歯面あらさと潤滑油の粘度が平歯車 のスコ어링強度に及ぼす影響*

灰 塚 正 次**

成 瀬 長 太 郎***

根 本 良 三***

東 郷 展****

Influences of Surface Roughness and Viscosity of Lubricating
Oils upon Limiting Load for Scoring of Spur Gears

Shoji HAIZUKA, Chotaro NARUSE, Ryoza NEMOTO, and Makoto TOGO

There are many factors, which have effects upon the load carrying characteristics of the spur gears. The surface roughness of tooth and viscosity of lubricating oils, furthermore the concentration of additives are the very important factors for the determining the load carrying characteristics of the spur gears. As main factors for determining the load carrying characteristics, the limiting load for scoring and the specific wear were chosen here. The roughness of the tooth surface for our experiments was in the range of $1.1 \sim 7.5 \mu\text{m}$. The kinematic viscosity of the lubricating oil for the experiments was $2.9 \sim 4.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ at 90°C . The experimental equipment was the FZG spur gear testing machine and the test gears had also the original tooth form of FZG test gears but our test gears were specially crowned in direction of tooth trace and effective width was reduced to $b=8 \text{ mm}$ in order to get the higher Hertzian pressure. This tooth width is very narrow in comparison with the original one.

Key Words: Spur gear, Machine Element, Lubrication, Scoring, Roughness, Viscosity of Oil

1. 緒 言

平歯車において歯面あらさ及び潤滑油の粘度が、スコ어링限界荷重にどう影響を及ぼすか、については、多く論ぜられているが、その具体的研究結果は、ほとんど発表されていない状態である。動力伝達用歯車を設計するに際して、歯面あらさ及び潤滑油の粘度選定は、設計者にとって極めて重要なことである。よってここにFZG 平歯車試験機を用い、この試験機の試験歯車(歯形A)に等しい歯形を用いて、歯面あらさを大幅に変え、潤滑油の粘度も大きく変えて実験を進めたところ、いくつかの新しい結果がみいだされたの

で、ここに報告する。

2. 実験条件

2.1 実験装置と試験歯車 実験にはFZG 平歯車試験装置を用い、試験歯車の諸元及びその他の条件は、表1に示してある。この歯車はスコ어링を発生しやすくするために、図1に示されているように一方に大きく転位した歯形になっている。なお添字1及び2はそれぞれ小歯車及び大歯車を意味する。この試験歯車は本来のFZG 試験⁽¹⁾に用いられる試験歯車を多少変更したものである。試験歯車はすべて液体浸炭焼入れ、表面の硬さ(ピツカース硬さHv)は約750、心部の硬さは約420、有効硬化深さは約0.5mmであった。研削は、ほとんどの場合(株)岡本工作機械製作所の歯車研削盤SHG 360で研削したものをを用いたが、一部はライスハウアー歯車研削盤により研削したものをを

* 昭和61年7月18日 東海支部豊橋地方講演会において講演、原稿受付 昭和61年1月31日。

** 正員、電気通信大学短期大学部(〒182 調布市調布ヶ丘1-5-1)。

*** 正員、電気通信大学電気通信学部。

**** 東京都庁(〒101 東京都千代田区3-5-1)。

用いた．詳細は実験結果の項目で論ずる．歯面の表面あらさは，最大高さ R_{max} 1.1～7.5 μm の範囲で変化させた．精度はJIS 0～1級の範囲におさめた．

試験歯車の実際に接触する幅（以下これを簡単のため歯幅 face width という）は $b = 8 \text{ mm}$ にした．これについては，図2に示されている．すなわち歯全体の幅は， $b_{total} = 20 \text{ mm}$ であるが，歯の折損を生ぜず接触圧力を高くすることができるように，レリービングをほどこすことによって，このように実際の接触する幅を $b = 8 \text{ mm}$ とした．これによりかなり高い歯面のヘルツ圧力の領域までの実験が可能となる．

本実験に用いたすべての歯形のあらさの形状は，岡本工作機械の研削盤及びライスハウアーの研削盤による研削方式の間の相違に無関係であった．すなわち，あらさの最大高さ R_{max} ，中心線平均あらさ R_a 及び二乗平均あらさ R_{rms} (μm) の間の関係を調べた．上記の両研削方式についての合計サンプル数 179 をえらび次に結果を得た．

$$\left. \begin{aligned} R_{max} &= 4.26 \times R_a & (\text{相関係数 } 0.905) \\ R_{max} &= 3.57 \times R_{rms} & (\text{相関係数 } 0.911) \\ R_a &= 0.85 \times R_{rms} & (\text{相関係数 } 0.993) \end{aligned} \right\} (1)$$

ここであらさの測定は，すべて歯高方向に測定し，測定長さ 1 mm の範囲で行った．

図1 試験歯車の歯形

図2 歯すじ方向のレリービング

2.2 潤滑油と潤滑方法 潤滑油の基油は，すべてパラフィン系の鉱油であり，表2に示されているような4段階の粘度をもつものであり，粘度の変化は非常に大きな範囲にまたがっていることがわかる．これらの基油には，潤滑油としての機能をもたせるため，あらかじめ酸化防止剤，さび止剤，及び泡立ち防止剤を適当に添加した．これらの試験油の動粘性係数と温度との関係を図3に示す．これらの基油に摩耗防止剤として最も一般に用いられている種類の一種であるアルキルチオりん酸亜鉛（二次型のもの）（以降ZDTPと記す）を順次低濃度から高濃度へと添加していった．この濃度を示すのに，すべて重量%をもってした．以降簡単のため，単に%をもって示す．なおこれらの添加剤の添加による粘度変化はきわめてわずかであるので，本報告では無視した．潤滑油は図1の歯車のかみあいの上の方から，かみあい位置へノズルを通して，かみこみ側より強制潤滑をおこなった．油量は2.4 L/min にした．潤滑油は加熱されノズルの先端の位置においての油温を，所定の温度に保った．この油温は90℃に保っての実験を主体にしたが，この他，油温を 60℃，75℃，及び 105℃ に保っての実験も行なった．温度の精度はすべて $\pm 3^\circ\text{C}$ におさめた．

2.3 荷重及び運転時間 荷重は表3に示されているような荷重段階にそって上昇させた．各荷重段階における摩耗量を天秤で測定しながら荷重を上げていき，

表1 試験歯車の諸元その他

Number of teeth	Z_1	16
	Z_2	24
Module	m mm	4.5
Face width	b mm	8
Addendum modification Coefficient	X_1	0.8635
	X_2	-0.5
Cutting pressure angle	α_c Degree	20
Dia. of generating pitch circle	d_{o1} mm	72
	d_{o2} mm	108
Operating pressure angle	α_b Degree	22.4
Dia. of Intermeshing pitch circle	d_{b1} mm	73.2
	d_{b2} mm	109.8
Dia. of tip circle	d_{k1} mm	88.8
	d_{k2} mm	112.5
Center distance	a mm	91.5
Length of action of approach	e_1 mm	3.3
Length of action of recess	e_2 mm	14.8
Contact ratio	ϵ	1.36
Surface finishing	Ground	
Gear quality grade	JIS 0-1 Grade	
Material	SCM 415	
Heat treatment	Carburizing in salt and quenched	

スコアリングが発生する荷重段階まで、荷重を上げていった。

荷重をこの荷重段階にそって上昇させていったとき、正常摩耗が進行する荷重の範囲で、小歯車より大歯車へ伝えられる単位伝達仕事 (1 kW・h) 当りの大小一對の試験歯車の摩耗量の和 (mg) をもって比摩耗量 V_s (mg/kW・h) とした。この場合は、低荷重段階でのなじみ運転に相当する摩耗の高い荷重段階については除いた。組みこまれた試験歯車の各荷重段階における運転時間は、大歯車の総回転数が 22500 回転になるように選んだ。よって例えば、大歯車の回転数 $n_2 = 1500$ rpm のときは 15 分の運転時間になる。

3. 実験結果及び考察

本研究において、特にことわりない限り、試験歯車は、岡本工作機械 (株) の研削盤 SHG360 によったものであるが、比較のためライスハウアーの研削盤によるものも示してある。

図3 潤滑油 (基油) の温度と動粘性係数との関係

表2 潤滑油 (基油)

Base oil	Kinematic viscosity m^2/s		Specific gravity 15/4 °C	Viscosity index	Flash temp. °C
	40 °C	100 °C			
I	8.98×10^{-6}	2.47×10^{-6}	0.870	84.9	170
II	55.6	7.86	0.880	99.9	226
III	198	18.1	0.891	100	270
IV	401	28.6	0.903	99.0	308

3.1 あらさとスコアリング限界荷重との関係 図4
にスコアリング限界荷重 P_N/b とあらさの最大高さ

表3 荷重段階

Load stage	M Nm	P_N N	P_N/b N/mm
1	3.3	98.5	12.3
2	13.7	405.6	50.7
3	34.7	1014	126.7
4	58.8	1738	217.3
5	92.1	2723	340.4
6	131.3	3882	485.2
7	170.5	5041	630.1
8	203.8	6026	753.2
9	236.2	6982	872.7
10	269.5	7967	995.8
11	301.8	8923	1115
12	344.0	10170	1271
13	385.1	11380	1423
14	417.5	12340	1543
15	451.8	13350	1669
16	490.0	14480	1811
17	534.1	15790	1974

図4 スコアリング限界荷重と歯面あらさとの関係

図5 スコアリング限界荷重と周速度との関係 (3つの歯面あらさの領域について)

図6 スコアリング限界荷重のあらさ係数

R_{max} との関係を示す。大歯車の回転数 $n_2 = 1500$ rpm と $n_2 = 3500$ rpm についての実験結果を示す。用いた基油は基油Ⅱで、これに ZDTP の濃度を段階的に増大していった。これによると、すべての場合、

図7 スコアリング限界荷重と周速度との関係

歯面あらさ $R_{\max}$ が高くなるに従ってスコアリング限界荷重は低下していき、回転数 (n_2) が高くなれば、スコアリング限界荷重は低下していくことが示されている。

次に本研究で扱ったあらさのグループを三つに分け、 $R_{\max}$ 1.1~1.9 μm , $R_{\max}$ 2.7~3.8 μm , $R_{\max}$ 4.3~7.5 μm に分類して、それぞれのあらさのグループごとに、スコアリング限界荷重と周速度との関係を図5にまとめた。

これによると、本研究のあらさのすべての領域にお

いて、周速度が大きくなるにつれて、スコアリング限界荷重が低下していくことがわかる。

結果をまとめる手段として、次の方式をとった。すなわち、図4と図5の結果をもとに、あらさの最大高さ $R_{\max}$ 1.5 μm を基準にしたとき、すなわち、このときのスコアリング限界荷重を単位1にとったとき、他のあらさの歯面をもつ歯車のスコアリング限界荷重をあらわす曲線は、周速度 $V = 20.1 \text{ m/s}$ の場合と $V = 8.6 \text{ m/s}$ の場合についてまとめたのが図6である。ここでは ZDTP が 0% (基油の場合) と、0.1% をふくむ場合を除いてまとめた。その理由は、これらの油を用いたときのスコアリング発生荷重は低く、そのため正確なあらさの影響を求めることができないからである。この $R_{\max} = 1.5 \mu\text{m}$ のときのスコアリング限界荷重を基準にした理由は、この歯面あらさが、湿式の研削におけるごく標準的な歯面あらさであることに基く。このあらさの影響を示す尺度になるものを f_R で示すと

$$f_R = \left(\frac{1.5}{R_{\max}} \right)^{0.3} \quad (2)$$

図8 比スコアリング限界荷重と周速度との関係

図9 指数 n と基油の粘度との関係

図10 スコアリング限界荷重増加比とZDTPの濃度との関係、歯面あらさ $R_{\max}$ 1.5 μm の場合

で表される。周速度 $V = 20.1 \text{ m/s}$ 以上になった場合、及び他の種の添加剤、例えば EP 添加剤を用いた場合については、現在のところ不明である。Niemann & Lechner は用いた潤滑油と歯面研削の方法、従ってあらさ形状が異なるが、本研究の結果の式に似た結果を得ている⁽²⁾

3.2 潤滑油の粘度とスコ어링限界荷重との関係

図7は基油 I, II, III, 及び IV に種々の濃度の ZDTP を添加していったとき、スコ어링限界荷重 P_N/b と周速度 V との関係を示したものである。これらの結果から直接みられる傾向は、スコ어링限界荷重は、すべての場合、周速度 V の増大とともに減少し、ZDTP の濃度の増大、及び基油の粘度の増大とともに上昇していくことである。この図において“○”で示しているのは、岡本工作機械製作所の研削盤で研削した歯車 ($R_{\max}$ 約 $1.5 \mu\text{m}$) によるものであり、その他のものは、ライスハウアー研削盤で研削した歯車 ($R_{\max}$ 約 $1.5 \mu\text{m}$) による結果である。

このことからわかることは歯面あらさとあらさの形状及び精度が等しければスコ어링限界荷重には、ほとんど研削盤の相違による影響はあらわれていないことがわかる。この図7の結果をもとに、周速度 $V = 8.6 \text{ m/s}$ ($n_2 = 1500 \text{ rpm}$) のときのスコ어링限界荷重を単位1にとったとき、周速度及び ZDTP の濃度の変化とともにスコ어링限界荷重が変化するように図8に示す。この値を比限界荷重 (Specific limiting load for scoring) と定義する。この比限界荷重は粘度が高くなるにつれて周速度による変化が少なくなり基油 IV においてはほとんど水平の線に近づくことがわかる。この図に示されている基準点 (Base point) における傾斜角は粘度の増大とともに減少していくことがわかる。

$V = 8.6 \text{ m/s}$ の近傍では、

$$P_N/b \propto \frac{1}{V^n} \quad (3)$$

で示される指数 n は図9のようになる。この指数 n は 90°C における動粘性係数及び ZDTP の濃度により変化する。この図の曲線は図8をもとにして得られたもの

表4 基油の動粘性係数

	60 °C	75 °C	90 °C	105 °C
γ of oil I, m^2/s	5.3×10^{-6}	3.8×10^{-6}	2.9×10^{-6}	2.3×10^{-6}
γ of oil II, "	24.6	15.1	10.0	7.0
γ of oil III, "	72.9	40.0	24.2	15.8
γ of oil IV, "	133.2	68.7	39.4	24.7

である。これによると、式(3)で示される指数 n は、複雑に変化し、単純な形で求まらないことがわかる。

更に ZDTP の添加濃度増大にともなう、スコ어링限界荷重が増大していくようすを図10に示す。ここに縦軸の ξ_0 は、ZDTP 添加濃度が0のときのスコ어링限界荷重 P_{N0} を単位1としたとき、ZDTP の添加濃度の上昇に従って、スコ어링限界荷重がどう変化(増大)していくかを、示している。すなわち、

$$\xi_0 = \frac{P_N}{P_{N0}} \quad (4)$$

この ξ_0 をスコ어링限界荷重増加比 (Increasing rate of limiting load for scoring) と定義する。この結果は周速度 $V = 8.6 \text{ m/s}$ の場合である。これによると ξ_0 は、ZDTP の濃度の増大とともに上昇していくが、粘度の低い基油の場合が最も高いことを示し、粘度の増大とともに ξ_0 は低下していくことがわかる。

更に互いに異なる粘度グレードを有する基油 I, II, III, 及び IV を用い、このそれぞれの基油の油温を 60°C , 75°C , 90°C , 及び 105°C と変化させたとき、スコ어링限界荷重はどう変化するか、をしらべた。

図11 スコ어링限界荷重と動粘性係数との関係

図12 比摩耗量と歯面あらさとの関係

これらの油温における粘度は、表4に示されている。各基油の粘度はこの温度範囲において大きく変化するので基油Ⅰ～Ⅳのそれぞれの粘度が、互いに重なりあう領域もでてくる。図11はこれらの基油Ⅰ～Ⅳをこのような種々の油温で用いたときの粘度とスコ어링限界荷重 P_N/b との関係を示したものである。測定点は周速度 $V = 3.7 \text{ m/s}$, $V = 8.62 \text{ m/s}$, $V = 20.1 \text{ m/s}$ の場合ごとに、それぞれまとまった傾向がみいだされた。すなわち縦軸にスコ어링限界荷重の対数を取り横軸に潤滑油の動粘性係数（ノズルの出口における油温を基準に表した値）の対数をとったとき直線の関係が示された。これらの傾向から粘度が増大すれば、スコ어링限界荷重は上昇していくことが明らかである。なおこれに摩耗防止剤やEP添加剤などを添加した場合についても、このような傾向が存在するかどうか、についても今後研究を進める必要がある。

上記図11の場合の結果を式で示すと、

周速度 $V = 3.70 \text{ m/s}$ の場合は

$$P_N/b = 302.5 \times \ln(\gamma \times 10^6) + 350.1 \quad (5)$$

(相関係数 0.922)

周速度 $V = 8.62 \text{ m/s}$ の場合は

$$P_N/b = 250.4 \times \ln(\gamma \times 10^6) - 17.6 \geq 0 \quad (6)$$

(相関係数 0.971)

周速度 $V = 20.1 \text{ m/s}$ の場合は

$$P_N/b = 165.2 \times \ln(\gamma \times 10^6) - 150.8 \geq 0 \quad (7)$$

(相関係数 0.982)

3.3 比摩耗量 この場合、あらさが比摩耗量に及ぼす影響を示す一つの例として、図12にその結果をのべる。この図において、比摩耗量 V_s は歯面あらさの最大高さ R_{max} の増大とともに上昇し、ZDTPの濃度の増大とともに減少していくことが示されている。この場合に用いた基油は基油Ⅱである。

4. 結論

以上の研究は、FZG 平歯車試験機を用いて行われたものであり、要約すると、

(1) 平歯車の歯面あらさはスコ어링限界荷重に影響を及ぼす。ここにその影響の度合を示す係数を示した。

(2) 岡本工作機械製作所の SHG360 歯車研削盤による研削歯面とライスハウアー歯車研削盤による研削歯面は、それらの歯面最大あらさ R_{max} 、あらさの形状及び精度が互いに等しければ、スコ어링限界荷重には変化を与えないことを明かにした。

(3) スコ어링限界荷重と周速度の関係を種々の粘度グレードの鉱油を用い、更に種々の濃度のZDTPのもとで、まとめた。

(4) 種々の粘度グレードの鉱油の基油を用い、これらの基油の温度を変化させて、粘度グレードによる影響と油温による影響の両方の要因がスコ어링限界荷重に及ぼす影響を求めた。

終りに本研究をすすめるにあたって、種々ご援助いただいたパーカー熱処理工業(株)の社長里見彰彦氏及び関係の方々に厚くお礼申し上げます。本実験に使用した試験片の熱処理は、すべて同社のご好意によりなされた。

文献

- (1) DIN 51354, Mechanische Prüfung von getriebeölen (1971-1).
- (2) Niemann, G. & Lechner, G., Erdöl u. Kohle, 20-2. (1967), 96 ~ 106

討 論

〔質問〕 藤 田 公 明〔岡山理科大学工学部〕

(1) 摩耗を測定しておられるが、なじみ運転に相当する荷重段階終了後歯面あらさはどの程度改善しているか。このあらさでスコアリング限界荷重を整理すると図4の傾向に影響が出るか。

また、このスコアリング限界荷重はスコアリング発生の最低荷重か。それともスコアリング発生前段階のスコアリングOK荷重か。

(2) 図11でスコアリング限界荷重を動粘性係数で整理されているが、スコアリング発生荷重段階におけるスコアリング発生直前の歯面の潤滑状態はどのようなであったか。混合もしくは完全弾性流体潤滑状態からの焼付きは観察されなかったか。

(3) 天然硫黄分がスコアリング荷重に多少の影響をもつともいわれているが、使用された4種類の基油の間で天然硫黄分に差がなかったのか。

〔回答〕 (1) なじみの過程が終わったと思われる荷重段階後の歯面あらさの減少率は、約10%以下であった。このあらさの減少率は、あらさの低いほど少ない傾向にあった。この程度のなじみではあらさの減少率はこのように低いので、なじみを考慮しても図4の傾向はほとんど変わらない。

本研究で述べたスコアリング限界荷重は、すべてスコアリングが発生した荷重段階での値である。

(2) 吹き付け温度を基準とした油温を用いたスコアリング発生荷重での最小油膜厚さ h_{min} は、図11では約0.02~2.5 μm であった。よって本実験における潤滑状態は、すべて流体潤滑の領域であるとは考えら

れない。そして歯面の観察からでは、潤滑領域の区別は見いだせなかった。

(3) 基油 I, II, III, IVの天然硫黄分はそれぞれ、0.25, 0.25, 0.35, 0.90 wt%であった。

〔質問〕 有 浦 泰 常〔九州大学工学部〕

スコアリング試験におけるデータは通常ばらつきが大きいことが多い。貴研究では豊富なデータにより、かなりよくまとまった結果が得られていることに敬意を表する。

(1) D 値 ($\Sigma R_{max}/h_{min}$, h_{min} : 最小油膜厚さ) はどの程度の範囲の実験条件となっているか。油の粘度、周速、粗さが考慮されている D 値で整理することはできないか。

(2) $R_{max} \cong 1 \mu\text{m}$ と $R_{max} \cong 6 \mu\text{m}$ におけるスコアリングの発生状態に差異は見られなかったか。

〔回答〕 (1) 最小油膜厚さの計算において、油温は吹き付け温度でよいと仮定すれば、 D 値は約1.2~150の間であった。

これら全部の結果を D 値でまとめるとかなりばらつきが大きく、整理できない状態である。現在このことに関して、温度も考慮に入れてまとめる方法を研究中であり、近く結果を発表したいと考えている。

(2) R_{max} が $1 \mu\text{m}$ の場合も $6 \mu\text{m}$ の場合も、一般に軽い引っかけ傷が発生した後に、スコアリングが発生する過程には差違はなかった。また歯面あらさが大きい場合は、スコアリングが発生しても研削目(あと)が残る傾向があったが、これ以外の差違は特に見いだせなかった。