

環境負荷低減を指向した微少潤滑歯車の潤滑・冷却効果

小西 大二郎*

Performance of Transmission Gear with Minimum Quantity Lubrication

Method

Daijiro KONISHI

From an environmental point of view, a MQL (Minimum Quantity Lubrication) method should be adopted to gear transmission systems. This study aims to find a reliable MQL method and a design method for gears operated under high-speed driving conditions. The conclusions are as follows. First, the application of centrifugal lubrication method is able to pull out the full cooling performance of the lubricant. Second, the operation of gears with 30% specific sliding shows less heat generation than that of gears with 50% specific sliding. Third, combining the centrifugal lubrication method and the gears with 30% specific sliding is effective for reducing an environmental load of gear transmission systems.

Key words: Gear, MQL method, Gear design method, Centrifugal lubrication method, Specific sliding

1. 緒 言

高速・高負荷能化の歯車技術動向は歯車装置の運転温度を高める傾向にあり、歯車温度上昇はスカuffingの発生などにより熱定格として歯車装置の許容伝達動力を制限する¹⁾。このため一般に、歯車装置の発生熱を除去し耐スカuffing能を向上させるため極圧添加剤を含んだ多量の潤滑油が使用される。しかしこのことは使用後の廃油処理コストや環境問題の面から解決すべき問題と考えられる。動力伝達用歯車の潤滑に関する従来の国内外の研究をみると、地球環境保全のために歯車への潤滑油及び極圧添加剤の使用量を微少にする具体的な方法を検討した研究例はない。

本研究の目的は、使用潤滑油量削減や極圧添加剤の使用を避けることで歯車装置の環境負荷低減を図ることにより、次の二つの方法でこの目的を達成しようとしている。第一の方法は、高速運転条件下であっても潤滑油を歯車歯面に確実に到達させることができかつ少ない潤滑油量であっても効果的・効率的に歯車温度を低下させる潤滑方法を見出し、使用潤滑油量を低減すること。第二の方法は、歯車の最大すべり率を低く設計することで耐スカuffing能を高め、極圧添加剤の使用を避けることである。

本報では、微少量潤滑法、すなわち遠心潤滑法^{2,3)}あるいは噴霧潤滑法⁴⁾を適用することが潤滑油量低減に有効であることをジェット潤滑法の場合と比較しながら検討した結果を報告する。

2. 試験歯車および実験方法

歯車対を用いた負荷運転実験では歯面のかみあいによって発生する熱量は負荷荷重や運転速度以外にも歯面上の潤滑状態によって変化することになりこのときの歯車温度をもって潤滑法のもつ冷却性能の高低を評価できない。そこでモジュール 4、歯数 24、歯幅 20 mm の平歯車単体を回転させ、熱量一定条件下で歯車を電磁誘導加熱し、潤滑による歯車冷却の効果を調査する冷却性能実験を行った。Fig.1 に歯車冷却性能試験に用いた平歯車の

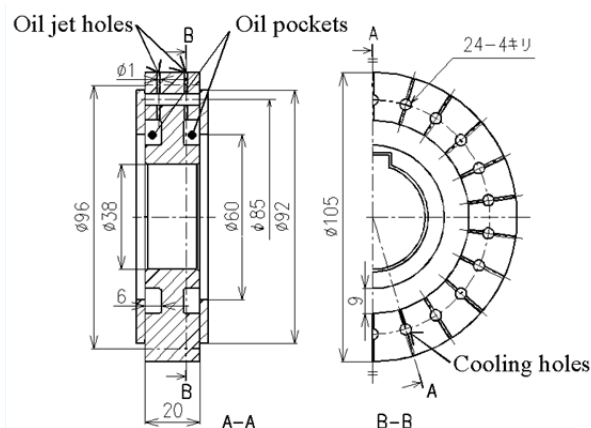


Fig.1 Tested spur gear

原稿受付 平成 25 年 8 月 30 日

*機械工学科

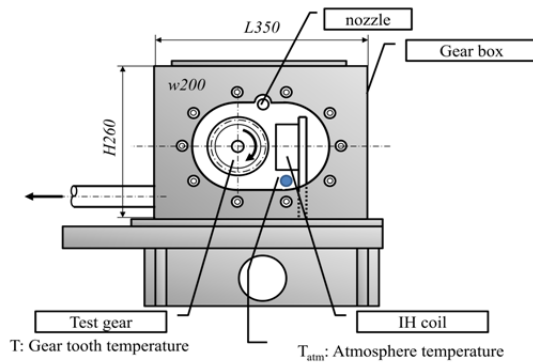


Fig.2 Test equipment

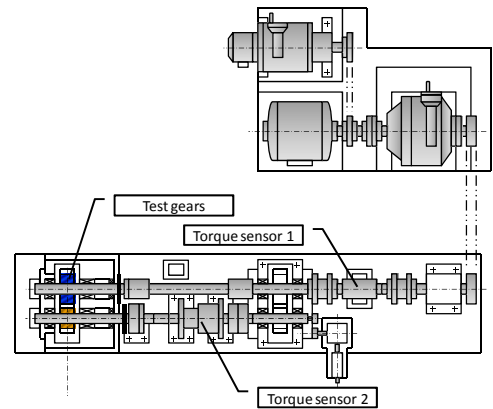


Fig.4 Power circulating gear testing machine

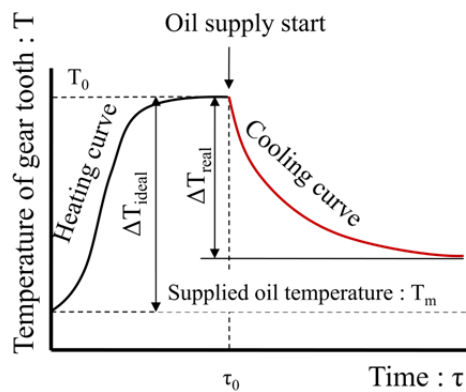


Fig.3 Diagram of cooling performance experiment

Table 1 Specifications of lubricant

Density(at 288 K) g/m ³	0.8667
Flash point K	413
Kinematic viscosity(at 313 K) mm ² /s	8.526
Kinematic viscosity(at 373 K) mm ² /s	2.323
Viscosity index, VI	78
Pour Point K	248
Sulfur content mass %	0.035
Thermal conductivity W/(m · K)	0.131 ⁹⁾

概略図を、Fig.2 に試験歯車箱の概略図をそれぞれ示す。なお、歯車と歯車軸とをベークライト製スリーブで断熱した。試験歯車には遠心潤滑が可能のように歯中心断面上に歯先面に通じる直径 1 mm の潤滑油噴出穴を一枚の歯に二箇所とそれぞれの歯の歯中心線上の歯元部に供給油を一旦歯内部に溜めて歯を冷却するための直径 4 mm の冷却穴を歯すじに平行に設けた。歯車本体温度測定のため、一枚の歯の歯側面から 3 mm 内側の基準円歯面上および歯幅中央断面位置の歯中心線上に設けた穴の内部の歯先から 5 mm の位置に、歯車ボス部側面から深さ 5 mm の穴内部にそれぞれ素線径 0.1

Table 2 Specifications of tested gear pair

Items	Gear pair I		Gear pair II	
	Pinion	Gear	Pinion	Gear
Maximum specific sliding on approach contact %	-43.73	+30.43	-96.68	+49.16
Maximum specific sliding on recess contact %	+31.85	-46.73	+50.25	-100.99
Normal module	4			
Helix angle deg.	19			
Number of teeth	21	24	21	24
Tip diameter mm	86.5	98.6	87.5	99.5
Face width mm	30			



Fig.5 Photograph of tested gear wheels designed for centrifugal lubrication

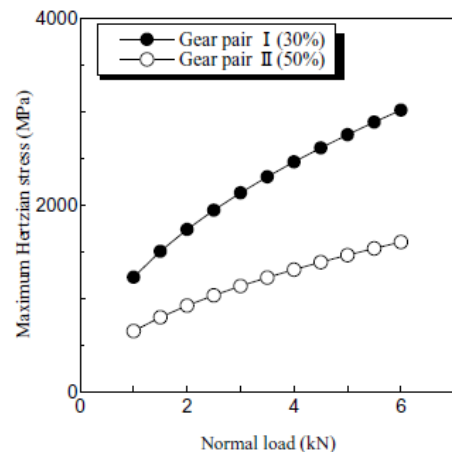


Fig.6 Relationship between normal load and Maximum Hertzian stress

mm の K 種熱電対をエポキシ系接着剤で取り付け付けた。熱電対からの出力信号を回転アンプ、スリップリングを介してデータロガーに記録した。

冷却性能実験は Fig.3 に示すように、所定の回転速度一定条件の下、歯車の歯の温度が定常温度に達するまで無潤滑で回転させ、その後遠心潤滑法、噴霧潤滑法、ジェット潤滑法のいずれかの方法で給油し試験歯車を冷却させた。

用いた潤滑油は極圧添加剤を含まない鉱油基油 ISO VG10 で、温度 313 ± 2 K 一定条件下で給油量 $Q_{oil}=150$ mL/min の割合で給油・冷却し、回転速度と歯車の歯の温度との関係を調べた。なお、噴霧潤滑法を用いた試験では、噴霧ノズル部で鉱油基油を圧縮空気 $Q_{air}=31$ NL/min と混合させた。また、ジェット潤滑法と噴霧潤滑法ではそれぞれノズルから歯車回転中心に向けて潤滑油を噴出させた。Table 1 に供試鉱油基油 ISO VG10 の諸元を示す。

冷却性能実験の実施後に、潤滑油の耐スカuffing 能に及ぼす潤滑油粘度の影響が小さくなるように小歯車の歯先での最大すべり率 σ_{max} を約 30% に歯形設計し⁶⁾、かつ確実に歯面に潤滑油を到達させることのできる遠心潤滑法を採用することで歯車温度やスカuffing 発生を抑制することができるかを評価・確認するため負荷実験を行った。

用いた試験歯車は歯直角方式はすば歯車で、小歯車の歯先での最大すべり率 σ_{max} がそれぞれ約 30%、50% となる歯車対 I、II を用いた。Fig.4 に負荷実験に用いた試験機の概略図を示す。また、Table 2 に供試はすば歯車の諸元を、Fig.5 に大歯車の写真をそれぞれ示す。大歯車には遠心潤滑が可能のように歯中心断面上に歯先面に通じる直径 2 mm の潤滑油噴出穴を一枚の歯に二箇所とそれぞれの歯の歯中心線上の歯元部に歯を冷却するための直径 4 mm の冷却穴を歯すじに平行に設けた。大歯車に設けた冷却穴が歯車の歯の温度に及ぼす影響を調べるため歯車対 II の場合で冷却穴のない供試大歯車を用いた実験も行った。

また Fig.6 には、歯面法線荷重と最大ヘルツ応力の関係を示す。供試歯車対によって正面かみあい率、歯面曲率が異なるため、歯車対 I の最大ヘルツ応力は歯車対 II と比較して 1.9 倍高い。

歯車の歯の温度測定のため、大小歯車それぞれ一枚の歯に歯中心線上歯先から 2 mm の歯側面表面に素線径 0.1 mm の K 種熱電対をエポキシ系接着剤で取り付け付けた。熱電対からの出力信号を回転アンプ、スリップリングを介してデータロガーに記録した。

負荷実験は所定の大歯車回転速度 $n=2500$ min⁻¹ 一定条件の下、歯面法線荷重を 1.0 kN から 0.5 kN

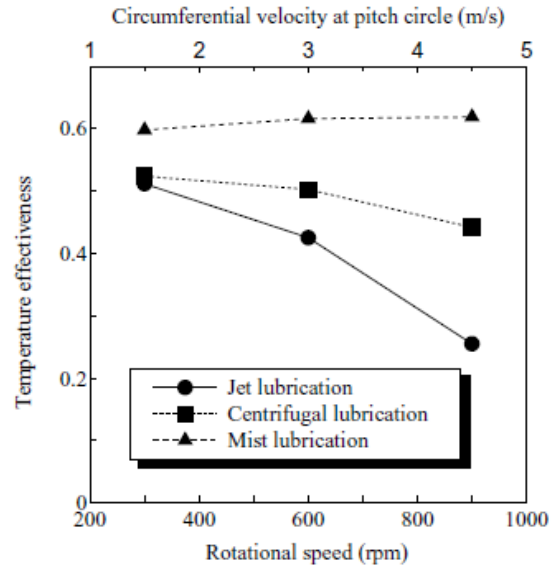


Fig.7 Temperature effectiveness change

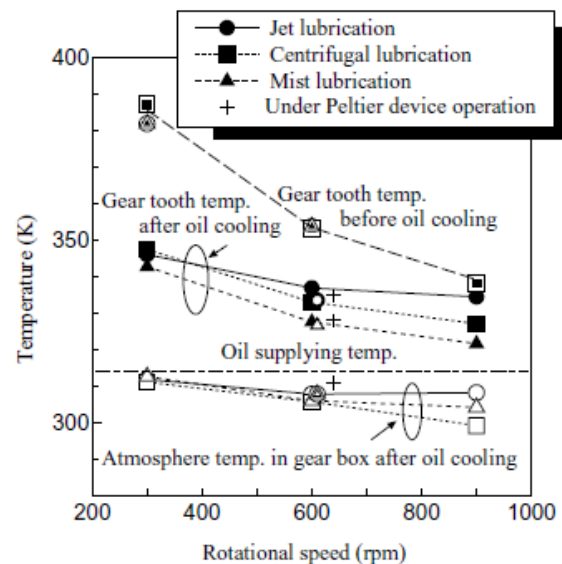


Fig.8 Temperature change

ごとに増加させるステップストレス試験とし、各荷重段階の運転時間は 600 s とした。試料油には冷却性能実験同様、ISO VG10 鉱油基油を温度 313 ± 2 K 一定条件下で給油量 $Q_{oil}=150$ mL/min の割合で給油し、歯面法線荷重と歯車の歯の温度との関係を遠心潤滑法とジェット潤滑法の場合とで調べた。

3. 実験結果および考察

3. 1. 冷却性能実験

各潤滑条件下での歯車冷却性能を、まず以下の式(1)で示される温度効率 η により比較することで調査した。加えて、ペルチェ素子モジュールユニ

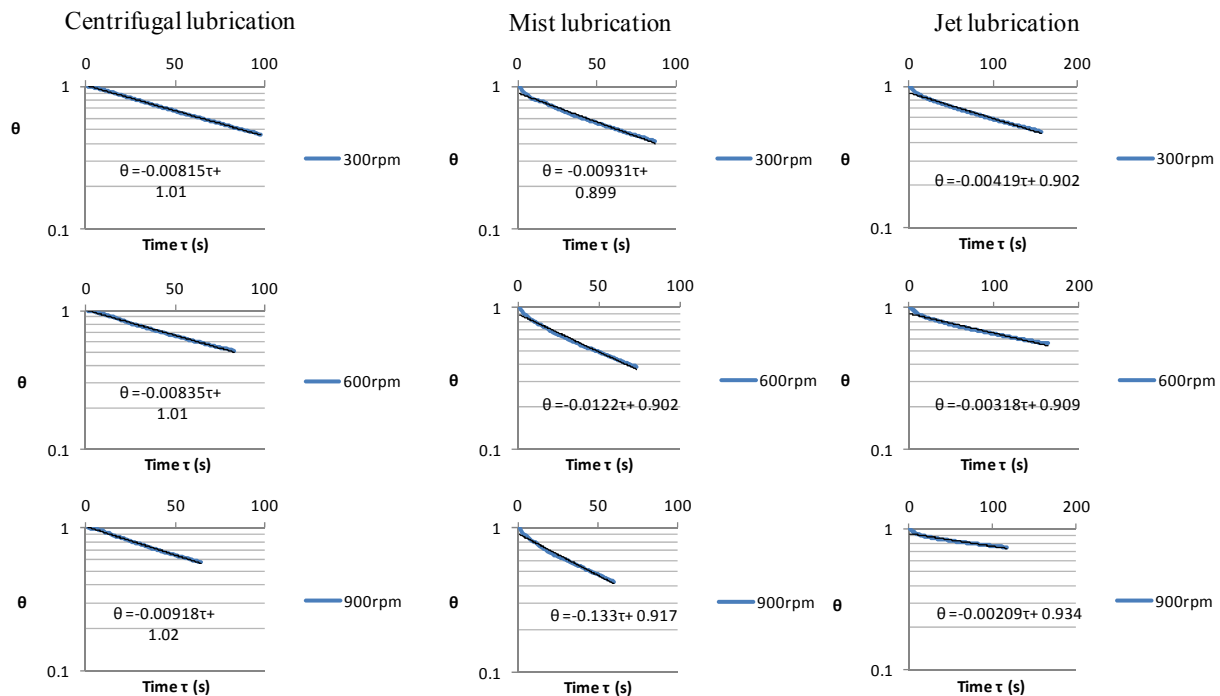


Fig.9 Changes of temperature drop rate in each cooling performance experiment

ット（容量：64.8 W）を用いて歯車箱を強制的に冷却する方法が歯車の歯の温度に及ぼす影響も調査した．なおこの場合，ペルチェ素子モジュールユニット伝熱面を，純銀粒子を含む熱伝導性グリースを介して歯車箱側面中央位置にねじで機械的に結合した．

$$\eta = \frac{\Delta T_{real}}{\Delta T_{ideal}} = \frac{T_0 - T_{steady}}{T_0 - T_m} \quad (1)$$

T_0 : 給油前の歯の定常加熱温度[K]

T_{steady} : 給油後の歯の定常温度[K]

T_m : 給油温度[K]

冷却性能実験結果を Fig.7, 8 にそれぞれ示す．なお，ここで歯車の歯の測定温度は，一枚の歯の歯幅中央位置の歯中心線上に設けた穴の内部の歯先から 5 mm の位置に固定した熱電対で計測した温度を用いた．

Fig.7 から温度効率，どの運転速度においても噴霧潤滑法の場合が最も高く，以下遠心潤滑法，ジェット潤滑法を採用した場合の順であった．特に，歯車装置に一般的に採用されるジェット潤滑法では，高速運転になるほど歯車の回転に抗して潤滑油を歯元まで確実に到達させることは難しくなり，基準円での回転周速度がノズルからの潤滑油噴出流速 3.1 m/s を越える速度域で温度効率が大きく低下した．一方，遠心潤滑法では歯車の歯内部に潤滑穴を半径方向に設け歯先面から潤滑油を

噴出する方法を採用したので，かみあい直前にある相手駆動歯車の作用歯面の歯先から歯元まで噴出潤滑油を確実に到達させることができる²⁾．加えて，潤滑油が歯車本体と歯内部を通過するため直接歯車を冷却することができるので，比較的少ない油量で運転歯車温度の上昇を抑制できたといえる．

Fig.8 から，採用する潤滑法によって回転速度が増すほど歯車温度の差が大きくなることがみとれる．また，高速回転域で噴霧潤滑法の場合よりも遠心潤滑法で歯車箱内雰囲気温度の上昇を抑制している点が注目される．ペルチェ素子モジュールユニットで歯車箱を強制的に冷却する方法を併用しても，歯車箱内の空気熱伝導率が潤滑油のものより低いため歯車温度・歯車箱内雰囲気温度に及ぼす影響は小さかった．したがって，歯車箱外側にフィンなどを設けた設計例では歯車箱の冷却は可能であっても歯車箱内に収納される歯車自身の効果的な冷却は困難であることが明らかになった．

さらに各潤滑条件下での歯車冷却性能を伝熱特性数(平均ヌセルト数 Nu_r と回転レイノルズ数 Re_r) との関係を用いてに比較することを考える．ここで試験歯車の一枚の歯に設置した各熱電対の加熱後の定常温度の温度差は ± 0.5 K であり，歯車の歯内部に温度勾配はなく，歯内部温度は一樣であったので回転歯車に対して集中熱容量モデルが適用できると考えられた．ここで，非定常熱伝達の冷

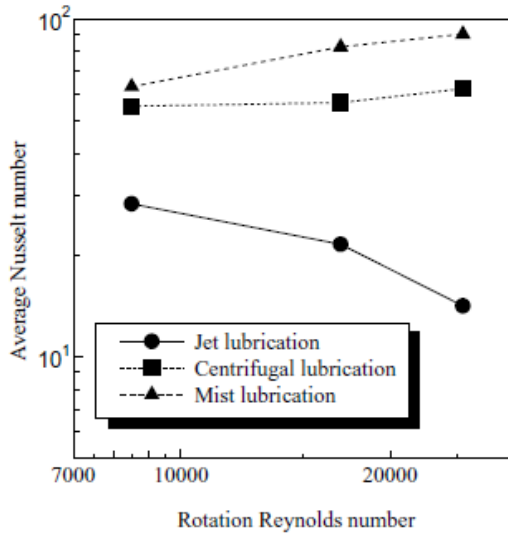


Fig.10 Relationship between dimensionless numbers

却曲線は次の式(2)で示されるニュートンの冷却方程式で表現できる．さらに式(2)を変数分離して積分すれば式(3)を得ることができる．

$$-C \frac{dT}{d\tau} = hS(T - T_m) \quad (2)$$

$$\ln \theta = -\frac{hS}{C}(\tau - \tau_0) \quad \text{ただし、} \theta = \frac{T - T_m}{T_0 - T_m} \quad (3)$$

C : 熱容量[J/K]

T : 冷却中の歯の温度[K]

τ : 時間[s]

h : 熱伝達率[W/(m²·K)]

S : 歯車の伝熱表面積[m²]

τ_0 : 給油開始時間[s]

Fig.9に冷却中の歯の温度が給油を開始して時定数に達するまでの温度降下割合 θ と時間 $\tau - \tau_0$ との関係を片対数グラフ上に示した．ただし、Fig.9中の時間軸は時間 $\tau - \tau_0$ を改めて τ と表示しなおしてある．測定データから求めた θ と $\tau - \tau_0$ の関係はすべて片対数グラフ上で直線関係にあり、この直線の傾きから熱伝達率 h を求め、伝熱特性数である平均ヌセルト数 Nu_r と回転レイノルズ数 Re_r の算出をおこなった．なお、試験歯車の熱容量及び伝熱表面積は、直径が基準円直径、幅が歯幅の仮想円板を考え、歯車材料の密度を7860 kg/m³として求めた．

ここで、平均ヌセルト数 Nu_r と回転レイノルズ数 Re_r は以下のように定義される．

$$Nu_r = \frac{hr}{\lambda}, Re_r = \frac{\omega r^2}{\nu}$$

r : 歯車の基準円半径[m]

λ : 潤滑油の熱伝導率[W/(m·K)]

ω : 角速度[rad/s]

ν : 動粘度[m²/s]

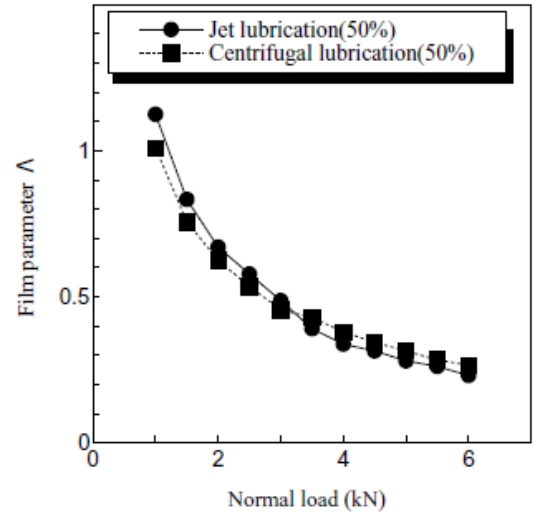
Fig.11 Film parameter change with normal load ($\sigma_{\max}=50\%$)

Table 3 Surface roughness on tooth flank of test gears

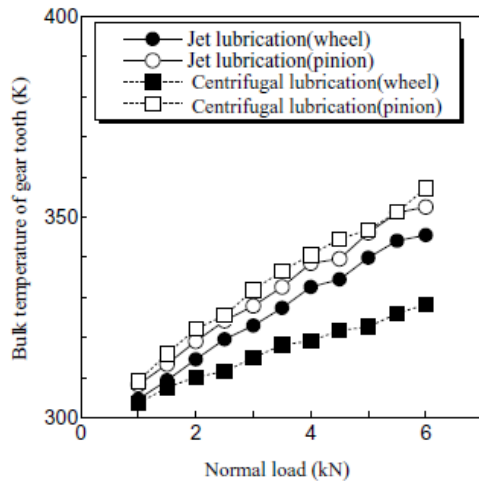
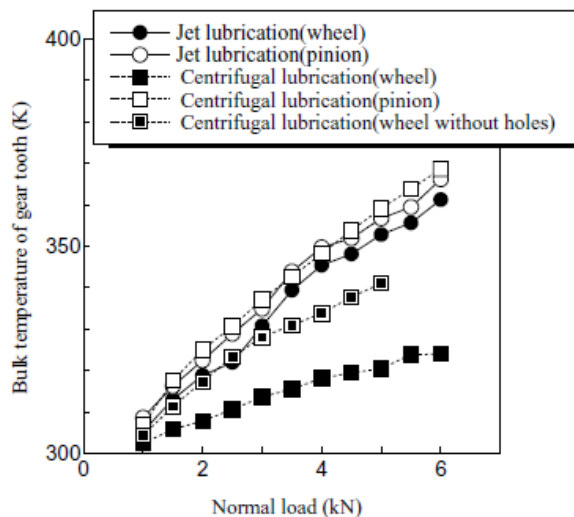
Items		Gear pair I		Gear pair II	
		Pinion	Gear	Pinion	Gear
Before test	Arithmetic average roughness R_a μm	0.162	0.194	0.162	0.209
	Root mean square roughness R_q μm	0.237	0.270	0.241	0.281
After test	Arithmetic average roughness R_a μm	0.168	0.203	0.117	0.148
	Root mean square roughness R_q μm	0.235	0.255	0.165	0.210

Fig.10に示した回転レイノルズ数 Re_r と平均ヌセルト数 Nu_r との関係曲線において、噴霧潤滑法と遠心潤滑法の場合には回転レイノルズ数 Re_r 増大にともない平均ヌセルト数 Nu_r が単調増加したのに対して、ジェット潤滑法の場合には単調減少する傾向を示した．ジェット潤滑法を用いた場合、回転周速度を噴出潤滑油流速より高くすると伝熱挙動が変化し歯車冷却性能を極端に低減させた．遠心潤滑法の場合では伝熱挙動の変化はほとんどなかった．これらに対して噴霧潤滑法では、回転速度とともに伝熱挙動が向上しており、歯車を効果的に冷却できることがわかった．

以上のことから、潤滑油量が極端に少ない条件下であっても遠心潤滑法と噴霧潤滑法では歯車表面の熱コンダクタンスの低下がなく、高速運転歯車の潤滑法として適していると判断される．

3. 2. 負荷実験

どの運転条件下であっても運転試験によってスカフティング損傷が発生することはなかった．供試はすば歯車の潤滑状態を推測するために最小油膜厚さ $h_{\min}^{(7)}$ と歯車歯面上の合成粗さ $(R_{q1}^2 + R_{q2}^2)^{1/2}$ との比、すなわち膜厚比 $A^{(8)}$ の計算を行った．後述のように歯車対Ⅰの場合よりも歯車の歯の温度が高温であった歯車対Ⅱの場合で冷却穴を有する大歯車と小歯車と

Fig.12 Temperature change with normal load ($\sigma_{max}=30\%$)Fig.13 Temperature change with normal load ($\sigma_{max}=50\%$)

を組合せた場合の計算結果を Fig.11 に示す。なお、最小油膜厚さ h_{min} の計算に際して、油膜温度に大・小歯車でそれぞれ計測した歯の温度を平均した温度を使った。また、負荷試験前後で測定した歯車歯面上の表面粗さを Table 3 に示す。Fig.11 から歯面法線荷重 1.0 kN 以外の場合において A は 1 よりも小さな値となり、互いにかみあう歯面間の潤滑状態は境界潤滑条件下にあったといえる⁸⁾。

負荷実験結果を Fig.12, 13 にそれぞれ示す。Fig.13 に示したように遠心潤滑法を採用した場合、大歯車の冷却穴の有無が歯車の歯の温度に及ぼす影響については、冷却穴を有する場合の方が歯車の歯の温度は低かった。加えて冷却穴を有する大歯車と小歯車とを組合せた歯車対Ⅱで遠心潤滑法を採用した場合のみ、歯面法線荷重増加に対する大歯車の歯の温度上昇割合が低く、小歯車の歯先での最大すべり率 σ_{max} が異なっても歯面法線荷重が同じであれば

大歯車の歯の温度はほぼ同じで摩擦損失動力の大小による影響は小さかった。これらのことは大歯車内部を潤滑油が通過する際に熱交換された結果といえ、さらに歯車対を低すべり率に設計すれば、歯車の歯の温度上昇を抑制できることがわかる。

どの運転条件下であっても大歯車よりも小歯車の歯の温度が高く、採用する潤滑法による影響は小さかった。小歯車の歯の温度を上昇させたのは歯車かみあいの際に歯面上で生じた摩擦損失動力によるもので、歯面上の摩擦係数が一定であれば、歯車の歯の温度上昇と歯面法線荷重増加の関係は比例するはずであり、負荷実験結果も歯面法線荷重が増えるにしたがって小歯車の歯の温度は上昇した。すなわち歯のかみあいによって歯面上に酸化膜が形成され⁹⁾、歯面上の動摩擦係数を低下させ、その結果として歯面法線荷重増加割合に対して歯車の歯の温度上昇割合が低下するようなことはなかった。

4. 結 言

給油量が極端に少ない一定給油量条件下で運転条件を変化させて冷却性能実験・負荷実験をおこなった結果、以下のことがわかった。

1. 遠心潤滑法と噴霧潤滑法では、回転数増加に対して歯車表面の熱コンダクタンスの低下がなく、高速運転歯車の潤滑法として適していると判断された。

2. 噴霧潤滑法では、潤滑油のみによる潤滑法(遠心潤滑法とジェット潤滑法)の歯車冷却能を上回る性能を示した。しかし、噴霧潤滑法では、歯車冷却のための空気圧送のための補機を要することによるコスト増やノズルからのミスト噴出音やミスト状の噴出油による環境汚染の問題があり、噴霧潤滑法を歯車装置に採用することは実用上好ましくないと考えられる。

3. 歯車温度・歯車箱内温度の低減は歯車箱冷却による方法では期待できない。すなわち、歯車箱外側にフィンなどを設けた設計例では歯車箱の放熱は可能であっても歯車箱内に収納される歯車自身の効果的な冷却は困難であると考えられた。

4. 遠心潤滑法を採用し低すべり率に歯車を設計すれば、歯車の歯の温度を抑制することができた。具体的には、小歯車の歯先での最大すべり率 σ_{max} を約 50% とした場合で遠心潤滑法を採用すれば、ジェット潤滑法の場合よりも最大約 37 K の大歯車の歯の温度の低減が、小歯車の歯先での最大すべり率を約 30% とした場合で最大約 17 K の大歯車の歯の温度の低減ができた。また本実験範囲において、互いにかみあう歯面間の潤滑状態が境界潤滑状態にあったと推測されたにもかかわらずスカッ

フィング損傷は発生しなかった。

以上のことから、歯車装置の微少量潤滑法として遠心潤滑法を適用することが潤滑油量の低減や耐スカuffing能向上に有効であるということがいえ、本研究により地球環境保全を指向した動力伝達用歯車の潤滑法と設計法に対して指針を与えることができたと考えている。

本研究は科研費(21560158)の助成を受けたものであることを付記しておく。

最後に、研究遂行のため真摯に労をとってくれた当時の卒業研究学生諸君に感謝の意を述べる。

参 考 文 献

- 1) 例えば、松本 将・東崎康嘉・福富正稔： 高周速で運転される歯車の温度分布，日本機械学会論文集，65-630，C (1999)708-713.
- 2) 小幡文雄・小西大二郎： 歯車の遠心潤滑，トライボロジスト，42，11(1996)835-840.
- 3) 小西大二郎：歯車のトライボロジー，月刊トライボロジー，6-226，(2006)20-22.
- 4) 小西大二郎：平歯車の温度上昇，損失及び騒音に及ぼす給油法の影響，トライボロジー会議予稿集 東京，(1992)635-638.
- 5) 日本トライボロジー学会編：トライボロジーハンドブック，養賢堂，(2001)613.
- 6) 小幡文雄・竹平昭暢・松尾公平・佐伯 親：精密研削面における鉱油基油の耐焼付き能，日本機械学会論文集，58-554，C (1992)3108-3115.
- 7) T. E. Tallian: On Competing Failure Modes on Rolling-Contact, ASLE Trans., 10-4, (1967)418-439.
- 8) D. Dowson and G. R. Higginson: Elasto-hydrodynamic Lubrication, (1966), Pergamon Press, 1-235.
- 9) 例えば、藤井正浩・小幡文雄・吉田 彰・松田 浩： 平歯車の耐スコーリング負荷容量に及ぼす動荷重の影響，日本機械学会論文集，56-523，C (1990)750-757.