UDC 629.11.012.514:621.88.084.1
629.11.012.342
620.171.5

スポーク車輪燒嵌めの光弾性研究

大内田　久* 岩　崎　勤**

Photo-Elastic Study on Shrink-Fit and Force-Fit in a Spoked Locomotive Wheel

By Hisashi Ōuchida, Tsutomu Iwasaki
Hitachi Laboratory, Hitachi, Ltd.

Abstract

This paper investigates the stress distributions, due to shrinking on the type and forcing in the axle of a spoked electrical locomotive wheel by a photo-elastic test. The wheel centre was shrunk on the tyre by cooling and an axle was forced in the wheel centre.

From the test results were obtained the stress distributions and stress concentrations for various fit tolerance, and found that the experimental values of stresses obtained agreed well with the approximate values calculated in considering the effect of spokes. The stress distributions in a shrin-fitted wheel were also obtained for various angular positions when it was subjected to a vertical load.

These results have given many useful data on the design and manufacturing of a electrical locomotive wheel.

[I] 緒　　言

從來車輛用として用いられているスポーク車輪の燒嵌め應力の研究は、古くは Coker 教授のセルロイドによる光彈性實驗[(1)(2)]があり、理論的計算としては野口[(3)]、小坂[(4)]並びに水島氏[(5)]の發表がある。しかし燒嵌めによつて生ずる車輪各部の應力分布に關する詳しい實驗結果は見受けられない。最近スポーク車輪のタイヤがブレーキによる溫度上昇のために弛緩する事故の對象として、燒嵌め代を改善することが行われている。この場合燒嵌め代と車輪各部の應力、車軸壓入による燒嵌め應力の變化等を知る必要を生じた。Coker 教授の實驗は機械的壓入による簡單な實驗であり光彈性技術としても古典的なものである。筆者等はフェノライト模型につき實際の燒嵌めの條件と同樣にタイヤと輪心に溫度差をあたえて冷嵌めし、燒嵌めに相應する應力を生じさせる辻氏の方法[(6)]を採用して光彈性實驗を行い、各部の應力分布を求めるとともに計算式と比較檢討し實用計算式を求め、次に行われる模型及び實物車輪の燒嵌めの研究に有力な資料を提供せんとしたものである。

* ** 日立製作所日立研究所

[II] 研究の方法

(1) 研究の方針　スポーク車輪の 1/10 模型につき次の場合の冷嵌め及び力嵌めによる各部の應力分布、嵌め代と應力集中の關係を求め、一方理論的近似計算をなし實驗結果と比較檢討する。

(i) タイヤを輪心に冷嵌めし中心軸のない場合
 (a) タイヤが金屬製で輪心がフェノライトの場合
 (b) タイヤも輪心もフェノライトの場合
(ii) タイヤを輪心に冷嵌めした後中心軸を壓入する場合
 (a) タイヤが金屬製の場合
 (b) タイヤも輪心もフェノライトの場合
(iii) スポーク車輪が垂直荷重を受ける場合

(2) 試料及び試驗片　フェノライトはその熱處理によつて彈性的性質、光彈性感度を變えるため所謂燒嵌めの方法によらず、燒嵌めと同樣な内部應力を生ずる冷嵌

めの方法を採用した。フェノライトの線膨脹係數は平均して $\alpha=0.00043$ としてドライアイスにより得られる冷嵌めの溫度差を 90°C と見て、測定に必要な干渉縞が得られるように嵌め代をきめた。したがつてこの場合の嵌め代が實際の場合に比し高くなつたのは已むを得ない。實驗に用いた試料の寸法、光彈性感度及び彈性係數は第1表の如きものである。又試驗片は實物車輪の 1/10 の模型としスポークの數は 13 本でその寸法、嵌代及び材質は第2表に示す。

第1表　試　料　　Table 1 Specimens.

試驗片	部　分	厚さ mm	光彈性感度	彈性係數 kg/cm²
No. 1	輪　心	7.15	0.795	2.44×10^4
No. 2	輪　心	7.45	0.760	2.18 〃
No. 3	輪　心	7.25	0.690	2.18 〃
	タイヤ	7.18	0.770	2.47 〃
No. 4	輪　心	7.22	0.620	2.48 〃
	タイヤ	7.10	0.702	2.66 〃

第2表　試驗片の寸法及び材質
Table 2 Dimensions and Materials of the Testpieces.

試驗片	部　分	直徑 cm 内　徑	直徑 cm 外　徑	嵌め代	材　質
No. 1	タイヤ	10,090	12,000	3.8/1000	眞　鍮
	輪　心	9,000	10,130		フェノライト
No. 2	タイヤ	10,094	12,000	2.7/1000	軟　鋼
	輪　心	9,000	10,120		フェノライト
		1,956	3,800	10/1000	フェノライト
	軸	—	2,160		軟　鋼
No. 3	タイヤ	10,114	11,700	2.8/1000	フェノライト
	輪　心	9,000	10,142		フェノライト
No. 4	タイヤ	10,900	12,500	4.2/1000	フェノライト
	輪　心	1,953	10,947		フェノライト
	軸	—	1,957	1.7/1000	眞　鍮

（3）　實驗及び測定

（i）　冷嵌め　冷嵌めする輪心をドライアイスをいれた −60°C の恒溫槽中に約 30 分保ち、一方タイヤを乾燥器中で 30°C に豫熱しておき素早く冷嵌めを行つた。嵌入後試驗片が常溫に戻るのを待つて偏光装置にいれて應力縞を測定した。

（ii）　力嵌め　100 kg のばね秤付荷重裝置で押込壓力を讀みながら軸を輪心に壓入した。

（4）　近似計算法

（i）　壓力を受ける厚肉圓筒の計算式　輪心にタイヤ又は軸を冷嵌め又は壓入するとき生ずる應力を一應スポークの影響を考えないで厚肉圓筒の式より求めてみる。

p ：冷嵌め又は壓入面の相互壓力、kg/cm²

R_1：タイヤの外半徑、cm；R_2：リムの內半徑、cm

R_0：嵌込後の冷嵌め又は壓入面の半徑、cm

δ：冷嵌め又は力嵌め代、cm

$E,\ E'$：輪心及びタイヤの彈性係數、kg/cm²

$1/m,\ 1/m'$：輪心及びタイヤのポアソン比

一般に p は次式で表わされる[4]

$$p=\frac{\delta}{R_0\left\{\frac{1}{E}\left(\frac{R_1^2+R_0^2}{R_1^2-R_0^2}+\frac{1}{m}\right)+\frac{1}{E'}\left(\frac{R_0^2+R_2^2}{R_0^2-R_2^2}-\frac{1}{m'}\right)\right\}}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots(1)$$

今　$\psi=\frac{\delta}{R_0}$，t_1：タイヤの厚さ、cm；t_2：輪心の厚さ、cm とし（1）式を書きかえると

$$p=\frac{\psi E}{\frac{2R_0^2}{t_1(2R_0+t_1)}+1.3+\frac{E'}{E}\left\{\frac{2R_0^2}{t_2(2R_0-t_2)}-1.3\right\}}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots(2)$$

タイヤと輪心が同一材料で出來ているとすれば（1），（2）式は夫々次の如くなる。

$$p=\frac{\delta E}{R_0\left(\frac{R_1^2+R_0^2}{R_1^2-R_0^2}+\frac{R_0^2+R_2^2}{R_0^2-R_2^2}\right)}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots(3)$$

$$p=\frac{\psi E}{2R_0^2\left\{\frac{1}{t_1(2R_0+t_1)}+\frac{1}{t_2(2R_0-t_2)}\right\}}\quad\cdots\cdots(4)$$

ただしこの場合何れもタイヤと輪心とは同一幅として計算したものである。

タイヤの場合　內壓 p を受ける圓筒を考え切線方向の應力を σ_t kg/cm²，半徑方向の應力を σ_r kg/cm² で表わすと、

$$\left.\begin{aligned}\sigma_t&=\frac{pR_0^2}{R_1^2-R_0^2}\left(1+\frac{R_1^2}{R^2}\right)\\ \sigma_r&=\frac{pR_0^2}{R_1^2-R_0^2}\left(1-\frac{R_1^2}{R^2}\right)\\ \sigma_t-\sigma_r&=\frac{2pR_0^2R_1^2}{(R_1^2-R_0^2)R^2}\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots(5)$$

輪心の場合　同様に外壓を受ける圓筒として考える。

$$\left.\begin{aligned}\sigma_t&=-\frac{pR_0^2}{R_0^2-R_2^2}\left(1+\frac{R_0^2}{R^2}\right)\\ \sigma_r&=-\frac{pR_0^2}{R_0^2-R_2^2}\left(1-\frac{R_2^2}{R^2}\right)\\ \sigma_t-\sigma_r&=-\frac{2pR_2^2R_0^2}{(R_0^2-R_2^2)R^2}\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots(6)$$

ボスの應力もタイヤの場合と同様にして求まる。

(ii) スポークの影響　前項ではスポークの影響を無視して考えたがこれは實際には無視出來ない。冷嵌めによる壓力を受けてスポークが反力として内側から輪心リム及びタイヤを突張る力を及ぼし、そのため曲げ應力や直接内力を生ずることになる。この場合の精密計算として永島式があるが實用上から複雑で面倒なため本文では近似計算法を採用した。尚永島式は参考文獻(5)を参照せられ度い。

I_T, I_R: タイヤ及び輪心リムの斷面の慣性モーメント、cm^4

I : タイヤとリムとを一體とした斷面の慣性モーメント、cm^4

R: タイヤとリムとを一體とした斷面の重心までの半徑、cm

A: 同上斷面積、cm^2

A_S: スポークの平均斷面積、cm^2

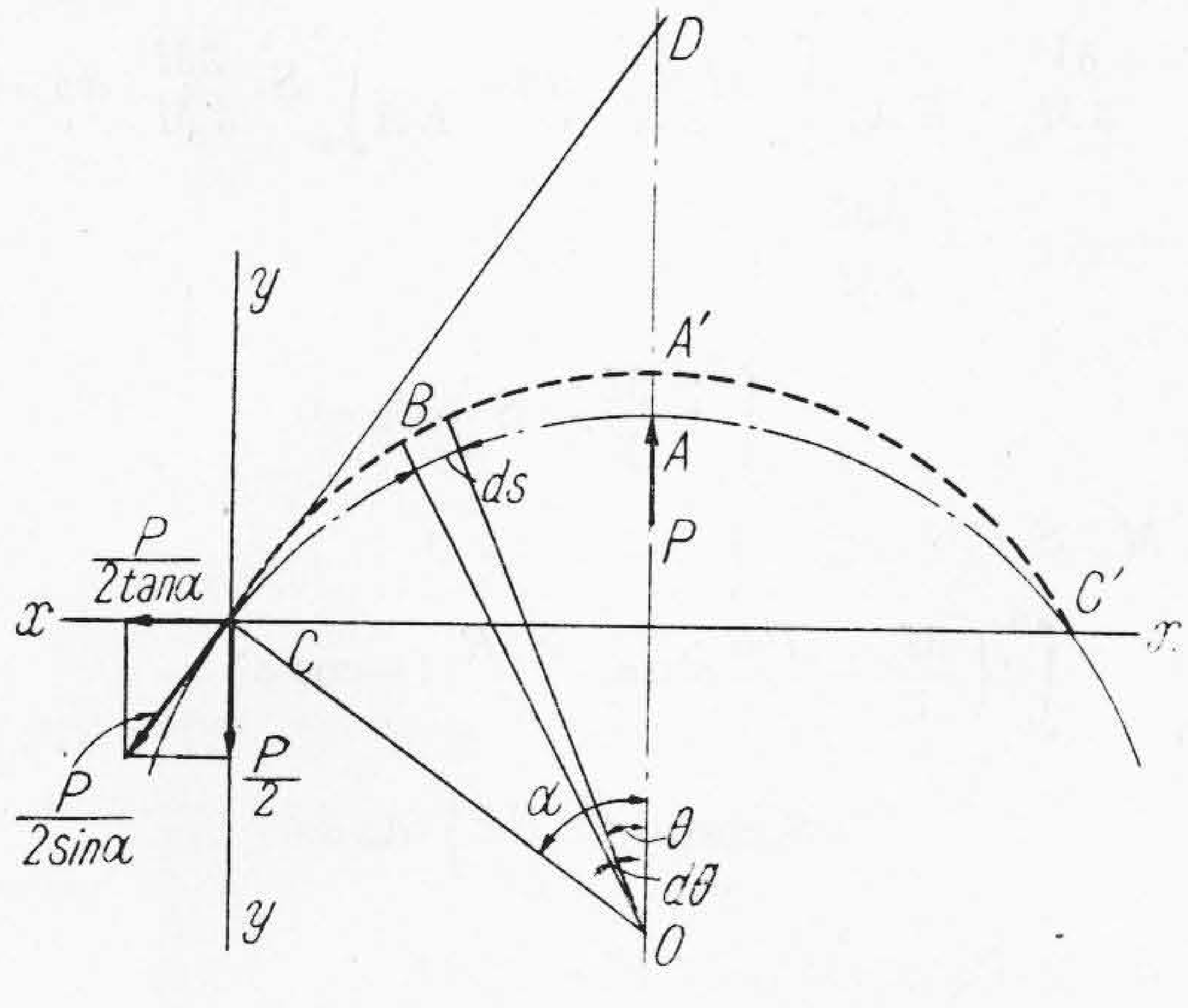
L_S: スポークの長さ、cm

2α: 相隣るスポークのなす角

θ: 相隣るスポーク中心より測つた任意の角

P: スポークの抵抗力、kg

第1圖を参照して OA をスポークの位置として、C



第1圖　スポークの影響

Fig. 1 Effect of Spoke.

は隣のスポークとの中央點とし、B は AC 間の任意の點とする。Cを原點として OA に平行に y 軸、垂直に x 軸をとる。

斷面 B におけるモーメントは

$$M = M_C + \frac{P}{2}(R\sin\alpha - R\sin\theta) - \frac{P}{2\tan\alpha}(R\cos\theta - R\cos\alpha)$$

M_C は C におけるモーメントを表わす。

タイヤ及び輪心リムの合成斷面の重心軸孤 CAC′ が P によつて變形させられ、C 及び A における切線のなす角は不變卽ち $\delta\theta=0$ なることから

$$\delta\theta = \frac{1}{EI}\int M\cdot ds = \frac{1}{EI}\int_{\alpha}^{0} M\cdot R\cdot d\theta$$

$$= \frac{R}{EI}\left\{\frac{PR}{2}\left(1-\frac{\alpha}{R\sin\alpha}\right) - \alpha M_C\right\} = 0$$

$$\therefore\quad M_C = \frac{PR}{2}\left(\frac{1}{\alpha} - \frac{1}{\sin\alpha}\right) \cdots\cdots\cdots\cdots (7)$$

したがつて

$$M = \frac{PR}{2}\left(\frac{1}{\alpha} - \sin\theta - \frac{\cos\theta}{\tan\alpha}\right) \cdots\cdots\cdots\cdots (8)$$

スポークの位置で

$$M_0 = \frac{PR}{2}\left(\frac{1}{\alpha} - \frac{1}{\tan\alpha}\right) \cdots\cdots\cdots\cdots (9)$$

y 方向の撓みは

$$\delta_y = \frac{1}{EI}\int Mx\cdot ds$$

$$= \frac{PR^3}{2EI}\left\{\frac{\sin\alpha}{\alpha}\theta + \sin(\alpha-\theta) + \frac{\cos\theta}{\alpha} + \frac{\theta}{2} + \frac{\sin^2\theta}{2\tan\alpha} - \left(\sin\alpha + \frac{\cos\alpha}{\alpha} + \frac{\alpha}{2}\right)\right\}$$

$\theta=0$ とおけば C 點の y 方向の撓みが得られるが C 點を押えて A 點が外方に變位するとすれば

$$\delta_{yA} = \frac{PR^3}{2EI}\left(\frac{\alpha}{2} - \frac{1-\cos\alpha}{\alpha}\right)$$

C點の撓みは0，したがつて CC′ 間の平均撓みは

$$1/2\,\delta_{yA} = \frac{PR^3}{4EI}\left(\frac{\alpha}{2} - \frac{1-\cos\alpha}{\alpha}\right) \cdots\cdots\cdots (10)$$

次に切線分力 $P/2\sin\alpha$ はタイヤ及び輪心リムに直接引張應力 $\sigma_D = P/2A\sin\alpha$ を起し直徑を大きくする働きをする。このための AC の伸びを λ とし OA$(=R)$ の伸びを δ_D とすれば

$$\lambda = \frac{P}{2\alpha\cdot AE} \times \overline{AC} = \frac{PR}{2AE}$$

$$\delta_D = \frac{R}{AC}\cdot\lambda = \frac{R}{R\alpha}\cdot\frac{PR}{2AE} = \frac{PR}{2\alpha AE} \cdots\cdots (11)$$

スポークはタイヤ及び輪心リムの收縮によつて壓縮されるからその縮みを δ_S とすれば

$$\delta_S = \frac{P}{A_S E}\cdot L_S \cdots\cdots\cdots\cdots (12)$$

したがつて一本のスポークによりタイヤ及び輪心リムが半徑方向に張り出される歪の合計は $1/2\,\delta_{yA} + \delta_D + \delta_S$

これに對應するリム内面の半徑方向の燒嵌めによる縮みは

$$-\delta_R = \frac{P}{E}\cdot\frac{2R_2R_0^2}{R_0^2 - R_2^2}$$

$$\therefore\quad \frac{2\,pR_2R_0^2}{E(R_0^2-R_2^2)}=\frac{1}{2}\partial_{yA}+\partial_D+\partial_S$$

$$=P\left\{\frac{R^3}{4EI}\left(\frac{\alpha}{2}-\frac{1-\cos\alpha}{\alpha}\right)+\frac{R}{2\alpha AE}+\frac{L_S}{A_SE}\right\}$$

$$\therefore\quad P=\frac{2\,pR_2\dfrac{R_0^2}{R_0^2-R_2^2}}{\dfrac{R^3}{4I}\left(\dfrac{\alpha}{2}-\dfrac{1-\cos\alpha}{\alpha}\right)+\dfrac{R}{2\alpha A}+\dfrac{L_S}{A_S}}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots(13)$$

斷面Bにおける曲げモーメント M は、タイヤ及び輪心リムが重複梁をなすものと考え、タイヤ及び輪心リムの負擔すべき曲げモーメント M_T, M_R に分けて考える。

$$M_T=M\frac{I_T}{I_T+I_R},\qquad M_R=M\frac{I^R}{I_T+I_R}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots(14)$$

タイヤ及び輪心リムの斷面係數を夫々 Z_T, Z_R とすれば、最外纖維の曲げ應力 σ_{BT}, σ_{BR} は

$$\sigma_{BT}=\frac{M_T}{Z_T},\qquad \sigma_{BR}=\frac{M_R}{Z_R}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots(15)$$

結局冷嵌めによる應力としては厚肉圓筒として計算した冷嵌め應力に、スポークの影響のため生ずる曲げ應力と直接引張應力を加算したものとなる。

(iii) ボス部の應力　本實驗の場合の如くスポークの數が多いときは、ボス部がスポークから受ける力 P をボスの外周に一樣な平均壓力 p' が働くものと考えると

$$p'=\frac{nP}{2\,\pi R_3h}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(16)$$

n: スポークの數、h: ボスの厚さ、cm. したがつてボス部の應力は外壓を受ける厚肉圓筒の式から算出出來ることになる。

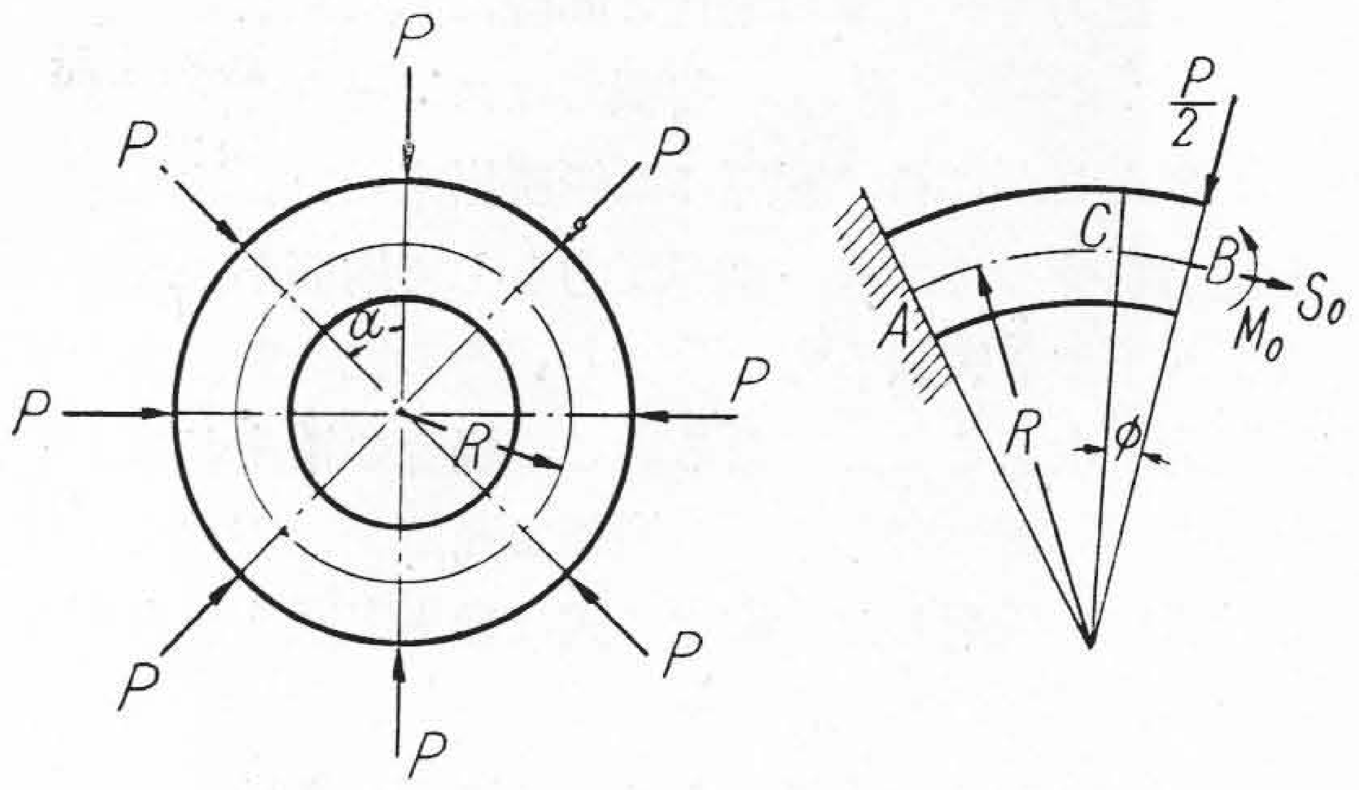
ボス部を半徑方向の外力を受ける厚肉圓環として近似計算を行つてみる。**第2圖**を參照してエネルギーの式から

$$V=\int_0^\alpha\frac{MR^2\cdot d\phi}{2\,ERA\gamma}+\int_0^\alpha\frac{S^2R\cdot d\phi}{2\,AE}-\int_0^\alpha\frac{M\cdot S\cdot d\phi}{AE}+\int_0^\alpha\frac{kRQ^2}{2AG}\cdot d\phi$$

M: 任意の斷面の曲げモーメント、kg·cm
M_0: 外力のを受ける斷面の　〃　〃
S: 任意の斷面の垂直力、kg
S_0: 外力を受ける斷面の垂直力、kg
Q: 〃　〃　剪斷力、kg
γ: 中立軸から圖形の中心までの距離、cm

A 點におけるモーメントは

$$S_0R(1-\cos\alpha)=-\frac{P}{2}R\sin\alpha$$



第2圖　半徑方向の力を受ける厚肉圓環
Fig. 2　Thick Ring Subject to Radial Forces.

$$\therefore\quad S_0=P\left\{\frac{\sin\alpha}{2(1-\cos\alpha)}\right\}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots(17)$$

任意の角 ϕ の斷面Cにおけるモーメントは

$$\left.\begin{aligned}M&=M_0-\frac{PR}{2}\sin\phi-S_0R(1-\cos\alpha)\\ S&=S_0\cos\phi-\frac{P}{2}\sin\phi\\ Q&=S_0\sin\phi+\frac{P}{2}\cos\phi\end{aligned}\right\}$$

A, B 點で變形の場合回轉しないことから

$$\frac{\partial V}{\partial M_0}=0\qquad\text{即ち}$$

$$\frac{\partial V}{\partial M_0}=\frac{1}{EA\gamma}\int_0^\alpha M\frac{\partial M}{\partial M_0}\cdot d\phi-\frac{1}{EA}\int_0^\alpha S\cdot\frac{\partial M}{\partial M_0}\cdot d\phi=0$$

しかして　$\dfrac{\partial M}{\partial M_0}=1$　であるから

$$\int_0^\alpha\left(\frac{M}{\gamma}-S\right)\cdot d\phi=0$$

M, S の値を代入することにより

$$\int_0^\alpha\left\{\frac{M_0}{\gamma}-\frac{PR}{2\gamma}\sin\phi-\frac{S_0R}{\gamma}(1-\cos\phi)-S_0\cos\phi-\frac{P\sin\phi}{2}\right\}\cdot d\phi=0$$

S_0 を P でおきかえて積分すれば

$$M_0=PR\left\{\left(1-\frac{\gamma}{R}\right)\frac{1}{\alpha}-\frac{\sin\alpha}{2(1-\cos\alpha)}\right\}\cdots(18)$$

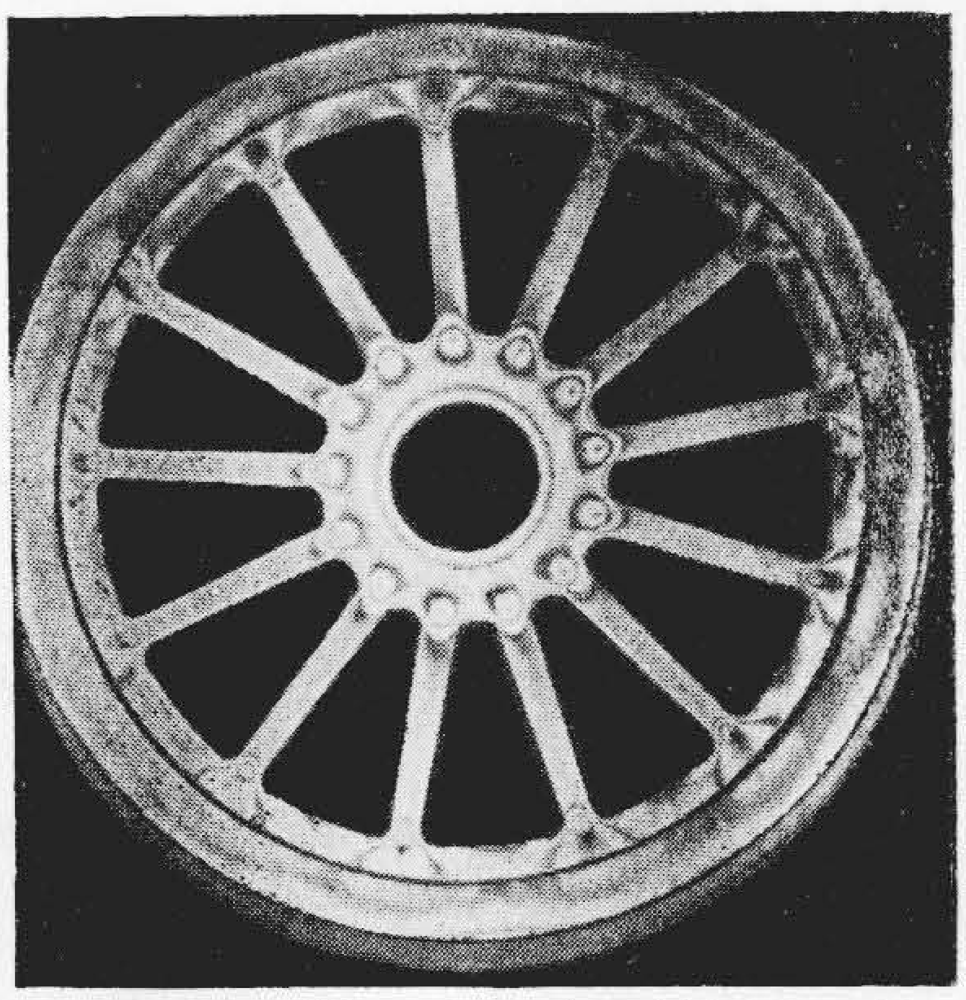
スポークとスポークの中央斷面では

$$M_{\alpha/2}=PR\left\{\left(1-\frac{\gamma}{R}\right)\frac{1}{\alpha}-\frac{\sin\alpha/2}{1-\cos\alpha}\right\}\cdots\cdots(19)$$

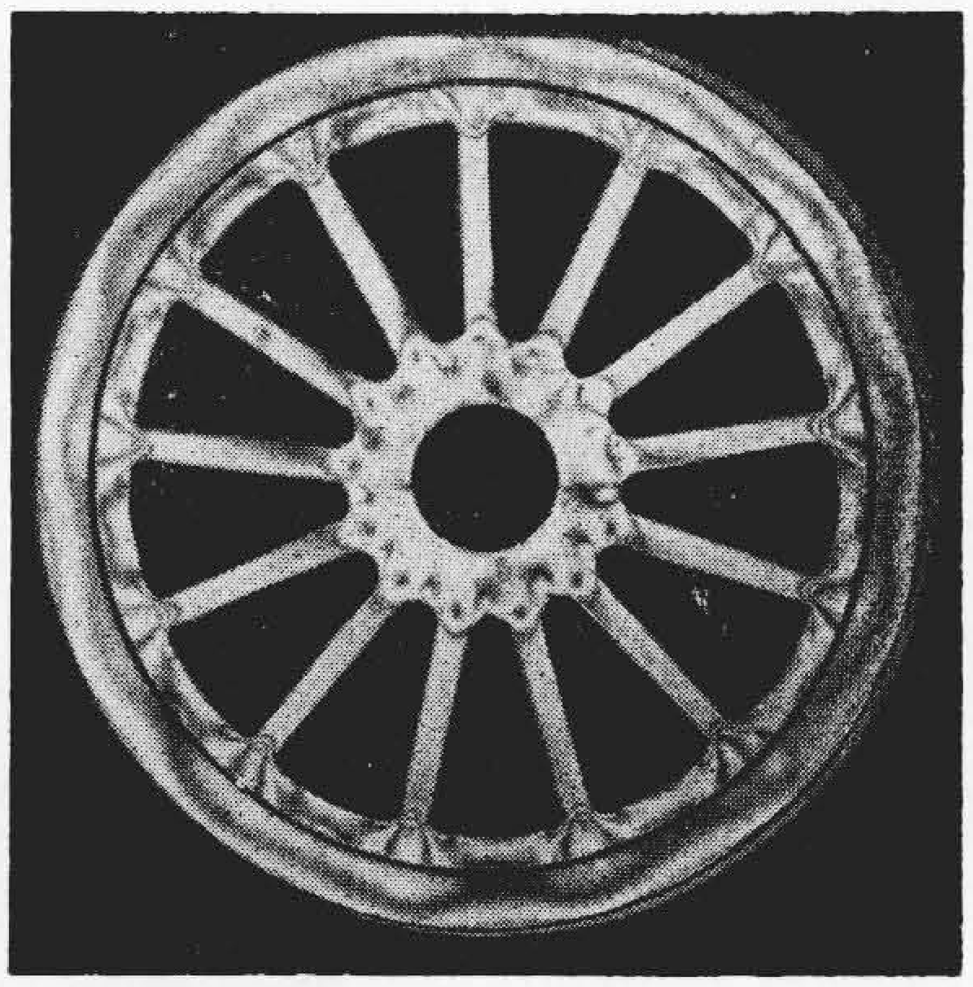
$$S_{\alpha/2}=-P\left\{\frac{\sin\alpha/2}{1-\cos\alpha}\right\}\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(20)$$

したがつて應力は

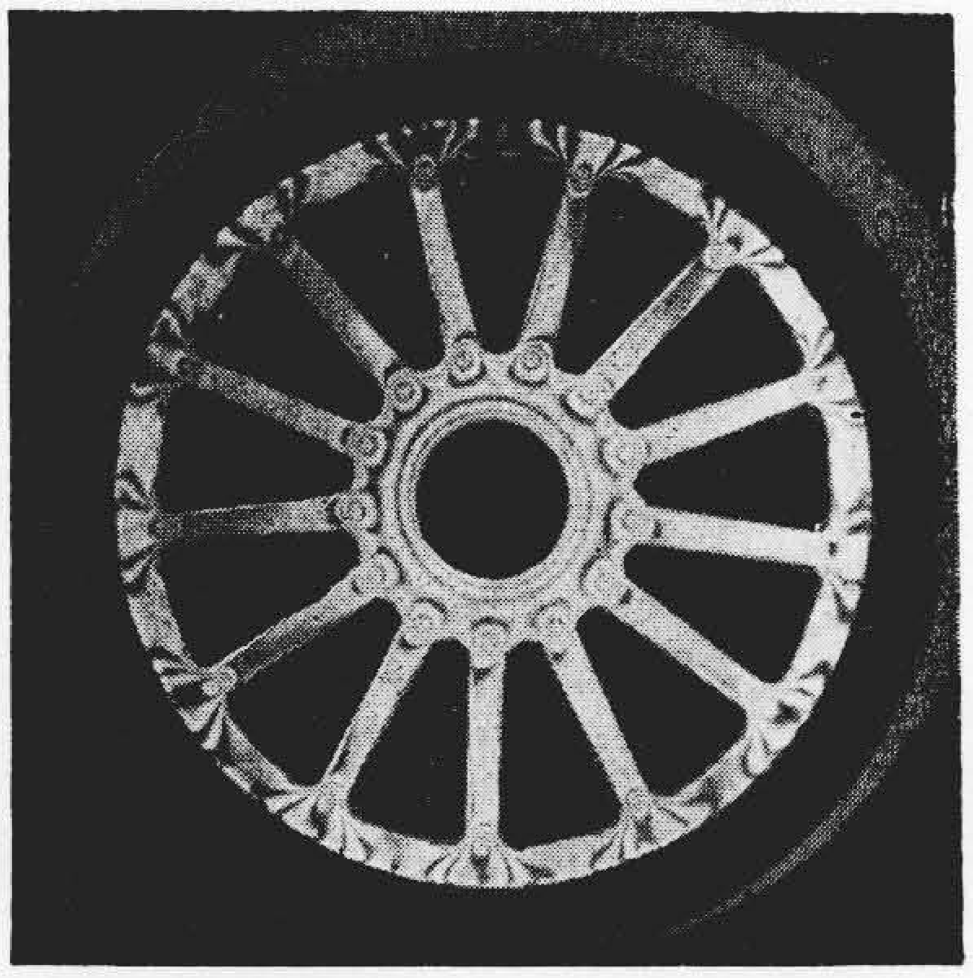
$$\left.\begin{aligned}&\text{スポークのある斷面}\quad \sigma_{L0}=\frac{S_0}{A}-\frac{M_0}{Z}\\ &\text{スポークとスポークの中間で}\quad \sigma_B=\frac{S_{\alpha/2}}{A}+\frac{M_{\alpha/2}}{Z}\end{aligned}\right\}(21)$$



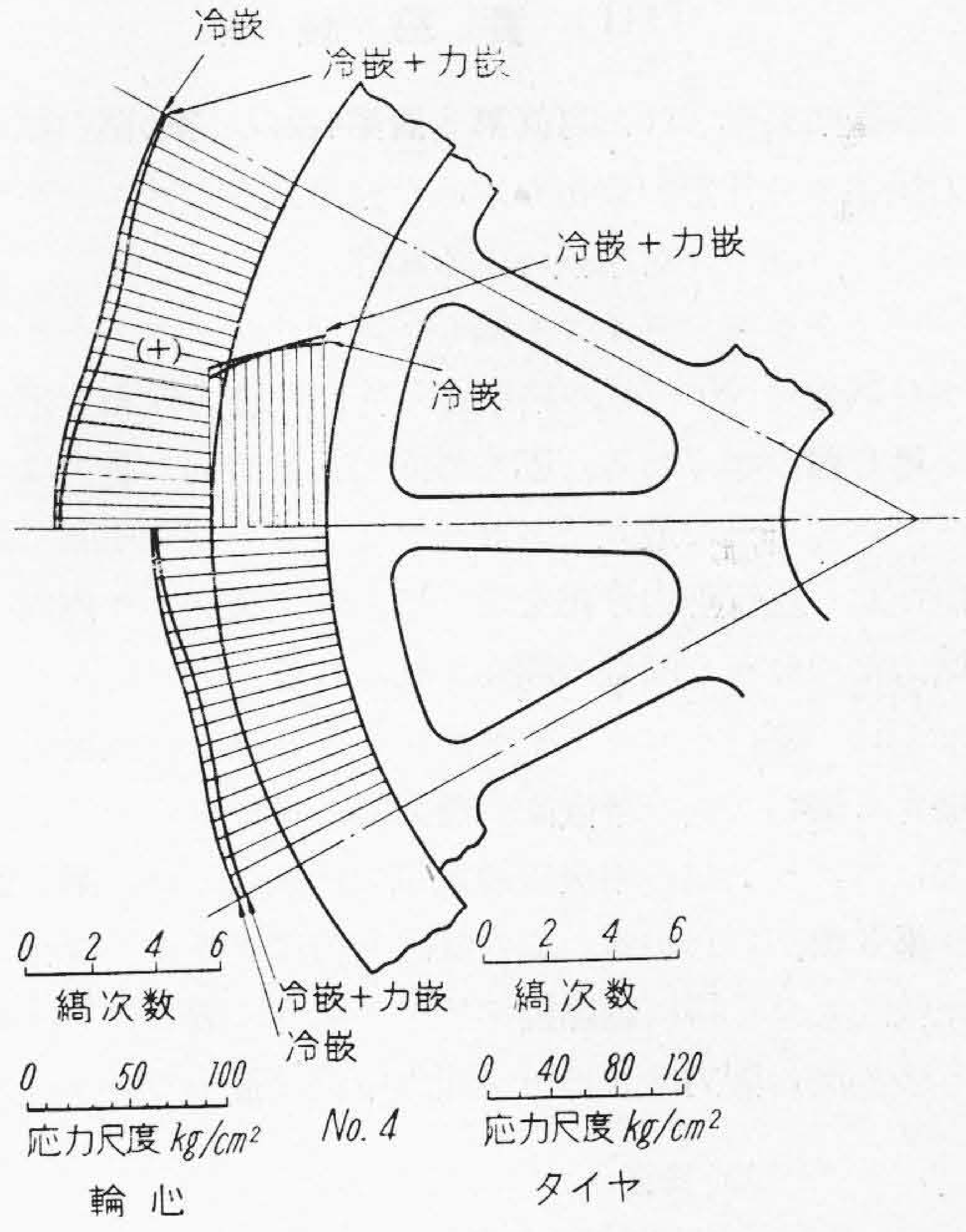
第3圖　試驗片 No. 4 の應力縞圖中心軸なし
Fig. 3　Stress Pattern of Test Piece No. 4.



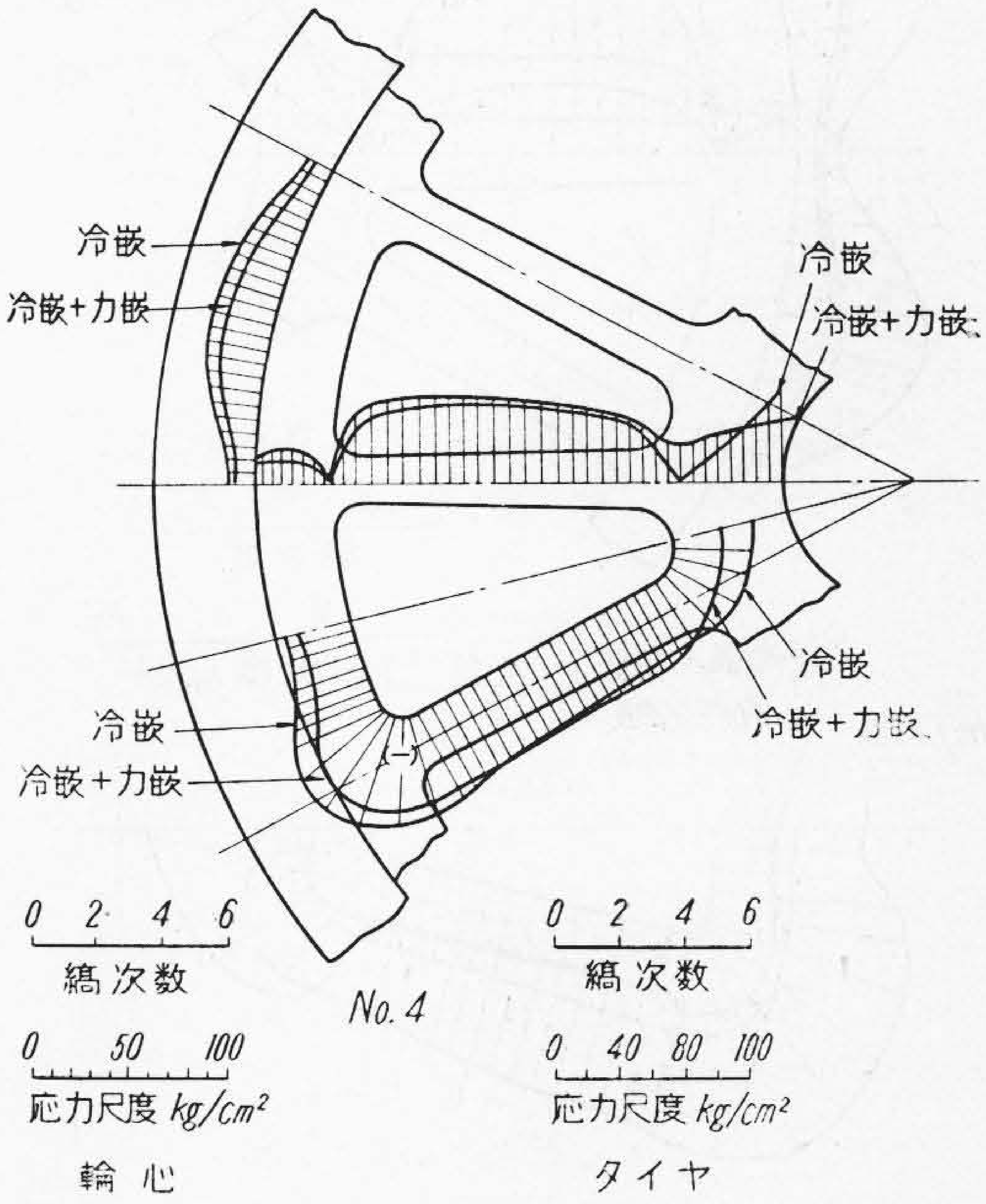
第4圖　試驗片 No. 4 に中心軸を力嵌めした場合の應力縞圖
Fig. 4　Stress Pattern of Test Piece No. 4 Having Force-Fitted Metallic Axle.



第5圖　金屬製タイヤに嵌込まれた試驗片 No. 1 の應力縞圖
Fig. 5　Stress Pattern of Test Piece No. 1 Shrink-fitted into Metallic Tyre.



第6圖　冷嵌め及び力嵌めによつて生じたタイヤの應力分布
Fig. 6　Stress Distribution of Tyre Caused by Shrink-Fit and Force-Fit.



第7圖　冷嵌及び力嵌めによつて生じた輪心の應力分布
Fig. 7　Stress Distribution of Wheel Caused by Shrink-Fit and Force-Fit.

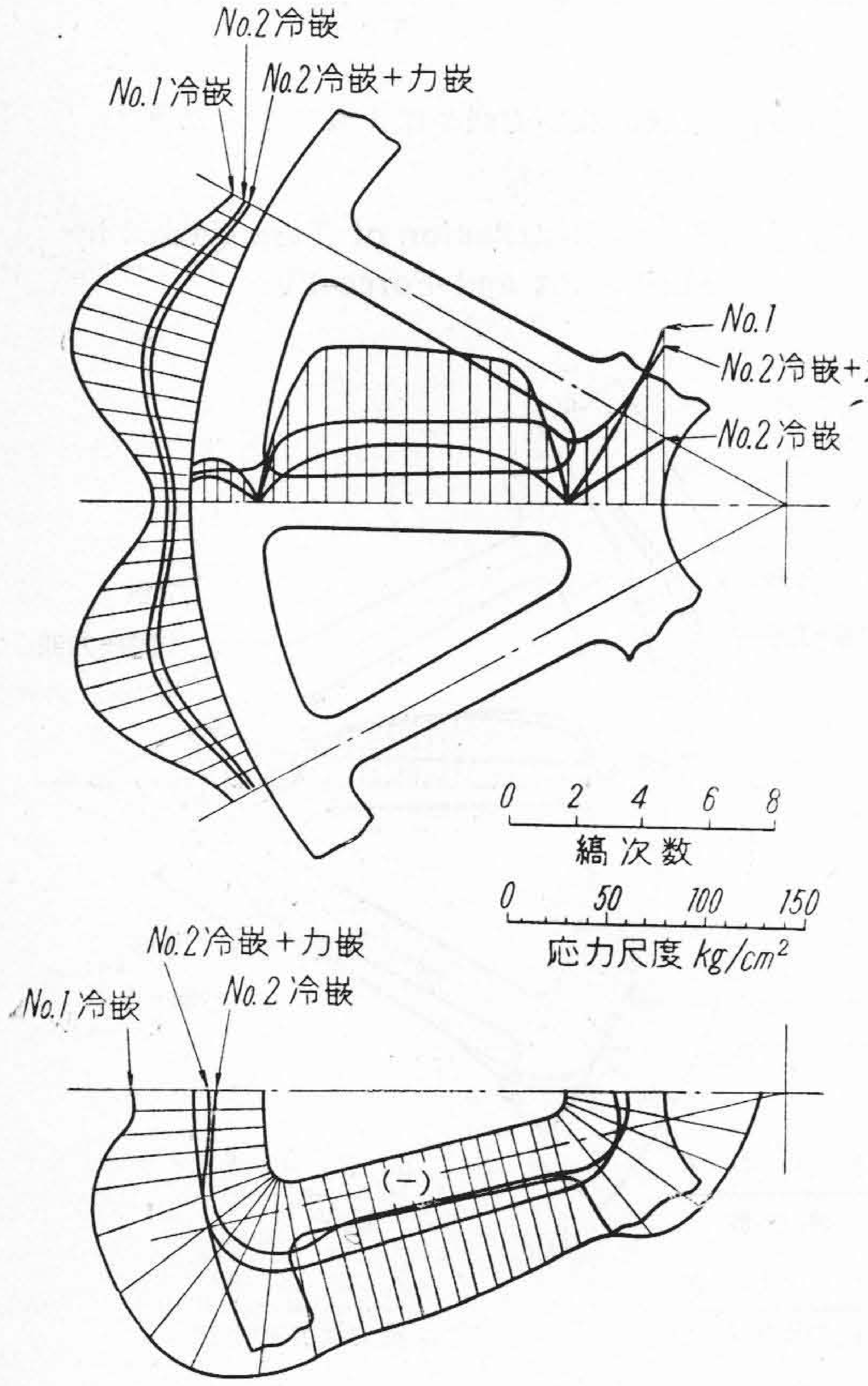
[III] 實驗結果

實驗結果得られた寫眞第3圖第4圖及び第5圖の如き應力縞圖より各部の分布を求めた結果次のことがわかつた。

（1） タイヤを冷嵌めする場合

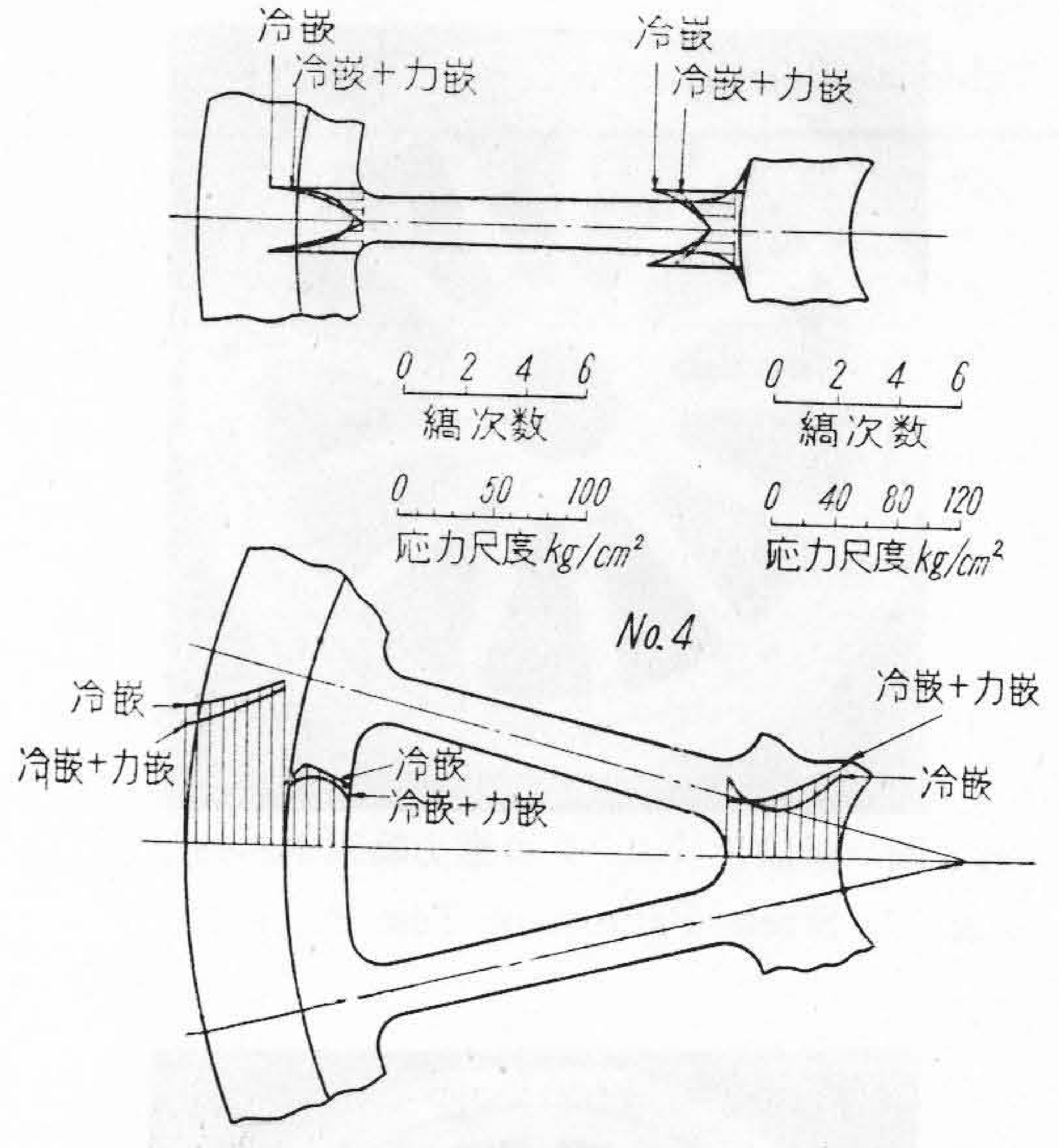
(i) タイヤ　タイヤも輪心も同一フェノライトから作つた試驗片 No. 4 の結果より各部の應力分布を求めると第6圖の如くなる。卽ち外面の圓周方向の應力はスポークのある上で最大でスポークとスポークの中間で最小値を示し波狀應力分布をなしている。又タイヤ內面の主應力差の分布も同樣の傾向が見られる。

(ii) 輪心リム　タイヤがフェノライト、金屬何れの場合も輪心リムの冷嵌面の應力はスポークの上で、最小で、スポーク間の中央で最大値を示すことが、第7圖及び第8圖からわかる。この波狀分布はタイヤの場合より比較的大きく特に金屬製タイヤの場合に著しい。輪心リムの內面の應力はスポーク間の中央で最小で、リムとスポークの付根で最大値を示す。



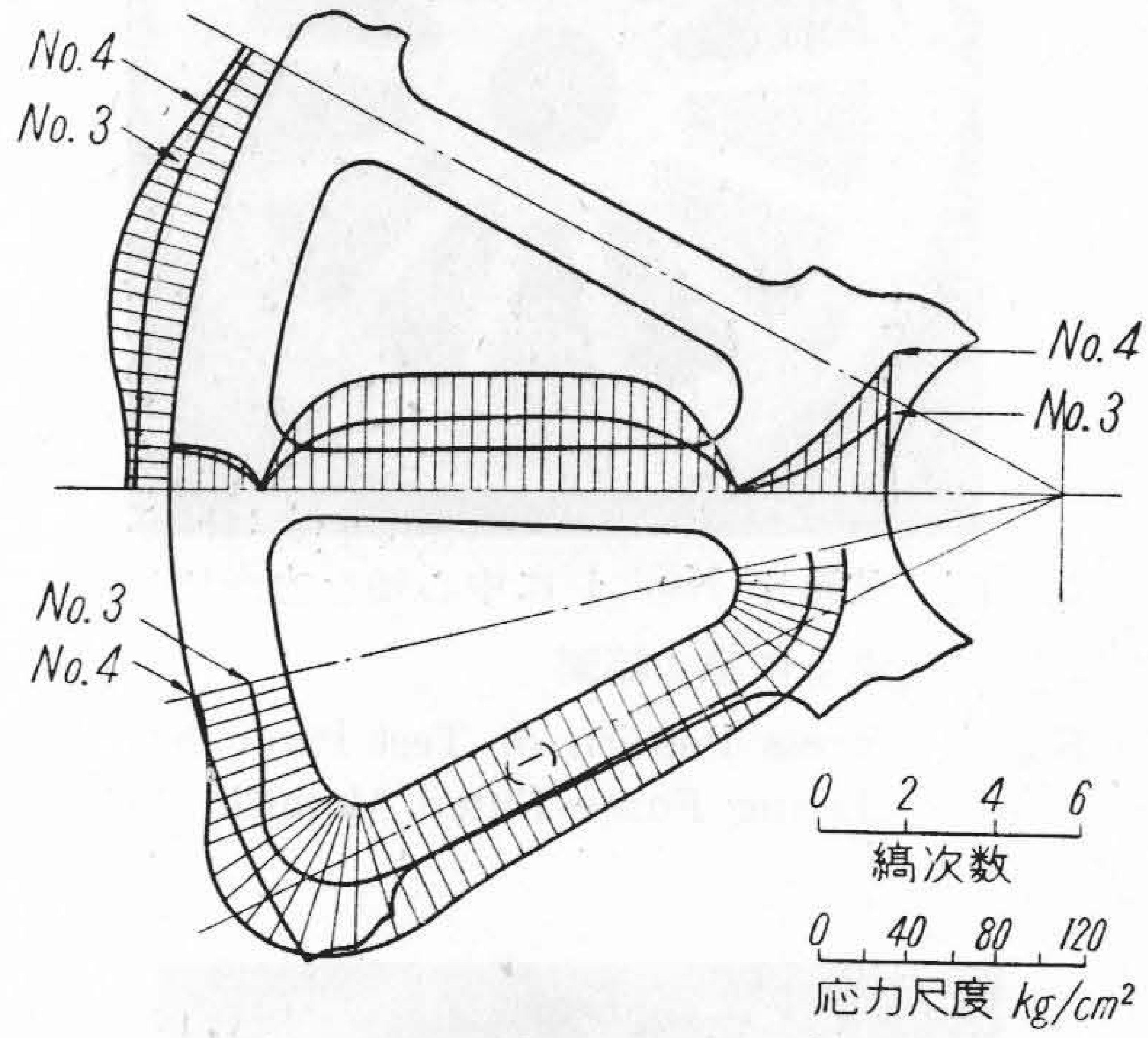
第8圖　冷嵌め及び力嵌めによる輪心の應力分布（金屬製タイヤ）

Fig. 8　Stress Distribution of Wheel Caused by Shrink-Fit and Force-Fit. (Metallic Tyre)



第9圖　各斷面の應力分布

Fig. 9　Stress Distribution of Every Section.



第10圖　冷嵌代と應力分布の關係

Fig. 10　Relation between Fit Tolerance and Stress Distribution.

(iii) スポーク　ボスの付根に比しリム付根の應力が大きい。

(iv) ボス　ボス外緣の圓周方向の應力は第7圖及び第8圖の如くスポーク間で最大値を示す。ボス內面の應力分布は第3圖及び第5圖から一樣な分布をしていることがわかる。

(v) 各部の應力集中　スポークと輪心リム及びボスとの付根において應力集中が起り、この部の應力が高くなる。實驗より求めたこの斷面の平均應力及び計算による應力に對する最大應力の比を夫々 α_m, α_t として應力集

第3表　嵌代と應力集中との關係
Table 3　Relation between the Fit Toterame and the Stress Concentration.

試驗片	No. 1		No. 2		No. 3		No. 4	
タイヤ	金屬		金屬		フェノライト		フェノライト	
嵌代	3.8/1000		2.7/1000		2.8/1000		4.2/1000	
應力集中率	α_m	α_t	α_m	α_t	α_m	α_t	α_m	α_t
リムとスポークとの付根	3.60	2.67	2.50	1.73	2.41	—	2.70	1.30
ボスとスポークとの付根	2.75	2.87	1.13	1.68	1.50	—	1.73	1.80

中率とすれば測定の結果は**第3表**のようになる。これからわかることは α_m は常にリム付根においてボス付根よりも大きいが、α_t は嵌代が大きくなると遂にボス付根の方が大きくなる。又タイヤが金屬製の場合即ちタイヤが輪心よりも强い材料で出來ている場合の方が同一材料で出來ている場合よりも、同程度の嵌代でも輪心リムの應力集中は當然高くなることが表からわかる。

（2）　嵌め代と應力分布の關係　**第8圖**及び**第10圖**からわかるように嵌め代が大きくなれば各部の應力及び應力集中は大きくなる。應力集中率は**第4表**の如くタイ

第4表　タイヤの材質と應力集中增加率
Table 4　Relation between the Materials of Tyres and the increasing Ratio of the Stress Concentration.

試料		金屬製タイヤ	フェノライト製タイヤ
嵌代比		1.41	1.50
應力集中率比	リム	1.44	1.13
	ボス	1.56	1.21

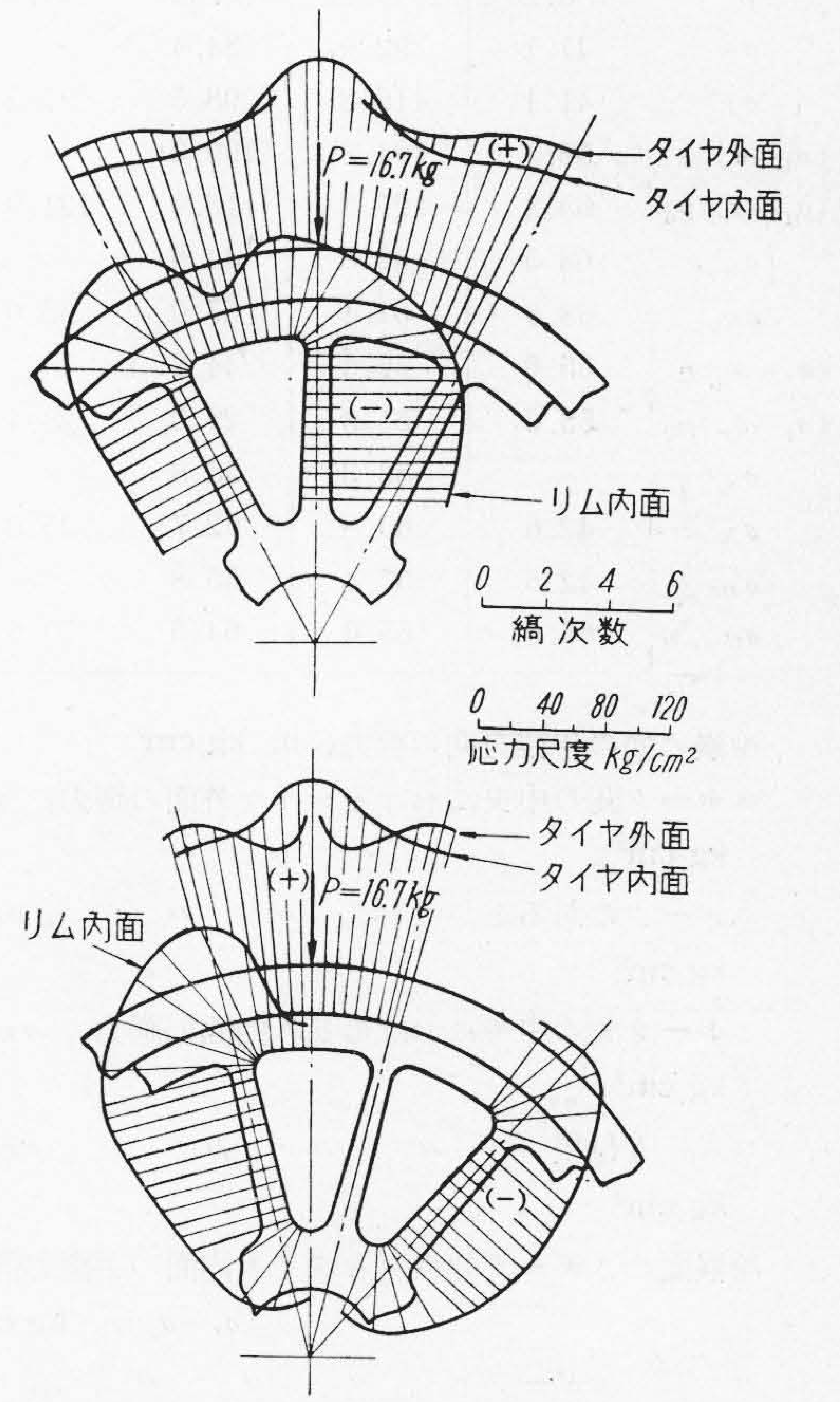
ヤが金屬の場合は嵌め代の增加率と殆んど等しい增加率を示すが、フェノライトの場合は嵌め代の增加率より小さい。これは材料の E の相異によるもので、タイヤ、輪心共にフェノライトの場合はスポークからの影響を大きくタイヤが受けて變形するためであろう。

（3）　タイヤを冷嵌め後中心軸を力嵌めする場合　フェノライト製タイヤを輪心に冷嵌めした後、眞鍮製中心軸を力嵌めすれば寫眞**第4圖**の如く力嵌めによる影響を受けて車輪各部の應力は**第6〜9圖**の如くボス部で大きく、リム部、タイヤのスポーク間で僅かに減少する。タイヤが金屬製の場合はボス部は力嵌めによつて却つて應力が高くなつている。前項においてボス部のスポーク付根の應力集中が、タイヤと輪心リムの嵌代によつてはリムとスポーク付根のそれより高く出たが、中心軸の力嵌めによつてこの部の應力集中は問題にならなくなり、リムとスポークの付根の應力集中のみを問題とすればよいことになる。

ボス内面の應力は軸のない場合は一樣な分布であつたが中心軸の力嵌めによつてスポークの下で大きく、スポーク間の中央で最小となる波狀分布を呈するに至ることがわかつた。

タイヤが輪心よりEの大きな場合は中心軸の壓入による冷嵌め應力に對する影響も大きいことがわかつた。

（4）　車輪が垂直荷重を受ける場合　車輪がレール上で垂直荷重を受ける場合の燒嵌め應力の變化をしらべた。垂直荷重がスポーク上、スポーク中間に加わるときの應力分布を求めた結果**第11圖**の如くなつた。この結果よりタイヤ冷嵌面の應力は荷重點では二つの場合殆



第11圖　垂直荷重を受けるスポーク車輪の應力分布
Fig. 11　Stress Distribution of Spoked Wheel Subjected Vertical Load.

んど等しいがその附近ではスポークの上の方が應力は小さい。輪心リムは荷重點がスポークの上にある場合の方がその内面の應力は大きい。又スポークについては荷重點がスポーク上にある場合はリム付根の應力は小さくボス付根で大きくなり、荷重點がスポーク間中央に移動すると、スポーク付根の應力は大きくなるがボス付根やスポーク全體の平均應力は小さくなる。かゝる應力變化が走行している車輪には繰返されているわけである。

（5） 計算値と實驗結果の比較　實驗結果得られた應力値より直ちに各部の應力が算出出來るが、こゝでは最も問題となる次の車輪の諸點をとり計算値と比較することにした。その結果を**第5表**に示す。

第5表　實驗値と計算値の比較（No. 4）

Table 5 Comparison between Test Value and Calculated Value. (No. 4)

各部の應力	厚肉二層圓筒の近似値 kg/cm²	近似計算値 kg/cm²	實驗値 kg/cm²	永島式の計算値 kg/cm²
p	6.20	6.20	(6.43)	(スポーク上) 14.5
σ_T	41.1	92.0	84.4	—
σ_{T_0}	41.1	115.2	98.5	91.2
$(\sigma_t-\sigma_r)_T$	55.4	104.8	100.0	—
$(\sigma_t-\sigma_r)_{T_0}$	55.4	127.3	118.0	121.0
σ_R	68.0	46.5	44.6	—
σ_{R_0}	68.0	61.1	67.0	95.0
$(\sigma_t-\sigma_r)_R$	55.6	46.5	44.6	—
$(\sigma_t-\sigma_r)_{R_0}$	55.6	31.8	29.0	28.4
σ_S	—	53.3	55.8	—
σ_B	42.6	65.8	62.7	45.0
σ_{B_0}	42.6	57.4	55.8	—
σ_C	66.0	65.0	64.5	70.6

冷嵌め面の半徑方向の應力、p, kg/cm²

スポーク間の中央におけるタイヤ外面の應力、σ_T, kg/cm²

スポークのある上　〃　〃　〃　、σ_{T_0}, kg/cm²

スポーク間の中央におけるリム内面の應力、σ_R, kg/cm²

スポーク付根　〃　〃　〃　σ_{R_0}, kg/cm²

冷嵌面のスポーク間中央のタイヤ内面の主應力差、$(\sigma_t-\sigma_r)_T$, kg/cm²

〃　スポーク上　〃　〃　〃　、$(\sigma_t-\sigma_r)_{T_0}$ kg/cm²

〃　スポーク間中央のリム外面の主應力差 $(\sigma_t-\sigma_r)_R$, kg/cm²

冷嵌面のスポーク上におけるリム外面の主應力差 $(\sigma_t-\sigma_r)_{R_0}$, kg/cm²

スポーク中央の外縁の應力、σ_S, kg/cm²

ボスのスポーク間中央外周の應力、σ_B, kg/cm²

〃　〃　付根　〃　、σ_{B_0} kg/cm²

ボス内面の圓周方向の應力、　、σ_C, kg/cm²

參考としてスポークの影響を考えない厚肉二層圓筒の近似計算値と永島式の精密計算値とを附した。**第5表**の結果をみればスポークの影響を考慮した近似計算値は實驗値と可成よく一致していることがわかり、充分實用性があるものと認められる。尚タイヤが眞鍮製（No. 1）の實驗をとつて比較すれば**第6表**の如く近似計算値はよく實驗値と一致している。

第6表　タイヤと輪心の材質が異なる場合の實驗値と計算値の比較（No. 1）

Table 6 Comparison between Test Value and Calculated Value.

各部の應力	近似計算値 kg/cm²	實驗値 kg/cm²
p	11.3	(10.1)
σ_R	68.7	68.7
σ_{R_0}	84.9	84.5
σ_S	85.4	79.3
σ_B	71.7	74.0
σ_C	112.0	102.0

以上の實驗は二次元的に考えボス、輪心リム及びタイヤは同じ巾としたが、實際の車輪は夫々厚さを異にして三次元的形状をもつておるので、應力集中や應力は緩和されるので本實驗結果を規準とすれば安全となる。

[IV] 結　言

車輛用スポーク車輪のタイヤ燒嵌め、軸力嵌めによる應力を、冷嵌め法を利用した光彈性實驗によつて求めた結果、嵌代やタイヤの材質をかえた場合の車輪各部の應力分布及び應力集中が明になり、一方厚肉圓筒の燒嵌應力にスポークの影響を考慮した近似計算は實驗結果と可成りよく一致し充分實用出來ることがわかつた。

これらの結果は更に次に實施された電氣機關車動輪の燒嵌めに關する模型及實物實驗に有力なる資料となつた。

終りに本研究に種々助言と協力を頂いた日立工場水戸分工場河村、丑田の兩氏、永島式の計算に協力された宮崎君外多賀高專の諸君並びに御鞭韃下さつた兼先所長、山崎課長に感謝の意を表します。

參考文獻

（1） Coker & Filon: Photoelasticity, 690

(2) Coker: Inst. Mech. Eng. 131 (1935), 493
(3) 野口:鐵道省車複特別委員會報告 (昭 9-11)
(4) 小坂:客貨車工學上、223 (昭 23)
(5) 永島:機械學會論文集、428 (昭 11)
(6) 辻 :理研彙報 (昭 17)

Vol. 34 日立評論 No. 1

"昭和26年度に於ける日立技術の成果"

新年特集號

昨年7月「日立評論」VOL 32 No.1 に於て「最近に於ける日立技術の成果」と銘打ち、終戰後はじめての特集として『總まくり號』を發行しましたが、各方面より絶大なる御好評を仰ぎ、矢繼早やに本年度新年號 VOL 33 No.1 に於ても「昭和 25 年度に於ける日立技術の成果」を増補版を編集して、戰後の"日立技術の總結集版"としましたところ、大變御愛讀を賜りました。

就而、今後も毎年新年號を恒例の『總まくり號』として復活下記の通りの內容にて「**昭和 26 年度に於ける日立技術の成果**」を新年特集號として發行致しますから御購讀願上げます。

何分普通號の 3 倍以上の 300 頁、寫眞圖面など 600 版以上を收錄しての一大單行本型式のもので、目下編集部はもとより、印刷製版關係者も最高の技術と、良心的なる責任編集をモットーに最後の拍車をかけています。何卒御期待下さい。

目 次

〔I〕 原動機
〔II〕 廻轉電氣機械
〔III〕 靜止電氣機械
〔IV〕 配電盤及び制御裝置
〔V〕 家庭用電氣器具其他電氣機器
〔VI〕 照明及びX線裝置
〔VII〕 電裝品其他自動車用品
〔VIII〕 風水力機械
〔IX〕 ロール機及びロール
〔X〕 運搬、昇降、荷役裝置
〔XI〕 土木、建設、掘鑿、鑛山機械
〔XII〕 紡機及び印刷機
〔XIII〕 化學裝置及び其の他機械
〔XIV〕 冷房及び冷凍裝置
〔XV〕 理化學機械
〔XVI〕 鐵道車輛
〔XVII〕 通信機
〔XVIII〕 電線
〔XIX〕 絶縁材料及び炭素製品
〔XX〕 鐵管繼手、バルブコック及び鐵鋼類

東京都品川區
大井坂下町 2717
日立評論社
新年特集號誌代 1 册 ¥ 100.00 〒 24.00

特　許　月　報

最近登錄された日立製作所の特許及び實用新案（5）

區　分	登錄番號	名　　　稱	工場名	發明考案者	登錄年月日
特　許	190801	碍子型遮斷器	多　賀	桑山正俊	26〜11〜25
〃	190802	遮斷器消弧裝置	日　立	滑川　清	〃
〃	190803	複卷電動機を使用する電氣車の起動方式	〃	石坂靈巖	〃
〃	190804	タービン運轉保安裝置	〃	樋熊常雄	〃
〃	190805	炭素送話器	戸　塚	西山靜男	〃
〃	190806	マイクロホン	〃	西口　薫	〃
〃	190807	受話器電力感度測定裝置	〃	叶屋復雄	〃
〃	190808	水電解槽ガス引出管燒損防止裝置	中　研	齋藤淸吉	〃
實用新案	386694	シユリーレン寫眞裝置用傾斜スリット	多　賀	黒羽逸平	26〜11〜16
〃	386695	搬送機械用バケット	龜　有	大西　昇 牧野亘作	〃
〃	386696	ボスを取付けた計器回轉軸	多　賀	篠原淸之助	〃
〃	386697	ホイストの安全裝置	〃	加茂谷春一	〃
〃	386698	遠心分離機の竪型軸受	〃	川崎光彦	〃
〃	386699	變壓器の絶縁油濾過裝置	日　立	滑川　清	〃
〃	386700	ペニシリン冷凍乾燥器	〃	豐田隆太郎	〃
〃	386701	無線電話制御裝置	戸　塚	北條　德	〃
〃	386702	束線抑止裝置	〃	中谷信夫	〃
〃	386703	變壓器の過負荷警報裝置	龜　戸	鬼頭國忠	〃
〃	386704	竪取付電氣器具端子取付裝置	日　立	小林邦平	〃
〃	386705	遠心分離機	多　賀	川崎光彦	〃
〃	386706	碍子型遮斷機	日　立	滑川　清	〃
〃	386707	軸流水車羽根角度手動調整裝置	〃	高橋春夫	〃
〃	386708	竪軸型水車發電機	〃	高橋春夫	〃
〃	386709	ジブ起重機の俯仰制限裝置	龜　有	村田孫義	〃
〃	386710	電動送風機	龜　戸	和田正脩	〃
〃	386711	調速機運轉保安裝置	日　立	伊佐淸治	〃
〃	386712	階床扉上下裝置	多　賀	神峰次郎 平井喜一郎	〃
〃	386713	變壓器油濾過裝置	日　立	松村龜男	〃
〃	386714	電力及び力率同時記錄計	多　賀	瀧　貞夫	〃
〃	386715	三相變壓器の中性點引出裝置	龜　戸	鬼頭國忠 農澤靖夫	〃
〃	386716	緩衝裝置附液壓押上機	〃	鈴木繁好	〃
〃	386717	變壓器油槽	〃	大西眞史	〃