軸方向すべり速度を有する硬化はすば歯車の表面温度評価手法に関する研究

東崎 康嘉^{*1}, 後藤 卓也^{*2}, 奈良 智明^{*3}, 保阪 瞭太^{*3}Study on surface temperature evaluation method of hardened helical gear
with lengthwise sliding velocityYasuyoshi TOZAKI^{*1}, Takuya GOTO^{*2}, Tomoaki NARA^{*3} and Ryota HOSAKA^{*3}^{*1, *2, *3} Department of Mechanical Engineering, Kindai University
3-4-1 Kowakae, Higashiosaka-shi, Osaka 577-8502, Japan

Received: 4 December 2018; Revised: 23 January 2019; Accepted: 6 March 2019

Abstract

Helical gears have long been known as one of the most commonly used mechanical components in transmitting power. Recently, the power to be transmitted has become large, and the engine speed is also increasing. However, the lubrication condition and the surface temperature that dominate the failure of the helical gear are complicated and not fully understood. Since the surface failure is influenced by temperatures in the tooth contacts, it is very important to know the surface temperatures of gears in operation. However, measuring the surface temperatures of gears in operation is difficult. As an effective means to measure the surface temperatures, method using dissimilar metals is known. The voltage proportional to surface temperatures was produced by contacting dissimilar metals. This is known as Seebeck effect. In this study, S55C (Carbon steel) and SUS316 (Stainless steel) were selected to dissimilar metals. Both dissimilar metals were heat-treated and surface were hardened. SUS316 was vacuum carburizing process and S55C was performed induction hardening. In order to remove the influence multiple meshing, the gear was designed so that the total contact ratio which is the sum of transverse contact ratio and the overlap contact ratio was less than 2. This result secured the area of a single contact zone. Surface temperatures measurement using hardened helical gears succeeded in the area of single contact zone. When we compared the experimental values and the theoretical values using Blok's formula considering with lengthwise sliding velocity, surface temperatures on gear teeth were largely same.

Keywords : Helical gear, Dynamic thermocouple, Surface temperature, Power transmission, Hardened gear

1. 緒 言

自動車などの燃費向上要求による歯車装置の小型・軽量化や潤滑油の低粘度化の動向で、歯面温度が上昇しやすい傾向にある。歯面温度の上昇は、油膜切れの原因となりスカuffingや焼付きといった摩擦損傷の原因となる。自動車や高速で運転される産業機器では、振動・騒音の観点からはすば歯車が多く用いられる。はすば歯車の歯面温度を考える場合には、①歯形方向のすべり速度だけではなく、歯形と直角方向のすべり速度を有する。②平歯車とは異なり接触線の長さが噛み合いの進行とともに変化する。③軸方向でも同時にかみ合う歯がある。などの点を考慮する必要がある。はすば歯車の歯面温度解析については、(久保他, 1980) (Zhu and Cheng, 1991)らの事例があるが、温度の計測値との直接的な対応はなされていない。はすば歯車の歯面温度計測は、熱電対を用いて実施した例として(松本他, 1999) (根本他, 1990)などがある。熱電対を用いた方法の場合、多くの計測点で計測するのが困難であることや、歯面と熱電対の計測部が離れていることから実際の歯面温度との誤差が

問題となる。歯車の接触点を正確に計測する方法として、動的熱電対法と呼ばれる熱電対の原理を応用した方法(横山他, 1971)(池条他, 2009)が挙げられる。この方法は、歯車対の材質に異なる種類の金属を用いることで、歯車の噛み合い部における発熱を起点とし、生じる熱起電力を計測するものである。この計測法であれば、歯車歯面の温度を詳細に計測することが可能である。さらに筆者らは、歯車の材質にめっき処理などをしない単一素材となる SUS316 と S55C を採用し、それぞれにプラズマ浸炭、高周波焼入れといった表面処理を施し、硬化することで高面圧での計測を可能とした(東崎他, 2017)。はすば歯車に動的熱電対法の適用を考えた場合、ねじれ角の影響で多数の歯がかみ合うことが想定されるために、ねじれ角を小さくし、正面かみ合い率と重なりかみ合い率の和が 2 以下になるような条件での試験を計画した。かみ合い率が 2 以下でも、歯車が同時に 2 枚以上かみ合うと発熱部が 2 箇所が発生し、その発熱量はすべり速度と荷重に比例する。すべり速度は噛み合い位置によって異なるため、2 箇所が発生する熱起電力は異なる値を持つ。この異なる起電力が合成された状態で計測すると、2 点の噛み合い部の平均温度を計測することになる。それを避けるために、今回は 1 歯かみ合いの条件での計測値でのみ評価を行った。今回、動的熱電対法により従来計測事例の無いはすば歯車の歯面温度計測を行い、その評価を行ったので報告する。

2. 熱起電力校正試験

今回は、歯車の素材に SUS316 と S55C を採用したが、SUS316 の熱処理方法は真空浸炭を採用した。今回も前回(東崎他, 2017)と同様な方法で熱起電力校正試験を行った。なお、単一素材で硬化が可能で材料入手も容易な SUS316, S55C, SUJ2 の内で、SUS316 と S55C の組合せが最も熱起電力が大きいことは確認している(東崎他, 2017)。

2・1 校正試験

図 1 に熱起電力校正試験の概略を示す。S55C に接続された金属線を S60C にした以外は、温度誤差を抑えるために金属線と試験片の材質を同じにした。これは、金属線の規格に S55C が存在しないためであり、S55C と比較的材質の近いものを選定している。図 1 中にはスリップリングが記載されているが、試験時にはスリップリングの影響を確認するために、スリップリング有無の 2 ケースで校正を行った。なお、スリップリングは高速 (1 万 min^{-1}) 対応のブラシ式を用いた。熱起電力は 1 接点では無く 2 接点を用いることでノイズ対策とした。また、本試験での材料には S55C には高周波焼入れ、SUS316 には真空浸炭を施している。真空浸炭を採用することで、浸炭後の研削を可能にした。熱起電力を発生させるために、試験片の接続部を容器に入れてその周囲をヒータで加熱し、金属線の端点を氷水につけて零接点とした。また、試験片は油で満たされた容器に浸されており、油の温度を温度計で計測することで、熱起電力と温度の関係を対応付けた。なお、油の攪拌は常時行い温度を均一にするようにした。

Fig.1 A schematic view of thermoelectromotive force calibration test. Steel wires of the same material properties are connected to test pieces of dissimilar metal, immersed in beakers filled with turbine oil, and then the ends of the wires are connected to a tester.

図2に作製した SUS316 の試験片を示す。また、同様の試験片を S55C で作製した。なお、使用した SUS316 の成分は、C 0.04% Si 0.27% Mn 1.36% P 0.033% S 0.027% Ni 10.2% Cr 16.9% Mo 2.05% で、S55C の成分は、C 0.545% Si 0.19% Mn 0.68% P 0.026% S 0.019% であった。また、硬度はこの試験片の表面で確認した。SUS316 は 540HV で、S55C は 680HV であった。

Fig.2 A test piece for thermoelectromotive force calibration test.

図3に SUS316 に真空浸炭、S55C に高周波焼入れを施し、さらにスリップリングの装着有無の条件での熱起電力計測結果を示す。図3より、SUS316 にプラズマ浸炭（東崎他，2017）もしくは真空浸炭を施した場合の熱起電力の差異、スリップリングを熱電対の閉回路に接続することによる熱起電力への影響は両者ともほとんどないことが確認された。また、真空浸炭を施した SUS316、高周波焼入れを施した S55C の熱起電力と温度の関係は線形的に比例することが確認された。この図から T を接触部温度 K、 V を熱起電力 mV、 C を初期温度 K とすると、

$$T = 100V + C \quad (1)$$

が導かれた。この近似式を用いることで動的熱電対法による計測において、熱起電力からの温度変換を可能とした。この近似式は SUS316 にプラズマ浸炭を施した場合とほぼ同じとなった。また、スリップリングを装着の有無の影響は見られなかった。

Fig.3 Results of thermoelectromotive force calibration test. Temperature conversion formula was derived for combinations of vacuum carburized SUS316 and induction hardened S55C.

通常の熱電対である T 型絶縁熱電対（銅-コンスタンタン）を使用し、動的熱電対法との比較も行った。図 4 のように歯車を噛み合わせ、接触点付近に T 型絶縁熱電対を装着し、接触点を加熱する。その後の動的熱電対法による歯面温度と T 型絶縁熱電対による歯面温度を比較することで式（1）の有効性を確認する。

Fig.4 A photograph of comparative test with a T type insulated thermocouple. Gears were meshed, a T type insulated thermocouple was mounted near the contact point, and the point heated.

かみ合い部を 340K 程度まで加熱し、自然冷却で低下していく温度を歯車対による熱電対と T 型絶縁熱電対で計測し比較を行った。図 5 に歯車対を用いた熱電対による熱起電力を式（1）に示した熱起電力-温度変換式を用いて変換した温度と T 型絶縁熱電対による温度を比較したものを示す。両者の差は小さいために、式（1）に示した熱起電力-温度変換式が実際の歯車対でも有効あると考えられる。図 5 は室温（295K, 22℃）からの温度変化を示している。

Fig.5 Results of thermoelectromotive force – temperature conversion formula verification test. The orange curve shows the value of T type thermocouple and the blue curve shows the value of dynamic thermocouple. Thermoelectromotive force – temperature conversion formula is confirmed to be effective.

3. 動的熱電対試験装置

今回の研究では、SUS316 に真空浸炭、S55C に高周波焼入れを施し、その組合せで熱電対とした。ねじれ角や歯幅の影響で多数の歯がかみ合うことになるので、ねじれ角と歯幅を調整し全かみ合い率を 2 以下になるようにした。

3・1 試験歯車

表 1 に今回の試験で使用する歯車の諸元を示す. 今回選定した歯車諸元では, 正なかみ合い率 1.44825, 重なりかみ合い率が 0.09935 となり, 全かみ合い率は 1.5476 で全かみ合い率 2 以下の条件を満たす. また, 中心間距離は 100mm とした. 歯車の写真を図 6 に示す.

Fig.6 An external appearance of test gear. The left side is the drive gear and the material is induction hardening S55C. The right side is driven gear and the material is vacuum carburized SUS316.

Table 1 Gear dimensions.

	Vacuum Carburized SUS316 gear (Driven)	Induction hardened S55C gear (Drive)
Module [mm]	5	
Normal pressure angle [deg]	20	
Number of teeth	19	
Face width [mm]	5	
Pitch diameter [mm]	100	
Helix angle [deg]	18.19	
Transverse contact ratio ε_{α}	1.44825	
Overlap ratio ε_{β}	0.09935	
Total contact ratio ε	1.5476	

3・2 試験装置

動的熱電対法を用いた歯車歯面温度計測試験装置を図 7 に示す. ギアードモータで駆動し, パウダーブレーキで歯車に負荷トルクを与えた. 駆動歯車に高周波焼入れ S55C 歯車を用い, 従動側歯車に真空浸炭 SUS316 歯車を用い, セラミックス玉軸受と樹脂カップリングを用いることで, 両歯車を完全に絶縁し, 軸端に取り付けたスリップリングを用いて回転体から熱起電力を取り出しデータレコーダで計測した. なお, 試験条件は, 入力回転速度が 20, 60min⁻¹, 負荷トルクが 10, 20Nm の計 4 パターンで行った.

Fig.7 A schematic view of test equipment. This figure shows the surface temperature on gear teeth measuring test device using a dynamic thermocouple of helical gears. It is driven by a geared motor and provides torque to gears with powder brake. Using an induction hardened S55C gear for the drive gear, a vacuum carburized SUS316 is for driven gear.

3・3 歯面温度計測結果

図8に入力回転速度が、 60min^{-1} で入力トルクが 20Nm の時の歯面瞬間温度計測結果を示す。この図では図の左から、右に向かってかみ合いが進行している。また、縦軸は室温からの温度上昇を示したものである。図8において温度が最も低いP点が歯幅中央部のピッチ点と判断できる。また、歯数は19枚なのでかみ合い周波数は 19Hz で、かみ合い周期は 0.0814sec となる。P点をピッチ点として考え、 0.0238sec に相当する1歯かみ合い区間のデータを抽出した。図8のP点（ピッチ点）では、後述するがほぼ歯車でもすべり速度による発熱は発生しないが、図8(a)を見ると温度上昇が観察される。この理由として、図8中の模式図(b)に示すように、同時接触線を考えたときに歯幅の中央部がピッチ点にあったとしても、歯端部ではすべりを生じていることになり、計測時の同時接触線上での平均温度が計測されたものと理解した。

Fig.8 (a) The time series data of temperature. The rotating speed is 60min^{-1} and input torque is 20Nm for an operating condition.
(b) Schematic diagram of helical gear meshing

4. 考察

はすば歯車では、歯形方向のすべり速度だけではなく歯形と直角方向のすべり速度も有する。本章では、軸方向と歯形方向のすべり速度を有する場合の瞬間温度推定に関する考察を行う。

4・1 歯形方向・歯形と直角方向のすべり速度

はすば歯車の歯形方向と歯形と直角方向のすべり速度については、既にColemanが示している(Coleman, 1969)。駆動歯車において、接触点が歯形方向に歯面上を移動する速度を v_{PP} 、被動歯車における同種類の速度を v_{PG} 、次に、駆動歯車において歯形と直角方向に歯面上を移動する速度を v_{FP} 、被動歯車における同種類の速度を v_{FG} とすると、Q点においてはそれぞれ下式で表すことができる。今回 ω_P は駆動軸、被動軸それぞれの軸の計測値から求めた。よって、駆動軸と被動軸で多少の差は生じる。

$$v_{PP} = \omega_P \cos \varphi (r \sin \alpha_t - T) \quad (2)$$

$$v_{PG} = \omega_P \cos \varphi (r \sin \alpha_t + T) \quad (3)$$

$$v_{FP} = \omega_P \cos \varphi \tan \varphi (r - T \times \sin \alpha_t) \quad (4)$$

$$v_{FG} = \omega_P \cos \varphi \tan \varphi (r + T \times \sin \alpha_t) \quad (5)$$

ここで、式中の記号は下記のとおりである。

- ω_P : 駆動歯車角速度 rad/s
- φ : 基準円筒ねじれ角 deg
- r : 駆動歯車ピッチ円半径 mm
- α_t : 軸直角基準圧力角 deg
- T : ピッチ点から接触点までの距離 mm

また、 T は図9に示すようにピッチ点Pから接触点Qまでの距離となる。なお、図9の上側が駆動歯車である。

Fig.9 A conceptual diagram illustrating distance T along the line of action from the pitch point P to contact point Q . The upper side is drive gear and its angular velocity is ω_P . α_t is transverse pressure angle and r is pitch radius of drive gear.

4・2 歯面温度上昇推定式

Blok が理論的に導出した歯面温度上昇の式(Blok,1937)を用いて本試験で得られた歯面温度上昇の試験値と比較することにより、歯面温度上昇推定に関する考察を行う。式 (6) に Blok の瞬間歯面温度の式を示す。今回の場合単一素材を用いており、また歯筋方向の修正は実施していないために線接触として考え、Blok の式を用いることができる。添え字の 1 は S55C を示し、2 は SUS316 を示す。

$$\theta = 0.83 \times \frac{\mu P_n v_s}{\left(\sqrt{\lambda_1 \gamma_1 c_1 v_1} + \sqrt{\lambda_2 \gamma_2 c_2 v_2} \right) \sqrt{b'}} \quad (6)$$

μ : 歯面摩擦係数
 P_n : 単位法線荷重 N/m
 v_s : すべり速度 m/s
 λ : 熱伝導率 W/m・K
 γ : 密度 kg/m³
 c : 比熱 J/kg・K
 b' : 接触半幅 m

ここで、Blok の式において歯面摩擦係数 μ のみが、一義的に決まらないが今回は歯面の表面粗さ及び形成される油膜厚さを考慮できる式(朝鍋, 松本, 1986)を用いた。この場合式 (7) から式 (8) に示す摩擦係数式で算出する。筆者ら(東崎他, 2017)は平歯車の事例にこの式を適用した。

$$\mu = 0.01(2.5 \log D + 3.5) \quad (7)$$

$$D = \frac{Rz_1 + Rz_2}{h_{\min}} \quad (8)$$

μ : 歯面摩擦係数
 D : 潤滑状態
 Rz : 最大高さ粗さ μm
 $h_{\min}$: 最小油膜厚さ μm

また、式 (6) で用いる v_s については、式 (2) から式 (5) において v_{PP} , v_{PG} , v_{FP} , v_{FG} を求めた後、駆動歯車の速度ベクトルを $\vec{v}_1$ 、被動歯車の速度ベクトルを $\vec{v}_2$ とし、その差を求めることで得られる。式を式 (9)、式 (10) と式 (11) に示す。ピッチ点においては、式 (11) は零となる。

$$\vec{v}_1 = (v_{PP}, v_{FP}) \quad (9)$$

$$\vec{v}_2 = (v_{PG}, v_{FG}) \quad (10)$$

$$v_s = |\vec{v}_1 - \vec{v}_2| = \sqrt{(v_{PP} - v_{PG})^2 + (v_{FP} - v_{FG})^2} \quad (11)$$

4・3 瞬間歯面温度推定式と試験値の比較

4・2 節で示した Blok が理論的に導出した歯面温度上昇の式(Blok,1937)を用いて本試験で得られた歯面温度上昇の試験結果と比較を行った。図 10 から図 13 にその結果を示す。

なお、試験は 295K (油温・歯車温度) の条件下で実施し、図 10, 11, 12, 13 は基準設定温度 (273K, 0°C) からの上昇値を示した。使用した潤滑剤は ISO VG 10 に相当し、22°C における動粘度は 18.72mm²/s, そして粘度圧力係数は 18.3GPa⁻¹ の値を用いて、油膜厚さは Dowson-Higginson(Dowson,1967)の式を用いて計算した。

なお、S55C と SUS316 の表面粗さはそれぞれ Rz₁=2.56μm, Rz₂=3.60μm である。なお、式中の平均周速 $\bar{u}$ は、式 (12) で算出した。

$$\bar{u} = |v_1 + v_2| / 2 = \sqrt{(v_{PP} + v_{PG})^2 + (v_{FP} + v_{FG})^2} / 2 \quad (12)$$

Fig.10 Comparison of the predicted and the experimental values for surface temperatures on gear teeth. The rotating speed is 20min⁻¹ and input torque is 10Nm for operating condition.

Fig.11 Comparison of the predicted and the experimental values for surface temperatures on gear teeth. The rotating speed is 60min⁻¹ and input torque is 10Nm for operating condition.

Fig.12 Comparison of the predicted and the experimental values for surface temperatures on gear teeth. The rotating speed is 20min^{-1} and input torque is 20Nm for operating condition.

Fig.13 Comparison of the predicted and the experimental values for surface temperatures on gear teeth. The rotating speed is 60min^{-1} and input torque is 20Nm for operating condition.

試験結果と計算結果との比較は、1 歯かみ合いの条件で比較を行った。全かみ合い率が、 1.5476 であるため、法線ピッチを p_{bt} とすると、1 歯かみ合い領域は図 14 の青部に示すように $0.4524 p_{bt}$ となり、この部分で比較を行った。その内容を、図 14 に示す。図 14 では、図の左側からかみ合いが進行する。なお、図 10, 11, 12, 13 に示す横軸の値は、歯幅の中央部がかみ合いを始める点からの距離で、1 歯かみ合い領域になる点は p_{bt} が 15.44mm のために $0.5476 \times p_{bt} = 8.46\text{mm}$ で、ピッチ点までの距離は $0.7738 \times p_{bt} = 11.95\text{mm}$ 、1 歯かみ合い領域が終了する点までの距離は、 $p_{bt} = 15.44\text{mm}$ となる。

図 10, 11, 12, 13 における試験結果と計算結果は比較的良く一致した。特に、入力回転速度 20min^{-1} の条件では、良く一致した。なお、比較にあたっては同一歯のデータを用いた。計算結果においても歯形方向と歯形と直角方向のすべり速度が最も小さくなる P 点（ピッチ点）での温度上昇が最も小さくなった。

Fig. 14 This is a conceptual diagram showing a state of meshing. The part shown in blue indicates the part of single meshing area.

今回行った条件の中で最も厳しい条件の 20Nm , 60min^{-1} の条件で歯幅中央が 1 歯かみ合い領域になる点における同時接触線上において計算結果が最高となる点は I' の点で、ピッチ点では II となり、1 歯かみ合い領域が終了する点では III の点で計算結果が最高となった。すなわち、同一接触線上ですべり速度 v_s が最も大きなところで最高の温度となった。 I , I' , II , II' , III , III' の計算データを表 2 に示す。図 10, 11, 12, 13 では同時接触線上で得られる計算の平均温度を計算結果として示している。なお、他の試験条件でも同様の結果となった。

Table 2 Calculated data.

	$h_{min} [\mu\text{m}]$	D	μ	$P_n [\text{N/m}]$	$\lambda_1 [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$	$\gamma_1 [\text{kg}/\text{m}^3]$	$c_1 [\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	$b [\text{m}]$	$v_1 [\text{m/s}]$	$v_s [\text{m/s}]$	$\theta [\text{K}]$
					$\lambda_2 [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$	$\gamma_2 [\text{kg}/\text{m}^3]$	$c_2 [\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$		$v_2 [\text{m/s}]$		
I	0.0350	176.0	0.091	83.6×10^3	45.3	7.80×10^3	460	0.094×10^{-3}	132.1×10^{-3}	32.04×10^{-3}	2.68
					16.3	7.82×10^3	494		157.7×10^{-3}		
I'	0.0345	178.7	0.091	83.6×10^3	45.3	7.80×10^3	460	0.093×10^{-3}	125.2×10^{-3}	50.44×10^{-3}	4.27
					16.3	7.82×10^3	494		165.5×10^{-3}		
II	0.0354	174.2	0.091	83.6×10^3	45.3	7.80×10^3	460	0.095×10^{-3}	148.8×10^{-3}	9.85×10^{-3}	0.81
					16.3	7.82×10^3	494		140.5×10^{-3}		
II'	0.0354	174.2	0.091	83.6×10^3	45.3	7.80×10^3	460	0.095×10^{-3}	141.3×10^{-3}	8.58×10^{-3}	0.71
					16.3	7.82×10^3	494		148.0×10^{-3}		
III	0.0345	178.6	0.091	83.6×10^3	45.3	7.80×10^3	460	0.093×10^{-3}	166.5×10^{-3}	51.71×10^{-3}	4.23
					16.3	7.82×10^3	494		124.5×10^{-3}		
III'	0.0350	176.0	0.091	83.6×10^3	45.3	7.80×10^3	460	0.094×10^{-3}	158.6×10^{-3}	33.31×10^{-3}	2.73
					16.3	7.82×10^3	494		131.4×10^{-3}		

図 13 に示された 20Nm, 60min⁻¹ の条件における試験結果と計算結果との比較では, 近寄りかみ合い領域では良い一致が見られたが, 遠のきかみ合い領域では試験結果と計算結果の間に少し差が確認された. 本試験は, 微小な電圧を取り扱うために再現試験を行い, 計算結果との比較を行った. その結果を図 15 に示すが, 再現性が確認され, 試験結果と計算結果の関係も同様であることが確認された.

遠のきかみ合い領域で歯面温度が高くなり, 計算結果と少し差異が生じる現象は筆者ら (東崎他, 2017) が実施した平歯車の事例では観察されなかった. そこで, はすば歯車の歯面摩擦損失の実測値 (森川他, 2012) で計算結果と良好な結果が得られた歯面摩擦係数推定式 (松本, 2011) を本事例に適用してみた. 式 (7) と同様に最大高さ粗さと最小油膜厚さの比である D 値を用いる.

$$f = f_L(1-\alpha) + f_S\alpha \quad (13)$$

$$\alpha = 0.5 \log D \quad (14)$$

- f : 歯面摩擦係数
- f_L : 流体潤滑負荷分担部分の摩擦係数
- f_S : 境界潤滑部分の摩擦係数
- α : 接触域での境界潤滑部分の割合

今回使用した潤滑剤は鉱油のため, はすば歯車 (森川他, 2012) での事例に従って f_L は 0.01, f_S は 0.11 の値を採用した.

Fig.15 Comparison of the predicted and experimental values for surface temperature on gear teeth using two different type of friction coefficient formula. The reproducibility of the test was also confirmed.

図 15 に式 (13) を用いた歯面温度計算結果を示す. 今回の試験条件では, 表 2 に示されるように D 値は 100 以上となっており, α が 1 を超える. α が 1 以上になると境界潤滑部分の摩擦係数 $f_S = 0.11$ より大きな値を摩擦係数 f が示すことになるので, α が 1 以上になる条件では $f = 0.11$ とした. 今回は式を変更することにより, 試験結果との差異は小さくなった. ただし, 今回の差異は回転速度の影響があることは明らかであり, 今回評価対象としていない 2 歯かみ合い領域での結果も踏まえて, さらに適切な摩擦係数について検討していく必要があると考える.

次に歯面温度の変化を確認するために、式 (11) で得られたすべり速度と式 (6) で得られた歯面温度変化を図 16(a)(b)に示した。この図は、図 14 において I II III 方向すなわち噛み合い進行方向の速度変化と歯面温度変化である。ピッチ点に向かってすべり速度が小さくなり、ピッチ点を過ぎると再び速度が大きくなっている。歯面温度はすべり速度に比例している。図 16(c)に単位幅当たりの歯面法線力の値を示す。今回の計算は、1 歯噛み合い領域を対象にしており、また、変形等による荷重分布は考慮していないので一定値となる。従って、以後の図には記載しない。

Fig.16 (a) This figure shows the change of sliding velocity v_s in tooth meshing direction.
 (b) This figure shows the change of surface temperature in tooth meshing direction.
 (c) This figure shows the change of normal load in tooth meshing direction

歯幅方向の分布を図 17(a)(b)に示す. 図 14 の I' I 方向のすべり速度と歯面温度の分布である. すべり速度と歯面温度は歯幅方向に 1 次関数の形で変化している. すべり速度の大きい I' の方の歯面温度が高くなっている. 平均温度は図 17(b)を用いて算出した.

Fig.17 (a) This figure shows the change of sliding velocity v_s in lengthwise direction I' I .
 (b) This figure shows the change of surface temperature in lengthwise direction I' I .

図 18(a)(b)は図 14 のⅡ'Ⅱ方向のすべり速度と歯面温度の分布である。ピッチ点に向かって小さくなり、ピッチ点を過ぎると増加している。Ⅰ'Ⅰと比較すると、すべり速度も歯面温度も小さい値を示している。

Fig.18 (a) This figure shows the change of sliding velocity v_s in lengthwise direction Ⅱ'Ⅱ.
(b) This figure shows the change of surface temperature in lengthwise direction Ⅱ'Ⅱ.

5. 結 言

自動車を始めとする産業機器で多く用いられているはすば歯車の歯面温度評価手法作成を目的とし、ねじれ角と歯幅を小さくし、正面かみ合い率と重なりかみ合い率の和が2以下になるような条件で硬化した異種金属で作製した歯車の動的熱電対法による歯面温度計測を行い下記の結論を得た。

(1) 動的熱電対法により、従来計測例が無かったはすば歯車のかみ合い中の連続的な温度変化を捉えることができた。動的熱電対法によるはすば歯車のかみ合い中の歯面温度は、歯形方向と歯形と直角方向のすべり速度が大きい箇所ほど温度が高く計測されることが計算結果との対応で明らかとなった。

(2) 計測された歯面温度は Blok の式(Blok,1937)に表面粗さと形成される油膜厚さを考慮して算出される歯面摩擦係数の式(朝鍋, 松本, 1986) (松本, 2011) を適用した結果, 今回の試験条件では境界潤滑部分の摩擦に支配されて歯面温度が上昇しているものと推定された。また, 試験結果と計算結果は比較的良く一致した。

今後は, 今回評価対象としていないすべり速度が大きい2歯かみ合い領域での評価を行いながら, 潤滑油の加速仕事など, 境界潤滑部分の摩擦係数以外で速度依存性を持ち歯面温度を上昇させる要因についての調査が必要である。

謝 辞

本研究は JSPS 科研費 JP18K03918 の助成を受けたもので, ここに謝辞を表す。また, 本研究で使用した潤滑剤は出光興産殿から供給を受けたことにも感謝致します。

文 献

朝鍋定生, 松本将, 歯車の潤滑設計とトラブル対策, 機械設計, Vol. 30, No. 6 (1986), pp.46-49.

Blok, H., Les temperatures de surface dans des conditions de graissage sous extreme pression, Proceedings of Second World Petroleum Congress, Paris, 3 (1937), pp.471-486 (in French).

Coleman, W., Gear design consideration, Proceedings of interdisciplinary approach to the lubrication of concentrated contacts NASA symposium RPI, Troy, MI, July 15-17(1969), pp.551-589.

Dowson, D., Elastohydrodynamics, Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Vol.182, Issue 1 (1967), pp.151-167.

池条清隆, 永村和照, 佐藤輝英, 平歯車の動力損失に及ぼすトラクション油の影響, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.75, No. 757(2009), pp.2560-2568.

久保愛三, 岡本隆, 松本鍬造, 誤差をもつ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究 (第5報, スコーリングの発生と進展), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.46, No. 405(1980), pp.550-561.

松本将, 東崎康嘉, 福富正稔, 高速で運転される歯車の温度分布 (第1報, 温度計測), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.65, No. 629(1999), pp.277-282.

松本将, 混合潤滑状態にある転がり-すべり接触面の摩擦係数推定式, トライボロジスト, Vol.56, No.10(2011), pp.632-638.

森川邦彦, 西原隆太, 松本将, 円筒歯車のかみ合い効率予測とその向上, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.78, No. 788(2012), pp.1250-1259.

根本良三, 成瀬長太郎, 灰塚正次, 後藤達也, はすば歯車の摩擦損失と歯の温度上昇に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.56, No. 531(1990), pp.3060-3067.

東崎康嘉, 松下直矢, 隅谷悠司, 後藤卓也, 田中智之, 硬化歯車の高面圧時表面温度評価手法に関する基礎的研究, 日本機械学会論文集, Vol.83, No. 854(2017), DOI:10.1299/transjsme.17-00272.

横山正明, 石川二郎, 林国一, 動的熱電対法による平歯車の歯面温度測定, 潤滑, Vol.16, No. 7 (1971), pp.475-485.

Zhu, D. and Cheng, H.S., A comprehensive analysis for contact geometry, kinematics, lubrication performance, bulk and flash temperature in helical gears, Proceedings of the 17th International Conference Leeds-Lyon Symposium on Tribology (1991), pp383-389.

References

- Asanabe, S. and Matsumoto, S., Gear lubrication design and countermeasures for problems, Journal of Machine Design, Vol. 30, No. 6 (1986), pp.46-49 (in Japanese).
- Blok, H., Les temperatures de surface dans des conditions de graissage sous extreme pression, Proceedings of Second World Petroleum Congress, Paris, 3 (1937), pp.471-486 (in French).
- Coleman, W., Gear design consideration, Proceedings of interdisciplinary approach to the lubrication of concentrated contacts NASA symposium RPI, Troy, MI, July 15-17(1969), pp.551-589.
- Dowson, D., Elastohydrodynamics, Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Vol.182, Issue 1 (1967), pp.151-167.
- Ikejo, K., Nagamura, K. and Sato, T., Effect of traction oil on power loss of spur gear drive, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 75, No. 757 (2009), pp.2560-2568 (in Japanese).
- Kubo, A., Okamoto, T. and Matsunaga, T., On the power transmitting characteristics of helical gears with manufacturing and alignment errors (5th Report, Initiation and progress of scoring), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.46, No. 405 (1980), pp.550-561 (in Japanese).
- Matsumoto, S., Tozaki, Y. and Fukutomi, M., Temperature distribution in teeth and blanks of ultra high-speed gears (1st Report, Measurement of temperature distribution in teeth and blanks), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.65, No. 629 (1999), pp.277-282 (in Japanese).
- Matsumoto, S., Estimation formula of friction coefficient of rolling-sliding contact surface under mixed lubrication condition Journal of Japanese Society of Tribologists Vol.56, No.10 (2011), pp.632-638(in Japanese).
- Morikawa, K., Nishihara, R. and Matsumoto, S., Estimation and improvement method of mesh efficiency of cylindrical gears, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.78, No. 788 (2012), pp.1250-1259(in Japanese).
- Nemoto, R., Naruse, C., Haizuka, S. and Goto, T., Study on frictional loss and temperature rise of teeth of helical gears, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.56, No. 531 (1990), pp.3060-3067(in Japanese).
- Tozaki, Y., Matsushita, N., Sumiya, Y., Goto, T. and Tanaka, T., Basic study of surface temperature at high contact pressure by dynamic thermocouple with dissimilar hardened gears, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.83, No. 854 (2017), DOI:10.1299/transjsme.17-00272 .
- Yokoyama, M., Ishikawa, J. and Hayashi, K., Measurement of surface temperatures on gear teeth by dynamic thermocouple method, Journal of Society of Lubrication Engineers, Vol. 16, No. 7 (1971), pp.475-485 (in Japanese).
- Zhu, D. and Cheng, H.S., A comprehensive analysis for contact geometry, kinematics, lubrication performance, bulk and flash temperature in helical gears, Proceedings of the 17th International Conference Leeds-Lyon Symposium on Tribology (1991), pp383-389.