

D値と硬さを考慮したピッチング寿命と面圧強さの評価*

吉田 彰^{*1}, 關 正憲^{*2}, 藤井正浩^{*2}, 福原健人^{*3}

Evaluation of Pitting Fatigue Life and Surface Durability Considering *D*-value and Hardness

Akira YOSHIDA^{*4}, Masanori SEKI, Masahiro FUJII and Kento FUKUHARA

^{*4} Department of Mechanics and Robotics, Hiroshima International University,
5-1-1, Hirokoshingai, Kure-shi, Hiroshima, 737-0112 Japan

In order to examine the effects of the *D*-value and the hardness on the pitting fatigue life and the surface durability synthetically, data from 38 series of roller tests and 2 series of gear tests which were conducted under a sliding-rolling contact condition with various lubricating oils using various specimens with different hardness of *HV*170 to *HV*540 finished by various methods are considered in this paper. It is consequently clarified that the surface durability is proportional to the hardness and this tendency is changed by the surface roughness and the *D*-value, the relationship between the *D*-value and the pitting fatigue life *N* is not absolute with some dispersion even under the same hardness condition, the *D*-value at endurance limit, i.e., D_{lim} tends to increase as the hardness and the surface roughness increase, and as to an equation of $\sigma_{Hlim} = a D_{lim}^{3.85}$ between the Hertzian stress at endurance limit σ_{Hlim} and the D_{lim} introduced by the defined equations of the Hertzian stress and the *D*-value, value of *a* tends to decrease as the hardness and the surface roughness increase.

Key Words : Gear, Tribology, Pitting Fatigue Life, Surface Durability, *D*-value, Hardness

1. 結 言

歯車, ローラ, カムなど滑り・転がり接触する焼なまし, 焼ならしや調質鋼製機械要素には表面き裂発生に起因するピッチングが生じる. ピッチング寿命や面圧強さは表面マイクロ接触・潤滑状態のきびしさの指標となる *D* 値⁽¹⁾や材料強さの指標となる硬さにより影響される. ピッチング寿命の評価に *D* 値を導入した Dawson の研究^{(1), (2)}では 0.3%炭素鋼の焼ならしローラが用いられ, その引張強さは 610MPa で, 硬さを推定すると *HV*190 となる⁽³⁾. この種類の材料に対して, 種類の負荷荷重下での自由転がり接触条件下で, 異なった転がり速度, 潤滑油, 表面粗さ, 相対曲率半径の条件で実験し, *D* 値とピッチング寿命 *N* との関係曲線, すなわち, *D*-*N* 曲線を求め, *D* 値が 0.15 以下ではピッチングが生じないとしている. また, 低速, 異なった加工法, 異なった相対曲率半径の場合には *D*-*N* 曲線の傾向が異なることを示している. 一方, 実際の歯車においては, ピ

ッチ点以外は滑り・転がり接触で, 種々の負荷トルク, 種々のギヤ油, 種々の表面粗さ, 種々の硬さなどの条件下で運転されている.

本報告においては, ピッチング寿命や面圧強さに及ぼす *D* 値と硬さの影響を総合的に検討するため, 硬さ *HV*170~*HV*540 に焼なましあるいは調質された鋼ローラと歯車に種々の表面加工を施し, 種々の潤滑油を用いて, 滑り・転がり疲れ試験されたローラ試料 38 系列^{(4)~(16)}, 歯車試料 2 系列⁽¹⁷⁾のデータについて, ピッチング寿命, 面圧強さを硬さおよび *D* 値との関連で考察した.

2. 試験機と試験ローラ

本研究に用いたローラの形状・寸法を図 1, ローラ試験機を図 2 に示す. 両ローラの直径は 60mm, 相対曲率半径は 15mm, 接触幅は 5mm である. 試験対象ローラは滑り率が負となる低速ローラである. ローラ試験機はばね負荷式で, 低速側の試験ローラの回転速度, 周速度, 滑り率は 1432rpm, 4.50m/s, -25.7%, 高速側の相手ローラではそれぞれ 1800rpm, 5.65m/s, +20.5% で, 313±4K に制御された潤滑油がローラかみ込み側ノズルより圧力給油された. なお, 2 系列についてのみ動力循環式歯車試験も実施したが, 試験歯車のモジュール, 圧力角, 歯数, 歯幅は 4mm, 20°, 26, 25mm で, 相手歯車の歯数, 歯幅

*原稿受付 2010 年 4 月 5 日

^{*1} 正員, 広島国際大学 工学部 (〒737-0112 広島県呉市広古新開 5-1-1) .

^{*2} 正員, 岡山大学 大学院自然科学研究科.

^{*3} IAV GmbH Entwicklungssystematik.

E-mail: a-yoshid@it.hirokoku-u.ac.jp

は 19, 30mm である。また、これら試験歯車対のピッチ点における相対曲率半径は約 10mm である。試験歯車回転速度 1800rpm で、313±5K に制御された EP ギヤ油が歯車かみ込み側ノズルより圧力給油された。

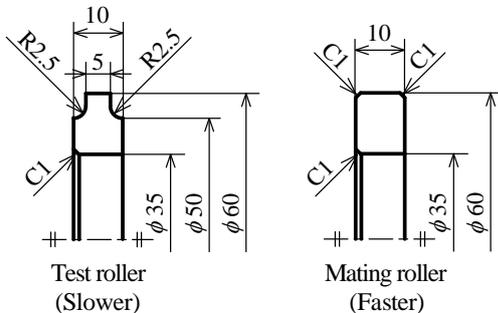


Fig.1 Shapes and dimensions of roller specimens

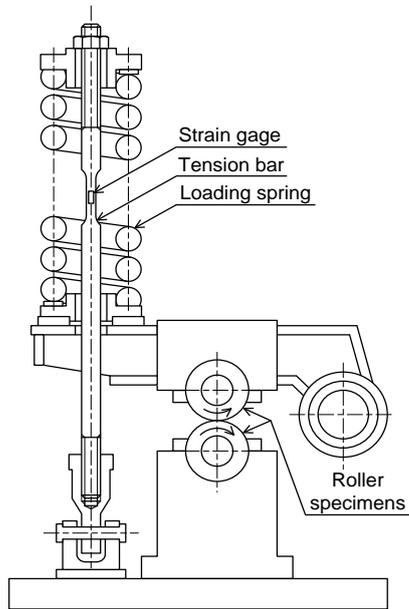


Fig.2 Rolling contact fatigue testing machine

3. 試験条件

本研究においては 38 系列のローラ試験および 2 系列の歯車試験を実施したが、これら 40 系列の条件において、相違する条件項目は次の通りである。

材料：S43C, S45C, SCM440

熱処理：焼なまし，調質

加工法：電解研磨，表面圧延，研削，旋削，ローラ軸方向加工目研削，フライスによるローラ軸方向加工目切削，ホブによるローラ軸方向加工目切削，EDM（放電加工）

表面硬さ：HV170 ~ HV540

表面粗さ（最大高さ粗さ）：1.0μmR_z ~ 9.8μmR_z

合成表面粗さ（両表面粗さの和）= R_{z1} + R_{z2} =

$$R_{z1,2} : 2.0\mu\text{m}R_z \sim 11.4\mu\text{m}R_z$$

潤滑油：#200 タービン油，ギヤ油基油，添加剤入ギヤ油 6 種類，合成ギヤ油 2 種類

なお、2 系列の歯車試験では表面硬さ約 HV280 で表面粗さ 2.5μmR_z の研削歯車および 2.1μmR_z の EDM 歯車を試験歯車とし、表面硬さ HV710、表面粗さ 2.4μmR_z の浸炭硬化研削歯車を相手歯車とした。

4. 耐久限ヘルツ応力σ_{Hlim}、歯面強さ S_C、耐久限 D 値の D_{lim}間の関係式

歯車の面圧強さの許容値の指標としてはヘルツ応力σ_Hと歯面強さ S_C値⁽¹⁸⁾がある。接触法線荷重 P を受ける 2 円筒のヘルツ応力σ_Hは、2 円筒の接触長さを b、各円筒半径を R₁, R₂、各縦弾性係数を E₁, E₂、各ポアソン比を ν₁, ν₂ とすると、

$$\sigma_H = \sqrt{\left\{ \frac{P}{b} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \right\} / \left\{ \pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \right\}} \quad (1)$$

で与えられる。

ここで、相対曲率半径 $R = R_1 R_2 / (R_1 + R_2)$ とし、同一材同士の接触の場合を考えて、 $E_1 = E_2 = E$, $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ とすると、

$$\sigma_H = \sqrt{\left(\frac{P}{bR} \right) / \left\{ 2\pi \left(\frac{1-\nu^2}{E} \right) \right\}} \quad (2)$$

と表わせる。

また、法線荷重 P が転がり疲れ耐久限荷重 P_{lim} に等しいとき、S_C 値は、

$$S_C = \frac{P_{lim}}{bR} \quad (3)$$

で与えられる。

したがって S_C 値と耐久限ヘルツ応力σ_{Hlim} の関係は、

$$S_C = \sigma_{Hlim}^2 \left\{ \frac{2\pi(1-\nu^2)}{E} \right\} \quad (4)$$

すなわち、

$$\sigma_{Hlim} = \sqrt{S_C \frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}} \quad (5)$$

と表せる。

一方、ピッチング寿命を検討するために次に示す D 値がしばしば用いられている。

$$D = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{h_{min}} \quad (6)$$

R_{z1}, R_{z2} : 各表面の最大高さ粗さ

h_{min} : 理論最小油膜厚さ

理論最小油膜厚さ h_{min}⁽¹⁹⁾は次式で与えられている。

$$h_{\min} = 2.65 \frac{G^{0.54} U^{0.70}}{W^{0.13}} R \quad (7)$$

ここで, $G = \alpha E'$

α : 圧力粘度係数

$$E' = \frac{E}{1-\nu^2}$$

$$U = \frac{\eta_0 u}{E' R}$$

η_0 : 大気圧における粘度

$$u = \frac{1}{2}(u_1 + u_2)$$

u_1, u_2 : 周速度

R : 相対曲率半径

$$W = \frac{w}{E' R} = \frac{P}{b R E'}$$

w : 単位幅当たりの荷重 P/b

式(6), (7)より

$$W = \left\{ \frac{2.56 R G^{0.54} U^{0.70}}{(R_{z1} + R_{z2})} D \right\}^{7.7} \quad (8)$$

と表せる.

$W = P/(bRE')$ であるので, 耐久限での D 値を D_{\lim} とすると S_C は

$$S_C = \frac{P_{\lim}}{bR} = \frac{E}{1-\nu^2} \left\{ \frac{2.65 R G^{0.54} U^{0.70}}{(R_{z1} + R_{z2})} D_{\lim} \right\}^{7.7} \quad (9)$$

また, $\sigma_{H\lim}$ は

$$\begin{aligned} \sigma_{H\lim} &= \sqrt{S_C \frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}} \\ &= \frac{E}{\sqrt{2\pi(1-\nu^2)}} \left\{ \frac{2.65 R G^{0.54} U^{0.70}}{(R_{z1} + R_{z2})} D_{\lim} \right\}^{3.85} \quad (10) \end{aligned}$$

と表せる.

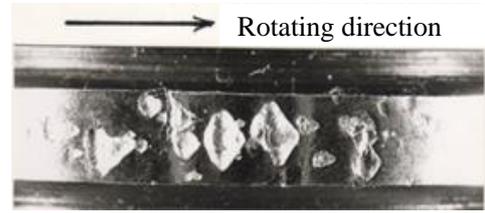
以上のように, σ_H, S_C 値, D 値の定義式より導いた S_C と D_{\lim} の関係および $\sigma_{H\lim}$ と D_{\lim} の関係がそれぞれ式(9), (10) により与えられる.

5. σ_H-N 曲線, $D-N$ 曲線

表面硬さ $HV540$ 以下の本試験ローラや試験歯車に生じた損傷はすべて表面き裂発生に起因するピッチングで, その一例を図3に示す. 図4はローラの転がり疲労過程でのピッチング面積率(両ローラあるいは歯車の接触全表面積に対するピッチングを生じた表面積の百分率)の変化の一例を示す. 本研究においてはピッチング面積率が3%に達した繰返し数をピッチング寿命とした. 各試験条件下での D 値の算出に関し, 理論最小油膜厚さ h_{\min} の計算は, 接触2面間の潤滑油温度はすべての場合に給油温度 $313K$

に等しいとし, 圧力粘度係数 α は So & Klaus の式⁽²⁰⁾を用いて求めた. また, 各試料の表面粗さは D 値の定義に従って試験前の初期表面粗さを用いた.

図5は負荷ヘルツ応力 σ_H とピッチング寿命 N との関係プロットを示し, 矢印はまだピッチングを生じ



S45C Thermally refined HV340

Fig.3 Pitting on roller surface

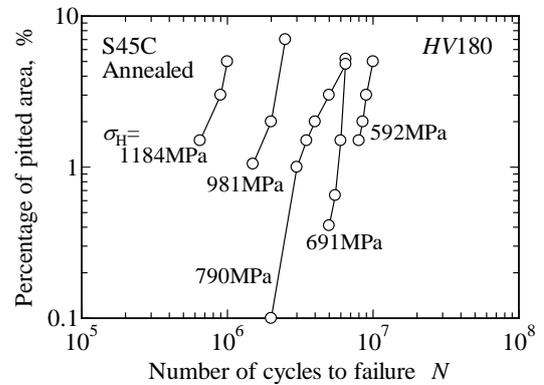


Fig.4 Percentage of pitted area

○ : HV170 - 250	● : Electrochemical polishing	○ : Turning
△ : HV251 - 350	● : Surface rolling	● : Milling
□ : HV351 - 450	● : Grinding	⊙ : Hobbing
◇ : HV451 - 550	● : Grinding (Axial)	⊙ : Electro-discharge machining

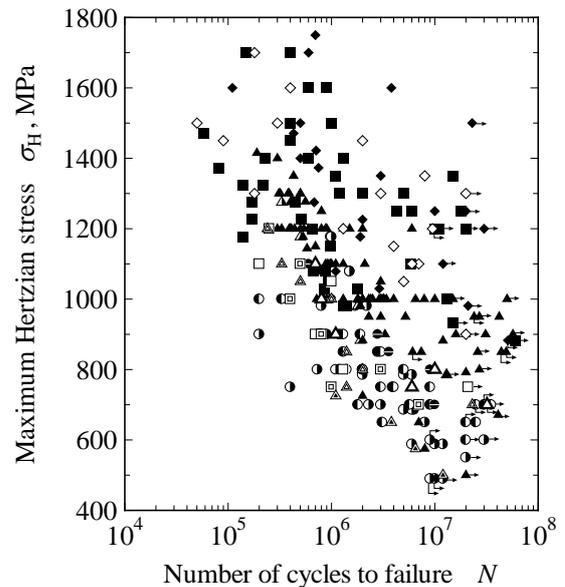


Fig.5 σ_H-N plots

ていないか、ピッチング面積率が 3%に達していないことを示す。図 5 には材料、熱処理、加工法、表面硬さ、表面粗さ、使用潤滑油の異なる 40 系列での σ_H-N プロットが示されており、各系列の転がり疲れ耐久限 σ_{Hlim} 、すなわち、面圧強さは繰返し数 N が $1 \times 10^7 \sim 5 \times 10^7$ の間に存在する折曲がり点より求めた。図中、表面硬さの区分を円形、三角形、四角形、菱形で区分し、加工法による区別は、図中凡例では円形のみで示しているが、表面硬さ区分が異なる場合は三角形、四角形、菱形の種類で同様の解釈となる。なお、図中凡例の Grinding (Axial), Milling, Hobbing の系列ではローラ軸方向に加工目がついている。

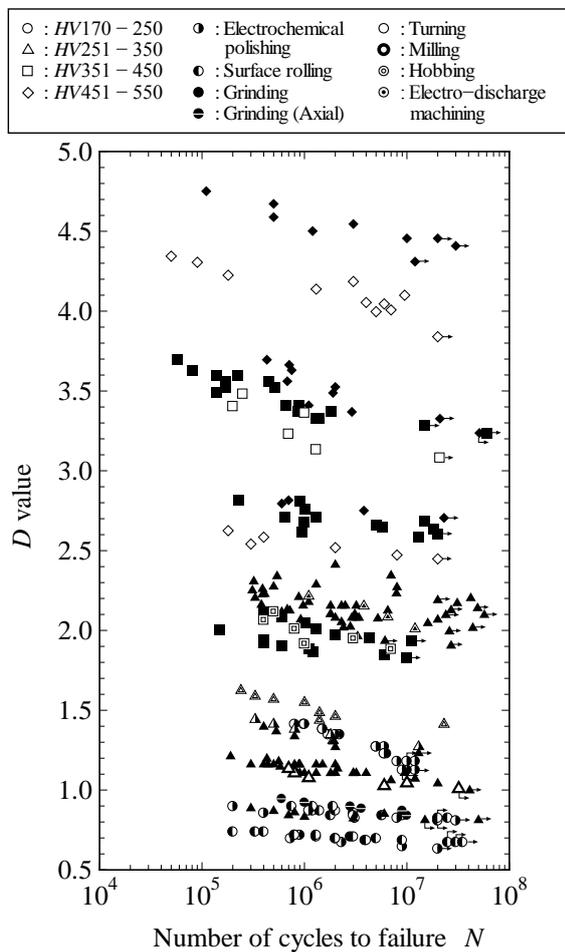


Fig.6 D-N plots

図 6 は D 値とピッチング寿命 N との関係のプロットで、図中の記号の意味は図 5 の場合と同様である。 σ_{Hlim} の場合と同様に、図 6 より耐久限での D 値、すなわち、 D_{lim} が求められる。

図 5、図 6 では煩雑になるのでプロット点のみとしたが、 σ_H-N 曲線、 $D-N$ 曲線の一例を表面硬さ

HV340、合成表面粗さ $3.0 \mu m R_z$ 、研削加工の場合について図 7 に示す。

図 5 より、本研究範囲においては、概して、硬さが大なるほど σ_H-N プロットは上位に位置し、寿命 N や面圧強さ、すなわち、耐久限ヘルツ応力 σ_{Hlim} は向上している。また、同程度の硬さの場合は、軸方向に加工目を有し合成表面粗さが比較的大きい $5.0 \mu m R_z$ および $8.0 \mu m R_z$ のホブ加工ローラの寿命や面圧強さは低下している。さらに、EDM 歯車の寿命や面圧強さも低下している。これは EDM による表面引張り残留応力などが影響していると考えられる。

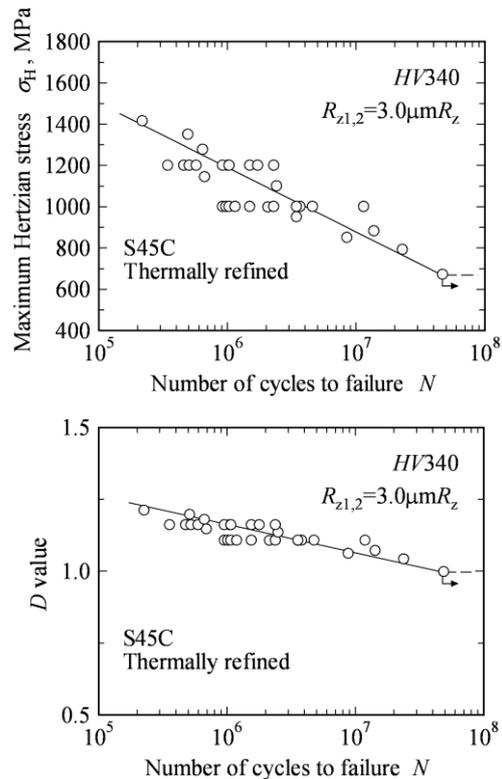


Fig.7 Examples of σ_H-N and $D-N$ curves

図 6 は潤滑状態や表面粗さに依存する D 値とピッチング寿命 N とのプロットである。Dawson⁽²⁾によると $D-N$ プロットはほぼ 1 本の曲線で表され、ある一定の D 値すなわち D_{lim} 以下でピッチングは生じなくなっているが、この事実は HV190 と推定できる⁽³⁾ある一定硬さの焼ならし 0.3%炭素鋼製ローラについての結果である。したがって、異なった硬さを有するローラの場合は硬さによって D_{lim} の値も変化すると考えられる。

図 6 においては、概して、硬さが大なるほど耐久限での D 値、すなわち、 D_{lim} は大きくなる傾向があるが、同じ硬さ区分においてさえ D 値が一定であっても寿命が大きく異なることが分かる。

図8は表面硬さがHV340一定の9系列の試験ローラについての σ_H-N プロットである。この場合、1系列のみフライスによりローラ軸方向に加工目を付けた切削加工であるが、他の8系列は通常の研削加工である。図8において、フライスによりローラ軸方向に加工目を付けた切削加工ローラの合成表面粗さは他のほとんどの研削ローラの合成表面粗さよりも小なるにもかかわらず、寿命や面圧強さが低下している。すなわち、寿命や面圧強さに及ぼす加工目方向の影響が現れている。

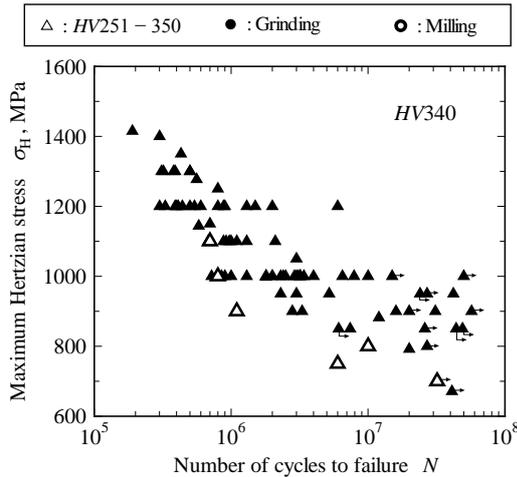


Fig.8 σ_H-N plots of constant hardness rollers

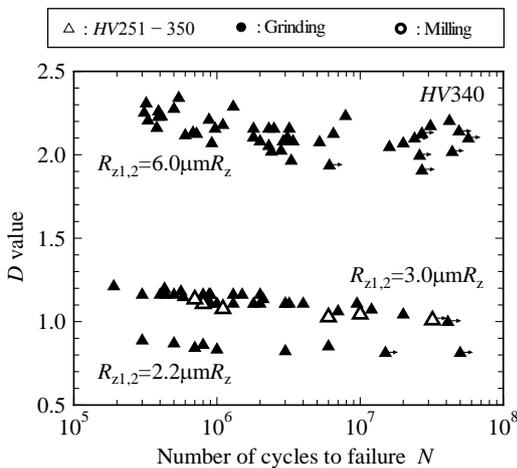


Fig.9 $D-N$ plots of constant hardness rollers

図9は図8の結果に対する $D-N$ プロットで、上位に位置する6系列の合成表面粗さは $6.0\mu mR_z$ であり、下位に位置する3系列の合成表面粗さは $2.2\mu mR_z \sim 3.0\mu mR_z$ である。これらより、同一表面硬さの場合においても、 D 値によって一義的には寿命 N は定まらず、 D 値による寿命 N の絶対評価は困難といえる。また、図9の結果より、表面粗さの大なるほど D_{lim} は上昇する傾向を示す。

6. σ_{Hlim} , D_{lim} と硬さの関係

図10は、図5の結果より求めた σ_{Hlim} と表面硬さ HV との関係を示す。本研究で用いた40系列すべてを考慮すると

$$\sigma_{Hlim} [\text{MPa}] = 2.46HV \quad (11)$$

となり、この場合の相関係数 $|r|$ は0.78である。また、合成表面粗さ $(R_{z1} + R_{z2}) = R_{z1,2}$ が $6.0\mu mR_z$ 以下の31系列を考慮すると

$$\sigma_{Hlim} [\text{MPa}] = 2.60HV \quad (12)$$

となり、この場合の $|r|$ は0.80である。これらの結果はRettigの結果^{(3), (21)}とよく一致している。

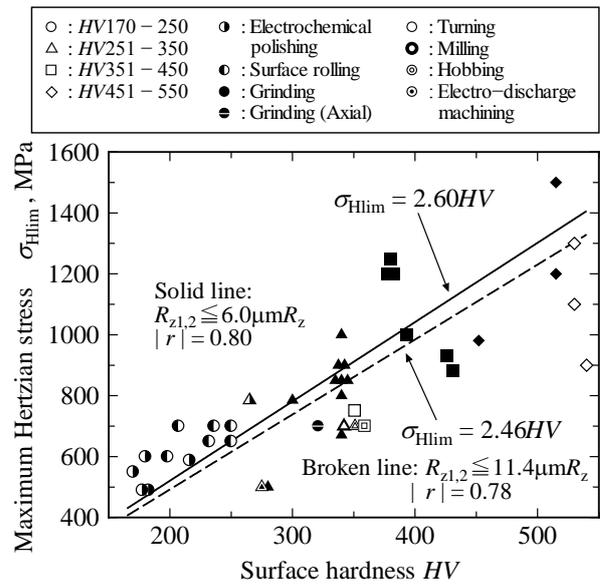


Fig.10 Relation between σ_{Hlim} and hardness

図10のプロット結果を各合成表面粗さ $(R_{z1} + R_{z2}) = R_{z1,2}$ の区分ごとに σ_{Hlim} と HV との関係を相関係数とともに示すと次のようになる。

$$\begin{aligned} R_{z1,2} = 2.0\mu mR_z & : \sigma_{Hlim} = 2.84HV, |r| = 0.86 \\ 2.0\mu mR_z < R_{z1,2} \leq 4.0\mu mR_z & : \sigma_{Hlim} = 2.46HV, |r| = 0.72 \\ 4.0\mu mR_z < R_{z1,2} \leq 6.0\mu mR_z & : \sigma_{Hlim} = 2.46HV, |r| = 0.65 \\ 6.0\mu mR_z < R_{z1,2} \leq 11.4\mu mR_z & : \sigma_{Hlim} = 2.27HV, |r| = 0.71 \end{aligned}$$

また、耐久限 D 値の D_{lim} の区分ごとに σ_{Hlim} と HV との関係を相関係数とともに示すと次のようになる。

$$\begin{aligned} 0.6 < D_{lim} \leq 1.0 & : \sigma_{Hlim} = 2.68HV, |r| = 0.69 \\ 1.0 < D_{lim} \leq 2.0 & : \sigma_{Hlim} = 2.55HV, |r| = 0.77 \\ 2.0 < D_{lim} \leq 3.0 & : \sigma_{Hlim} = 2.60HV, |r| = 0.89 \\ 3.0 < D_{lim} \leq 4.4 & : \sigma_{Hlim} = 2.07HV, |r| = 0.68 \end{aligned}$$

これらより、 $D_{lim} \leq 3.0$ をまとめると、

$$0.6 < D_{lim} \leq 3.0 : \sigma_{Hlim} = 2.60HV, |r| = 0.84$$

となり、式(12)と一致する。

図11は、図6の結果より求めた D_{lim} と表面硬さ HV との関係を示す。プロット点がばらついたので、上限、平均、下限で近似曲線を求めた。表面硬さ $HV250$ までは、少しばらつくが、硬さの増加に伴って D_{lim} はあまり増加しない。しかし、概して、硬さの増加とともに D_{lim} は増加し、ばらつき幅も大きくなる傾向がある。設計上、安全側を考慮して、 $D_{lim}-HV$ 関係の下限曲線

$$D_{lim} = 5.6 \times 10^{-10} HV^{3.5} + 0.53 \quad (13)$$

を採用し、これを式(10)に代入すればそれぞれの硬さの試料の下限の σ_{Hlim} を推定できる。

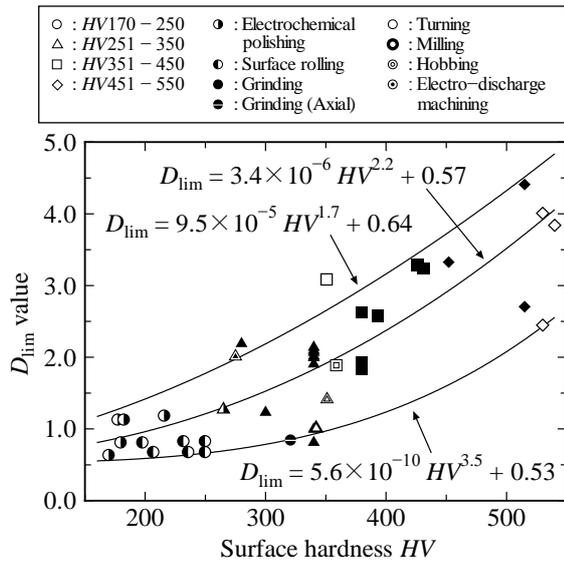


Fig.11 Relation between D_{lim} and hardness

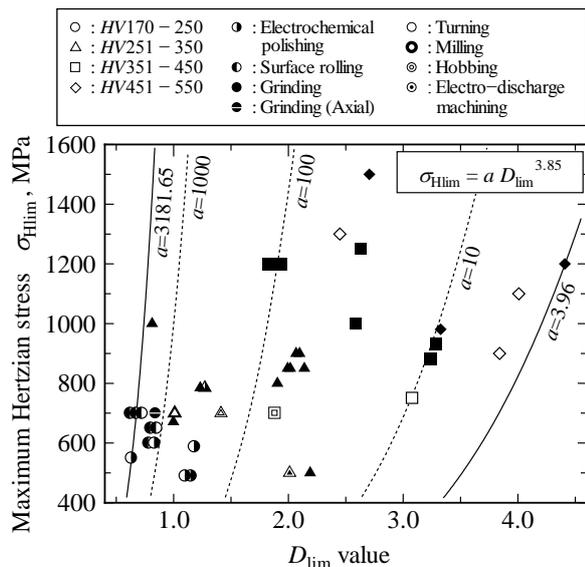


Fig.12 Relation between σ_{Hlim} and D_{lim}

図12は図5、図6より求めた σ_{Hlim} と D_{lim} の関係をプロットしている。 D_{lim} が大なるほど σ_{Hlim} は大きくなる傾向はあるが、これらの関係は大きくばらついている。一方、 σ_{Hlim} と D_{lim} の関係は式(10)で表され、 D_{lim} を与えるヘルツ応力 σ_H は σ_{Hlim} と一致しなければならない。すなわち、図12の各プロット点において D_{lim} を与えているヘルツ応力 σ_H が σ_{Hlim} となっている。式(10)を

$$\sigma_{Hlim} = a D_{lim}^{3.85} \quad (14)$$

とすると、本研究においては、鋼ローラ同士の組合せで、相対曲率半径、ローラ周速度は一定で、表面硬さ、加工法、表面粗さ、潤滑油が異なっているので、式(10)と式(14)の比較から、 a の値は表面粗さと潤滑油粘度および表面硬さの影響を受けて変化するといえる。

図12において、本研究範囲内で最大の合成表面粗さを有する試料($R_{z1,2} = 11.4 \mu m R_z$)に式(14)を当てはめると、 $a = 3.96$ 、最小の合成表面粗さを有する試料($R_{z1,2} = 2.0 \mu m R_z$)の場合は $a = 3181.65$ となり、式(10)からも明らかのように、表面粗さが大なるほど a の値は小さくなる。また、図12より、表面硬さが大なるほど a の値は小さくなる傾向のことが分かる。

7. 結 言

相対曲率半径、周速度が一定で、表面硬さ($HV170 \sim HV540$)、表面仕上げ加工法、表面粗さ($1.0 \mu m R_z \sim 9.8 \mu m R_z$)、合成表面粗さ($2.0 \mu m R_z \sim 11.4 \mu m R_z$)が異なる鋼ローラおよび歯車を種々の潤滑油を用いて、38系列の条件でローラ試験、2系列の条件で歯車試験を行い、ピッチング寿命、面圧強さを硬さと D 値との関連で検討した。

おもな結果は次のとおりである。

- 1) 本研究において生じた表面損傷はすべて表面き裂発生に起因するピッチングである。
- 2) 面圧強さ、すなわち、耐久限ヘルツ応力 σ_{Hlim} は硬さ HV に比例して増大し、その傾向は表面粗さや D 値により異なる。合成表面粗さ $\leq 6.0 \mu m R_z$ 、 $D_{lim} \leq 3.0$ では $\sigma_{Hlim} = 2.60 HV$ である。
- 3) 同一硬さの試料においても D 値とピッチング寿命 N の関係はばらつき、 D 値によって一義的に寿命 N は定まらず、表面粗さが大なるほど $D-N$ 曲線は上位に位置する。
- 4) 耐久限での D 値、すなわち、 D_{lim} は硬さおよび表面粗さが大なるほど増大する傾向を示す。
- 5) ヘルツ応力 σ_H および D 値の定義式より、 $\sigma_{Hlim} = a D_{lim}^{3.85}$ の関係が導かれ、表面粗さおよび硬さが大なるほど a の値は小さくなる傾向を示す。

文 献

- (1) Dawson, P. H., Effect of Metallic Contact on The Pitting of Lubricated Rolling Surfaces, *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol.4, No.1 (1962), pp.16-21.
- (2) Dawson, P. H., Further Experiments on the Effect of Metallic Contact on the Pitting of Lubricated Rolling Surfaces, *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers*, Vol.180, Pt3B (1965-66), pp.95-100.
- (3) Yoshida, A., *Summarized Report of Research Committee RC230 on Power Transmissions*, (2009), pp.41-46, The Japan Society of Mechanical Engineers.
- (4) Fujita, K. et al., Rolling Contact Fatigue in Annealed 0.45% Carbon Steel Rollers (1st Report) –Micro structural and Residual Stress Changes and Pitting Crack Initiation–, *Journal of Japan Society of Lubrication Engineers*, Vol.21, No.4 (1976), pp.256-263.
- (5) Fujita, K. et al., A Study of Rolling Contact Fatigue Failure on Steel Roller, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Series 3, Vol.43, No.365 (1977), pp.303-313.
- (6) Fujita, K. et al., Effect of Rotating Speed on Surface Durabilities of Steel Rollers, *Journal of Japan Society of Lubrication Engineers*, Vol.22, No.6 (1977), pp.372-378.
- (7) Fujita, K. and Yoshida, A., A Study on the Effect of Roller Width on Pitting of Thermally Refined Roller, *Journal of Japan Society of Lubrication Engineers*, Vol.29, No.7 (1984), pp.515-521.
- (8) Fujita, K. et al., Effects of Lubricating Oils on Surface Durability and Surface Failure of Steel Roller (2nd Report) –In a Case of Thermally Refined S45C Steel Roller–, *Journal of Japan Society of Lubrication Engineers*, Vol.30, No.10 (1985), pp.752-759.
- (9) Yoshida, A. and Fujita, K., Effect of Relative Radius of Curvature on Pitting of Thermally Refined Roller, *Journal of Japan Society of Lubrication Engineers*, Vol.31, No.3 (1986), pp.200-207.
- (10) Yoshida, A. and Fujita, K., Study on Pitting of Surface Rolled Steel Rollers (1st Report) –In the Case of Steel Rollers Surface-Rolled under Pure Rolling Condition–, *Journal of Japan Society of Lubrication Engineers*, Vol.31, No.4 (1986), pp.276-283.
- (11) Yoshida, A. et al., Energy Saving Type Lubricants and Surface Durabilities of Steel Rollers (3rd Report, The effect of the Quantity of Molybdenum Disulphide Dispersed in Oil in the Case of Thermally Refined S45C Steel Rollers), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Series C, Vol.52, No.477 (1986), pp.1618-1626.
- (12) Yoshida, A. and Fujita, K., Study on Pitting of Surface Rolled Steel Rollers (2nd Report) –In the Case of Steel Rollers Surface-Rolled under Sliding-Rolling Condition–, *Journal of Japan Society of Lubrication Engineers*, Vol.32, No.4 (1987), pp.260-267.
- (13) Yoshida, A. et al., Study on Influences of Machining Method and Surface Roughness on Pitting of Thermally Refined Steel Rollers (1st Report) –In the Case of Combination of the Same Machined Rollers–, *Journal of Japan Society of Lubrication Engineers*, Vol.33, No.8 (1988), pp.637-645.
- (14) Saeki, S. et al., Effect of Synthetic Lubricant on Rolling Contact Fatigue Life of Thermally Refined Steel, *Proceedings of the Japan International Tribology Conference*, Nagoya, (1990), pp.1713-1718.
- (15) Yoshida, A. et al., Study on Influences of Machining Method and Surface Roughness on Pitting of Thermally Refined Steel Rollers (2nd Report) –In the Combination with Dip Quenched Steel Rollers which were Ground about $1\mu\text{m}R_{\text{max}}$ –, *Journal of Japan Society of Tribologist*, Vol.36, No.6 (1991), pp.473-480.
- (16) Yoshida, A. and Konishi, D., Study on Influences of Machining Method and Surface Roughness on Pitting of Thermally Refined Steel Rollers (Part 4) –In the Case of Rollers with Axial Tool Marks Mating with Cylindrically Ground Roller–, *Journal of Japan Society of Tribologist*, Vol.36, No.6 (1991), pp.473-480.
- (17) Yoshida, A. and Konishi, D., Pitting of Steel Rollers and Gears with Different Surface Roughness and Tool Marks, *Proceedings of 9th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, Milano, Vol.1 (1995), pp.462-466.
- (18) The Japan Society of Mechanical Engineers ed., *Technical Data Book: Design Data of Gear Strength*, (1979), p.53.
- (19) Dowson, D., Elastohydrodynamics, *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers*, Vol.182, Pt3A (1967-68), p.151-167.
- (20) Wu, C. S. et al., Development of a Method for the Prediction of Pressure-Viscosity Coefficients of Lubricating Oils Based on Free-Volume Theory, *Journal of Tribology*, Vol.111 (1989), pp.121-128.
- (21) The Japan Society of Mechanical Engineers ed., *Technical Data Book: Design Data of Gear Strength*, (1979), p.113