置と方法を図1に示す。歯

* 原稿受付 平成5年6月25日。

^{*1} 正員, 東北大学工学部 (〒980 仙台市青葉区荒巻字青葉)。^{*2} 正員, 日産自動車(株)総合研究所 (〒237 横須賀市夏島町1)。

表 1 試験用インボリュート平歯車の諸元

	Pinion	Gear
Module	5	
Pressure angle	20 deg.	
Center distance	120.4mm	
Number of teeth	16	32
Adden. modif. coef.	0.058	0.023
Tip diameter	93.58mm	170.23mm
Face width	5mm	10mm
Contact ratio	1.733	
Finished	Ground	

の背面から放電加工によって $\phi 0.5$ の貫通穴を開け(図(a)), 熱電対を極力表面の近くに出して接着剤で固定した(図(b)). 熱電対の先は表面に露出してはいないが, 表面との距離は 0.1mm 以下である. 測定点は歯元から歯先へ5点, 歯の側面に1点あり, 作用線上での測定点の位置を図(c)に示す. 実験では, 動力循環式試験機を用い, 熱電対の信号を軸端に取り付けた水銀式スリップリングで取出し, 増幅後A/D変換し, パソナルコンピュータによって記録する. 試験機の外観を図2に示す. 潤滑油はギヤオイル#90である. 潤滑方式はかみあい開始側からの滴下潤滑であり, 潤滑油温を $308\sim 311\text{K}$ に制御し, 給油量をバルブによって調整した.

図3に各かみあい点での歯面温度を模式的に示す. せん光温度 T_f は接触域内の最高温度で, それはかみあい直前の温度 T_i (AGMAではそれを初期温度と呼ぶ)と, 接触時の瞬間温度上昇 ΔT_f との和である. 本温度測定法では, 摩擦熱は直接熱電対に加えられておらず, 熱電対の応答速度も十分に速くないので, 図3に示す瞬間温度上昇のピークを測定するのに適していない. 熱電対出力のオシロスコープ観察では, 測定点がかみあい点にあるとき, 極わずかなピークを認めたが, これは温度に換算すると 0.5K の変動にすぎなかった. したがって, この測定値は近似的に初期温度と見なすことができよう. 測定では, 設定実験条件の下で数分経過して温度が安定した後, 0.1 秒の周期で 60 秒サンプリングし, その間の平均値を初期温度 T_i とする. $T_1\sim T_5$ は各測定点での温度であり, 添字は測定点の番号である(図1参照). T_6 は歯のバルク温度で, T_7 は潤滑油給油温度である.

3. 実験結果と考察

3.1 初期温度と給油温度との相違 初期温度は厳密には接触直前の温度であるが, 現時点ではそれを定

(a) The position of measuring points

(b) Setting up method of thermocouples

(c) The position of thermocouple on the plane of action

図1 歯面における熱電対の設置

める方法がないため, AGMAはこれを潤滑油温で代用してよいとしている. 実際は, 冷却状況(かみあい位置, 回転速度, 潤滑油流量など)によって両者の差が大きいと思われる. 図4は入力回転速度の増加に伴う初期温度と給油温度の変化を示す. 図中の σ はかみあいピッチ点でのヘルツ応力, q は潤滑油給油量, T_{in} は駆動歯車軸のトルクである(以下同). 回転速度の増加に伴い初期温度は上昇し, 給油温度との差は最大 45K にもなる. したがって, 接触点のせん光温度を求めるために初期温度を潤滑油温で代用すると相当な誤差が生じる. また, 歯の本体温度(バルク温度, point 6)と

図2 動力循環式試験機

図3 かみあい点での温度上昇

図5 歯面における初期温度分布

図4 回転速度による初期温度と給油温度の変化

比べても初期温度の方が高く、その差も回転速度の増加に伴い大きくなっていることが分かる。

3.2 初期温度に対する給油流量の影響 初期温度はかみあいときの温度上昇とその後の冷却効果とのバランスによって定まるので、油温が一定でも流量の変化によって初期温度が異なると思われる。駆動歯車の回転速度を3000rpm、入力トルクを150Nm、潤滑油温を308~311Kにして、初期温度を測定した結果を図5に示す。給油量を1.5から2.0l/minに増やすことによって、初期温度は10K低下した。なお、測定点5はすべりの大きい歯先にあるにも関わらず、初期温度は測定点2（ピッチ点）のそれよりも低くなっている。これはピッチ点と比べて歯先での冷却状況が良いためと考えられる。また、測定点4の温度が点3、5と比べて低くなっていることについては熱電対の感度或いは測定点と表面との距離の差からだけでは説明できず、動荷重の影響が大きく現れていると思われる。

図6 歯面温度に対する給油流量の影響

給油量1.0,1.5,2.0l/minの場合、点1の初期温度を図6に示す。初期温度に対する潤滑油給油流量の影響はある回転速度を超えてから現れる。したがって、高負荷・高回転の場合、スコーリングを防ぐために、潤滑油給油量を慎重に考える必要がある。

3.3 回転速度による初期温度の変化 図7に回転速度を変えて初期温度を測定した結果を示す。回転速度の増加に伴って各点での初期温度は一律に上昇し、本実験条件では最大40K上昇した。また、回転速度の増加に伴い動荷重の影響が大きくなるためか、点4の温度低下量も大きくなっていることが分かった。

3.4 初期温度に対する歯面粗さの影響 駆動歯車の歯面粗さは $Ra=0.12\mu m$ であり、それを歯面粗さ $Ra=0.07, 0.17, 0.40\mu m$ の三種の従動歯車とかみあわせることによって、初期温度に対する歯面粗さの影響を調べた。その結果を図8に示す。横軸は駆動歯車と従動歯車の歯面粗さ Ra の和である。図8では測定点4と5

図7 回転速度による初期温度分布の変化

図8 初期温度に対する歯面粗さの影響

の結果のみを示しているが、その他の点での測定結果も同じ傾向にある。初期温度は本実験の範囲では粗さとはほぼ線形関係にあり、歯面温度を低くするために粗さを改善することは有効である。

3.5 歯形修整による初期温度の低下

3.5.1 かみあい点での摩擦損失 歯面での温度上昇は接触点での摩擦損失の結果である。歯形修整によりかみあい点での荷重分担が変化するため、摩擦損失も変化し、その結果、初期温度も大きく変化する。摩擦損失 W_f (W/m) は下式で計算することができる。

$$W_f = \mu \cdot p \cdot |V_s| \quad (1)$$

ここに、 μ は接触点での摩擦係数(本計算中 $\mu=0.06$ としている)、 p は単位歯幅あたりの荷重(N/m)、 V_s は滑り速度(m/s)である。なお、複数の歯がかみあう場合の荷重分担率については、石川⁽¹⁰⁾の計算式を用いて、各かみあい点における歯のこわさを計算し、かみあいの力学状態を並列ばねでモデル化した。歯形修整がある場合は各かみあい点における歯形修整量をばねと歯面との間の隙間として考慮した。本実験では歯形修整は従動歯車で行い、図9に示すように二歯かみあい域で

図9 歯形修整方法

図10 歯形修整と荷重分担率

歯形を線形的に修整し、歯元と歯先での修整量を C_b と C_k で表わす。歯形修整による荷重分担率の変化の一例を図10に示す。 P_1 、 P_2 、 P_3 と P_4 はそれぞれかみあい開始点、一歯かみあい開始点、一歯かみあい終了点とかみあい終了点の位置である。歯形修整によって修整した二歯かみあい領域では荷重分担が減少するが、修整を行っていない二歯かみあい領域では荷重分担が上昇する結果となっている。

3.5.2 歯形修整による初期温度の変化 初期温度に対する歯形修整の影響は、同一の修整のない駆動歯車を修整した従動歯車とかみあわせることによって調べた。歯形修整の初期温度に対する影響を調べた結果を図11に示す。図(a)は歯先修整の場合で、図(b)は歯元修整の場合である。また、図中に摩擦損失をも併せて表示している。歯形修整域での荷重分担が減り、摩擦損失が減少しているため、初期温度も大きく低下している。修整を行っていない二歯かみあい領域において、計算結果では摩擦損失が上昇するのに対し、実験結果では初期温度が一点除いて依然として低下している。これは歯形修整領域での発熱が大きく減少し、その影響が全歯面に及んでいるのが原因であるように

図 11 初期温度に対する歯形修整の影響

思われる。しかし、修整量を本実験条件以上に大きくしても、初期温度は一律に低下するとは言いきれず、最適な修整量は歯車の諸元などと関連して定まると考えられる。これは今後の研究課題である。

4. 結 論

歯面温度を用いて歯車の耐スコアリング能力を評価

するためには、せん光温度を正確に求めることが重要である。本研究では、微小熱電対を表面直下に設置し初期温度の測定を行い、給油温度と比較して、両者の違いを明かにした。また、初期温度に対する運転条件、歯面粗さ、歯形修整の影響を調べた。得られた主な結果を以下にまとめる。

- (1) 初期温度は給油温度との差が大きく、潤滑・運転状況によって異なるので、せん光温度で耐スコアリング性能を評価するためには初期温度を一律に給油温度で代用することは妥当ではない。また、歯の本体（バルク）温度は初期温度とも差があり、初期温度と給油温度の中間位置にあることが分かった。
- (2) 初期温度は運転条件に依存し、歯面の摩擦損失率の変化をよく反映する。初期温度を調べることで、歯車の耐スコアリング能力の変化が分かる。
- (3) 歯面粗さの改善に対応して初期温度はほぼ線形的に低下する。よって、歯面を滑らかにすることは初期温度を低下させる有効な手段である。
- (4) 適当な歯形修整は初期温度を低下させるのに有効である。

文 献

- (1) 例えば、久保・野中・岩井・藤津・矢部、機論、49-448, C (昭58), 2180.
成瀬・灰塚・根本・黒川、機論、51-466, C (昭60), 1329.
- (2) 日本機械学会、歯車強さ設計資料、(1979).
- (3) ISO TC 60/WG 6, 183 E (Sept.1975).
- (4) AGMA 217.01, Oct., (1965).
- (5) Blok, H., Proc. Gen. Disc. Lubric., 2(1937), 225.
- (6) 横山・石川・林、潤滑、16-7, (1971), 475.
- (7) Winter, H., Hohn, B.-R., Michaelis, K. and Kagerer, E., Proc. of Int. Conf. on Motion and Power Transmissions, Japan, (1991,11), 1038.
- (8) Wang, K.L. and Cheng, H.S., J. of Mech. Design, Trans. of ASME, Vol.103, (1981), 177.
- (9) Wang, K.L. and Cheng, H.S., J. of Mech. Design, Trans. of ASME, Vol.103, (1981), 188.
- (10) 石川、機論、17-59, (1951), 103.