

621,771,07:620,191,33:539,531  
補強ロール材の転動による被害におよぼす硬度の影響\*

下田 秀夫\*\*・荒木田 豊\*\*・堀 清\*\*\*・工藤 浩一\*\*\*

Effect of the Hardness on the Damages due to Rolling

Contact of Back-up Roll Materials.

Hideo SHIMODA, Yutaka ARAKIDA, Kiyoshi HORI and Koichi KUDO

Synopsis:

Spalling of back-up rolls is a matter of great concern for both roll users and manufacturers because it makes the unit cost of a roll higher and gives unfavorable effect upon the surface of the rolled products.

In order to make this problem clear, measurements of wear, temperature and mill load are required and further it seems to be desirable to test rolls in practical mills. But as these measurements and tests take much cost and long time, the short-cut to the solution of this problem will be to design and manufacture a test mill and to observe the development of the damages by reproducing the spalling on the model roll.

There are many factors which affect the generation of spalling of back-up rolls from the stand-points of both application and materials and such factors seem to act on each other and to make the phenomena of spalling complex. Of these many factors, heat treatment of roll materials, especially their hardness, is considered to be the most important for the roll manufacturing.

With the intention of clarifying the effect of the hardness of back-up roll materials on the damages due to rolling contact, a new 3-high rolling contact testing machine was designed and constructed.

This testing machine consists of two hardend rolls (Hs 85~90, 140mm  $\phi$ ) and a specimen (70mm  $\phi$ ) with 15mm effective width which is placed between these two hardened rolls and is rolled under various loads. "Damage index" was defined to evaluate the defects on the surface of a specimen by roll on roll under heavy load.

The specimens are heated to 850°C and quenched in oil. Then they are tempered to various hardnesses. The rolling on roll test was carried out under 120kg/mm<sup>2</sup> of Hertz maximum stress.

The main results obtained are as follows: (1) As the hardness of materials become higher, resistance to rolling contact damages increases. (2) The surface layers of low hardness specimens are strengthened by rolling contact, so it seems to make the life of these specimens longer.

(Received 24 Feb. 1965)

1. 緒 言

円筒形の鋼材同志が長期間にわたって転り接触を続けるとき、多くの場合転り面は亀裂や剝離を伴った損傷をこうむる。このような表面被害は、鉄鋼材料では実際面でもしばしば見うけられ、歯車、軸受、レールおよびロールなどでは、それぞれピitting、フレーキング、シェリークラックおよびスポーリングなどと呼ばれており、その根本的防止策、とくにそれらに対して強い材料の開発がのぞまれている。このような表面被害については、摩耗や転動疲労を考慮しながらこれまでもかなりの研究が行なわれているが、ロール材に関するものはきわめて少ない。軸受や歯車とロールとでは、材料および使用条件がことなっており、前者に関して得られている知見をそのままロール材にあてはめることは必ずしも当

を得ていないと考えられるし、またこれまでの研究結果が転動による材料の表面被害の機構およびそれを支配する因子の糾明について統一された知見を与えていないこともあるので、本研究を行なう意義は大きいと考えられる。

補強ロールのスポーリングに影響をおよぼす因子は数多くあり、大別すると使用上の因子と材質上の因子になる。使用上の因子としては、ロールの設計形状、摩耗、たわみによる変形、熱膨張による変形、圧延力および改削の方法とその時期などが挙げられよう。材質上からみれば、原材料、製鋼条件、鍛造および熱処理などが考え

\* 昭和39年10月本会講演大会にて発表  
昭和40年2月24日受付

\*\* 株式会社日本製鋼所室蘭製作所 工博

\*\*\* 株式会社日本製鋼所室蘭製作所

られる。材質的因子の1つとして熱処理，とくに硬度はロール製造上重要な要素である。軸受材および歯車材については材料の硬度と転動寿命との関係が 2, 3 報告されており，硬度の高いものの方が，ピittingやフレーキングを起しにくいとしている。例えば，M. R. GROSS<sup>2)</sup>は船用歯車材について転動疲労試験を行ない，通常の疲労試験におけると同様の S-N 曲線が得られることを示し，“pitting limit”が疲労限に対応する応力として求められると述べている。そしてこの pitting limit と材料のかたさとは比例関係があるとしている。また，服部と喜熨斗<sup>3)</sup>は軸受鋼の炭化物の挙動と寿命について研究し，硬度は一義的に決まる因子ではないが，ある硬度までは寿命が長くなり，それ以上硬度が高くなつても寿命は延びず，むしろ減少する傾向があることを示している。E. V. ZAREFSKY と W. J. ANDERSON<sup>4)</sup>は，航空機用軸受鋼の転動疲労寿命と機械的性質との関係についてヘルツの最大接触応力で 800,000 psi (560kg/mm<sup>2</sup>) まで実験している。これによれば，Weibull plot を用いたとき，10%寿命は硬度の増加に比例して長くなることを示している。ESCHMANN<sup>5)</sup>らは焼もどしによって硬度が変化した場合，ピッカーズ硬度と寿命との間にはある関係があり，硬度係数を  $f_n$ ，ピッカーズ硬度を  $H_V$  とすれば

$$f_n = (H_V/750)^2$$

なる関係が成立するとしている。しかし硬度というものは本来現象量にすぎないと考えられるので，かたさをもたらす本質的な因子，たとえば地に対する炭素や合金元素の溶けこみ方，炭化物や非金属介在物の形と分散などについても明確にする必要がある。

補強ロール材についても，硬度と耐スポーリング性との間には密接な関係があると考えられる。そこで著者らはこの関係を明確にするべく，3段ロール式転動疲労試験機を設計製作し<sup>6)</sup>，実際の焼きばめ式補強ロールのスリーブから採取して熱処理によつて硬度レベルを変えた試験材を用いて実験を行なつた。

## 2. 試験方法

### 2.1 試験機

この種の試験装置はこれまでも数多く報告されている<sup>7)</sup>。それらの多くは，ローラー同志の接触により荷重を加えて接触面に被害をおこさせるようになっているが，この他に，球の接触を利用するもの，早期寿命を比較できるようにしたものなどがある。この種の試験では，試験方法がとくに結果に大きく影響し，多くの実験結果の間にみられる不一致の原因も，この点にあるともいわ

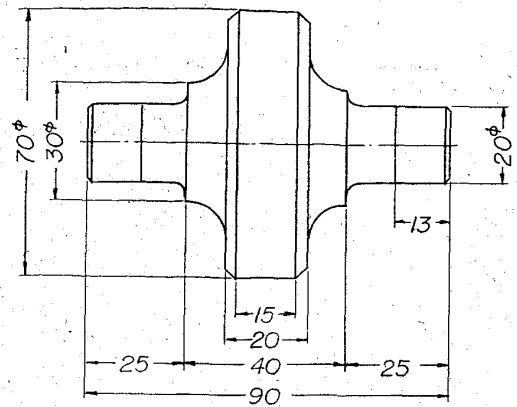


Fig. 1. Shape and dimensions of specimen.

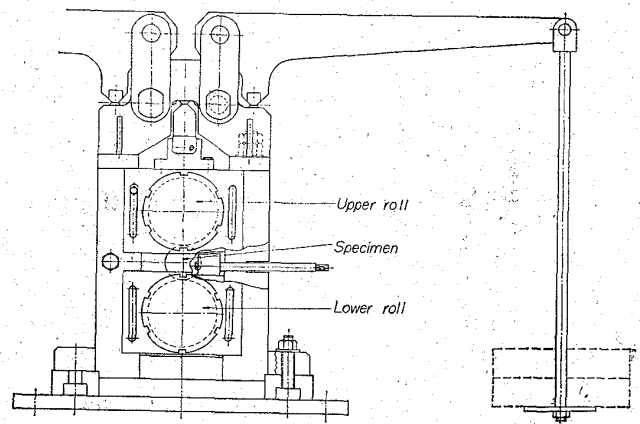


Fig. 2. High roll type rolling contact testing machine.

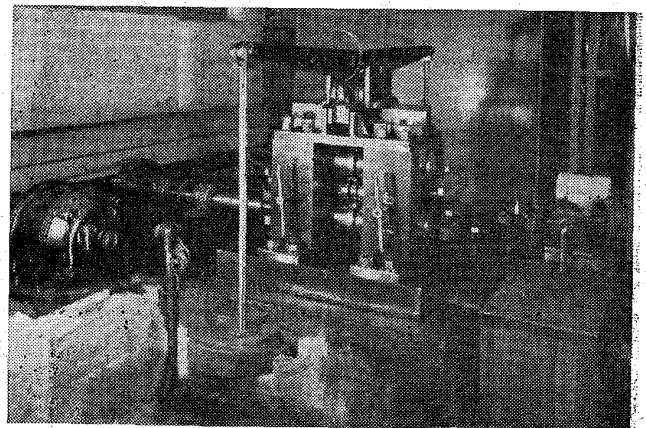


Photo. 1. Testing machine.

れている。

Fig. 1. は試験片の形状および寸法であり，接触幅は 15 mm，転動表面のアラサ 6 S である。これをホルダーにつけ Fig. 2. に示すような本体に組込む。点線で示した円は，上・下ロールおよび試験片の位置である。上・下ロールは硬さ Hs 85~90，外径 140 mm φ で，上ロールに荷重を加え，下ロールのみで駆動するようになっている。ロールの回転数は 800 rpm，したがって試

試験片は 1,600 rpm となる。荷重はレバー比 30 の 2 本の衝槓に重錘を吊すことによつてかけられ、10 t まで試験可能である。上ロールはロールチェック下にあるテーパつきブロックを前後に迂らせることによつて上下するようになっている。本体は油で冷却され、試験片と上下ロールの接触部には、潤滑剤としてマシン油がかかるようになっている。Photo. 1 は試験機の外観である。

## 2.2 試験荷重の決定

この種の試験を疲労試験のひとつと考えれば、通常の疲労試験で行なわれているように S-N 曲線を求め、それに基づいて材料の評価を行なうことがより一般的である。さて実際の補強ロールでは、圧延中にある範囲内の荷重が加えられており、ロールのスポーリング特性で最も実際的なものはその荷重範囲におけるものである。そこでこの実験では試験片にかける荷重を実際の補強ロールの接触応力から決めて、その荷重における時間寿命を求める方法で材料の評価を行なうことにした。

圧延力の測定は測定方法にも種々の難点があり精確な測定を行ないにくいことなどのため、あまり詳細には調べられていない現状であるが、現在報告されている<sup>2,3</sup>の測定結果<sup>9)</sup>によれば、これらはいずれもかなりのばらつきがあり、差異もあるがほぼ 400~2,500 t 程度の範囲にあり、圧延力測定のプロットでは、最も頻度の高いものは 1,250~1,650 t であつて 400 t の範囲にある。

一般に、接触する 2 つの円筒の接触面に生ずる応力は、H. HERTZ によつて明らかにされており、ヘルツの最大接触応力  $p_{max}$  として知られている。

いま、

$\mu$  をポアソン比、 $P$  を圧縮力、 $E_1, E_2$  をヤング率、 $R_1, R_2$  を材料の半径、および  $l$  を円筒の接触している長さとする  $p_{max}$  は次式で表わされる。

$$p_{max} = \sqrt{\frac{1}{\pi(1-\mu^2)} \frac{P}{l} \frac{(1/R_1) + (1/R_2)}{(1/E_1) + (1/E_2)}}$$

鋼の場合は

$$\mu = 0.3, E_1 = E_2 = E \text{ であるから}$$

$$p_{max} = 0.418 \sqrt{PE/l \times \{(1/R_1) + (1/R_2)\}}$$

となる。

この式を用いて実際のロールにかかる  $p_{max}$  を求めると、 $P=1450 \text{ t}$ 、 $R_1=600 \text{ mm}$ 、 $R_2=320 \text{ mm}$ 、 $l=1,100 \text{ mm}$ 、 $E=2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$  のとき  $p_{max}=140 \text{ kg/mm}^2$  となる。

つぎに本研究に用いた試験機で、試験片に生ずるヘルツの最大接触応力  $p_{max}$  を  $140 \text{ kg/mm}^2$  にするためには、 $R_1=70 \text{ mm}$ 、 $R_2=35 \text{ mm}$ 、 $l=15 \text{ mm}$ 、 $E=2.1 \times 10^4$

$\text{kg/mm}^2$  であるから、ほぼ  $1,870 \text{ kg}$  ほどの荷重を必要とする。試験機の機構上ロールチェック、上ロール、衝槓などの重量を考慮して、重錘を  $1,200 \text{ kg}$  とした。そしてこの時に試験片にかかる荷重がどの程度になつているかを知るために荷重較正を行なつた。

すなわち、内径  $40 \text{ mm}$ 、外径  $70 \text{ mm}$ 、幅  $15 \text{ mm}$  の鋼製リングの外円周面および内円周面に針金ひずみゲージ (ゲージ長さ  $4 \text{ mm}$ 、ゲージ率  $2.11 \pm 1.5\%$ ) をはつたものを荷重較正リングとして用いた。このリングに、 $30 \text{ t}$  万能試験機で圧縮荷重を加えて荷重-歪量の関係を求め、ついで試験機に組込んで重錘を  $300 \text{ kg}$  ずつ増加しながら  $2,100 \text{ kg}$  まで加えて歪量から重錘重量-荷重の関係を求めた。この較正により重錘  $1,200 \text{ kg}$  の時、実際に試験片に加わる荷重は  $1,380 \text{ kg}$  であり、これはヘルツの最大接触応力に換算すると  $120 \text{ kg/mm}^2$  となることが明らかとなり、ほぼ所期の値に近い値が得られた。

## 2.3 転動による被害の評価方法

軸受鋼について行なわれた寿命試験の結果をみると、いずれもかなりのばらつきを示し、その寿命の評価法がつねに問題となつてきたようである。この種の多くの研究では、Weibull plot 法を用い、10% 破壊寿命、50% 破壊寿命などを導き出しているが<sup>10)</sup>、中には通常の疲労試験においてとられると同様な評価方法、すなわち S-N 曲線の形を用いている例もある<sup>11)</sup>。歯車材については、ほとんどの場合 S-N 曲線の形がとられている<sup>2)</sup>。その他破壊百分率とその百分率が得られるまでの繰返し数<sup>12)</sup> 繰返し数とピッチング (またはスポーリング) 個数<sup>13)</sup> などの関係を求めて評価している例もある。

実験を行なうに当つて最もむずかしい点は、材料が寿命に達したことの判定である。この種の試験では通常の疲労試験におけるような明確な試験片の破壊がないため、破壊に達したとみなし得る状態を適当に定義しておかねばならない。軸受鋼では、試験機の振動や音響<sup>14)</sup> を利用して自動的にこれをなつている例が多いが、歯車材では多くの場合発生するピッチングをいちいちかぞえあげてゆく方法がとられている<sup>13)</sup>。

本研究においても最初音響を利用することなどを試みたが、Fig. 3. にその一例を示すように、広帯域の音の大きさだけで疲労被害の強さを評価することはまず困難なようである。軸受鋼についてもその騒音が必ずしも寿命と一義的な関係にあるとはいえないという報告もある<sup>14)</sup>。そこで本研究では多少の手間を要するとしても、発生する疵の個所を逐次かぞえあげていくという方法をとつた。すなわち繰返し数が増加するにつれて、試験片表面

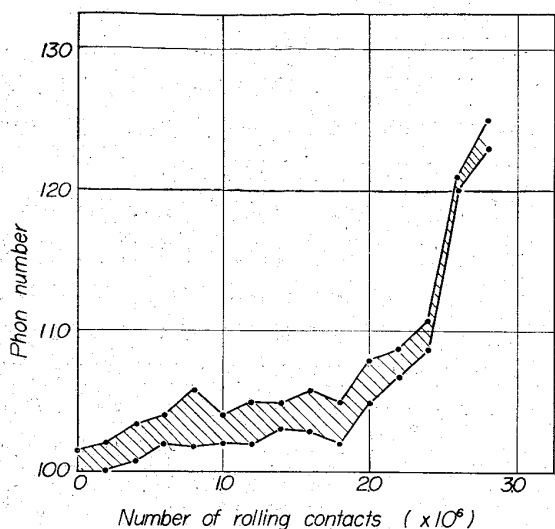


Fig. 3. Increase of noise with the number of rolling contacts.

には表面割れが発生しその数を増してゆく。この割れの初期のものはきわめて小さく、ある繰返し数で出現したもので繰返し数がさらに増加すると消失してしまうものもある。いま出現する表面割れの大きさを分類し、それぞれの発生個数をいろいろな繰返し数において数えあげていくと、たとえば Table 1. のような結果が得られる。ここで表面割れの大きさに応じた適当な係数を各個数に掛けてみる。Table 2. にはそれぞれの係数とその掛け算の結果を示した。この係数は Grade 4 に対する係数を 1 とし、表面割れの大きさの自乗に比例する数として決めたものである。したがって非常に大まかではあるが、すべての種類の表面割れの個数に還元して表示したと考えることができよう。以下このようにして表示された個数を被害指数と呼ぶことにする。この実験では、定義された被害指数が“100”に達した時の繰返し数によって、実験結果を整理することにした。また以後被害

Table 1. Number of each defect which corresponds to grade.

A $\times 10^6$	C	B (mm)											D	
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		13
		0.5~ 1.0	1.0~ 1.5	1.5~ 2.0	2.0~ 2.5	2.5~ 3.0	3.0~ 3.5	3.5~ 4.0	4.0~ 4.5	4.5~ 5.0	5.0~ 5.5	5.5~ 6.0	6.0~ 6.5	
0		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0
0.6		26	5	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	32
0.8		49	9	2	1	—	—	1	—	—	—	—	—	62
1.0		51	15	1	2	—	—	1	—	—	—	—	—	70
1.2		62	21	3	6	1	1	—	—	—	—	—	—	94
1.4		63	31	7	6	3	1	—	—	—	—	—	—	111
1.6		72	29	8	9	2	1	—	—	—	—	—	—	121
1.8		83	36	9	12	1	1	—	—	—	—	—	—	142
2.0		42	38	9	14	3	2	1	—	—	—	—	—	109
2.2		52	39	15	12	6	2	1	—	—	1	1	1	130
2.4		50	41	27	11	4	7	3	—	—	—	1	2	146
2.6		84	60	38	23	5	9	4	2	1	—	—	2	228

A: Number of rolling contacts B: Length of defect C: Grade of defect D: Total number of defects

Table 2. Representation of damage index.

A $\times 10^6$	C	B											D	
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		13
		0.18	0.51	1.00	1.655	2.47	3.45	4.60	5.91	7.38	9.01	10.81	12.77	
0		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0
0.6		4.68	2.55	1.00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8.23
0.8		8.82	4.59	2.00	1.66	—	—	4.60	—	—	—	—	—	21.67
1.0		9.18	7.65	1.00	3.31	—	—	4.60	—	—	—	—	—	25.74
1.2		11.16	10.71	3.00	9.93	2.47	3.45	—	—	—	—	—	—	40.74
1.4		11.34	15.81	7.00	9.93	7.41	3.45	—	—	—	—	—	—	54.94
1.6		12.96	14.79	8.00	14.90	4.94	3.45	—	—	—	—	—	—	59.04
1.8		14.94	18.36	9.00	19.86	2.47	3.45	—	—	—	—	—	—	68.08
2.0		7.56	19.38	9.00	23.17	7.41	6.90	4.60	—	—	—	—	—	78.02
2.2		9.36	19.89	15.00	19.86	14.82	6.90	4.60	—	—	9.01	10.81	12.77	123.02
2.4		9.00	20.91	27.00	18.21	9.88	24.15	13.80	—	—	—	10.81	25.54	159.30
2.6		15.12	30.60	38.00	38.07	12.35	31.05	18.40	11.82	7.38	—	—	25.54	228.33

A: Number of rolling contacts B: Coefficient C: Grade of defect D: Damage index

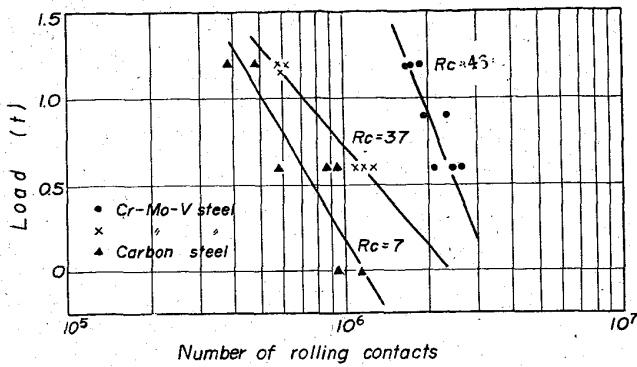


Fig. 4. Relation between load and life of materials.

指数が 100 に到達するまでの繰返し数をもつて、試験片の寿命と呼ぶことにする。

2.4 予備試験とその結果

まず予備試験として負荷々重と寿命の関係を調べることとした。試験材は 0.35% 炭素鋼の試験片硬度  $H_{RC}7$  ( $H_{RB}$  よりの換算値) および Cr-Mo-V 鋼 (補強ロールスリーブ材) の試験片硬度  $H_{RC} 37$  および  $H_{RC} 46$  である。これらについて負荷々重と寿命との関係を、以上述べてきたような評価方法を用いて整理してみると、Fig. 4 が得られる。図中荷重零とは重錘なしの場合であつて、ロール、レバーなどの重量 180 kg が試験片にかかっている状態に相当する。Fig. 4. からわかるように、測定値のばらつきは比較的少なくまた負荷々重すなわち試験片に生ずる応力と寿命との間には明確な差がある。また 3 種類の試験片間にも明らかな差がみとめられる。この予備試験の結果から 2.3 でのべた評価方法を用いるならば、転動による被害について材料の優劣を比較することができることが明らかとなつた。

3. 試料

試験に供した材料は酸性平炉で溶解し、大気中で造塊

Table 3. Chemical composition of specimens.

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	V
0.76	0.37	0.60	0.016	0.019	0.17	1.09	0.24	0.08

Table 4. Rockwell hardness & tempering temperature of specimens.

Group	Hardness ( $H_{RC}$ )	Tempering temp. ( $^{\circ}C$ )
a	23.3	850 (F. C)
b	24.6	700
c	33.6	650
d	40.7	600
e	46.4	500
f	50.4	400

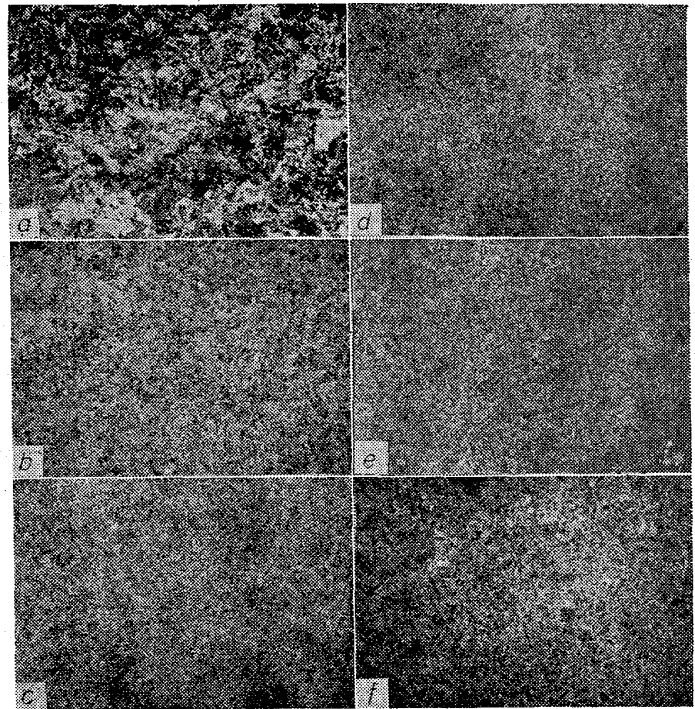


Photo. 2 Microstructure of each specimen. (group a ~ group f)  $\times 100(2/5)$

した実際のロールスリーブから採取し、丸棒に再鍛造した。この試料の化学成分を Table 3. に示す。

この材料を試験片形状に荒削り後、油焼入し ( $850^{\circ}C \times 1 \text{ hr} \rightarrow O. Q.$ )、硬度を種々変えるために、6段階の温度で 2 hr 焼戻しを行ない 6 グループ (a ~ f) の試験片を用意した。硬度の測定は仕上げ削り前に行ない、ロックウェル硬度計を用いて各試験片の転動面において測定し、その平均値をもつて各グループの代表硬度とした。Table 4. には各グループ別の硬度および焼戻し温度を示した。

各グループの代表的な顕微鏡組織を Photo. 2 に示す。グループ a では、焼戻し温度が  $A_{c1}$  点以上となり組織はパーライトおよびフェライトである。その他のグループでは焼戻しマルテンサイト組織であり、b ~ f までのグループ間には組織には大きな差はないと考えてよい。試験荷重は予備試験と同じく重錘  $1.2 \text{ t}$  (ヘルツの最大接触応力に換算して  $120 \text{ kg/mm}^2$ ) で、マシン油による潤滑を行なつて転動した。

4. 試験結果

4.1 硬度と寿命との関係

a, b, c および d グループについては試験片 3 個ずつ e および f グループについては 2 個ずつを、それぞれ転動し時間寿命の比較を行なつた。その結果を Fig. 5 に示す。図中実線は転動前の硬度で、また破線は転動後の

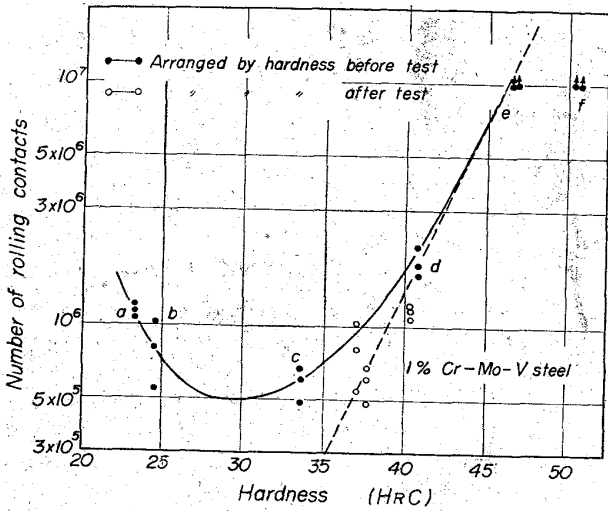
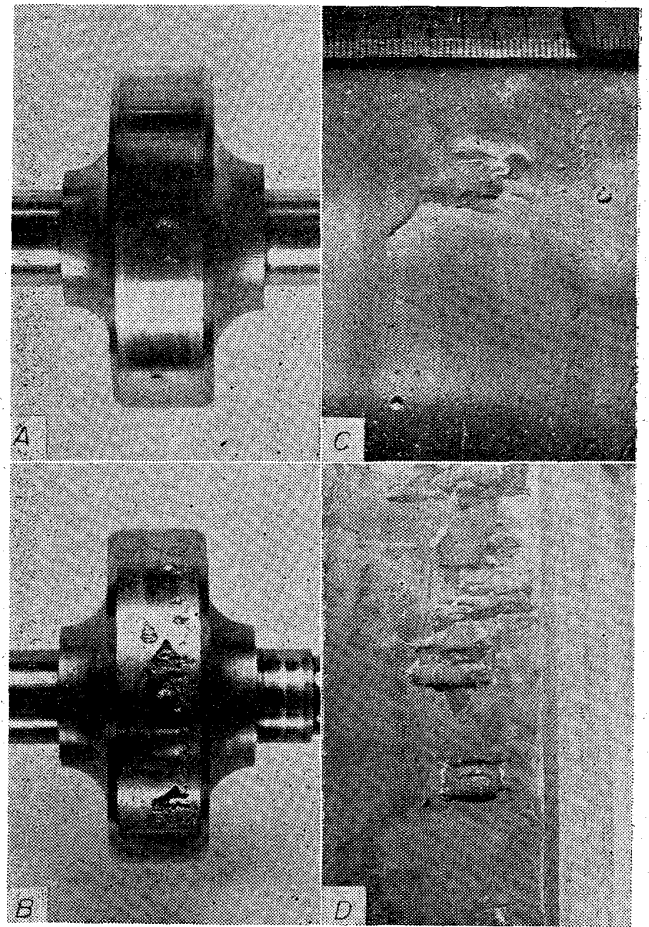


Fig. 5. Relation between hardness and life of materials.

硬度でそれぞれ整理したものである。aおよびbグループの試験片を除いては、いずれも転動前の硬度と寿命との間には比例関係が認められる。また転動後の硬度で寿命を整理すると、全グループとも比例関係が認められる。これら二つの関係から、材料の硬度が低い場合には転動中に冷間加工硬化による材料の強化がおき、それが寿命を改善する方向に作用するものであると考えられる。これは通常の疲労試験ではみられないことであり、転動による材料の被害が複雑な機構によるものであることを示唆している。eおよびfグループについては、 $1.0 \times 10^7$ 回の転動数でもなお寿命に達しなかつたが、その被害指数はそれぞれ、 $35.4$ 、 $14.9$  および  $8.7$ 、 $1.2$  であり高硬度のfグループの材料の被害がより小さかつた。以上の結果から転動による補強ロール材の被害の程度は、組織が焼戻しマルテンサイトの場合、高硬度であるほど軽少であるといえよう。

4.2 試験片に現われる被害の様相と実物ロールにみられるスポーリングとの比較

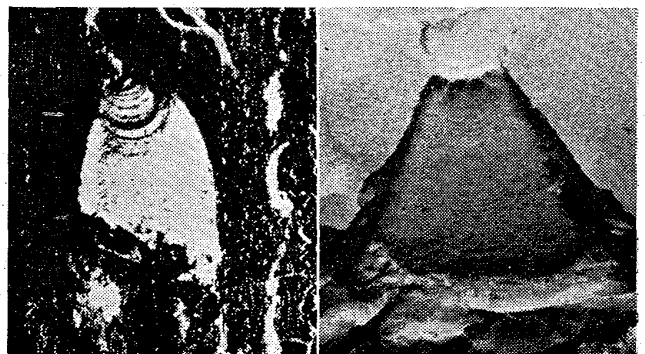
試験片に現われる疵の様相と実際のロールにみられるスポーリング疵との比較を Photo. 3 および Photo. 4 に示す。Photo. 3 のA および B は試験片に、C および D は実際のロールスリーブに、それぞれみられた疵である。A および C は初期の疵、B および D はかなり進行した状態である。どちらもまず最初に表面に現われたクラックの部分から剝離が起こっており、それらの剝離面も類似している。また Photo. 4 の(i) および (ii) は、それぞれ試験片の剝離面および実際のロールの剝離面である。写真からもわかるようにこれらの破面には2つの部分が認められ、一方は亀裂が次第に発達していった部分(貝殻



A, B:  $\times 1.0$  C:  $\times 1.3$  D:  $0.4 (1/2)$

- A: Early defects occurring on the specimen
- B: Advanced defects occurring on the specimen
- C: Early spalling on the back-up roll
- D: Severe spalling on the back-up roll

Photo. 3. Defects occurring on the specimens and those on back-up rolls.



Defect (i) on the specimen      Defect (ii) on the roll sleeve

Photo. 4. Enlarged defects on the specimen and on the roll sleeve.

状のいわゆる疲労破面を呈している。)他方は急激に破壊が進行した部分である。さらに注目されることは、疵



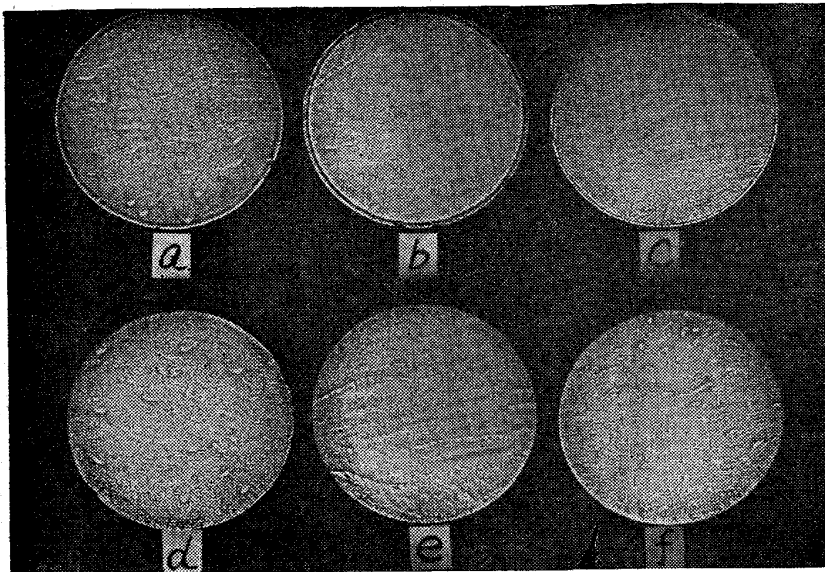


Photo. 5. Macro etching of the section of specimens.

が特徴のある末広がりを取りその相対的位置が転動方向と関連していることである。Photo. 3 および Photo. 4 では、上から下への方向が転動方向であり疵は下に向って拡がっている。試験片および実物ロールにみられる被害の様相は外観上非常によく類似しており、これらがほぼ同様な機構によつて起こると考えられる。

#### 4.3 転動面の観察

##### 4.3.1 転動面のマクロ腐食

転動後の試験片を切断し、横断面を塩化銅アンモン+HCl 溶液でマクロ腐食して観察した。その結果をPhoto. 5 に示す。写真から明らかなように繰返し応力を受けて加工硬化していると思われる部分は黒く縁どられてエッチングされている。硬度の高い d, e および f グループ（これらはいずれも転動のあとでほとんど硬化していなかつたのである。）の試験片では周辺部分が黒ずんではいるが、a, b および c グループのものほど顕著ではない。a, b および c グループでは強く黒化してい

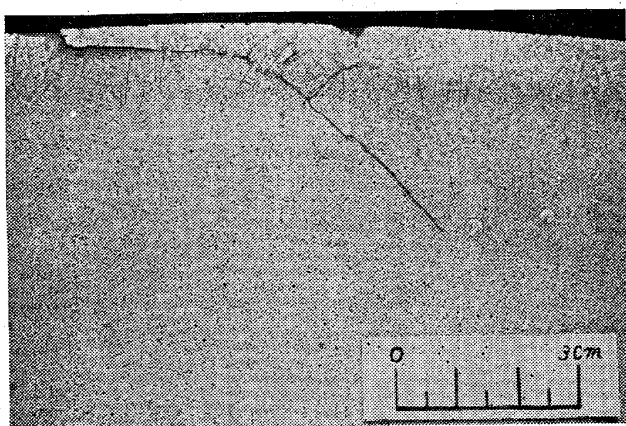


Photo. 6. Macro etching of the cross section of a damaged backup roll.

る部分の転動面からの深さは0.5~1.5 mm 程度である。2つの円筒体が接触する場合、せん断応力が最大となる位置は約0.78 b (b は接触幅の 1/2) とされているが、この位置は本実験では約0.28 mm であり、計算による位置より深いところまで腐食されやすいことがわかつた。これについては考察でも触れるが表面付近の塑性流動によるためと思われる。転動面付近を顕微鏡で詳細にしらべると、a, b, c および d グループの試験片では組織が回転方向に流動していることが認められたが、e および f グループについては光学顕微鏡の範囲ではこのような流動は認められなかつた。

Photo. 6 は実際のスリーブロールのスポーリング部の横断面であるが、この場合も転動面下 10 mm 前後の位置に腐食されやすい層が観察され、本試験機による転動被害が実際のロールのものと一致することがみとめられた。

##### 4.3.2 転動面付近の硬度分布

各グループの試験片の転動面付近の微少硬度分布を Fig. 6. に示す。この図からも a, b, c および d グル

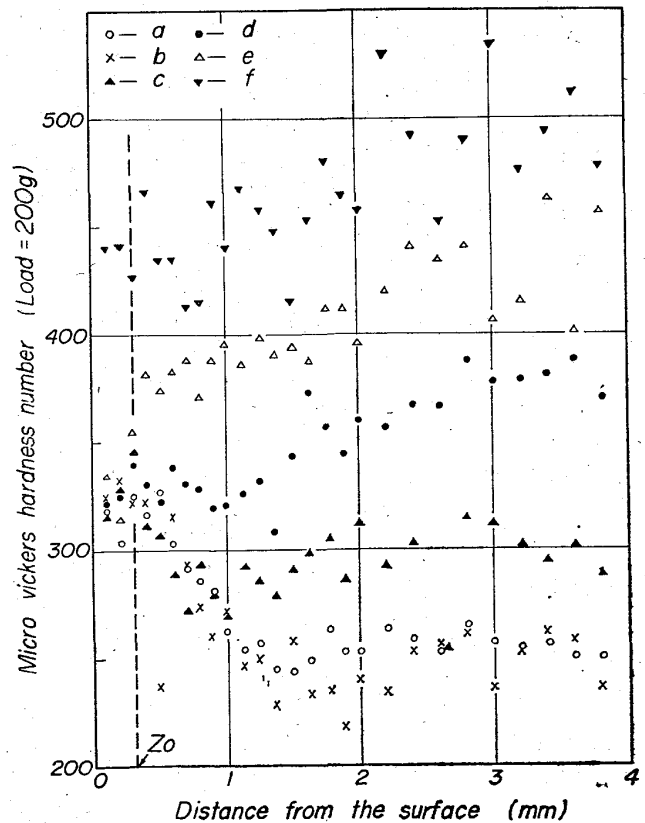


Fig. 6. Hardness distribution near the rolling surface of each group.

ープと e および f グループとでは明らかな相違があることがわかる。すなわち前者のグループでは転動面付近に硬度の高くなっている部分があり、これは転動による加工硬化によるものと考えられる。また後者のグループでは前者のグループとは逆に硬度の低下がみとめられるが、これは転動面がある程度焼戻しされたためと考えられる。しかし光学顕微鏡による観察では組織の変化は認められなかつた。最大せん断応力の働く位置  $Z_0$  は、前述したように転動面より約  $0.28 \text{ mm}$  入ったところである。この位置  $Z_0$  を Fig. 6. に記入してみると、a, b および c グループの硬度の上昇の最大になる位置とほぼ一致している。

## 5. 考 察

Photo. 4 に示されるように、この種の被害が疲労によるものであることは明りょうである。したがって転動による被害が材料の硬度に支配されることは予想されることであるが、実験の結果転動前の試験片の硬度と寿命との間には特徴のある関係が認められ、硬度が  $H_{RC} = 30$  近辺に寿命の最小になるところがあつた。このことを説明するためには、転動中に試験片表面部に生ずる加工硬化を考慮しなければならない。たしかに低硬度の試験片表面層に塑性流動層が観察され、転動中に試験片表面層は局部的には塑性域に入る高応力のくりかえしを受けていることは明確であり、試験片の硬度が高く加工硬化が明りょうに観察されない場合についても、ごく表面部ではそのような挙動をしているものと推察される。

これらのことを考慮して転動後の試験片の硬度と寿命との関係を取り直してみたところ、寿命が硬度に比例する関係が得られたのである。しかしここで問題なのは、加工硬化が生ずると同時に材料の被害、いかえれば疲労も生じはじめるであろうということである。したがって転動前の硬度と寿命との関係に Fig. 5 に示されるような谷があるとすれば、それは加工硬化による材料の強化の早さと被害の進行の早さとがこの硬度領域のどこかで交差することを意味する。すなわち材料の硬度が低いところでは加工硬化による強化が先行して、被害の進行はこれについて起こるので結果としては長寿命になり、材料の硬度が中位のところでは加工硬化による強化が完了する以前に被害がある程度先行して、結果としては低寿命になるということである。また材料の硬度が高いところでは硬化そのものがあまり大きな量でなく、それによる強化作用も小さいので寿命は被害の進行のし方だけに存依し、それが通常の疲労におけるのと同様に高硬度のものほど耐疲労強度が高いので、右上がりのしかも片

対数では直線的な関係として得られるのである。

以上のことをさらに一般化して考えれば、進行性の被害が生ずる以前に加工硬化が完了してしまう領域とその全く逆、すなわち加工硬化がほとんど問題にならないうちに進行性の被害が生ずる領域とが考えられ、Fig. 5 における谷の部分はその両領域の遷移域とも考えることができる。この領域では加工硬化による強化と疲労による被害との効果が同時に進行するものであり塑性流動がある部分では強化作用を与え、またある部分では被害の萌芽を与えるともいえる。

実際の補強ロール材では硬度が  $H_{RC} > 40$  であるから耐スポーリング性は硬度の上昇とともに増加すると考えられる。むしろ歯車材などの低硬度の実用材については使用条件によつては、上記の遷移域を考慮しなければならないような場合に遭遇するのではないかと思考される。

さて、転動により発生する被害は疲労クラックの段階を経て終局にはスポーリングの形態をとるが、そのクラックの起点がどこにあつたかは重要な問題である。これに関して従来の研究結果は所見まちまちであり、したがってクラックの機構についても確立された知見がないものようである。すなわち表面クラック説は WAY<sup>15)</sup> によつて唱えられたもので、表面に発生するクラックに潤滑油が侵入し、さらに締めこまれて内部応力を発生してクラックを成長させると考えた。この説は西原<sup>1)</sup>らの研究結果からも確かめられた。ALMEN<sup>16)</sup> は実際の歯車について実験しクラックが表面から起こることを確認している。内部クラック説は、転動面下のせん断応力振幅が最大になる位置付近に疲れクラックが生じて進行し、ある程度の大きさになると急速に表面に達して剝離するというもので、BUCKINGHAM, TALBORD<sup>17)</sup> などこの説のうらづけを実験によつて行なっているものが多い。一般に歯車材は表面、ベアリング材は内部クラック説といわれており、ロール材については硬度はこの両者の中間にあるので、そのクラックの起点がいずれにあるか明らかでない。そこでこの試験片について考察してみることにする。いま内部にクラックが発生してそれは繰返しせん断応力の最大の位置 ( $Z_0$ ) であり、そこから表面割れに進行すると考えると、種々な割れ疵の深さは  $Z_0$  を中心にばらつくはずである。実際に試験片に現われた疵の深さをダイヤルゲージで測定してみると、本実験では Fig. 7. に示すような分布をしている。割れの深さはその大きさによつて異なりある大きさまで(等級16)は深くなつてゆく。割れ疵が大きい場合はその数が少ないこともあつて、ばらつきが大きい。Fig. 7. に示されている通り、とく



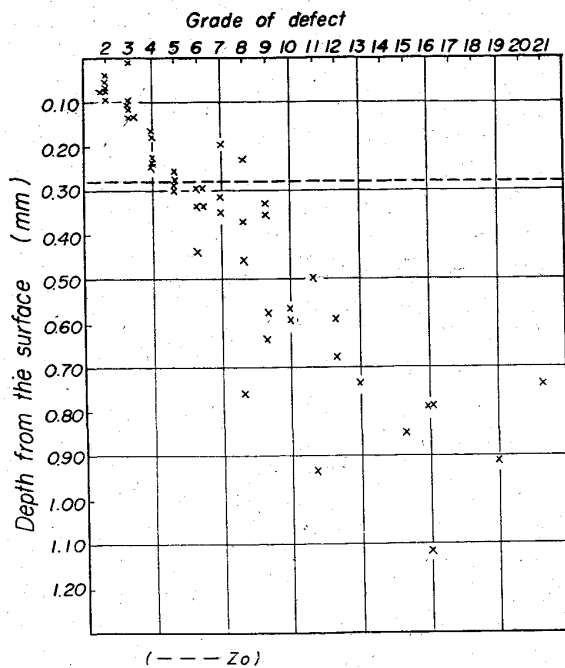


Fig. 7. Depth of each defect from the surface of specimen.

に  $Z_0$  付近に集中しているということはない。最も多く起こった割れ疵の等級は2であるがこれも  $Z_0$  付近からずれている。またこれと別途に a~f までのグループから、a, b および f の 3 つのグループを選び試験片転動面付近の内部にクラックが存在するかどうかを調べてみた。それぞれ寿命まで転動した試験片であるがクラックの発生が内部で先行すれば、それらが残っている確率は大きいと考えてよいが、この調査では内部だけにとどまっているようなクラックは一つも見つけられなかつた。

これらの結果からこの実験で得られた割れ疵はサブサーフェイス ( $Z_0$  の位置) に起点があるのではなく、表面あるいは表面からごく浅い部分にその起点があると考えられる。

## 6. 総 括

3段ロール式転動疲労試験機を製作して補強ロール材 (Cr-Mo-V 鋼) の転動試験を行ない、転動により試験片表面に生ずる被害におよぼす試験材の硬度の影響を調べた。その結果、寿命と試験材の硬度の間には関係が認められ、一般に硬度の高い方が寿命も長いことが示された。また低硬度の材料の表面層は転動により強化され、これが寿命を長びかせるように働らくことが示された。さらに試験片に現われる被害と実体ロールにみられるスポーリングとの比較をその外観的な様相から行ない、それらがよく類似した機構で生ずるものであることを示唆した。

## 文 献

- 1) 西原, 小林: 機械学会論文集, 3(1937) 13, p. 68
- 2) M. R. GROSS; Proc. Amer. Soc. Test. Mat. 51 (1951), p. 701
- 3) 服部, 喜熨斗: NSK Bearing Journal, 807(1959) p. 22
- 4) E. V. ZAREFSKY & W. J. ANDERSON: Proc. Amer. Soc. Test. Mat. 60 (1960), p. 621
- 5) ESCHMANN: Die Wälzlagerpraxis, München, (1953), p. 124
- 6) 下田, 他: 鉄と鋼, 50 (1964) 12, p. 153
- 7) 下田, 他: 鉄と鋼, 50 (1964) 12, p. 155
- 8) 大越他: 科研報告, 29 (1953) 5~6, p. 334
- 9) たとえば R. B. SIMS & H. WRIGHT: J. Iron & Steel Inst. (U. K.), 201 (1963) 3, p. 261
- 10) W. J. ANDERSON & T. L. CARTER: Trans. Amer. Soc. Lubr. Engr., 2 (1959), p. 108
- 11) T. L. CARTER, et ali.: Trans. Amer. Soc. Lubr. Engr. 1 (1958), p. 23
- 12) R. F. JOHNSON & J. E. SWELL: J. Iron & Steel Inst. (U. K.), 196 (1960) 12, p. 414
- 13) 平野, 他: 機械学会前刷集, (1963) 92, p. 55
- 14) 内海: 潤滑, 15 (1960) 3, p. 132
- 15) S. WAY: J. Appl. Mech. 57 (1953), p. A-49
- 16) J. O. ALMEN: Proc. Amer. Soc. Mech. Engr., 35 (1935), p. 99
- 17) E. BUCKINGHAM & G. J. TALBORDET: Mechanical Wear, Amer. Soc. Metals, (1950), p. 289