

4重圧延機用補強ロールの適正研摩量の決定に関する一考察

A Consideration on Decision of Suitable Regrinding Amount of Back-up Roll for 4-High Mill

中 川 師 夫*
Mitsuo Nakagawa

要 旨

4重圧延機用補強ロールは高荷重のもとで作業ロールと接触しながら使用されるので転動疲労によりスポーリングが発生する。

スポーリングが発生すると多量の改削を余儀なくされるのでスポーリングを防止することはロールの関係者にとって重要な課題である。スポーリングを防止するためにはスポーリング発生以前に転動面の疲労層を除去して使用すれば良いわけであるが疲労層を毎回完全に除去することは経済的でない。したがって補強ロールは常に疲労損傷を受けた状態で使用される。その度合は使用回数とともに増すのでこれを経済的に除去するための適正研摩量の決定方法について考察した。

1. 緒 言

4重圧延機用補強ロールは作業ロールからの強大な圧延荷重をさえながら稼働するので作業ロールとの接触面には圧縮力がくり返し作用し転動疲労によるスポーリング（表面層のハク離）が発生する。

スポーリングが発生すると多量の改削を必要とするためロールの寿命は短くなり圧延成績を極度に低下させるのでスポーリングを防止することはロールの関係者にとって重要な課題である。

スポーリングを防止するためには耐スポーリング性にすぐれたロールの製作および適正な使用管理が必要である。特に補強ロールに発生するスポーリングの大部分は表面層における疲労現象であるので研摩により疲労層を除去しながら使用すれば防止できるものと考えられる。しかしながら各ユーザーにおける使用実績をみると多くの場合使用径の数十パーセントがスポーリングのために削除されていることがある。これは疲労層の除去が十分なされないまま使用されているためと考えられる。したがって常にロールの疲労の度合を知り、適正な研摩によりスポーリングが発生する前に疲労層を除去する必要があるので適正研摩量の算出方法について考察した。

2. スポーリングの発生機構

図1は4重圧延機の稼働時における力の伝達経路を示したもので圧延荷重に相当する力が補強ロール軸部に加えられ作業ロールを通して被圧延材に達する。その際、補強ロールから作業ロールへの力の伝達は胴部の接触によってなされ接触面には圧縮力がくり返し作用する。そのために表面層に転動疲労が生じ、スポーリングが発生するものと考えられる。

2.1 Hertz の 応 力

図1に示したように作業ロールと補強ロールが軸を平行にして接触した場合 Hertz の理論⁽¹⁾によれば接触面における圧力はだ円分布をしており、弾性変形による接触幅を $2b$ とすれば b は次式のように書かれる。

$$b = \sqrt{\frac{4P}{\pi l} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \left(\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \right)} \quad \text{.....(1)}$$

ここに、 R_1, R_2 : ロール の 半 径

ν_1, ν_2 : 半径 R_1, R_2 のロールのポアソン比

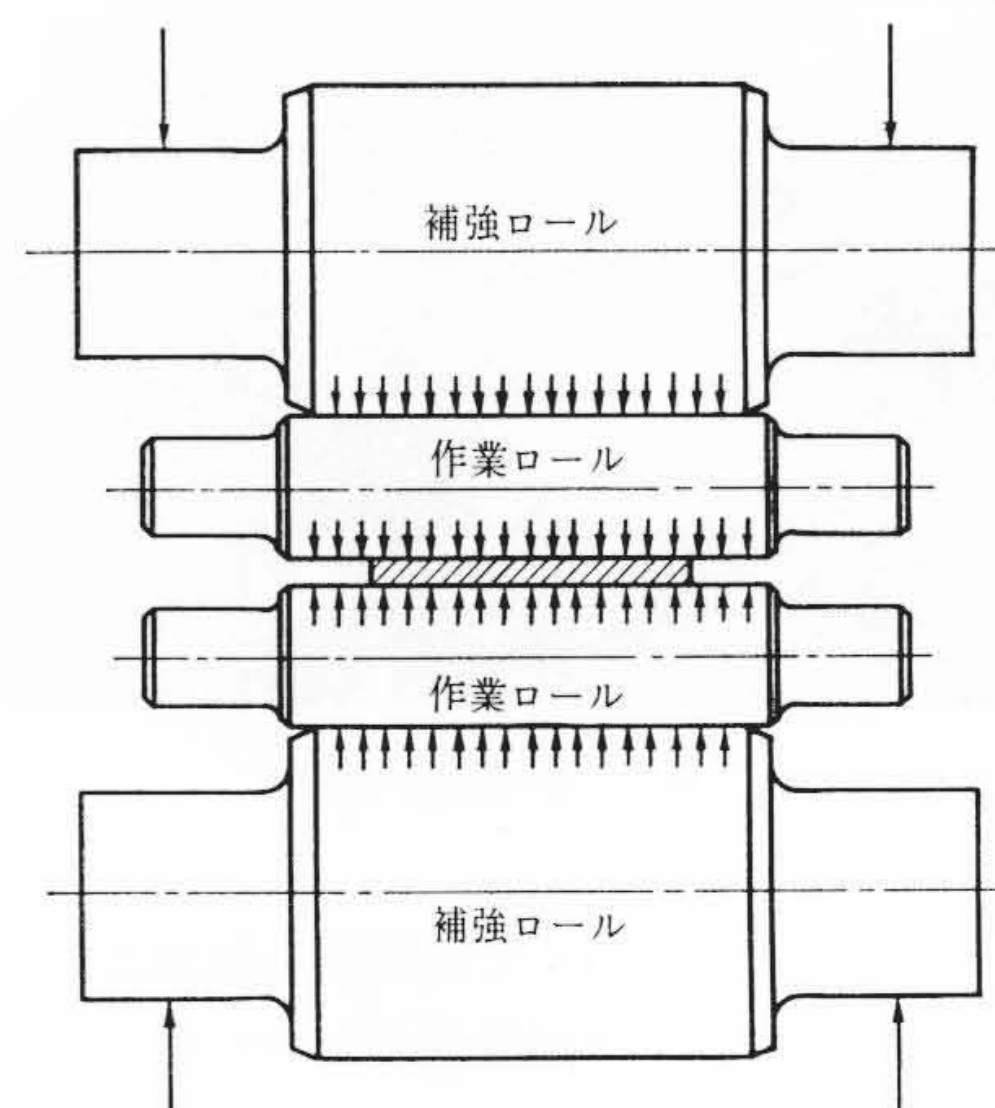


図1 4重圧延機の荷重伝達経路

E_1, E_2 : 半径 R_1, R_2 のロールのヤング率

P : 圧 延 荷 重

l : ロール の 接 触 長 さ

一般の鉄鋼材料のポアソン比はほぼ0.3であるので $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$ として(1)式を書き換えると次のようになる。

$$b = 1.08 \sqrt{\frac{P}{l} \left(\frac{E_1 + E_2}{E_1 E_2} \right) \left(\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \right)} \quad \text{.....(2)}$$

また接触面における最大接触圧力 $P_{\max}$ は次式で計算される。

$$P_{\max} = 0.591 \sqrt{\frac{P}{l} \left(\frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \right) \left(\frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2} \right)} = \frac{2}{\pi} \frac{P}{bl} \quad \text{.....(3)}$$

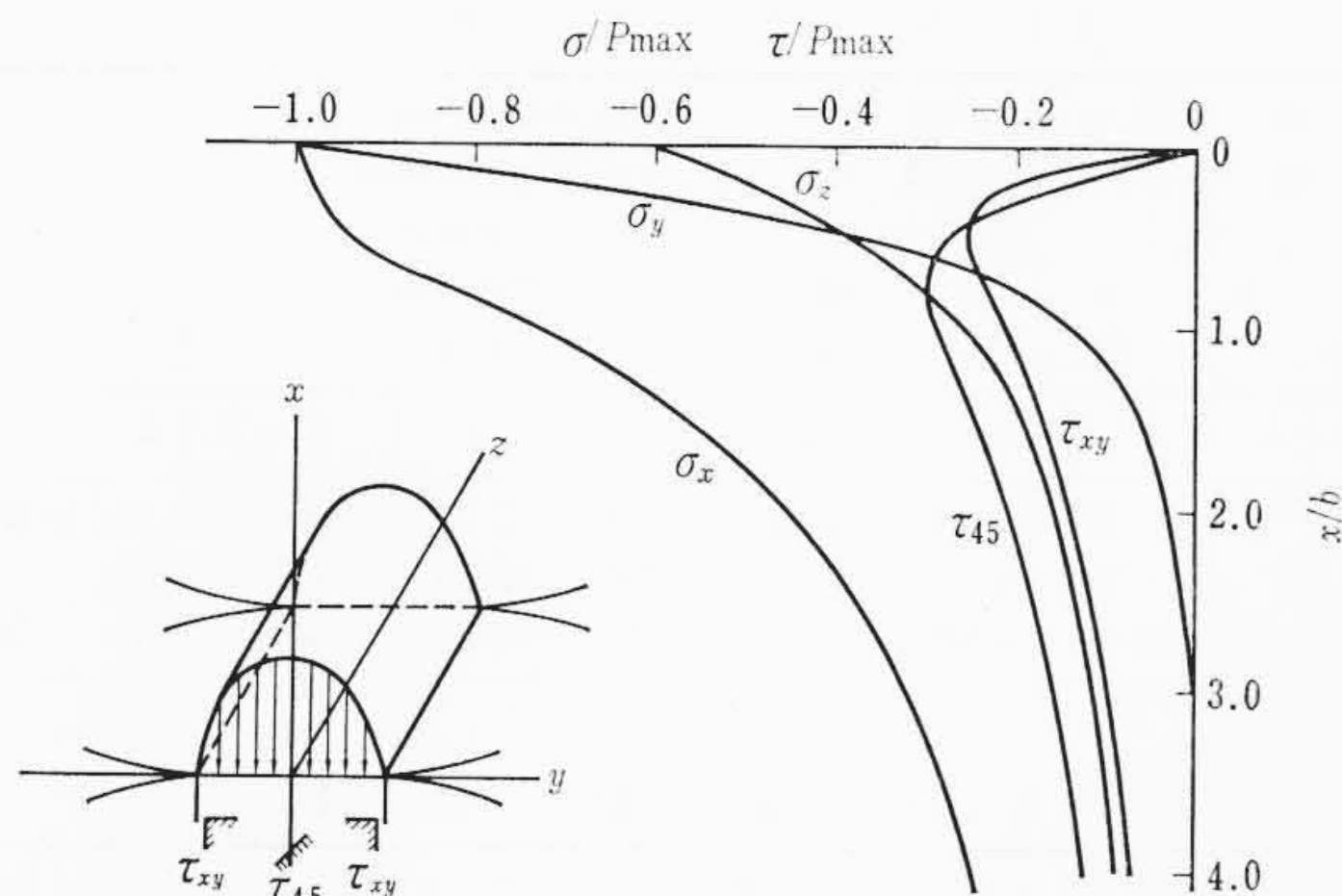
この $P_{\max}$ の値は転動疲労の研究においては応力の基準となるものである。

2.2 接触面下の応力

座標をロールの半径方向に x 、接線方向に y 、軸方向に z とすると接触面の中心線上 ($y=0$) における接触面下の応力分布は図2に示すようになる。

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ は各方向への主応力であり、いずれも表面で最大でその値は $\sigma_x = \sigma_y = 1.0 P_{\max}$ 、 $\sigma_z = 0.6 P_{\max}$ の圧縮応力となる。 τ_{45} は x および y 軸に45度の傾きをなす平面内に生ずるせん断応力で、その値は表面では0であるが表面下 $x=0.786b$ において最大値 $0.301 P_{\max}$ となる。 τ_{xy} は x および y 軸に平行な平面内に生ずるせん断応力で、その値は表面では0であるが表面下 $x=0.50b$ において最大、

* 日立製作所勝田工場



(ただし、 τ_{xy} は $y=0.85b$ における x 方向応力分布)

図2 接触面中央 ($y=0$) における接触面下の x 方向応力分布

最小値をとり、その値は $0.256 P_{\max}$ となる。

2.3 スポーリング発生に及ぼす力学的因子

前に接触面および接触面下における応力分布について述べたが、これらの応力のうちスポーリングの発生因子としては接触面の圧縮応力(主応力)および接触面下に作用するせん断応力に大別して考えられる。スポーリングの起点となる初期クラックの観察結果によると表面および表面下いずれにも認められ、スポーリングの発生因子として主応力を考えるべきか、せん断応力を考えるべきか断じ得ない。しかしながらすべりのない状態で転動した場合にはスポーリングの起点が表面下にあることが多く、したがって補強ロールに発生するスポーリングはせん断応力の影響が大きいものとみなされる。

表面下に作用するせん断応力は前項で述べたように τ_{45} 、 τ_{xy} の二つについて考えれば良く、 y 方向の変化は図3のとおりである。

図3から平均応力および応力振幅を求めると次のとおりであり、

$$\begin{aligned} \text{平均応力} & \begin{cases} \tau_{45} : 0.113 P_{\max} \\ \tau_{xy} : 0 \end{cases} \\ \text{応力振幅} & \begin{cases} \tau_{45} : 0.188 P_{\max} \\ \tau_{xy} : 0.256 P_{\max} \end{cases} \end{aligned}$$

τ_{45} はほぼ片振り応力であるが τ_{xy} は純粋な両振り応力となる。

金属材料の疲労強度はそれに作用する平均応力と応力振幅の関数であり、特に応力振幅の影響が大きいので接触面の疲労強度を考える場合にも接触点の移動によって物体中に起こる応力振幅の大きさが問題となる⁽²⁾。したがって τ_{45} よりも応力振幅の大きい τ_{xy} の影響が大きいものとみなされ、スポーリング発生の力学的因子として τ_{xy} について検討する。

3. 疲労損傷度

金属材料がある値以上のくり返し応力をうけると外見上はなんら

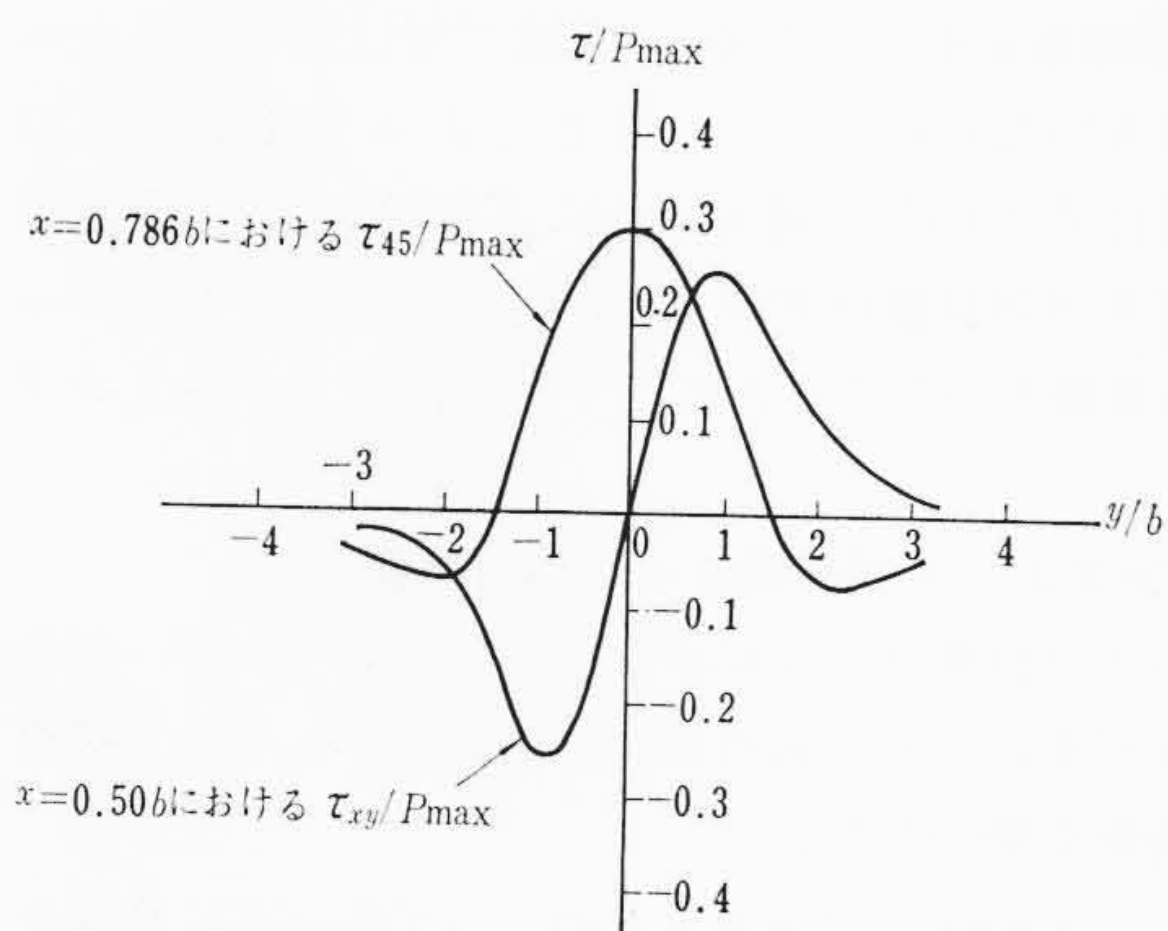


図3 y 方向のせん断応力分布

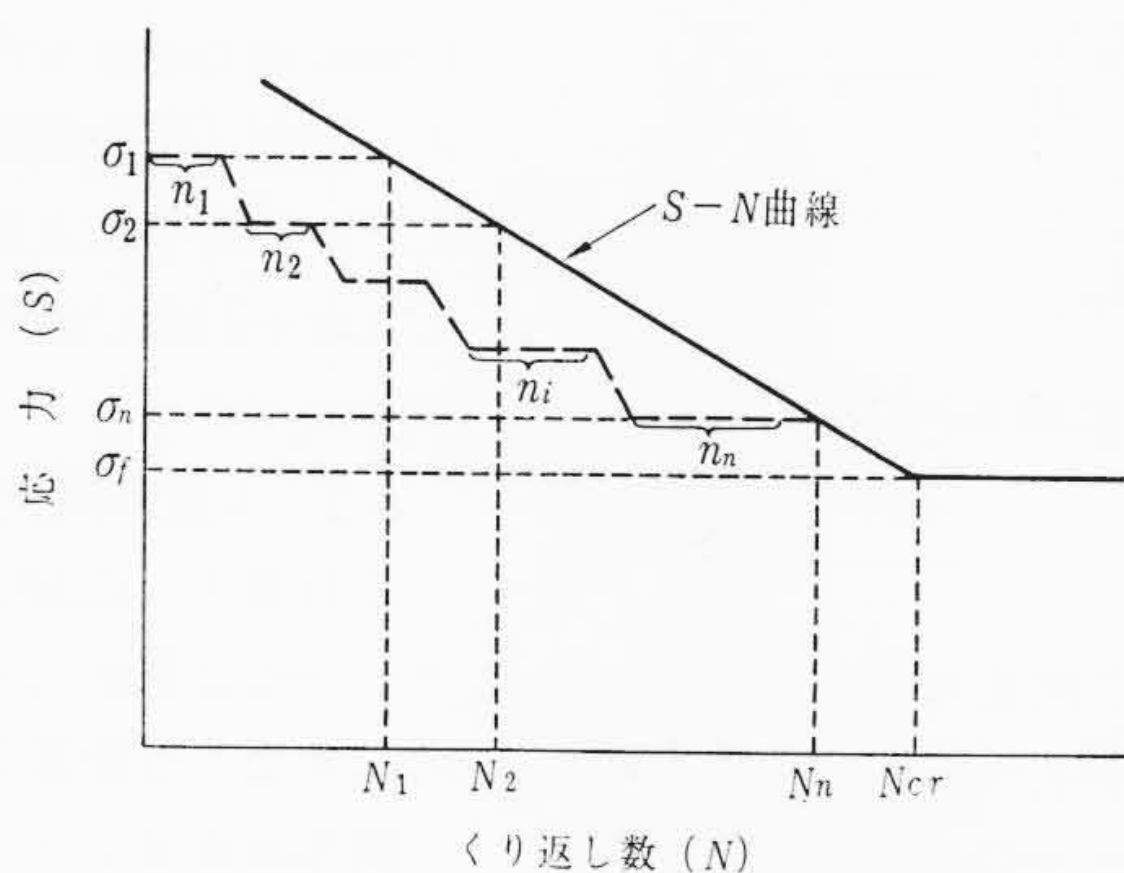


図4 Minerの法則説明図

変化を生じないように見えても、その機械的性質や物理的性質は種々の変化を生じ疲労していることが考えられる。破壊以前の途中で疲労の度合を正確に求めることは困難であるが、ここでは代表的なMinerの直線被害の法則について考えてみる。

Minerの法則によると疲労損傷度 F は次式で示される⁽³⁾。

$$F = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = \sum f_i = 1 \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここに N_i は図4に示すように応力 σ_i が単独にくり返された場合に破断するくり返し数で、 n_i は実働応力によって破断したとき破断に至るまでに σ_i が現われたくり返し数である。ただし $\sigma_1 > \sigma_2 > \dots > \sigma_i > \dots > \sigma_n > \sigma_f$ (σ_f は疲労限) とする。すなわち補強ロール材の両振りせん断応力に対する $S-N$ 曲線および稼働時の両振りせん断応力の分布が求まれば1回の組込みによる疲労損傷度が計算できる。

4. 適正研摩量

図5は両振りせん断応力に対する疲労限 τ_f 、両振りせん断応力 τ_{xy} および疲労損傷度 F の関係を示したもので $\tau_f < \tau_{xy}$ なる部分、すなわち表面下 $x_1 \sim x_2$ の位置で疲労が生じており疲労損傷度は $F_1 = f_1(x)$ ($x_1 \leq x \leq x_2$) となる。次に直径で $2\Delta r$ の研摩を行なって再び使用した場合の疲労損傷度は $F_2 = f_2(x)$ であり、一般には $\Delta r < x_2$ であるので疲労の蓄積が起こり2回使用したあとの疲労損傷度は $F_1 + F_2 = f_1(x + \Delta r) + f_2(x)$ となる。したがって同一量 ($2\Delta r$) の研摩を行ないながら n 回使用した場合の疲労損傷度は次式のようになる。

$$F = \sum_{i=1}^n F_i = \sum_{i=1}^n f_i \{x + (n-i)\Delta r\} \quad \dots\dots\dots (5)$$

(5)式において常に $F < 1$ になるように Δr を選んでロールを使用すれば理論的にスポーリングを防止することができる。

5. 接触圧力分布に及ぼす摩耗の影響

ロールのクラウン、熱膨張、たわみなどを無視すれば接触圧力は軸方向にはほぼ均一に分布しているとみなされるが、実際にはロールは使用中に摩耗するので接触圧力分布は不均一になる。すなわちロールに摩耗が生じた場合、ロール胴部の任意の位置における接触圧力 p は次式のように書かれる。

$$p = p_1 + p_2 \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここに、 p_1 : 作業ロールと補強ロールの間げきを弾性変形により接触させるに要する圧力

p_2 : 接触部全長にわたり均一に分布する圧力

また作業ロールと補強ロール間に間げきがある場合の変形量 Δ は次式で求められる⁽⁴⁾。

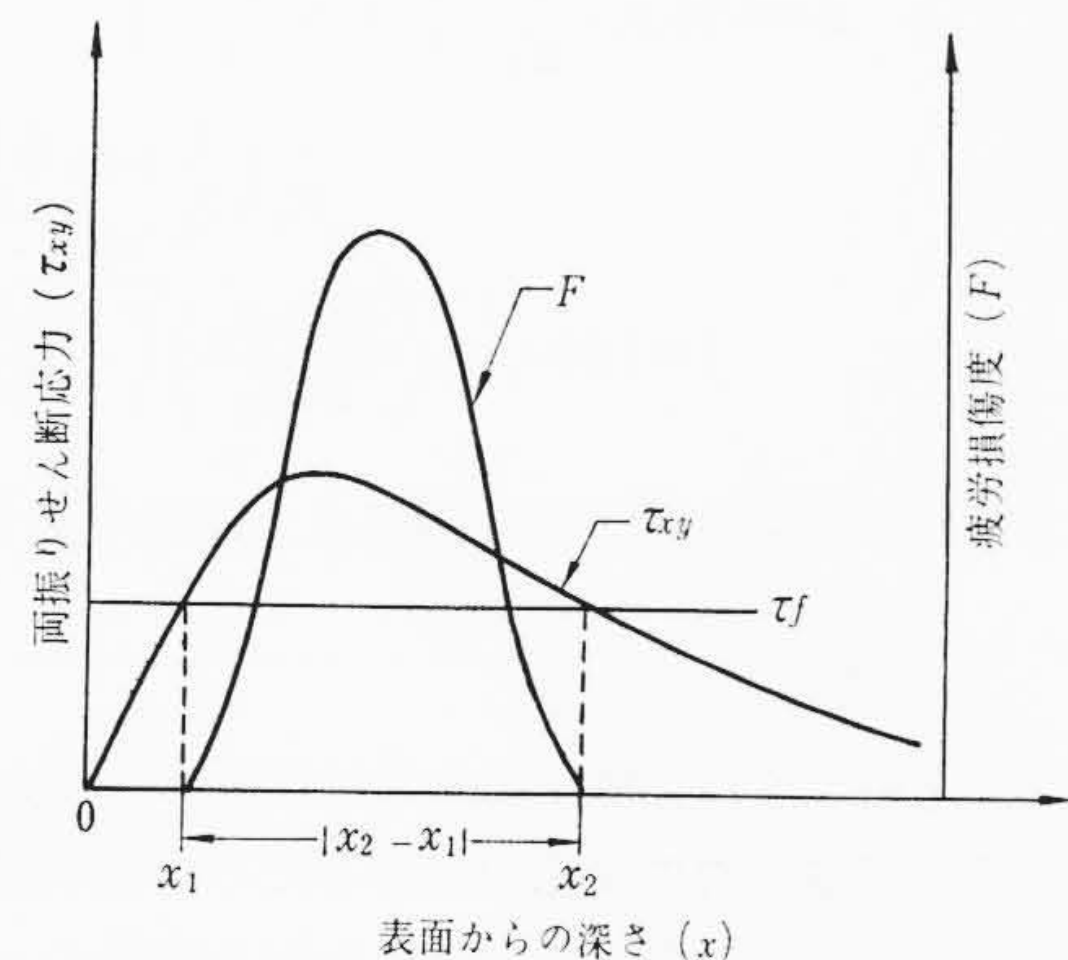


図5 両振りせん断応力および疲労損傷度

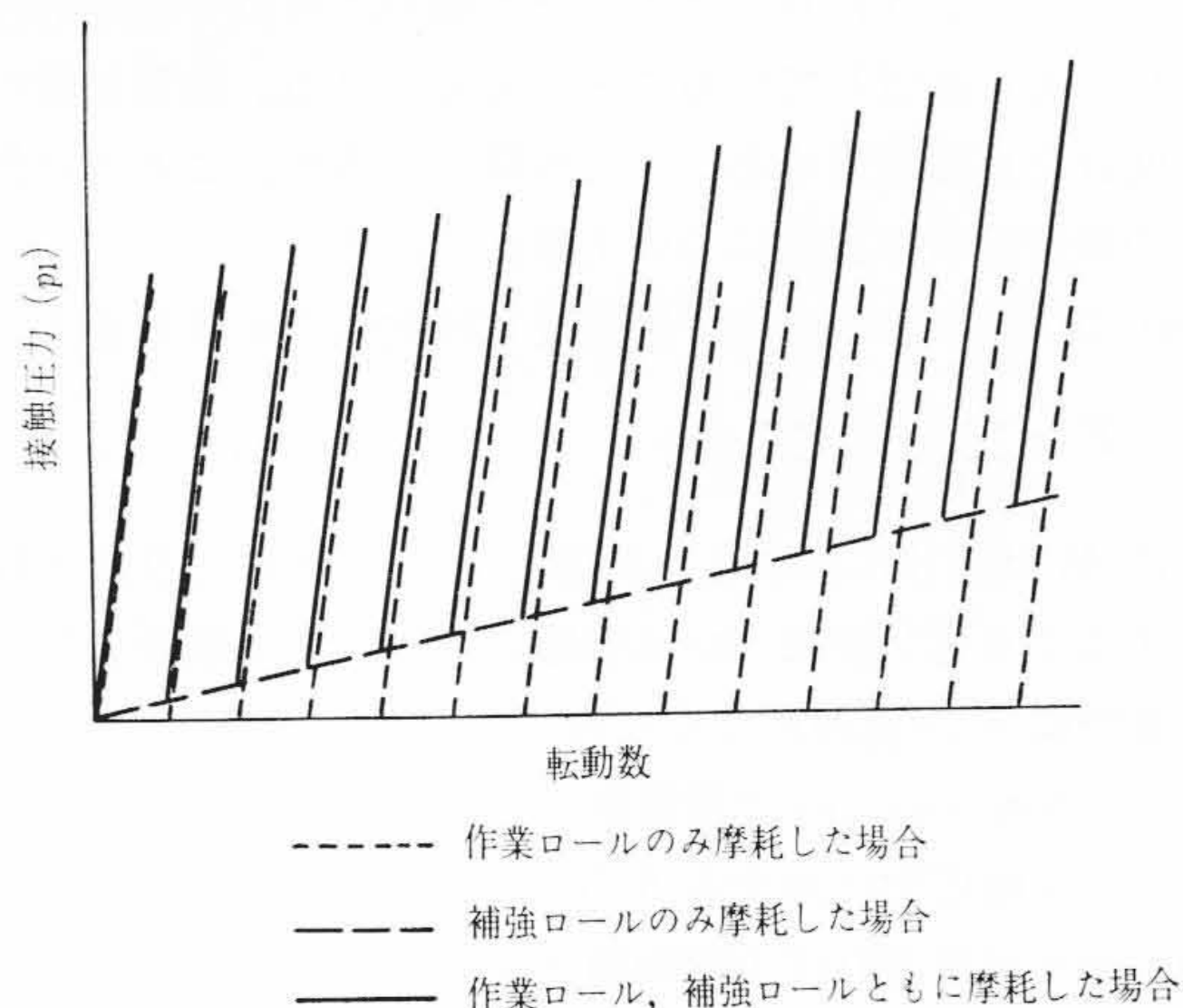


図6 ロールの摩耗による接触圧力 p_1 の変化

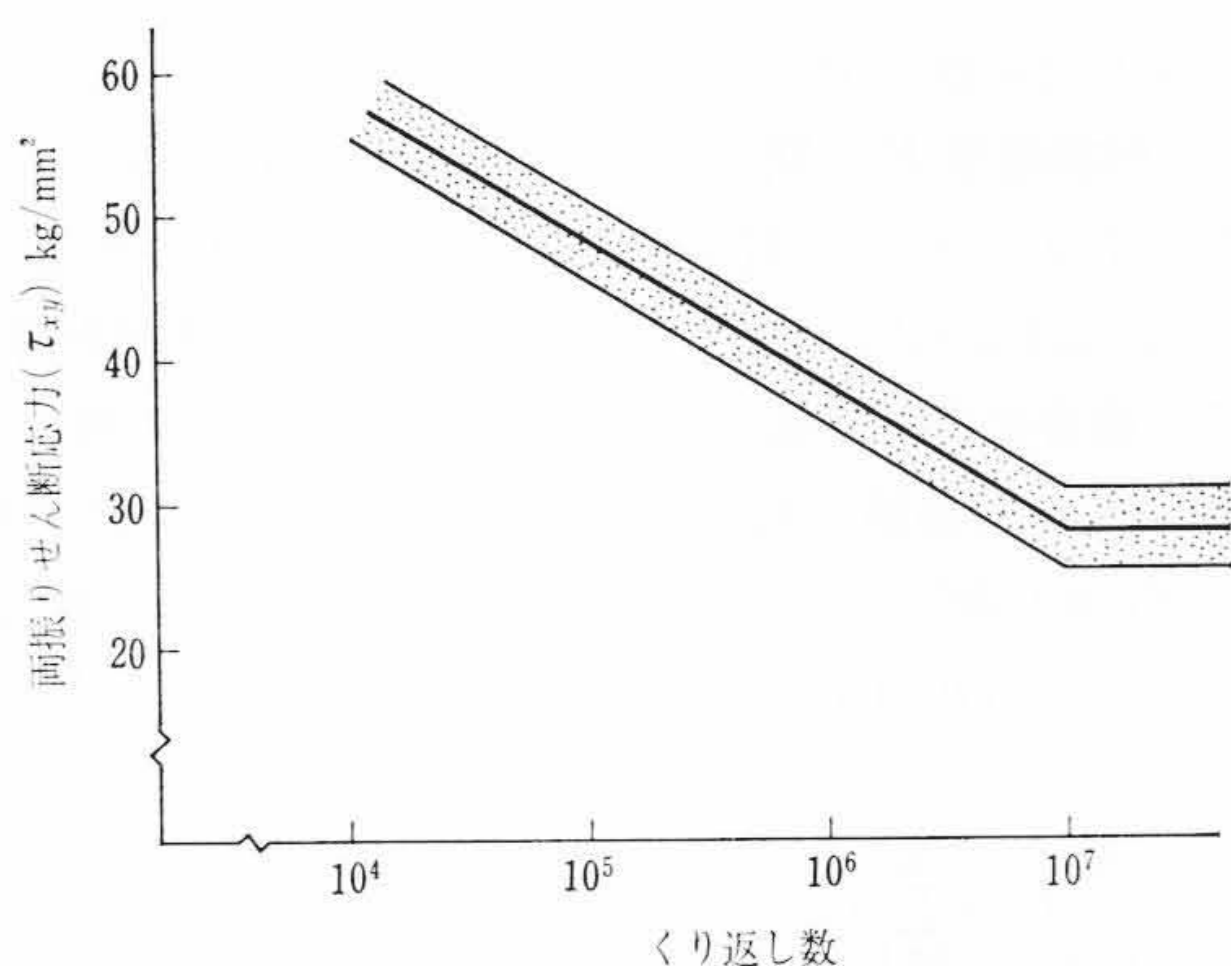


図7 鍛鋼製スリーブ式補強ロールの両振りせん断応力に対する S-N 曲線

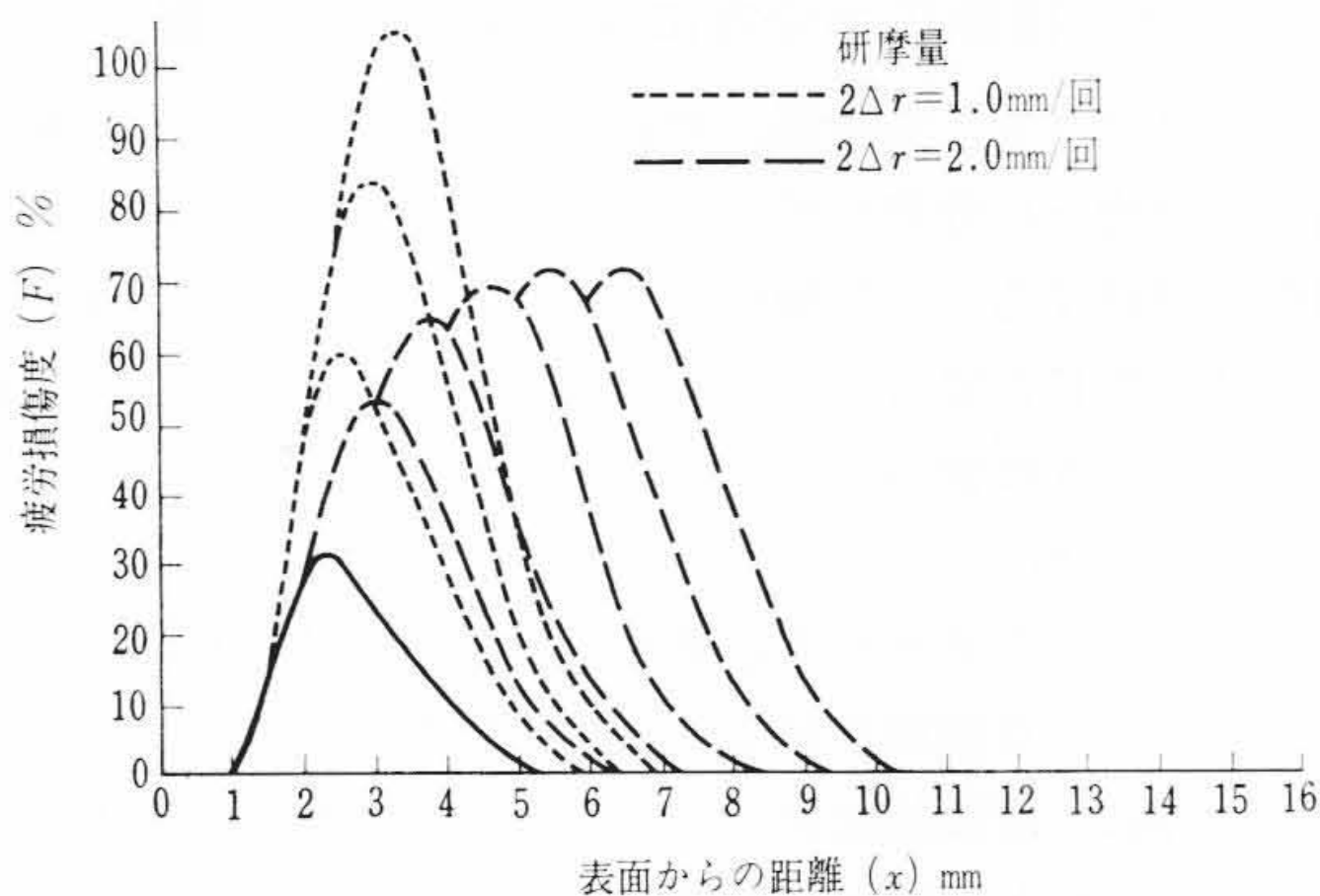


図8 疲労損傷度の分布(1)

$$\Delta = 0.58 p_1 \left\{ \frac{1}{E_1} \left(\frac{1}{3} + \ln \frac{4 R_1}{b} \right) + \frac{1}{E_2} \left(\frac{1}{3} + \ln \frac{4 R_2}{b} \right) \right\} \dots\dots\dots (7)$$

$$\text{ここに, } b = 1.08 \sqrt{p_1 \left(\frac{E_1 + E_2}{E_1 E_2} \right) \left(\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \right)}$$

さらに p_2 は(6)式の定義により次式のように書かれる。

$$p_2 = p - \frac{1}{l} \int_0^l p_1 dl \dots\dots\dots (8)$$

以上のように接触圧力分布は摩耗形状により決まるので稼働中における接触圧力の変化を求めるためには摩耗形状の時間的変化を知らなければならない。しかしながら実際のロールについて稼働中の摩耗形状を測定することは不可能であるので使用後における摩耗形

表1 計算条件(1)

作業ロール直径	2R ₁ =530 mm					
補強ロール直径	2R ₂ =1,350 mm					
接触長さ	l=1,050 mm					
延材の幅量	750 mm					
圧延	2,500 t					
パス No.	0	1	2	3	4	5
板厚 (mm)	2.30	1.45	1.00	0.60	0.35	0.25
圧延荷重 (t)		785	1,035	1,065	1,020	945
補強ロール回転数 (×10 ⁵)		0.53	0.81	1.26	2.10	3.31

表2 計算結果(1)

パス No.	1	2	3	4	5
$P_{\max}$ (kg/mm ²)	125.9	137.9	139.7	136.6	131.9
τ_{xy} (kg/mm ²)	32.2	35.3	35.8	35.0	33.8
b (mm)	3.97	4.55	4.62	4.52	4.35
f (%)	1.3	3.7	6.4	9.1	11.2

状を測定し、摩耗が回転数に比例して進行したと仮定すると、摩耗の最も少ない位置での接触圧力 p_1 の変化は図6のようになる。すなわち接触圧力 p_1 は作業ロールを組み換えるごとに不連続に変化するとともに、補強ロール摩耗により回転数が増すにつれて漸増する。

このようにして得られた p_1 をもとにして τ_{xy} を計算すれば摩耗を考慮した場合の疲労損傷度を求めることができる。

6. 計算例

二、三の例について以上に述べた方法により計算を行なった。計算に先立って必要なデータは補強ロール材の両振りせん断応力に対する S-N 曲線である。これを鍛鋼製スリーブロールについて示すと図7のようになる。

6.1 4重冷間レバースミル用補強ロールの計算例

冷間圧延の場合、一般に作業ロールおよび補強ロールともに摩耗が少ない⁽⁵⁾ので摩耗については無視してさしつかえないと考えられる。また両ロールともに一般に鋼ロールが使用されているので $E_1=E_2=2.1 \times 10^4$ kg/mm² として計算した。計算条件としては表1に示すような数値を選んだ。

各パスにおける計算結果は表2に示すとおりである。すなわちレバースミルであるので1回の組込みによって1パスから5パスまでの疲労が蓄積される。疲労損傷度の分布を求めると図8の実線で示すようになり、表面下2.2mmの位置で疲労損傷度は $F=31\%$ となる。点線で示したのは $2\Delta r=1$ mm/回の研磨を行ないながら表1と同一条件で使用した場合であって、第2回目に $F=59.5\%$ 、第3回目に $F=83.5\%$ 、第4回目に $F=104\%$ となり4回目の使用で $F>1$ となり理論的にスポーリングが発生することになり $2\Delta r=1$ mm/回の研磨では研磨量が不足である。鎖線で示したのは $2\Delta r=2$ mm/回の研磨を行ないながら使用した場合であって第2回目に $F=53\%$ 、第3回目に $F=65\%$ 、第4回目に $F=70.5\%$ 、第5回目に $F=72\%$ となり第6回目以後は F が 72% で飽和する。したがって $2\Delta r=2$ mm/回の研磨を行なうことにより理論的にスポーリングを防止できる。

6.2 4重熱間タンデムミル用補強ロールの計算例

この種ミルにおいては作業ロールには一般に鋳鉄ロールが、補強ロールには鋼ロールが用いられておりヤング率に差があるので表3に示すような計算条件を使用した。

表3は6タンデムミルの仕上げスタンドの一つであって、作業ロールおよび補強ロールの使用後における摩耗形状の一例を示すと図

表3 計算条件(2)

作業ロール直径	$2R_1=620\text{ mm}$
補強ロール直径	$2R_2=1,200\text{ mm}$
作業ロールヤング率	$E_1=1.7\times 10^4\text{ kg/mm}^2$
補強ロールヤング率	$E_2=2.1\times 10^4\text{ kg/mm}^2$
接触長さ	$l=1,240\text{ mm}$
板幅	940 mm
圧延量	$35,000\text{ t}$
圧下量	$4.15-2.95=1.20\text{ mm}$
圧延荷重	$1,200\text{ t}$
補強ロール転動数	3.58×10^5

表4 計算結果(2)

n	p_1 (kg/mm)	p_2 (kg/mm)	p (kg/mm)	$P_{\max}$ (kg/mm ²)	$\tau_{xy(\max)}$ (kg/mm ²)	b (mm)	転動数 ($\times 10^5$)	f (%)
1	100	945	1,045	139.9	35.8	4.76	0.32	1.6
2	305	860	1,065	147.5	37.8	5.03	0.97	7.4
3	510	740	1,250	152.4	39.0	5.22	1.00	10.0
4	715	605	1,320	157.1	40.2	5.35	0.97	12.1
5	920	525	1,445	164.0	42.0	5.61	0.32	6.0
	0	968	968	134.3	34.4	4.59	3.58	14.3

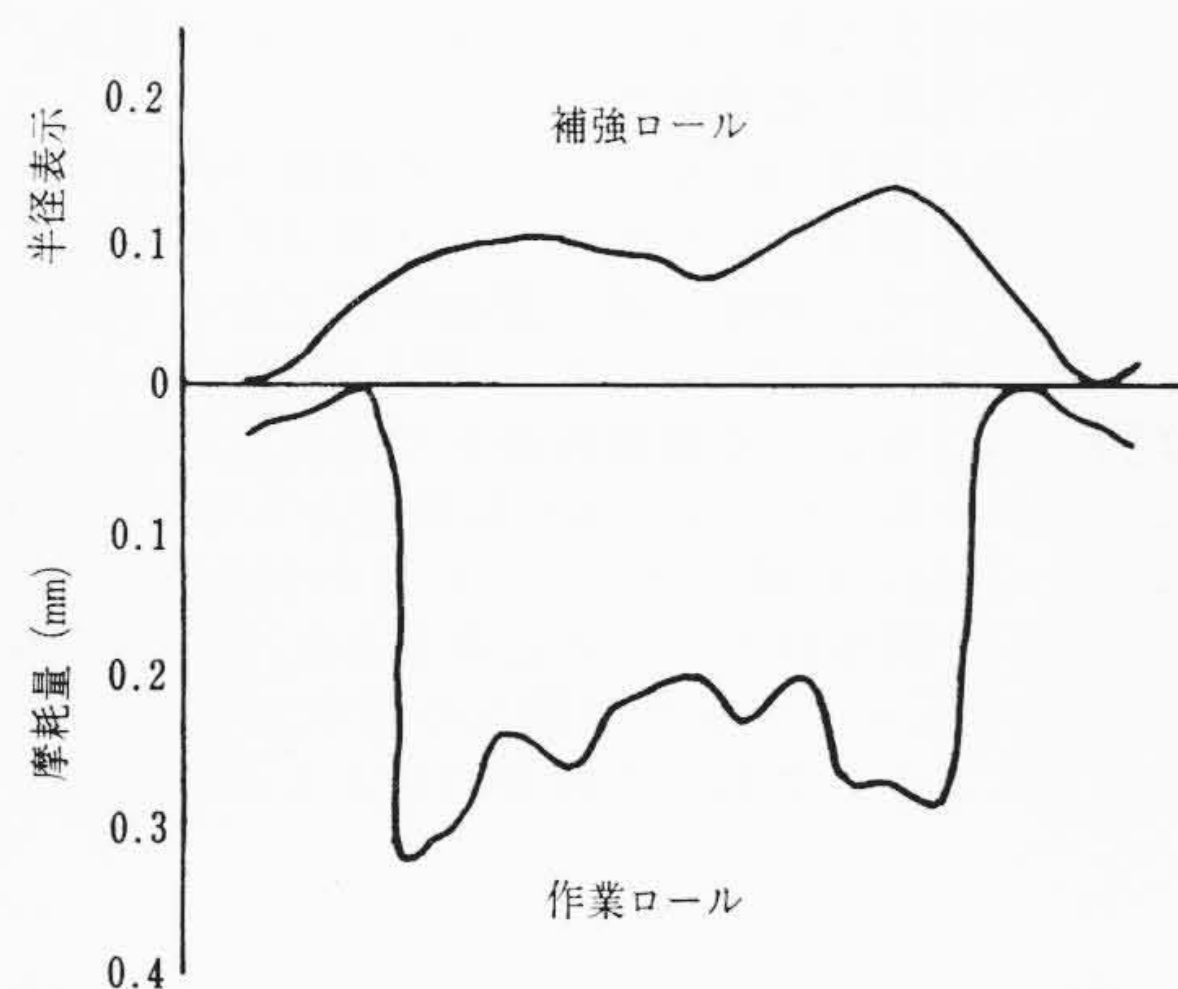


図9 作業ロールおよび補強ロールの摩耗形状

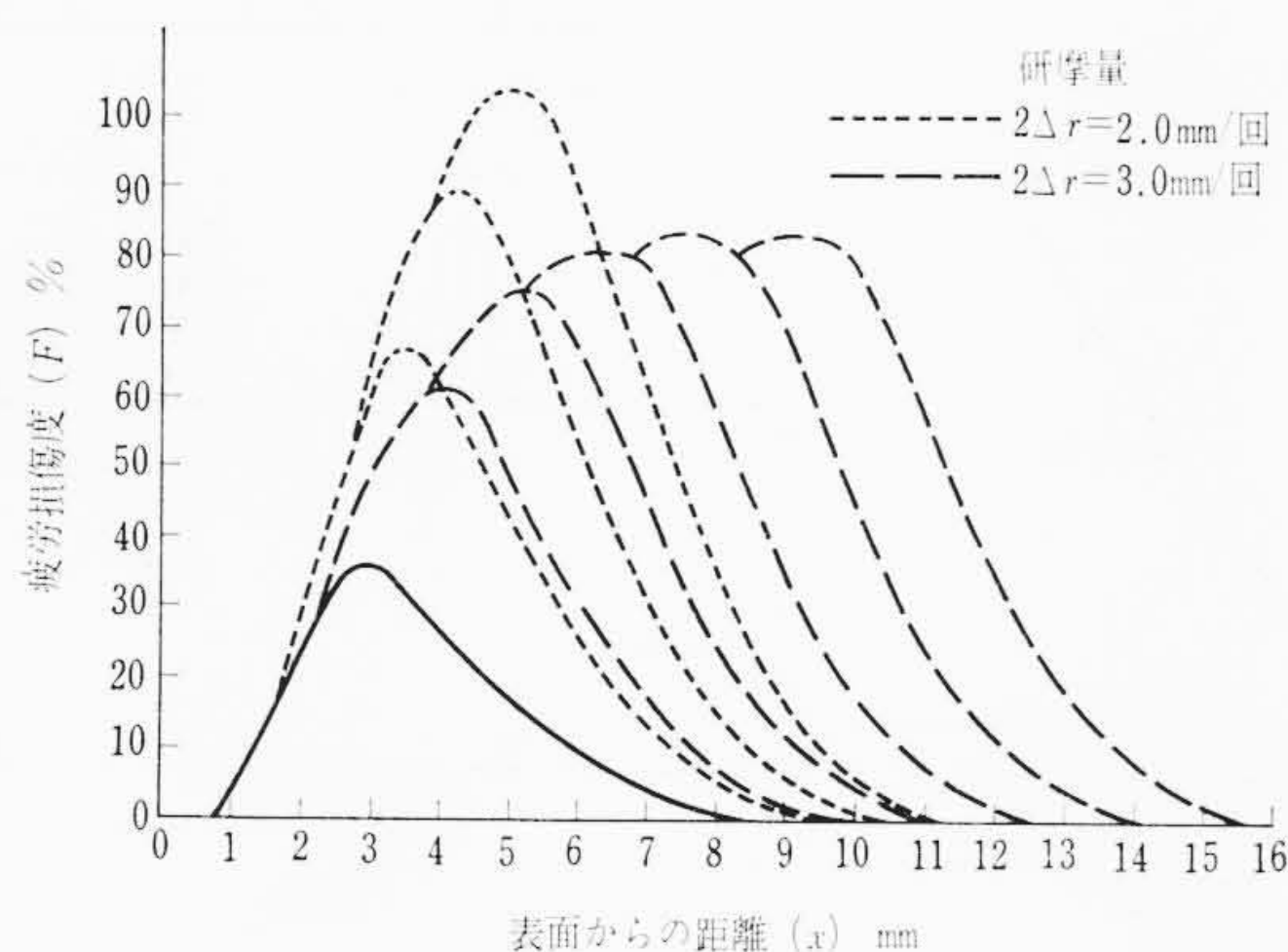


図10 疲労損傷度の分布(2)

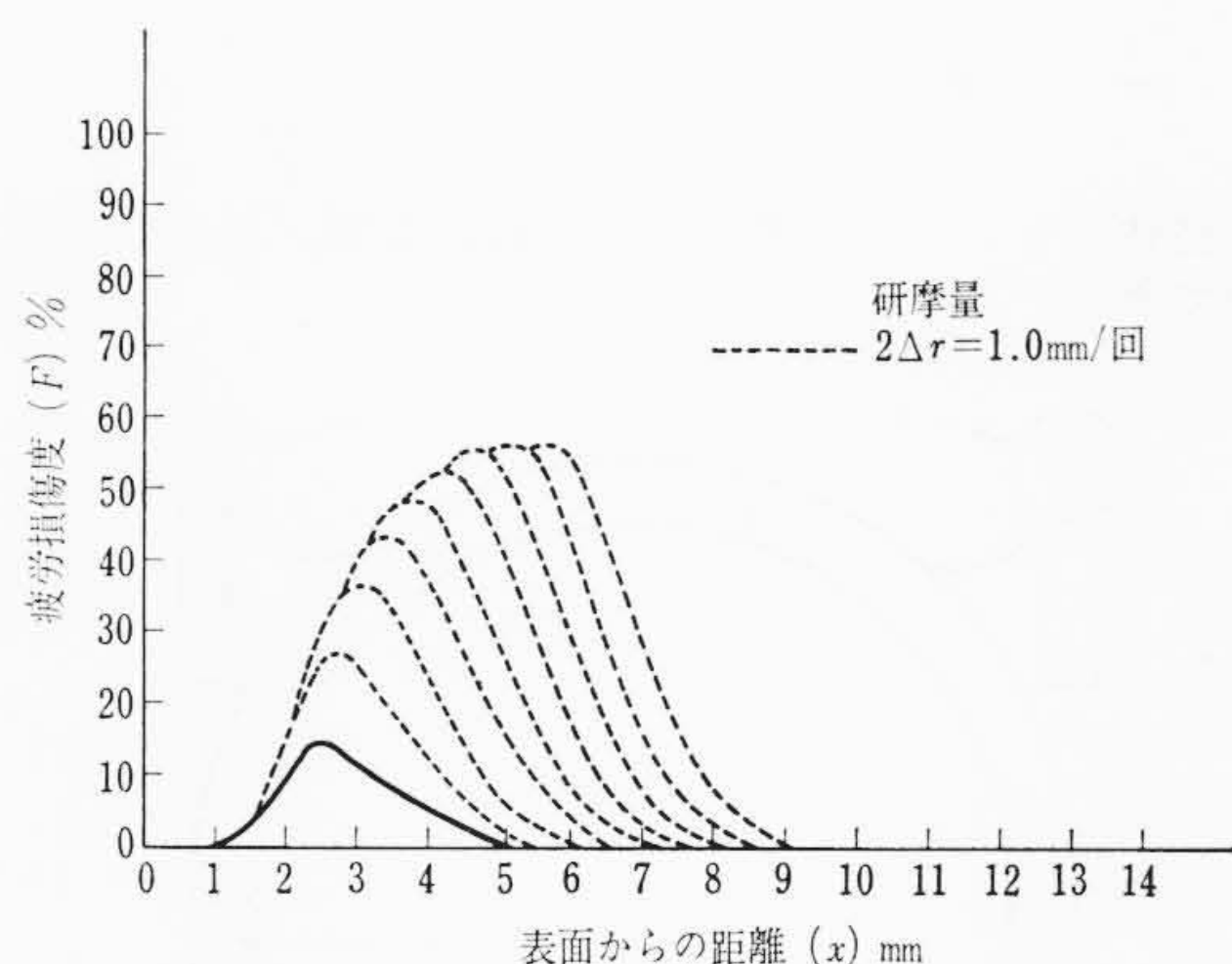


図11 疲労損傷度の分布(3)

9のとおりである。

表3, 図9に基づいて接触圧力の最も高くなる胴端部について疲労損傷度を求めた。ただし摩耗の進行による接触圧力の変化を5段階に分けて計算した。その結果は表4に示すとおりである。

表4において最下段は作業ロールおよび補強ロールに摩耗が生じないと仮定した場合で1回の組込みによる疲労損傷度は $F=14.3\%$ である。摩耗が生じた場合の疲労損傷度は図10の実線で示すように $F=36\%$ であるので摩耗がない場合に比べて約2.5倍の疲労損傷をうけていることになる。

図10において点線は $2\Delta r=2\text{ mm/回}$ の研摩を行ないながら使用した場合の疲労損傷度の分布を示しており、第4回目の使用で $F=103\%$ となり研摩量が不足している。鎖線は $2\Delta r=3\text{ mm/回}$ の研摩を行ないながら使用した場合であって疲労損傷度は $F=83.5\%$ で飽和する。

図11は摩耗がない場合について求めたものであり $2\Delta r=1\text{ mm/回}$ の研摩を行ないながら使用した場合の疲労損傷度の分布である。これより $2\Delta r=1\text{ mm/回}$ の研摩を行ないながら使用すれば $F=56\%$ で飽和し、それ以下の研摩量でよいことがわかる。したがって摩耗のない場合は 1 mm/回 の研摩で良いのに対して摩耗のある場合は 3 mm/回 の研摩が必要となり摩耗の影響が大きいことがわかる。

7. 結 言

4重圧延機用補強ロールのスポーリングを防止し、しかも経済的に使用するための適正研摩量の算出法について検討し、二、三の例について計算を行なった。その結果、圧延条件により多少は異なるが、疲労損傷度の最も大きい位置は表面下 $2\sim 3\text{ mm}$ のところにあり、疲労層を1回の研摩により完全に除去するためには多量の研摩が必要となり経済的でないので補強ロールは常に疲労損傷をうけた状態で使用されていることが明らかになった。したがってこの疲労損傷をうけた部分をスポーリングの発生以前にいかにして経済的に除去するかが問題である。そのためには常に疲労損傷の度合をは握しておき $F<1$ なる状態に保つよう研摩を行なわなければならないので研摩量の決定方法につき述べた。

理論的に適正研摩量とは疲労損傷度が $F<1$ であり、しかも F が1に近い値であればよい。しかしながら計算式の導入に際しての仮定、材料強度のばらつき、ミルの特性、操業条件の差異などにより、 $F=1$ が必ずしも適正研摩量を与えない場合もありうるので、過去のデータを解析したうえでおのおののミルに適した F を決定することが望ましい。

なお、本方法を実際のミルに適用した結果および実作業上、問題となる種々の要因については稿を改めて述べる所存である。

参 考 文 献

- (1) 小野鑑正: 材料力学 (丸善-1948) 592
- (2) 石橋 正: 金属の強さ (養賢堂-1962) 136
- (3) M. A. Miner: J. Appl. Mech. 12 A 159 (1945)
- (4) R. J. Roark: Formulas for Stress and Strain (McGraw-Hill-1954) 288
- (5) G. Sachs, J. V. Latorre & M. K. Chacho: Iron & Steel Engr. 12 (1961) 71



特 許 の 紹 介



特許第467263号(特公昭40-20890号)

鈴木 虎雄・菅 公二

遅 延 相 乗 復 調 方 式

従来、特に自動車無線などに使用される受信機においては、自他の自動車エンジン点火系統より発せられる衝撃性雑音により受信機の信号対雑音比が劣化するため、その通信が妨害されたり、あるいは通信不能になることが多い。

この対策として従来から種々なる方法が実施されているが、その一例として衝撃性雑音が入力側にはいったときのみ受信機の回路の一部を電氣的に遮断しようとする方法がある。しかしこの方法を実施するには回路構成が複雑となり、しかも衝撃性雑音が連続的にはいつてくるとその期間は受信機の機能が停止し通信不能となる欠点がある。

この発明はこれらの欠点をなくすため遅延相乗検波方式をとったものである。

図1はこの発明の系統図を示すもので、入力信号 $S(t)$ に重畳して衝撃性雑音 $N(t)$ が入力にはいる。この一部の遅延時間 τ の遅延回路4を通すと、その出力は τ だけ遅れた信号 $S(t+\tau)$ と雑音 $N(t+\tau)$ とが得られる。この重畳波と遅延回路4を通さない重畳波とを相乗回路5に入れて相互の積をとる。このうち信号分相互の積は $S(t) \cdot S(t+\tau)$ となるが、この相乗波のうちもとの $S(t)$ に含まれる情報のすべてが含まれていることがわかる。

一例として信号 $S(t)$ が単一正弦波で変調された位相変調波とすると

$$S(t) = A \sin(\omega_0 t + m \sin pt)$$

ここで、 ω_0 : 搬送角周波数

m : 変調指数

p : 変調信号角周波数

$$S(t) \cdot S(t+\tau) = \frac{1}{2} A^2 \left[\cos \left\{ 2m \sin \frac{p\tau}{2} \cos \left(pt + \frac{p\tau}{2} \right) + \omega_0 \tau \right\} - \cos \left\{ 2\omega_0 t + 2m \cos \frac{p\tau}{2} \sin \left(pt + \frac{p\tau}{2} \right) + \omega_0 \tau \right\} \right]$$

このうち、括弧内第1項は搬送角周波数ゼロ、変調指数 $2m \sin \frac{p\tau}{2}$ 、変調角周波数 p の位相変調波であり、第2項は搬送角周波数 $2\omega_0$ 、

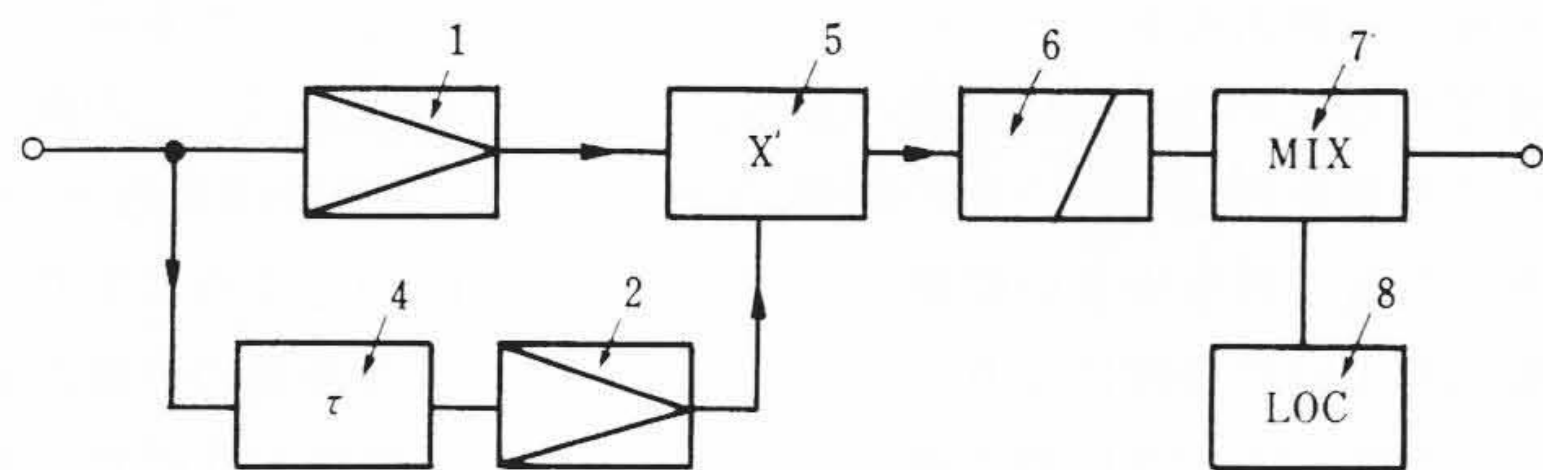


図 1

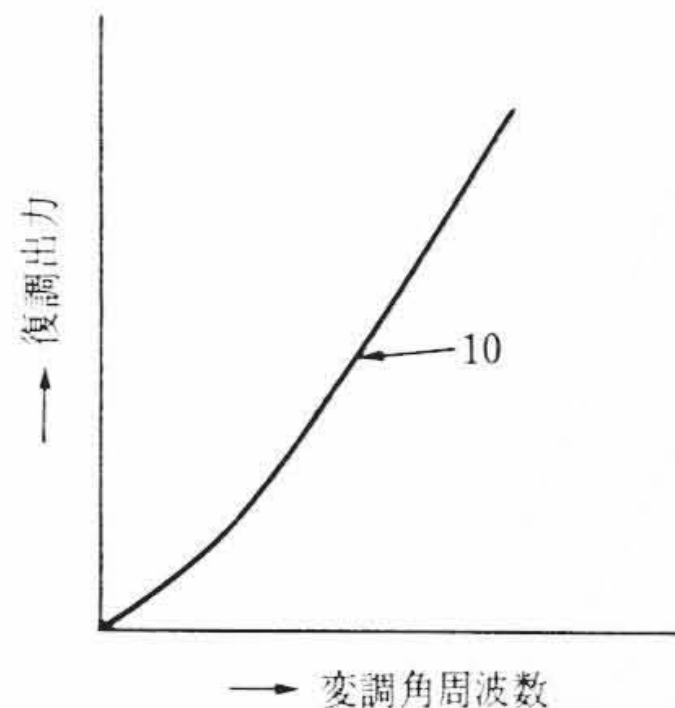


図 2

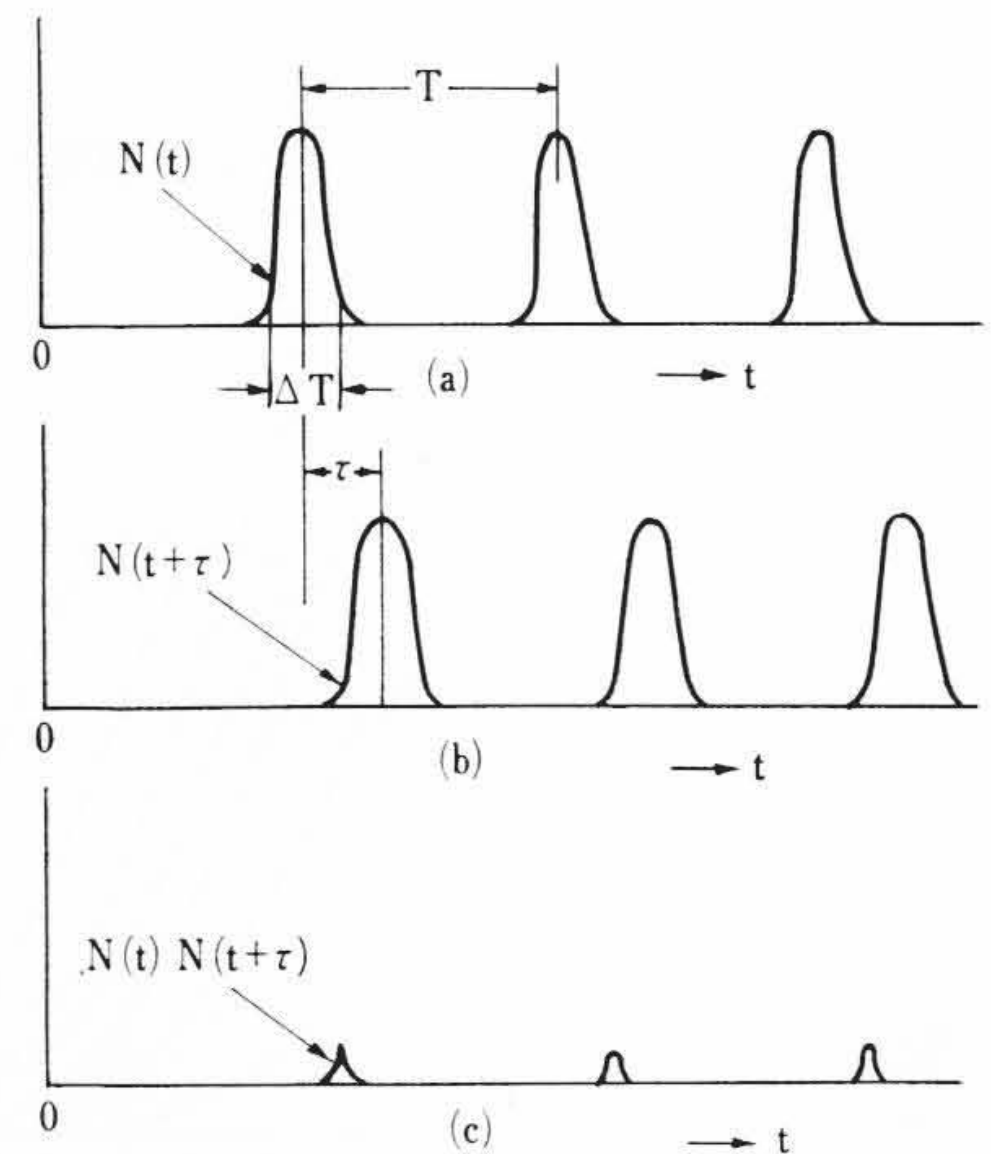


図 3

(後藤)

特許第496115号(特公昭41-22028号)

田 中 昭

多 導 体 ス ペ ー サ

この発明は、3導体、4導体などの多導体送電線の電線相互の接触およびねん転を効果的に防止する新規なスペーサに関するもので、その要旨は図面に例示するように、少なくとも3個以上のクランプ4を有する連結体1のうち、スペーサ全体の中央より下方に位置する連結片2の重量を、上方に位置する連結片3の重量より大きくするように構成し、連結体1の全体の重心を中央より下方に移向させたものである。

このように構成したスペーサを4導体送電線に取付けて使用した場合、4導体相互の間隔を常時一定に保持するとともに、4導体がねん転しようとしてもスペーサ自体がねん回防止器として作用し、送電線のねん転を効果的に防止する。特にこの発明においては連結体1の重心が中央より下方に移向させてあるため、送電線のねん転によりスペーサが回転したときトルクが発生して送電線の位置を直ちに元の状態に復帰させるという特異な効果がある。

ほかの利点としては、スペーサにダンパを固着する場合に比較してダンパの取付手数が省略され、ダンパ部分の突起部からのコロナ放電の心配がなく、しかも構造簡単で製作しやすく安価に提供できる実用価値がある。

この発明は図面の4導体用スペーサに限定されることなく、3導体用スペーサにも適用でき、同等の作用効果を得ることができる。

また、連結体1としては、環状のほかに、人形、X形など適宜選択して使用できる。

(斎藤)

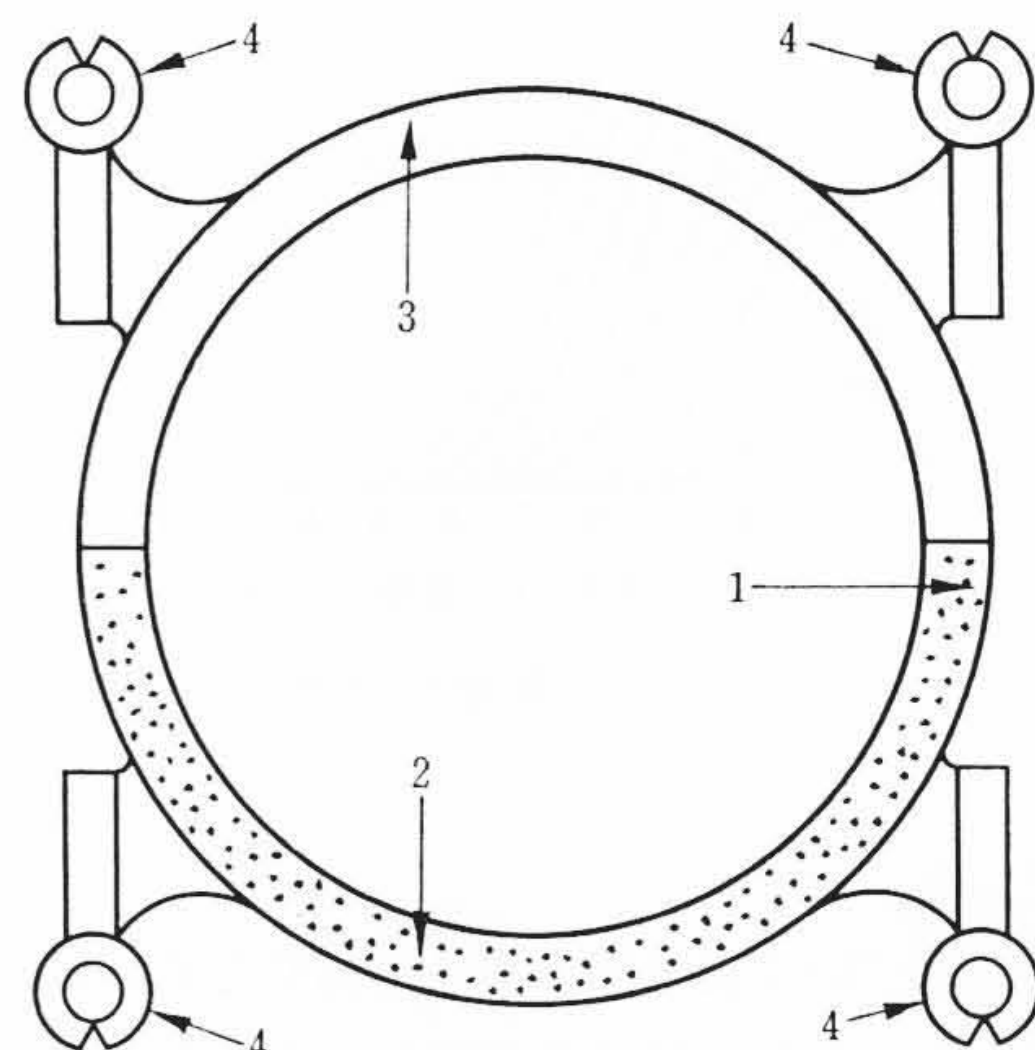


図 1