

壓縮荷重を受ける圓環の簡易應力計算式 の誘導と實驗的検討

松井千里* 大内田久**

Induction of Calculating Formulae for the Stresses of Ring Under Compressive Loading and Check by Photo-elastic Studies

By Chisato Matsui and Hisashi Ōuchida
Taga Works, Hitachi Laboratory, Hitachi, Ltd.

Abstract

Calculating formulae of the ring under compressive loading were induced from the theory of curved beam and they were confirmed by photo-elastic studies that in the case where the ratio of the inner diameter to the outer diameter was greater than 0.6, the calculated values of stresses by the theoretical formulae agreed relatively well with the experimental values.

Furthermore, calculating formulae for the stresses of the principal parts, σ_1 , σ_2 , σ_3 and σ_4 , were simplified by approximate calculation, and following practical calculating formulae were introduced, which is usable only when the ratio of the diameter is greater than 0.6

$$\sigma = K \cdot \frac{P}{bD}$$

where

K = Coefficient to be determined by the ratio of the inner diameter to the outer one.

P = Compressive load.

D = Outer diameter of the ring.

b = Width of the ring.

Then the results of calculation of the coefficient K were shown in diagrams as referential materials for its application.

[I] 緒言

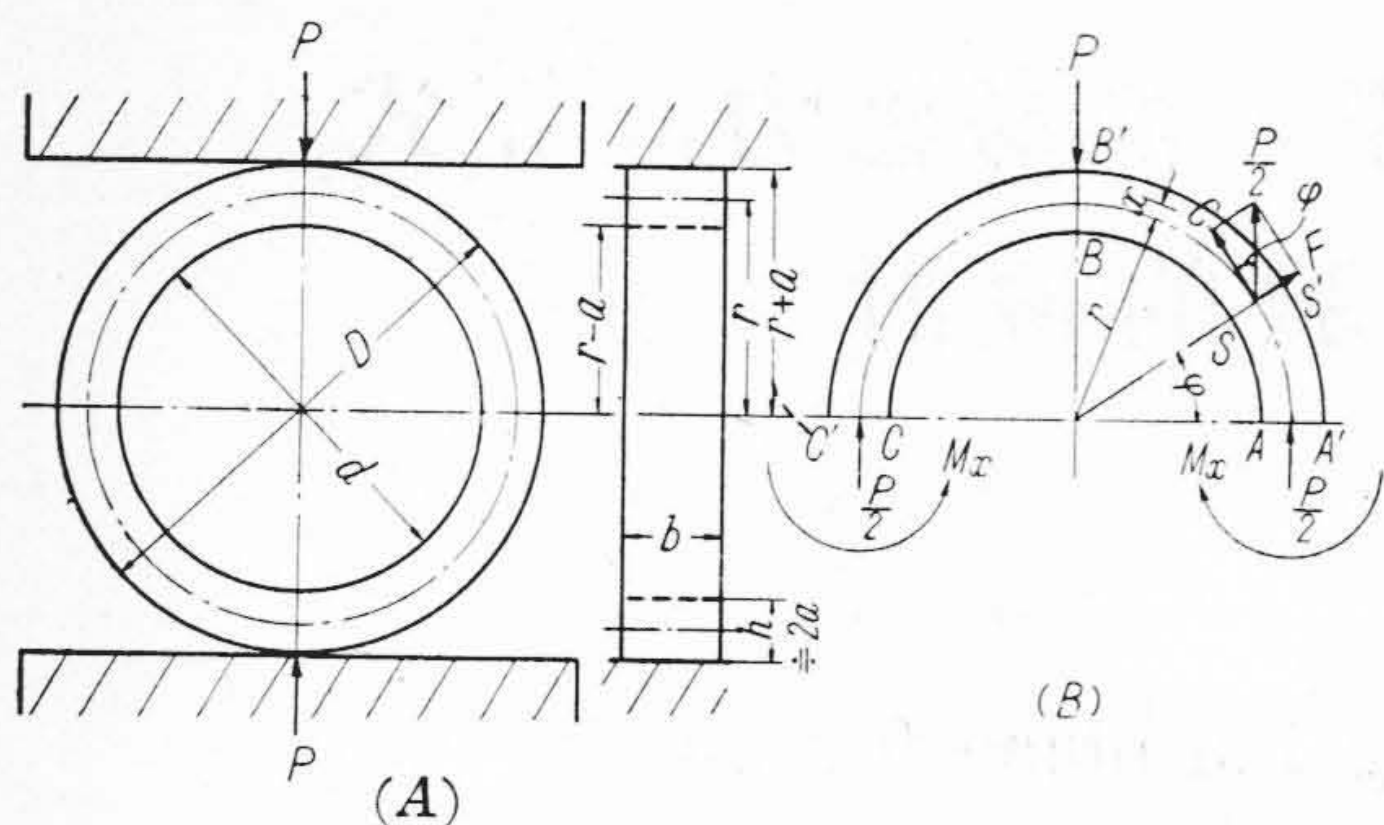
第1圖の如き直徑方向の壓縮荷重を受ける圓環の應力計算に就ては倉西氏⁽¹⁾南日氏⁽²⁾及び Gleiger und Sch-

eel⁽³⁾ 氏等の著書及び Hoager 氏⁽⁴⁾ によつて述べられているが筆者等は曲り梁理論により誘導した基本式を光弾性實驗により検討した結果、圓環の内徑と外徑の比が 0.6 以上の場合には理論式による數値と實驗數値が比較的良く適合することを確認した。

更に理論式による第1圖の A, A', B, B' 點等の主

* 日立製作所多賀工場

** 日立製作所日立研究所



第 1 圖 壓縮荷重を受ける状態の圓環
 Fig. 1 Rings on Condition that Subjected to Compressive Loading.

要部分の應力 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4$ の計算式を近似計算によつて簡單化し、内徑と外徑の比が 0.6 以上の場合に適用される簡易な實用計算式を誘導し、若干の數値計算結果を圖表で示して應用上の參考資料とした。

〔II〕 基本式の誘導と光弾性實驗

(1) 基本式の誘導

第 1 圖 (A) の如き荷重状態に於ける圓環の各部分の應力を計算するのに曲り梁理論を用いて基本式を誘導した。

即ち圓環の幅 b が割合に短いものでこの方向の應力は無視して所謂平面應力の問題として取扱つた。第 1 圖 (A) の荷重状態に於ては圓環の中心断面に對して上下對稱であるから第 1 圖 (B) の如く上半分に就て考慮する。荷重 P による任意の断面 SS' に生ずる全彎曲モーメント M は

$$M = M_x - \frac{Pr}{2} (1 - \cos \varphi) \dots \dots \dots (1)$$

次に曲り梁理論による種々の計算操作を経て

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{1}{Ef} \left\{ \frac{M_x}{r} - \frac{P}{2} + \frac{1}{k} \left(\frac{M_x}{r} - \frac{P}{2} + \frac{P}{2} \cos \varphi \right) \right\} = 0 \dots \dots \dots (2)$$

茲に E = 彈性係數

f = 斷面積 (即ち $b \times h$)

r = 圓環の中立軸半徑

k = 斷面換算係數、第 1 圖の如く $b \times h$ なる矩

形斷面の場合には下記の如くである。

$$k = \frac{1}{3} \left(\frac{a}{r} \right)^2 + \frac{1}{5} \left(\frac{a}{r} \right)^4 + \frac{1}{7} \left(\frac{a}{r} \right)^6 + \dots (3)$$

以上の (1), (2) 式により未知の彎曲モーメント M_x を求めると

$$M_x = \frac{Pr}{2} \left\{ 1 - \frac{2}{\pi(1+k)} \right\} \dots \dots \dots (4)$$

(4) 式を (1) 式に代入すると

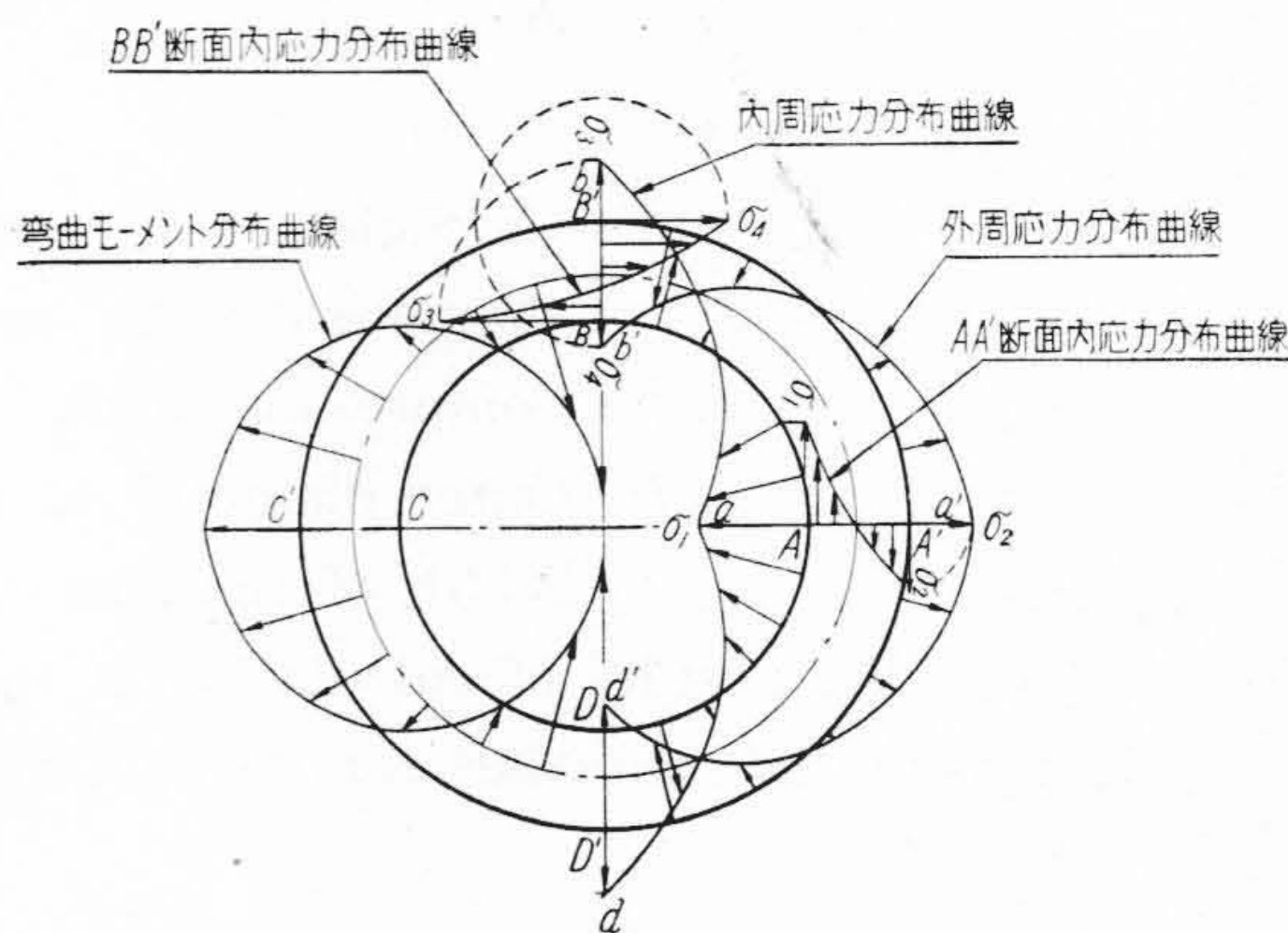
$$M = \frac{Pr}{2} \left\{ \cos \varphi - \frac{2}{\pi(1+k)} \right\} \dots \dots \dots (5)$$

(5) 式を用い第 1 圖 (B) の角度 φ の断面の中立軸より x なる距離の部分に誘起する應力 σ の計算式を誘導すると次式の如くなる。

$$\sigma = \frac{P}{2bh} \left[\frac{1}{k} \left\{ \cos \varphi - \frac{2}{\pi(1+k)} \right\} \left(\frac{x}{r+x} \right) - \frac{2}{\pi(1+k)} \right] \dots \dots \dots (6)$$

この一般式を用い内徑と外徑の比 $\frac{d}{D}$ が 0.666 の

場合の圓環の断面内に誘起する應力の状態を計算して第 2 圖に示した。圖に於て中心線の右側に應力分布曲線を記入し、左側には (5) 式による彎曲モーメントの状態を計算して圖示した。第 2 圖の分布曲線に就て若干補足説明を加えると應力分布曲線の場合、内周の應力分布曲



第 2 圖 應力及び彎曲モーメント分布状態圖
 $\left(\frac{d}{D} = 0.666 \text{ の場合} \right)$

Fig. 2 Scheme of Stress and Bending Moment Distribution.

$\left(\frac{d}{D} = 0.666 \right)$

線は bad で外周のそれは $b'a'd'$ である。曲線 bad に於て内周 BAD の内側にある部分は壓縮應力を生じていることを意味し、内周 BAD の外側にある部分は引張應力の生じていることを指示するものである。曲線 $b'a'd'$ の場合も同様な表現法を用いている。彎曲モーメント分布曲線に於ては中心線より内側にある部分には曲率を減ずる傾向の彎曲モーメントが作用し、外側にある部分には曲率を増す傾向の彎曲モーメントが作用していることを指示するものである。これらの結果より判るように、 AA' 断面 ($\varphi=0$) 及び BB' 断面 ($\varphi=\frac{\pi}{2}$) の應力が重要であるからそれぞれの境界条件を入れて $\varphi=0$ 及び $\varphi=\frac{\pi}{2}$ の断面の内周及び外周に誘起する應力 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4$ を計算すると次式を得る。

$$\sigma_1 = -\frac{P}{\pi b h} \cdot \frac{1.14m(1+k)+2k}{2k(1+k)(1-m)} = -C_1 \frac{P}{\pi b h} \dots\dots\dots(7)$$

$$\sigma_2 = \frac{P}{\pi b h} \cdot \frac{1.14m(1+k)-2k}{2k(1+k)(1+m)} = C_2 \frac{P}{\pi b h} \dots\dots\dots(8)$$

$$\sigma_3 = \frac{P}{\pi b h} \cdot \frac{m-k(1-m)}{k(1+k)(1-m)} = C_3 \frac{P}{\pi b h} \dots\dots\dots(9)$$

$$\sigma_4 = -\frac{P}{\pi b h} \cdot \frac{m+k(1+m)}{k(1+k)(1+m)} = -C_4 \frac{P}{\pi b h} \dots\dots\dots(10)$$

茲に

$$m = \frac{a}{r} = \frac{1-n}{1+n} \qquad n = \frac{d}{D} = \frac{1-m}{1+m}$$

これらの $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4$ に對應する係數 C_1, C_2, C_3, C_4 を種々の n 値のに對して計算し第3圖に示した。この結果より應力の大小順位を定めると下記の如くである。

$$\left. \begin{array}{l} n < 0.27 \quad \sigma_1 > \sigma_3 > \sigma_4 > \sigma_2 \\ 0.27 < n < 0.61 \quad \sigma_3 > \sigma_1 > \sigma_4 > \sigma_2 \\ 0.61 < n < 1 \quad \sigma_3 > \sigma_4 > \sigma_1 > \sigma_2 \end{array} \right\} \dots\dots\dots(11)$$

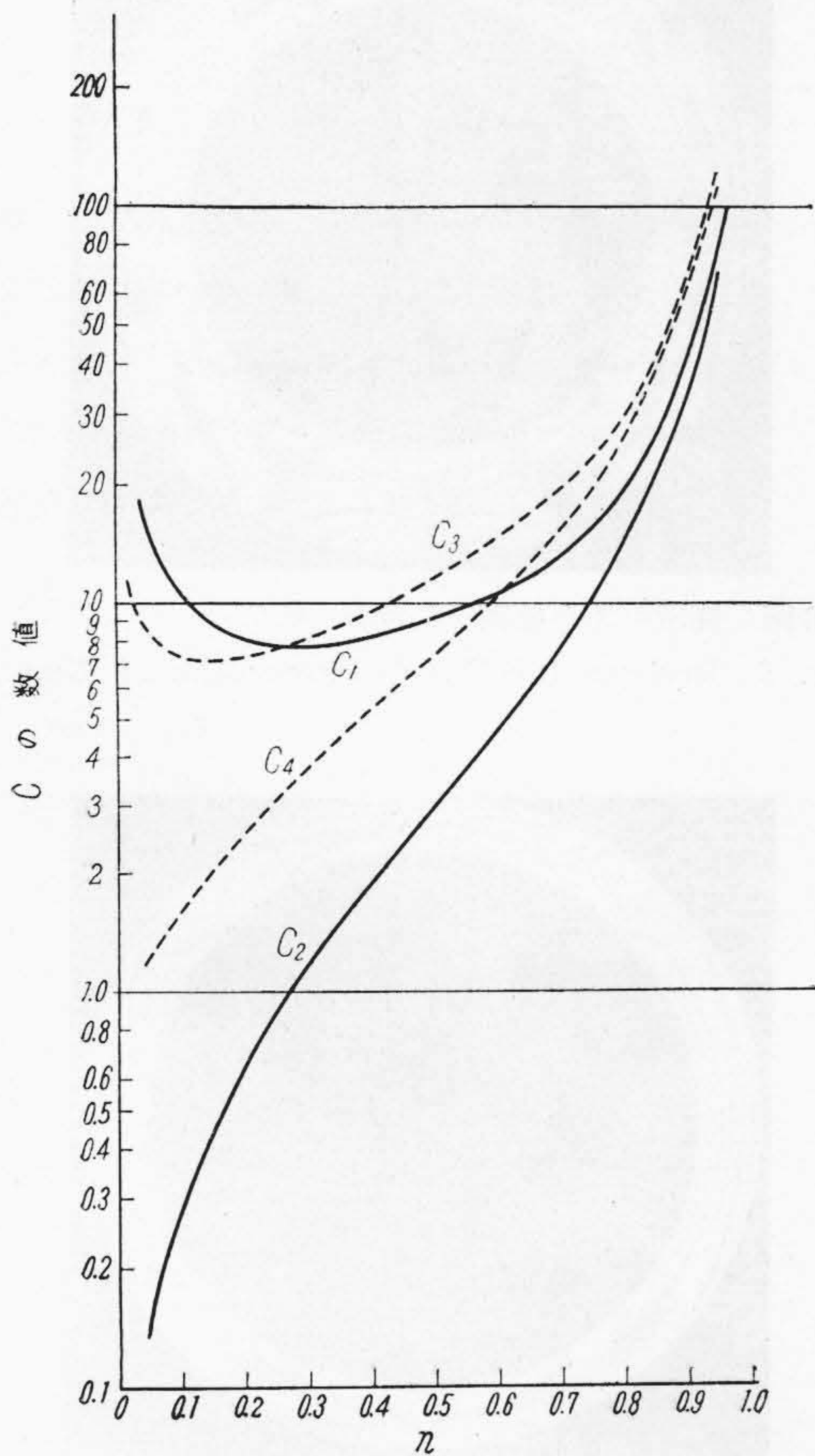
(2) 光弾性實驗による検討

以上述べた基本式を光弾性實驗により検討してみた。即ち厚さ 7.45 mm のフェノライト板より外径 70 mm の圓板を切り取り中心に孔を明け圓環の内徑と外径の比 d/D が 0.2, 0.3, 0.45, 0.55, 0.67, 及び 0.80 になる如く試験片寸法を選定した。材料の光弾性感度 $\alpha = 0.735$ である。

この試験片を 100 kg バネ秤付荷重装置により上下より平行矩形梁をもつて壓縮荷重を加え、この場合の等色線及び等傾線を偏光装置により撮影し各部の應力分布及び應力の方向を求めた。代表的な等色線圖を第4圖

($\frac{d}{D} = 0.3, P = 50 \text{ kg}$), 第5圖($\frac{d}{D} = 0.55, P = 50 \text{ kg}$)
第6圖($\frac{d}{D} = 0.67, P = 30 \text{ kg}$), 第7圖($\frac{d}{D} = 0.8, P = 5 \text{ kg}$) に示し、等傾線及び主應力線圖を第8圖に示した。

これらの等色線寫眞及び材料の感度より圓環各點の應力を算出して第1表及び第9圖に示した。荷重點の應



第3圖 係數 C の圖表
Fig. 3 Diagram of Coefficient C.

第 1 表 光弾性実験結果より算出した應力 (kg/cm²)

Table. 1 Stresses Calculated from Experiments on Photo-elasticity.

d/D	σ_1	σ_2	σ_3	σ_4
0.2	67.2	2.35	49.5	—
0.3	70.7	12.4	65.4	—
0.45	97.2	26.5	106	—
0.55	132	51.2	162	—
0.67	141	72.5	184	—
0.8	58.3	42	95	87

備考 荷重は

$d/D=0.67$ の場合 $P=30$ kg

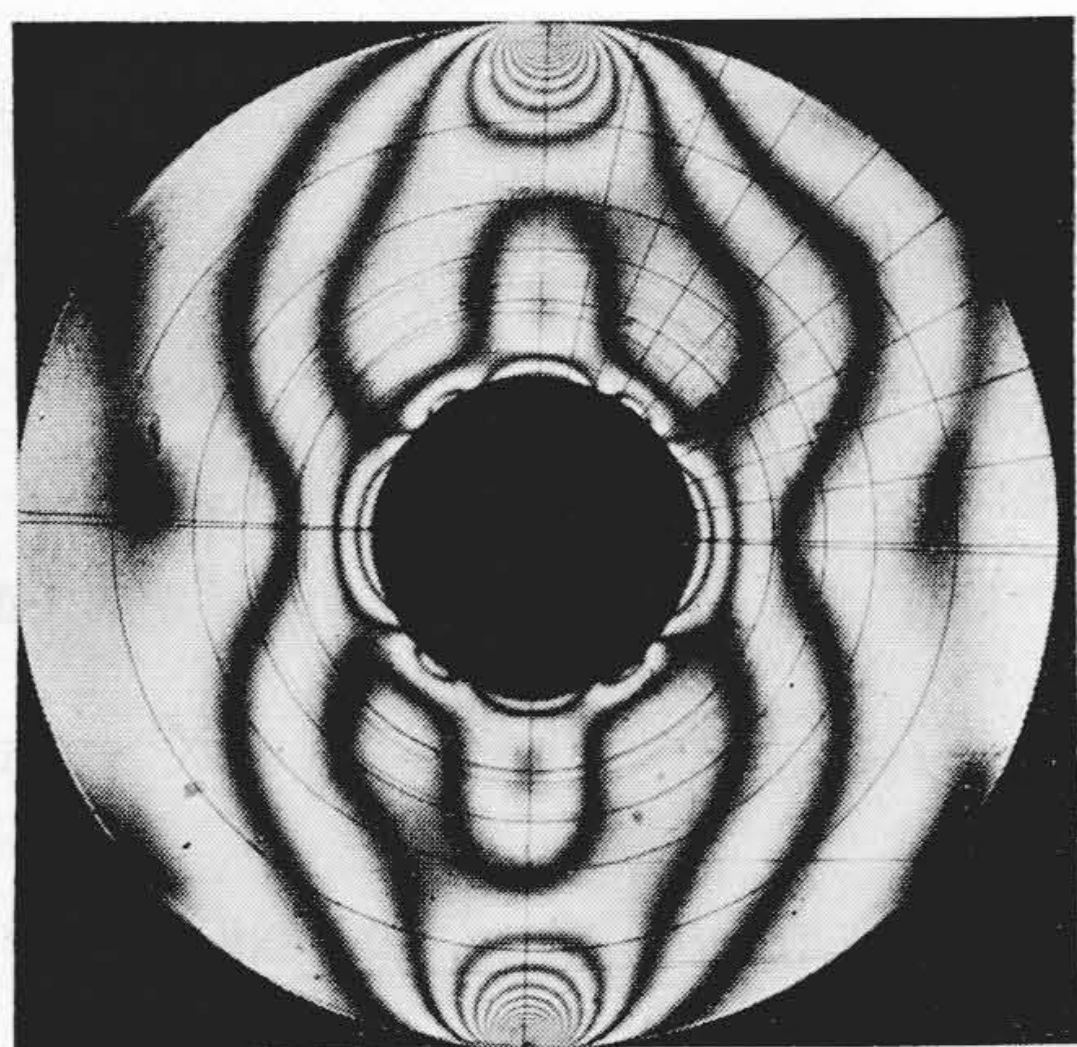
$d/D=0.8$ の場合 $P=5$ kg

其他は全て $P=50$ kg

力即ち σ_4 は應力集中が大きく測定誤差も割合に大きくなることが免れず、荷重 5 kg では各點の縞次數が低く測定誤差も大きく入り易いので肉厚の大なる場合はこの測定値は省略した。 σ_2 の部分の縞次數測定にも多少の誤差は免れないが σ_3 及び σ_1 の部分はかなり正確に測定出来た。以上の実験結果より求められた代表的な圓環の内外周縁應力分布及び主應力差分布をそれぞれ第 10, 11, 12, 13 圖に示した。

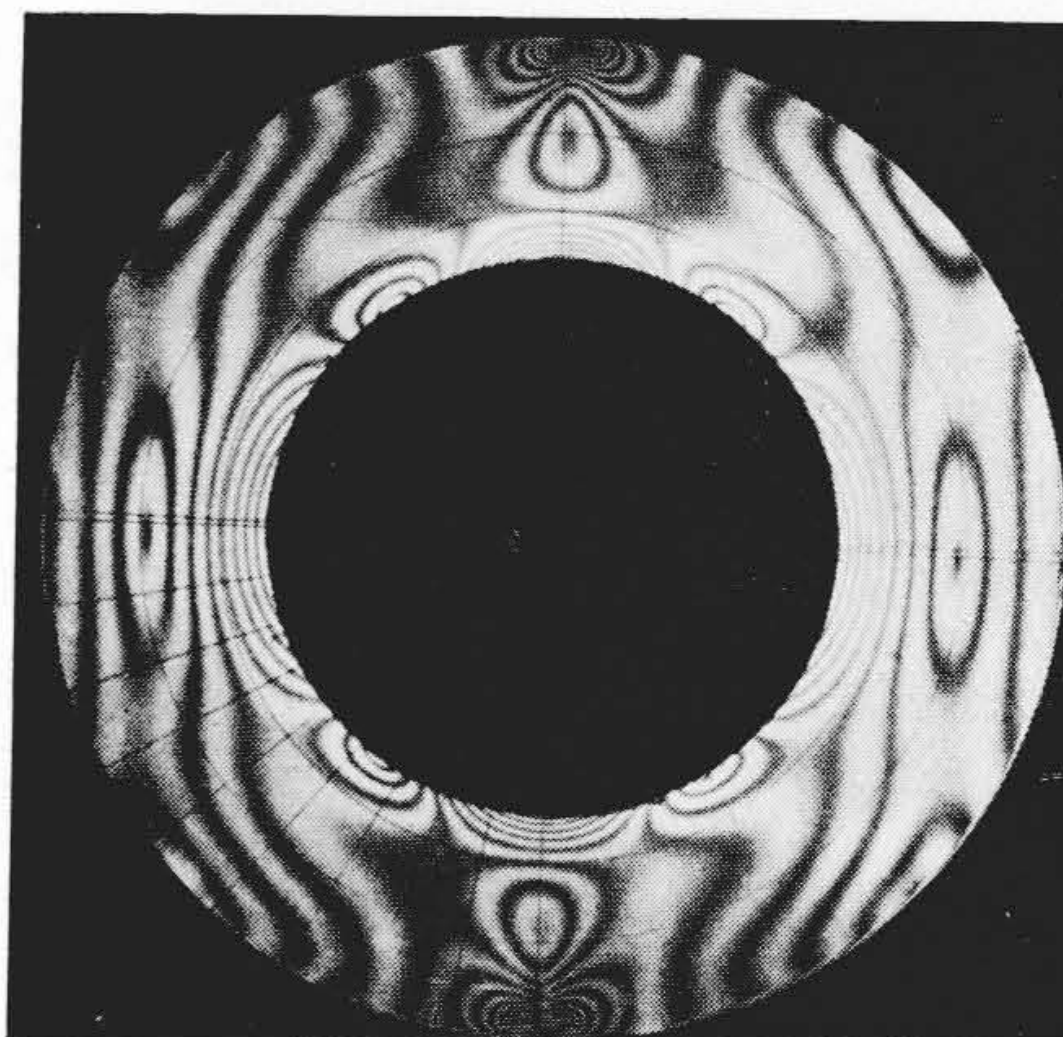
(3) 實驗數値と基本式による計算數値との適合性検討

第 2 表に光弾性實驗より測定された各部の應力と(7),



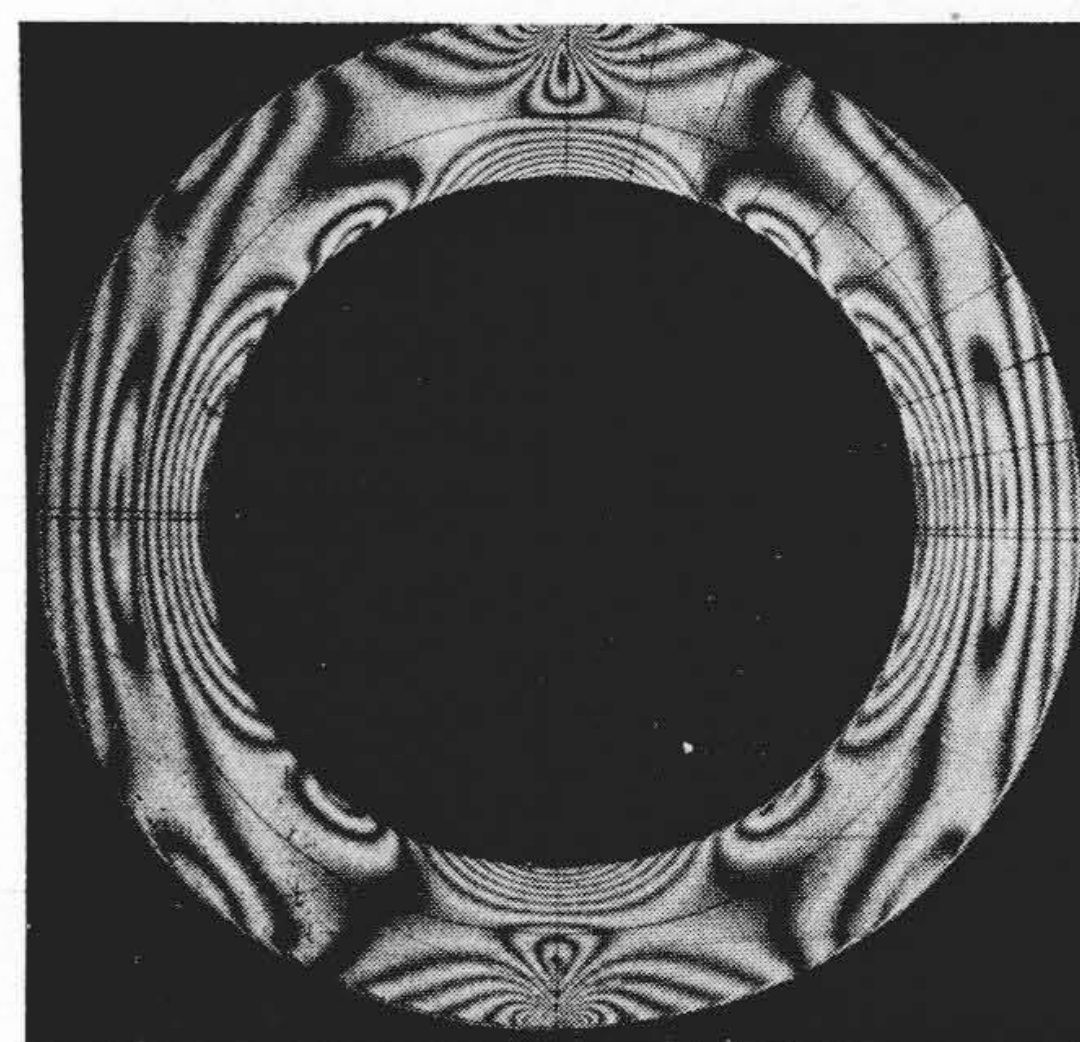
第 4 圖 圓環の等色線圖
 $d/D=0.3$ $P=50$ kg

Fig. 4 Isochromatic Fringe Photograph of Ring.



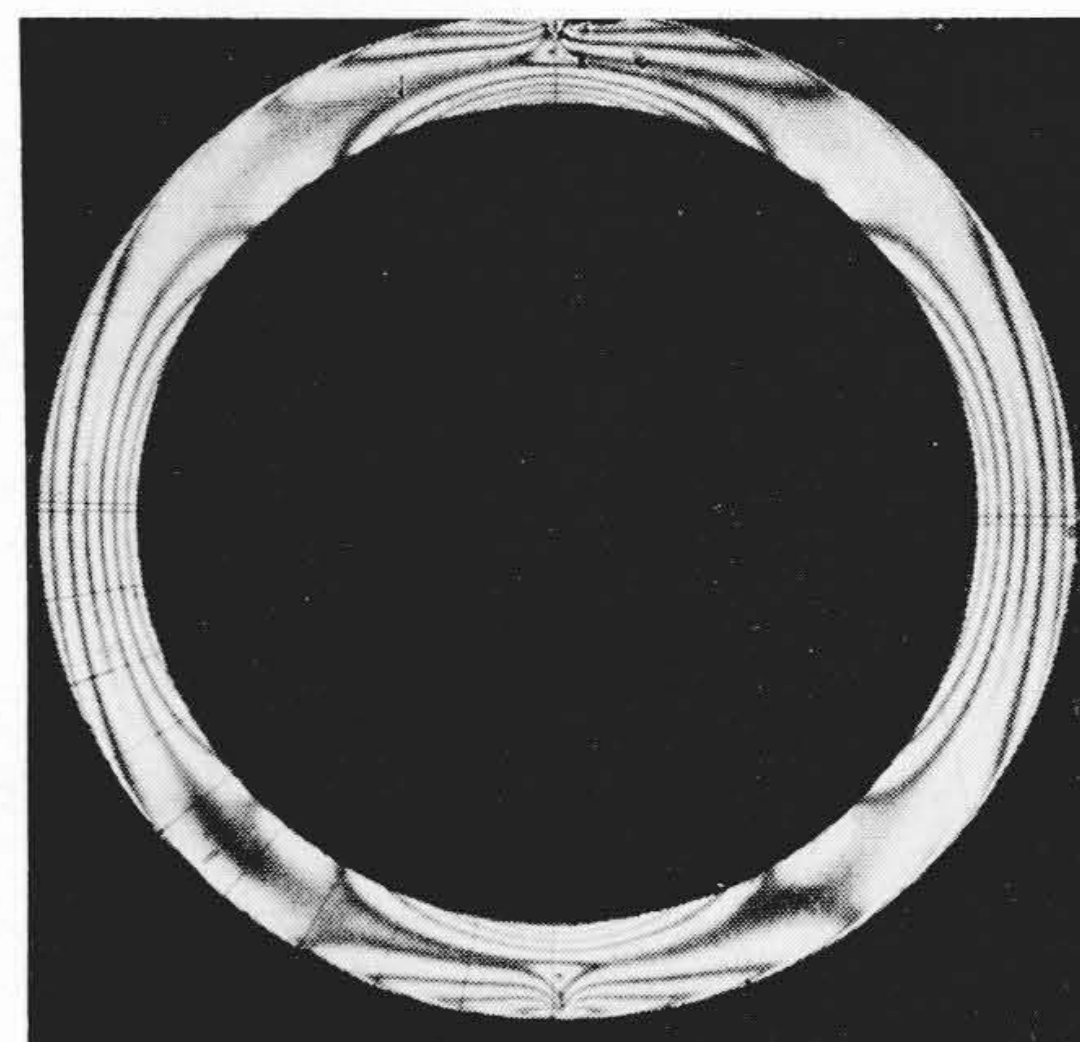
第 5 圖 圓環の等色線圖 $d/D=0.55$ $P=50$ kg

Fig. 5 Isochromatic Fringe Photograph of Ring.



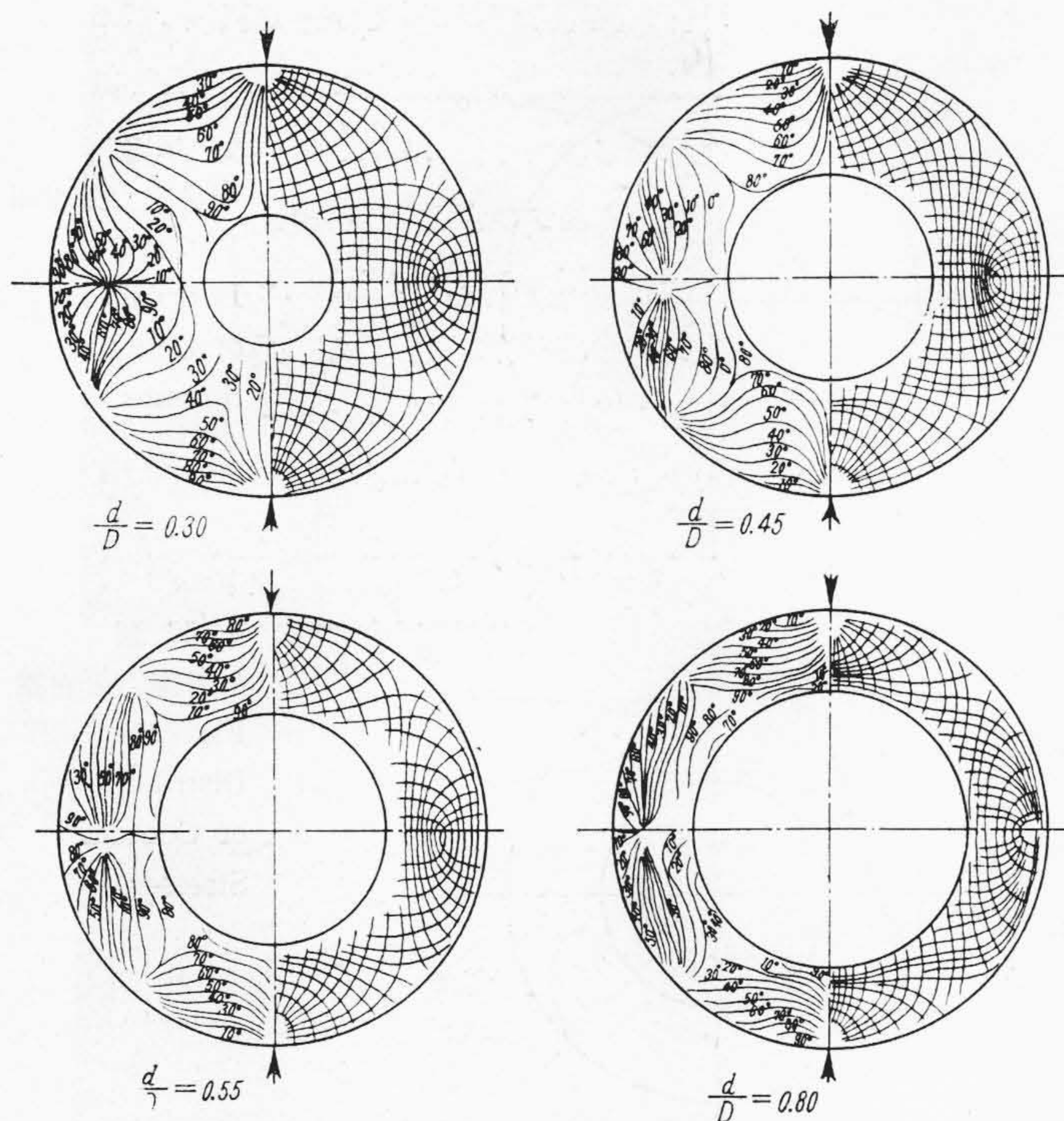
第 6 圖 圓環の等色線圖 $d/D=0.67$ $P=30$ kg

Fig. 6 Isochromatic Fringe Photograph of Ring.



第 7 圖 圓環の等色線圖 $d/D=0.8$ $P=5$ kg

Fig. 7 Isochromatic Fringe Photograph of Ring.



第8圖 等傾線及び主應力線圖

Fig. 8 Isoclinics and Lines of Principal Stress in Ring.

第2表 應力の實驗値と計算値及びその比率
Table 2. Ratio between Calculates & Experimental Values of Stress.

σ	項目	d/D					
		0.2	0.3	0.45	0.55	0.67	0.8
σ_1	(a) 實驗値	67.2	70.7	97.2	132	141	58.3
	(b) 計算値	61.2	66.3	94	130	130	56.5
	比率(a/b)	1.10	1.067	1.034	1.015	1.083	1.035
σ_2	(a) 實驗値	2.35	12.4	26.5	51.2	72.5	42
	(b) 計算値	4.58	12.7	25.8	48.6	69	39.6
	比率(a/b)	0.513	0.976	1.027	1.052	1.05	1.061
σ_3	(a) 實驗値	49.5	65.4	106	162	184	95
	(b) 計算値	54.2	70	112	175	190.2	89.6
	比率(a/b)	0.915	0.935	0.948	0.926	0.966	1.06
σ_4	(a) 實驗値	—	—	—	—	—	87
	(b) 計算値	19.1	31.4	67.2	112	146	76.9
	比率(a/b)	—	—	—	—	—	1.13

備考 應力の單位は kg/cm^2

(8), (9), (10) 式により計算された數値、及び兩者の比率を記載した。これらの結果を検討すると實驗値と計

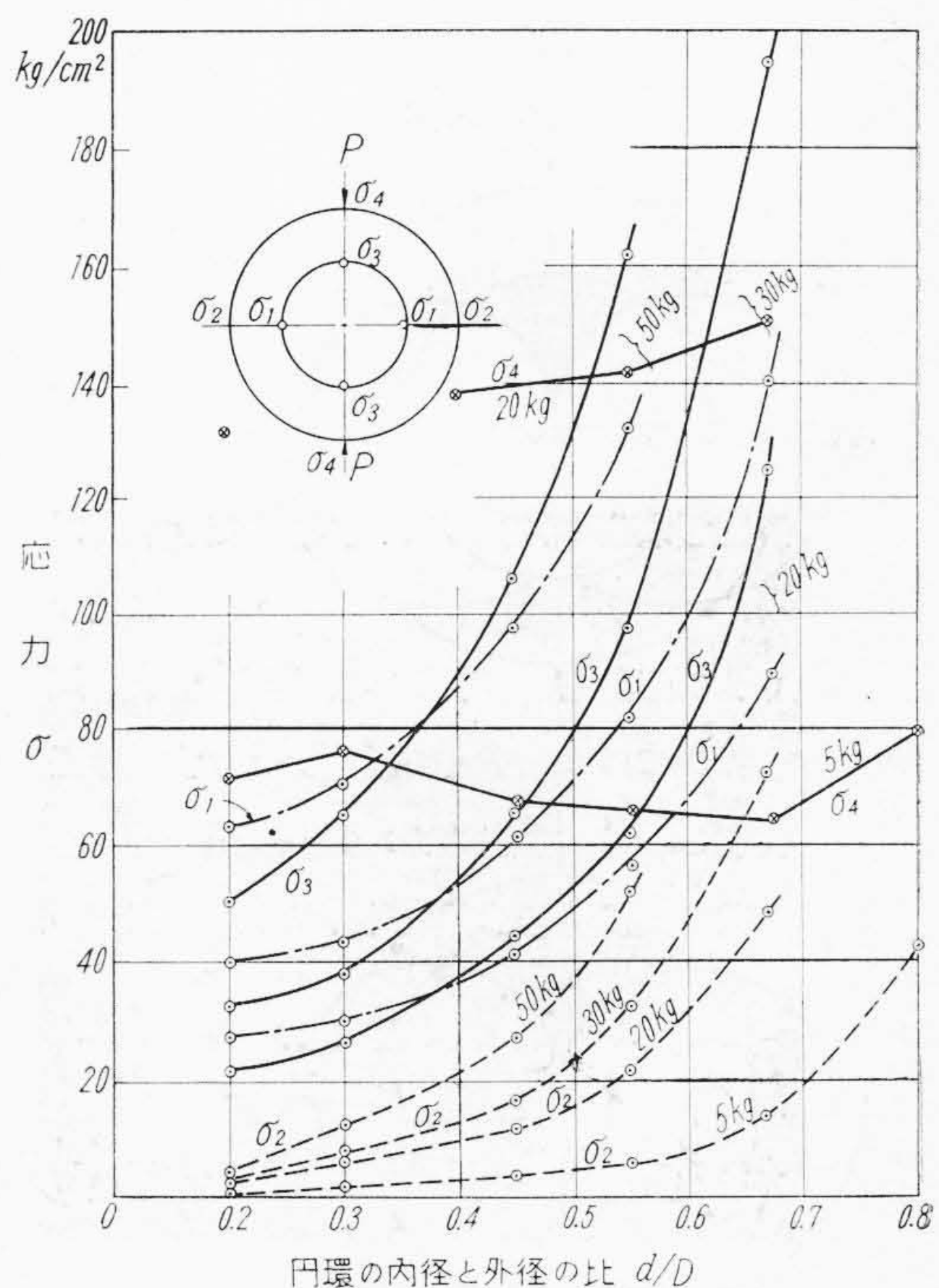
算値との間には $n=0.2$ の場合の σ_2 の値を除くとその他は實驗範圍の $n=0.2\sim 0.8$ で最大許容誤差 $\pm 10\%$ 以内で適合することが判明した。

次に(6)式より内周及び外周で應力が零となる斷面位置の角度を計算し實驗結果

第3表 應力零となる角度の實驗値と計算値

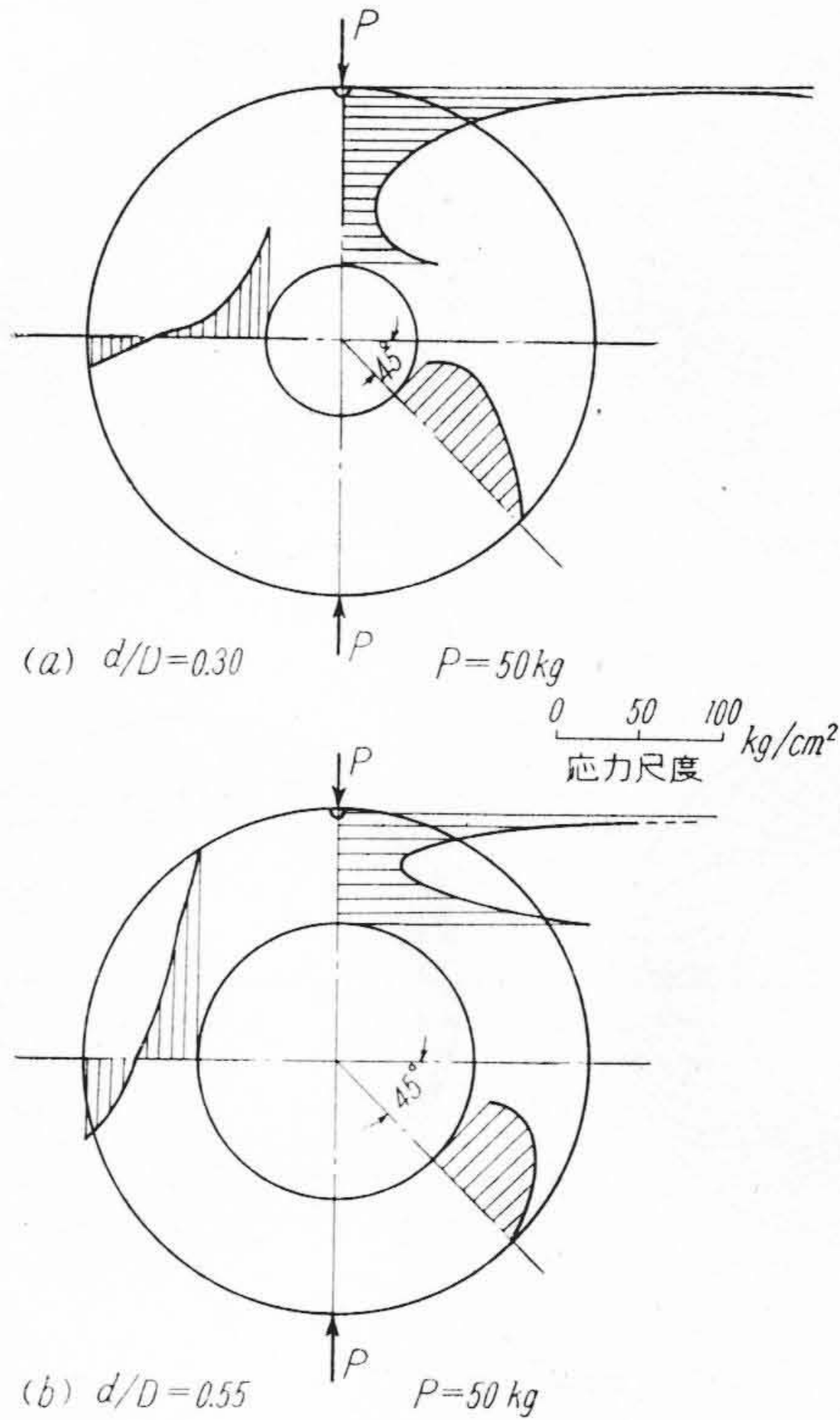
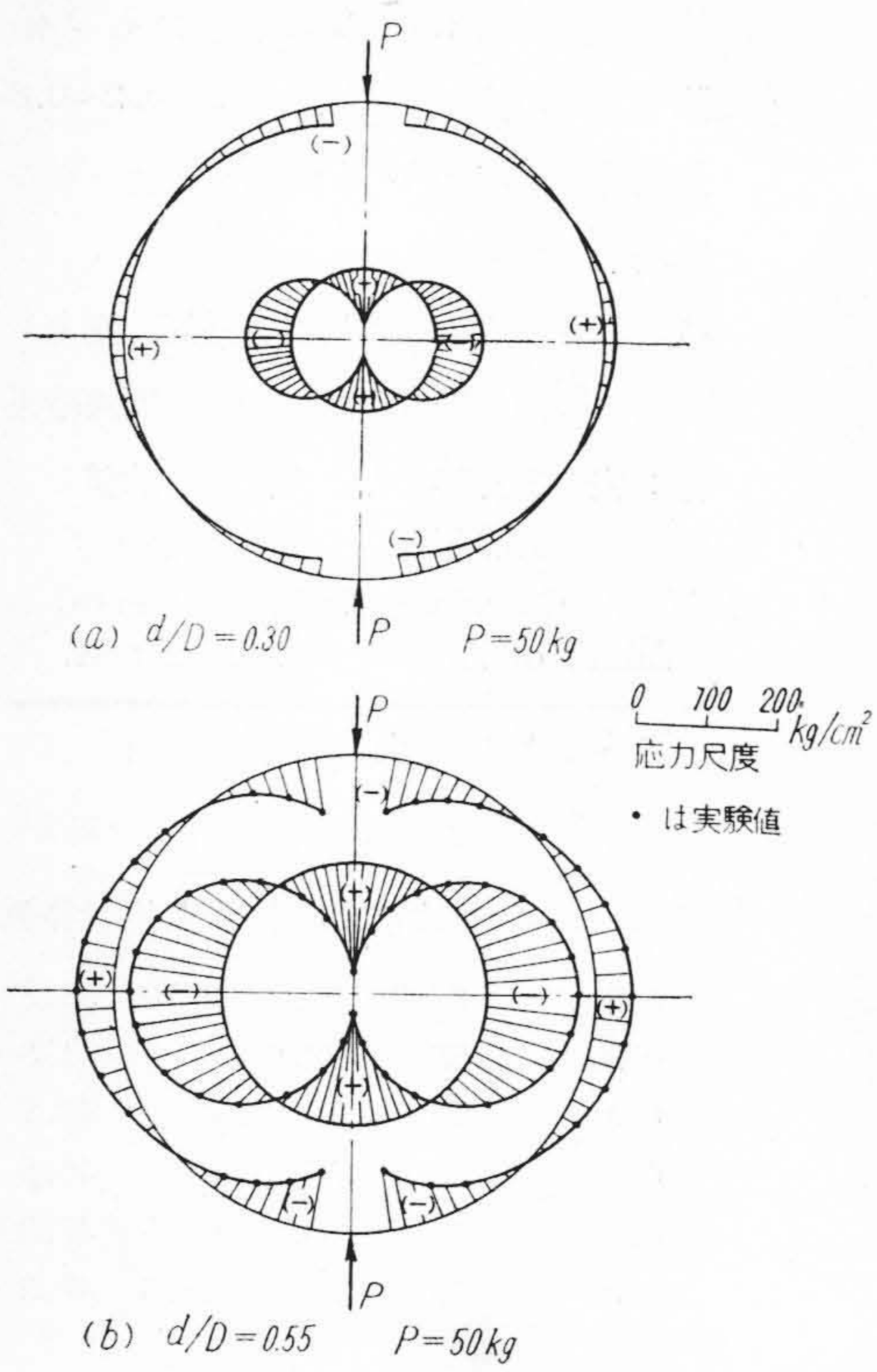
Table 3. Calculates & Experimental Values of Angles in Zero Stress.

d/D	位置	角度 φ°			
		内周の場合		外周の場合	
		實驗値	計算値	實驗値	計算値
0.2		56.5	61.8	26.0	36.8
0.3		55	58.2	35	41.3
0.45		55	56.2	41	43.8
0.55		55	55	44	46.5
0.67		53	53.5	46.5	47.3
0.8		52	52	48.5	49.3



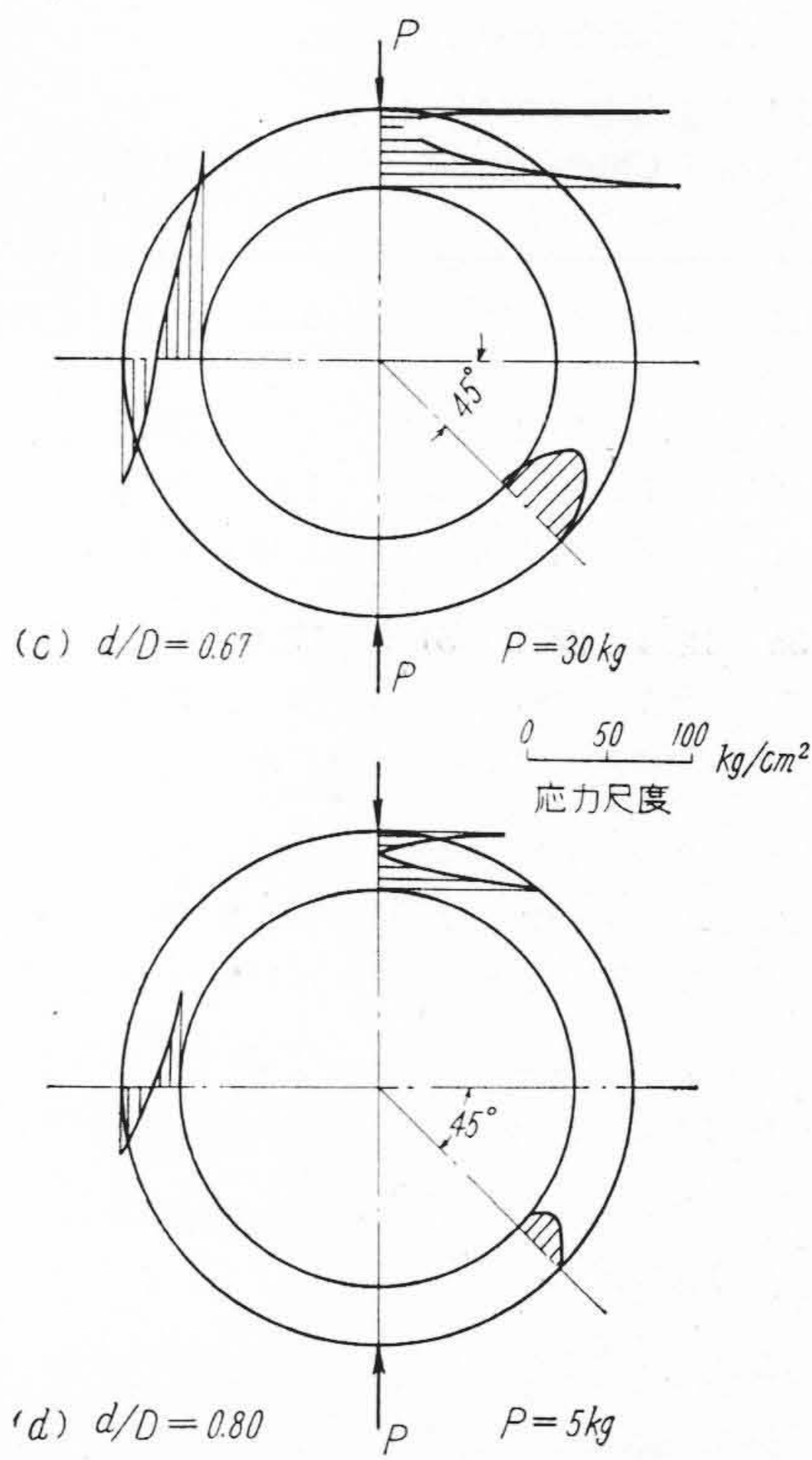
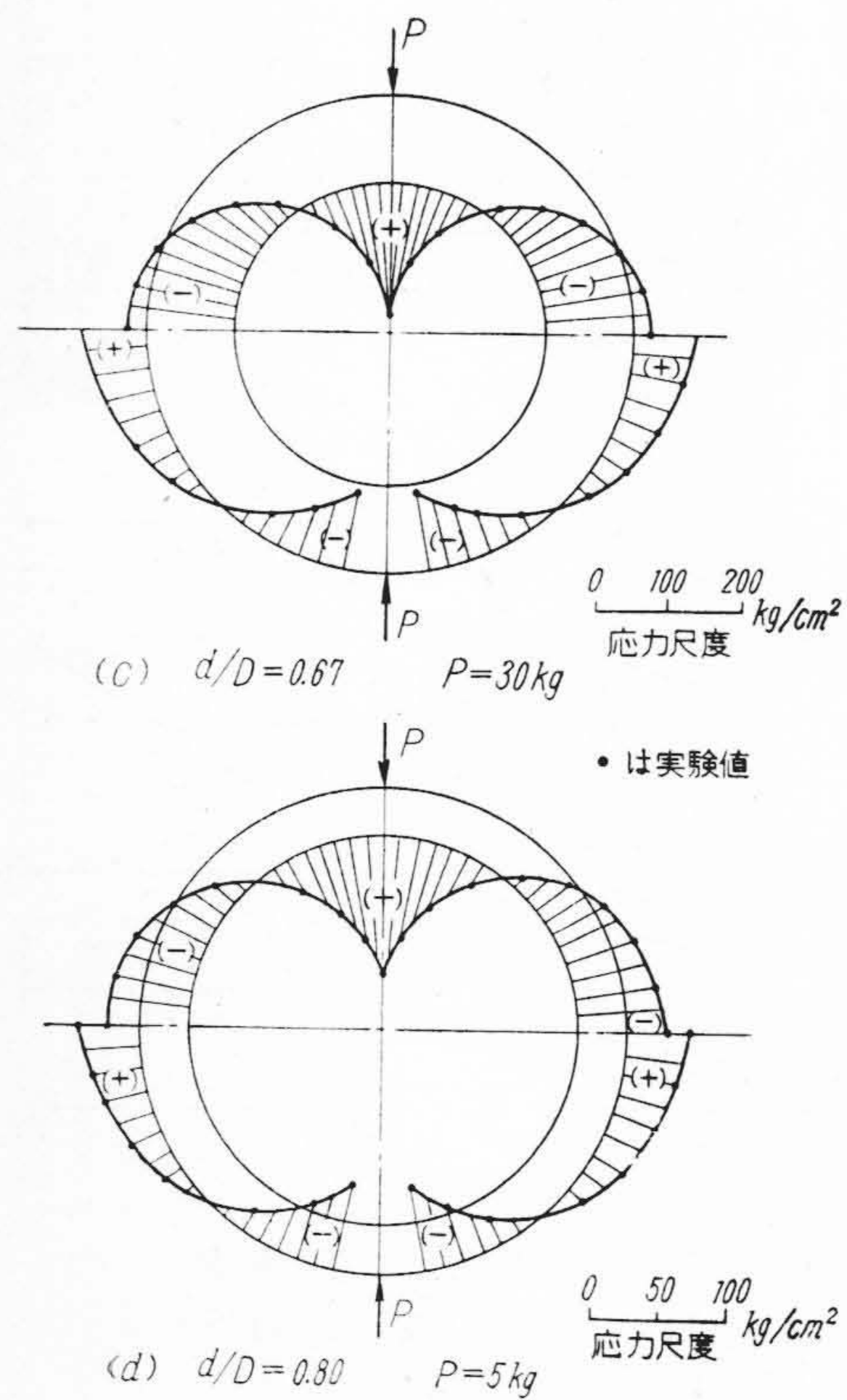
第9圖 各部の應力の實驗値

Fig. 9 Experimental Values of Stress in Any Point.



左上
 第 10 圖
 周邊應力分布圖
 Fig. 10
 Distribution
 of Contour
 Stresses.

左下
 第 11 圖
 周邊應力分布圖
 Fig. 11
 Distribution
 of Contour
 Stresses.



右上
 第 12 圖
 各斷面の應力分
 布 (主應力差)
 Fig. 12
 Distribution
 of the Diffe-
 rence of Princi-
 pal Stresses at
 Any Sections.

右下
 第 13 圖
 各斷面の應力分
 布 (主應力差)
 Fig. 13
 Distribution
 of the Diffe-
 rence of Princi-
 pal Stresses at
 Any Sections.

と對照して第3表に示した。この場合の計算は

内周の場合

$$\sigma = \frac{P}{2bh} \left[\frac{1}{k} \left\{ \cos \varphi - \frac{2}{\pi(1+k)} \right\} \left(-\frac{a}{r-a} \right) - \frac{2}{\pi(1+k)} \right] = 0 \dots\dots\dots(12)$$

外周の場合

$$\sigma = \frac{P}{2bh} \left[\frac{1}{k} \left\{ \cos \varphi - \frac{2}{\pi(1+k)} \right\} \left(\frac{a}{r+a} \right) - \frac{2}{\pi(1+k)} \right] = 0 \dots\dots\dots(13)$$

として φ を求めたものである。この結果によると適合度を角度の差が1度内外で判定するならば内周では n が 0.45 以上の場合によく適合し、外周では n が 0.67 以上の場合によく適合することが認められた。

次に實驗結果より $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4$ の大きさの順序を検討してみると理論式によれば (11) の如き関係となるが光弾性實驗結果によると荷重點の應力 σ_4 を除外すると第9圖より

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{D} < 0.38 \sim 0.40 \text{ の場合} & \quad \sigma_1 > \sigma_3 > \sigma_2 \\ \frac{d}{D} > 0.38 \sim 0.40 \text{ の場合} & \quad \sigma_3 > \sigma_1 > \sigma_2 \end{aligned} \right\} \dots\dots(14)$$

となり荷重點の應力 σ_4 は測定誤差が少々大きいと考えられるがこれを順位に加えると

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{D} < 0.38 \sim 0.40 \text{ の場合} & \quad \sigma_4 > \sigma_1 > \sigma_3 > \sigma_2 \\ 0.67 > \frac{d}{D} > 0.38 \sim 0.40 \text{ の場合} & \quad \sigma_4 > \sigma_3 > \sigma_1 > \sigma_2 \\ 0.80 > \frac{d}{D} > 0.67 \text{ の場合} & \quad \sigma_3 > \sigma_4 > \sigma_1 > \sigma_2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(15)$$

$$\sigma_1 = -\frac{3P(1+n)^3}{\pi bd(1-n)^3} \left(\frac{0.82 - 0.25n - 0.25n^2 - 0.32n^3}{1 + 2n + 2n^2 + n^3} \right) \dots\dots\dots(16)$$

$$\sigma_2 = \frac{3P(1+n)^3}{\pi bD(1-n)^3} \left(\frac{0.32 + 0.25n + 0.25n^2 - 0.82n^3}{1 + 2n + 2n^2 + n^3} \right) \dots\dots\dots(17)$$

$$\sigma_3 = \frac{3P(1+n)^2}{\pi bd(1-n)^2} \left\{ 1 - \frac{1-n^2}{4(1+n+n^2)} \right\} \dots\dots\dots(18)$$

$$\sigma_4 = -\frac{3P(1+n)^2}{\pi bD(1-n)^2} \left\{ 1 + \frac{1-n^2}{4(1+n+n^2)} \right\} \dots\dots\dots(19)$$

然るに近似計算では

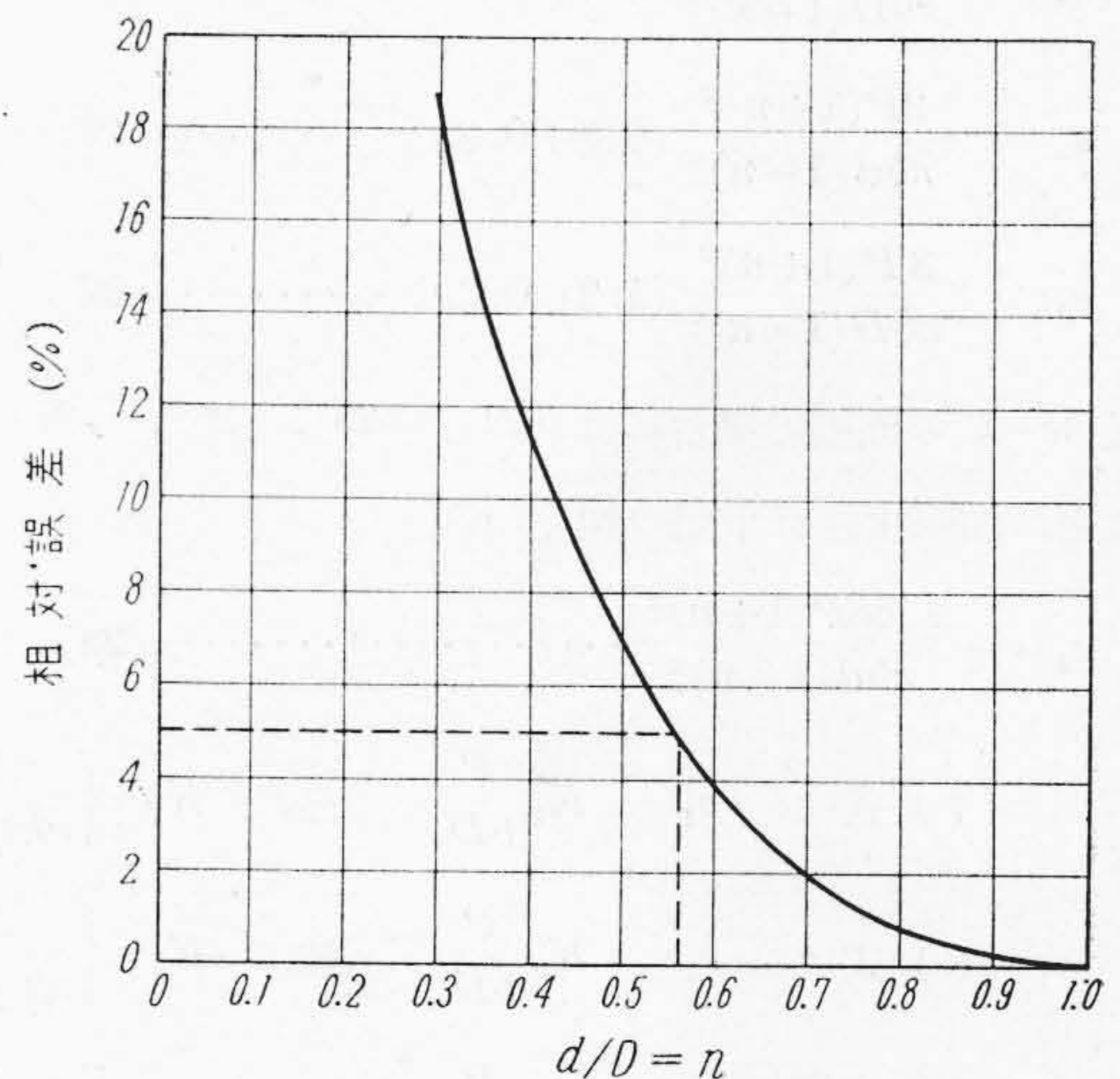
となる。(11), (14), (15) の結果を考察すると σ_4 を除けば大體 d/D が 0.40 以上になると實驗値と理論計算値とが近付いてくることが判明した。

以上の結果を綜合すると曲り梁理論より誘導した基本式は d/D が 0.6 以上の場合に用いて差支えないことが明らかにされた。

[III] 實用計算式の誘導とその誤差検討

(1) 實用計算式の誘導

前記(3)式の k の式に於て第1項丈けを用いた場合の相對誤差は第14圖に示す如き傾向を呈し、相對誤差5%の點を求めると $d/D = 0.56$ となり大體 d/D が



第14圖 k の相對誤差曲線

Fig. 14 Relative Error Curves of k .

0.6 以上の場合には相對誤差が5%以下となることが認められる。したがつて(7), (8), (9), (10)の各式に $k = \frac{1}{3} \left(\frac{a}{r} \right)^2$ を代入し整理すると下式を得る。

$$\frac{(1+n)}{(1-n)} \cdot \frac{(0.82-0.25n-0.25n^2-0.32n^3)}{(1+2n+2n^2+n^3)} \doteq 0.78-0.22n \dots\dots\dots (20)$$

$$\frac{(1+n)}{(1-n)} \cdot \frac{(0.32+0.25n+0.25n^2-0.82n^3)}{(1+2n+2n^2+n^3)} \doteq 0.36+0.215n \dots\dots\dots (21)$$

$$\left\{1-\frac{1-n^2}{4(1+n+n^2)}\right\} \doteq 0.8+0.2n \dots\dots\dots (22)$$

$$\left\{1+\frac{1-n^2}{4(1+n+n^2)}\right\} \doteq 1.2-0.2n \dots\dots\dots (23)$$

と置き得るから (20), (21), (22), (23) 式をそれぞれ (16), (17), (18), (19) 式に代入すると下記の簡単な式となる。

$$\sigma_1 = -\frac{3P(1+n)^2}{\pi b d (1-n)^2} (0.78-0.22n) \dots\dots\dots (24)$$

$$\sigma_2 = \frac{3P(1+n)^2}{\pi b D (1-n)^2} (0.36+0.215n) \dots\dots\dots (25)$$

$$\sigma_3 = \frac{3P(1+n)^2}{\pi b d (1-n)^2} (0.8+0.2n) \dots\dots\dots (26)$$

$$\sigma_4 = -\frac{3P(1+n)^2}{\pi b D (1-n)^2} (1.2-0.2n) \dots\dots\dots (27)$$

又 $n=1$ の極限の場合には (24), (25), (26), (27) 式は更に簡単化され下記の如くなる。

$$\sigma_1 = -\frac{1.68P(1+n)^2}{\pi b d (1-n)^2} \dots\dots\dots (28)$$

$$(7) \text{ 式は } \sigma_1 = -K_1 \frac{P}{bD} \quad \text{茲に } K_1 = \left\{ \frac{2k+1.14m(1+k)}{\pi k(1-n)(1+k)(1-m)} \right\} \dots\dots\dots (33)$$

$$(8) \text{ 式は } \sigma_2 = K_2 \frac{P}{bD} \quad \text{茲に } K_2 = \left\{ \frac{1.14m(1+k)-2k}{\pi k(1-n)(1+k)(1+m)} \right\} \dots\dots\dots (34)$$

$$(9) \text{ 式は } \sigma_3 = K_3 \frac{P}{bD} \quad \text{茲に } K_3 = \left[\frac{2\{m-k(1-m)\}}{\pi k(1-n)(1+k)(1-m)} \right] \dots\dots\dots (35)$$

$$(10) \text{ 式は } \sigma_4 = -K_4 \frac{P}{bD} \quad \text{茲に } K_4 = \left[\frac{2\{m+k(1+m)\}}{\pi k(1-n)(1+k)(1+m)} \right] \dots\dots\dots (36)$$

以下同様に

$$(24) \text{ 式の } K_1 = \left\{ \frac{3}{\pi n} \cdot \frac{(1+n)^2}{(1-n)^2} \cdot (0.78-0.22n) \right\} = K_{11} \dots\dots\dots (37)$$

$$(25) \text{ 式の } K_2 = \left\{ \frac{3}{\pi} \cdot \frac{(1+n)^2}{(1-n)^2} \cdot (0.36+0.215n) \right\} = K_{21} \dots\dots\dots (38)$$

$$(26) \text{ 式の } K_3 = \left\{ \frac{3}{\pi n} \cdot \frac{(1+n)^2}{(1-n)^2} \cdot (0.8+0.2n) \right\} = K_{31} \dots\dots\dots (39)$$

$$(27) \text{ 式の } K_4 = \left\{ \frac{3}{\pi} \cdot \frac{(1+n)^2}{(1-n)^2} \cdot (1.2-0.2n) \right\} = K_{41} \dots\dots\dots (40)$$

$$(28) \text{ 式の } K_1 = \left\{ \frac{1.68}{\pi n} \cdot \frac{(1+n)^2}{(1-n)^2} \right\} = K_{12} \dots\dots\dots (41)$$

$$(29) \text{ 式の } K_2 = \left\{ \frac{1.725}{\pi} \cdot \frac{(1+n)^2}{(1+n)^2} \right\} = K_{22} \dots\dots\dots (42)$$

$$\sigma_2 = \frac{1.725 P(1+n)^2}{\pi b D (1-n)^2} \dots\dots\dots (29)$$

$$\sigma_3 = \frac{3P(1+n)^2}{\pi b d (1-n)^2} \dots\dots\dots (30)$$

$$\sigma_4 = -\frac{3P(1+n)^2}{\pi b D (1-n)^2} \dots\dots\dots (31)$$

即ち (28), (29), (30), (31) 式は肉厚の薄い圓環の場合に用いられ得ることになる。

(2) 實用計算式の基本式に對する誤差検討

第 14 圖の K の相對誤差曲線より實用計算式の誤差の程度は大體推定されるが綜合計算による誤差を再検討してみよう。(7), (8), (9), (10), (24), (25), (26), (27), (28), (29), (30), (31) の諸式を次式の如く變換し係數 K を數値計算してそれぞれ比較検討してみた。

$$\sigma = K \cdot \frac{P}{bD} \dots\dots\dots (32)$$

例えば

(30) 式の $K_3 = \left\{ \frac{3}{\pi n} \cdot \frac{(1+n)^2}{(1-n)^2} \right\} = K_{32} \dots \dots \dots (43)$

(31) 式の $K_4 = \left\{ \frac{3}{\pi} \cdot \frac{(1+n)^2}{(1-n)^2} \right\} = K_{42} \dots \dots \dots (44)$

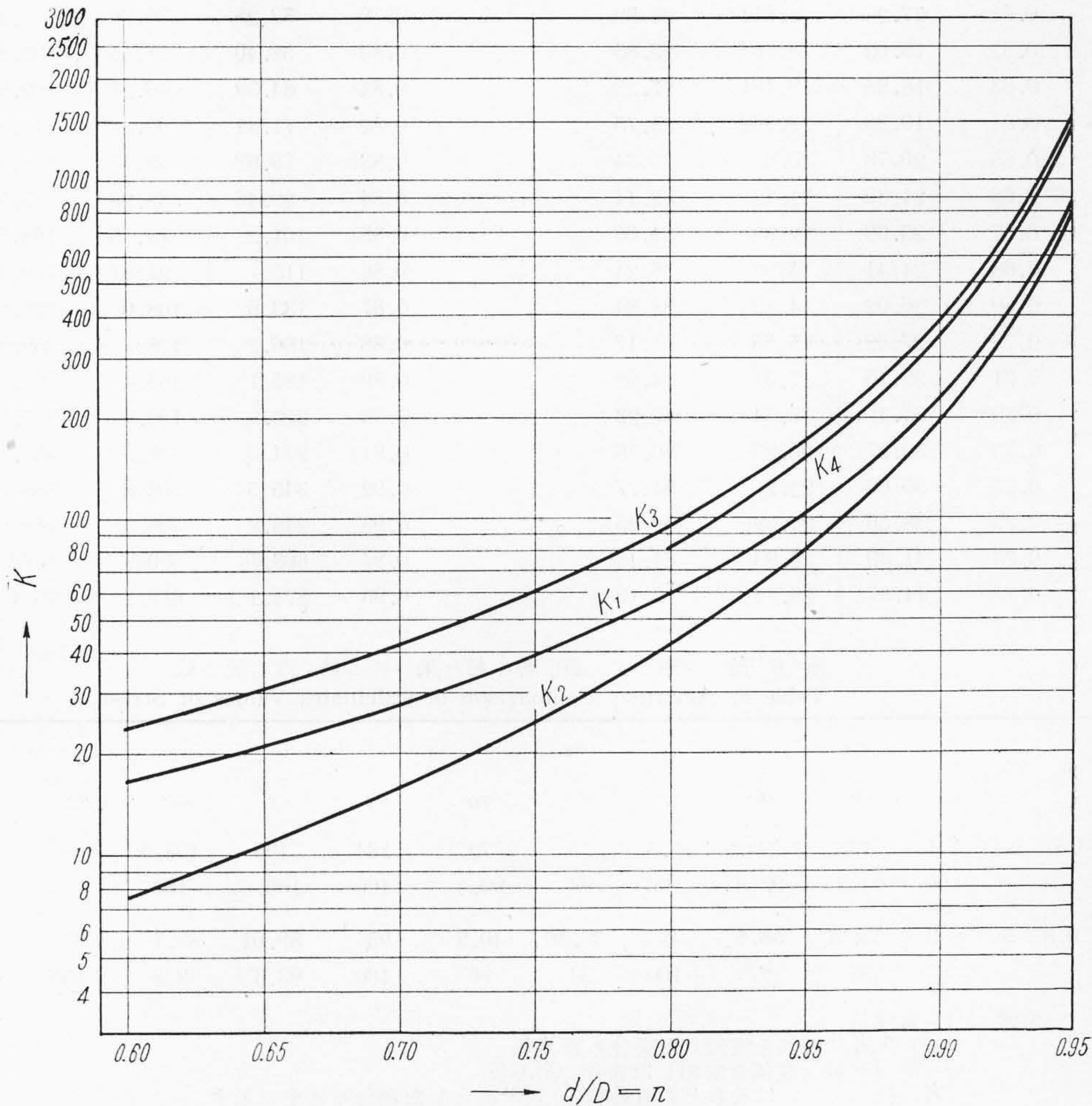
第 4 表 係數 K の 計 算 値 の 比 較 表

Table 4. Comparison between Calculates Valueo of Caefficient K .

n	K_1	K_{11}	K_{12}	K_2	K_{21}	K_{22}	K_3	K_{31}	K_{32}	K_4	K_{41}	K_{42}
0.6	16.07 (100)	16.5 (102.5)	15.28 (95)	7.15 (100)	7.472 (104.5)	8.25 (115.4)	22.48 (100)	23.43 (104.2)	25.47 (113.3)	15.97 (100)	16.5 (103.2)	15.28 (95.5)
0.7	27.01 (100)	27.42 (101.5)	26.28 (97.4)	15.27 (100)	15.67 (102.5)	16.56 (108.5)	40.38 (100)	41.17 (102)	43.8 (108.6)	31.83 (100)	32.43 (102)	30.65 (96.2)
0.8	58.87 (100)	58.4 (99.2)	58.01 (98.6)	41.37 (100)	41.15 (99.5)	41.77 (101)	93.46 (100)	92.82 (99.3)	96.69 (103.5)	80.47 (100)	80.44 (99.9)	77.35 (96)
0.9	225.7 (100)	222.9 (98.8)	229.8 (101.8)	191.1 (100)	190.8 (99.9)	186.1 (97.5)	377.4 (100)	375.3 (99.4)	383 (101.5)	351.9 (100)	351.6 (100)	344.7 (98)

備考： 上表に於て () は夫々基本式の係數を 100% とした場合の比率を示してゐる。

n が 0.6, 0.7
0.8, 0.9, の場
合につき前記係
數 K の計算結果
を第 4 表に示し
た。表中に併記
した基本式の
係數に對する比
率を檢討すると
(37)~(40)式の
近似式の場合は
 n が 0.6 以上に
於て最大相對誤
差 5% 以内であ
ることが認めら
れる。又(41)~
(44)式の場合の



第 15 圖 係數 K の 圖 表
Fig. 15 Diag-ram of Coeffi-cient K .

基本式に對する 相對誤差を 5% 以内と指定すると n が 0.8 以上の場合に適用可能である。以上より(24), (25), (26), (27)の近似式は n が 0.6 以上の場合に精度良く適用されることが明らかにされた。

(3) 實用計算表の作製及びその検討

以上述べた實用計算式を應用する場合、計算の手數を輕減するため (37)~(40) 式の係數 K_1, K_2, K_3 を $n = 0.60 \sim 0.95$ の範圍で 0.01 間隔に數値計算し第 5 表(次頁参照)に示した。尙 K_4 は接觸壓力による應力集中が大きく影響し理論式による計算値と適合しないため比

較的實驗値と計算値が近付く傾向にある n が 0.8 以上の場合のみを數値計算し第 5 表に併記した。尙第 5 表の結果を第 15 圖に圖示し簡易計算の便に供した。即ち本圖表を用いて内徑 d mm, 外徑 D mm, 幅 b mm の圓環に P kg の壓縮荷重が加わる場合の主要部分の應力 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4$ を計算するには $d/D = n$ に對應する K_1, K_2, K_3, K_4 を前記第 5 表或は第 15 圖より求め (33) 式によつて簡単に計算される。第 1 圖の 0.6, $n = 7 \sim 0.8$ の場合の實驗値と第 5 表の數値及び第 15 圖より讀取つた數値を用いて計算した數値を第 6 表に一括表示しそれぞれ

第 5 表 K の 表
Table 5. Calculates Values of Coefficient K .

n	K_1	K_2	K_3	K_4	n	K_1	K_2	K_3	K_4
0.60	16.50	7.472	23.43	—	0.78	48.75	32.98	76.60	—
0.61	17.23	8.011	24.59	—	0.79	53.25	36.76	84.15	—
0.62	18.02	8.564	25.85	—	0.80	58.40	41.15	92.82	80.44
0.63	18.86	9.181	27.23	—	0.81	64.39	46.28	102.9	89.94
0.64	19.80	9.862	28.75	—	0.82	71.41	52.34	114.8	101.1
0.65	20.78	10.6	30.34	—	0.83	79.63	59.55	128.8	114.4
0.66	21.89	11.42	32.14	—	0.84	89.46	68.28	145.5	130.3
0.67	23.09	12.32	34.09	—	0.85	101.2	78.75	165.5	149.5
0.68	24.41	13.32	36.24	—	0.86	115.7	91.87	190.4	173.3
0.69	26.02	14.43	38.84	—	0.87	133.6	108.0	221.0	202.6
0.70	27.42	15.65	41.17	—	0.88	156.2	128.7	259.9	240.0
0.71	29.15	17.01	44.02	—	0.89	185.1	155.4	309.9	288.1
0.72	31.1	18.54	47.23	—	0.90	222.9	190.8	375.3	351.6
0.73	32.87	20.25	50.76	—	0.91	274.0	238.9	464.1	437.7
0.74	35.66	22.2	54.77	—	0.92	345.3	306.8	588.3	558.8
0.75	38.36	24.39	59.25	—	0.93	448.9	406.4	769.3	736.0
0.76	41.49	26.93	64.46	—	0.94	608.7	560.9	1049	1010
0.77	44.87	29.73	70.10	—	0.95	873.1	819.3	1514	1467

第 6 表 應力計算結果の精度比較
Table 6. Accuracy Comparison of Calculates Values of Stress.

n	P	σ_1			σ_2			σ_3			σ_4		
		σ_A	σ_B	σ_C	σ_A	σ_B	σ_C	σ_A	σ_B	σ_C	σ_A	σ_B	σ_C
0.67	30	141	133	132.2	72.5	71	72	184	196	198.5	—	—	—
		(100)	(94.3)	(93.8)	(100)	(98)	(99.4)	(100)	(106.6)	(108)			
0.8	5	58.3	56.01	56.5	42	39.46	40.3	95	89.01	89.1	87	77.14	76.7
		(100)	(96)	(97)	(100)	(94)	(96)	(100)	(93.6)	(93.8)	(100)	(88.6)	(88.1)

備考 σ_A = 實驗値
 σ_B = 第 5 表の數値を使用した場合の計算値
 σ_C = 第 14 圖の數値を使用した場合の計算値
 上表に於て () はそれぞれ實驗値を 100% とした場合の比率を示す。

比率を併記したが第 15 圖から目測した數値を用いても比較的精度の良い結果が得られる。

[IV] 結 言

以上壓縮荷重を受ける圓環に誘起する應力の實用計算式を曲り梁理論より誘導し、光彈性實驗によりその適應性を検討した。其の結果内徑と外徑の比、 n が 0.6 以上の場合に比較的良く適用される實用計算式が導かれ又簡易計算圖表を作製して應用上の參考資料とした。

本論文に於て取扱つた曲り梁理論では中立軸の移動に就てふれていないが、より精密な理論式では當然この點を論ずべきである。而し筆者等は中立軸移動を考慮した理論式の場合⁽⁵⁾も計算してみたが本論文の如く n が 0.6 以上と限定すると中立軸の移動を考慮せずに計算してもその差は誤差として省略出来る程度のものであつた。

次に本論文では平面應力の問題として圓環の幅 b の方向の影響を無視しているが筆者等がフェノールレジン積層管で行つた實驗例では外徑 D に對して $b=1.4D$ 迄

種々の b の場合で實驗した結果は單位應力値に對して長さの影響は殆ど認められなかつた。

尙内徑と外徑の比 n が 0.95 以上になると荷重による變形が甚しくなり曲り梁理論の假定が適用出来なくなることが認められたので一應本論文では n が 0.95 以下の場合を論じた次第である。

本研究はフェノールレジン積層管の臨時日本標準規格制定當時より着手したもので爾來杉田收氏、鈴木前原料部長、久保原料部長、磯野合成樹脂課長、兼先日研所長三浦日研部長の御指導御鞭撻を戴いた、又實驗上岩崎勤君の協力に負う所多く茲に深謝の意を表する次第である

參 考 文 獻

- (1) 倉西正嗣：彈性學、221 (昭 23)
- (2) 南日 實：材料強弱及び彈性學、328 (昭 18)
- (3) H. Gleiger. Karl Scheel: Handbuch der Physik Bd. VI 181 (1928)
- (4) O. J. Horger: S. Timoshenko 60 th Anniversary Volume 79
- (5) 機械學會編纂：機械工學便覽 290 (昭 12)

第 33 卷 日 立 評 論 第 6 號

- ◎日本國有鐵道山邊發電所
27.500 KW 水車 日立製作所・日立工場・小森谷 亨
- ◎日本國有鐵道山邊發電所
28.000 KVA 豎型交流發電機に就て 日立製作所・日立工場 {高木 正
菊地 彌十郎
- ◎日本國有鐵道山邊發電所
配電盤及び搬送保護繼電裝置について 日立製作所・多賀工場 {川井 晴雄
森井 進吉
猿渡 房吉
..... 日立製作所・戸塚工場・家形 秀夫
- ◎日本國有鐵道山邊發電所
遮斷器及び斷路器 日立製作所・多賀工場 {太田原康夫
加藤 清夫
- ◎火力發電所に於ける電子管の應用 日立製作所・多賀工場 {島田 稔一
比良 清一
- ◎刷子の諸特性を考慮した整流理論(その二) 日立製作所・日立研究所・一木 利信
- ◎線路障害測定器 日立製作所・戸塚工場 {池田 國次平
常川 眞平

東京都品川區
大井坂下町 2717

日 立 評 論 社

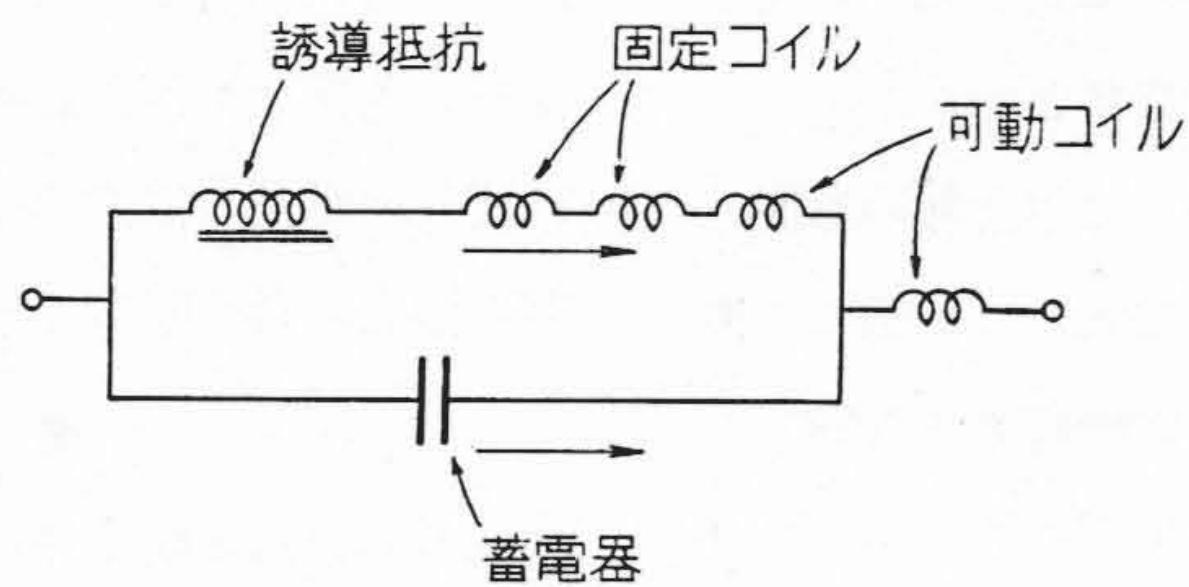
誌代 ¥30.00 千 6.00
六册 ¥200.00(送料共)

特許第182946號

齋藤末吉
宮崎幸雄

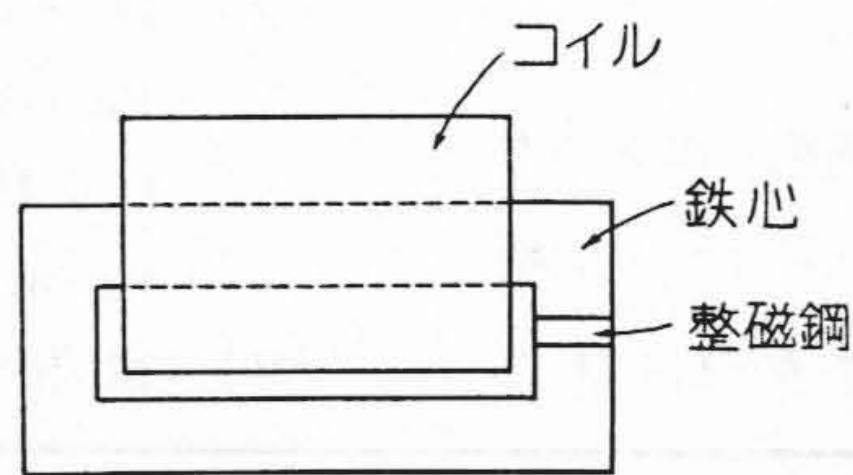
周波計

一般に普通の蓄電器は温度に對して正の温度係数を有する。従つてこのような蓄電器を同調型周波計に使用する場合には、温度變化によつて誤差を生ずる。この發明は同調回路の誘導抵抗に負の温度係数を有するものを使用し、これによつて蓄電器の温度變化による誤差を相殺したものである。負の温度係数を有する



誘導抵抗としては、鐵心の一部分に温度上昇によつて導磁率を減少する整磁鋼を介挿すれば容易にその目的を達することができる。

(田中)

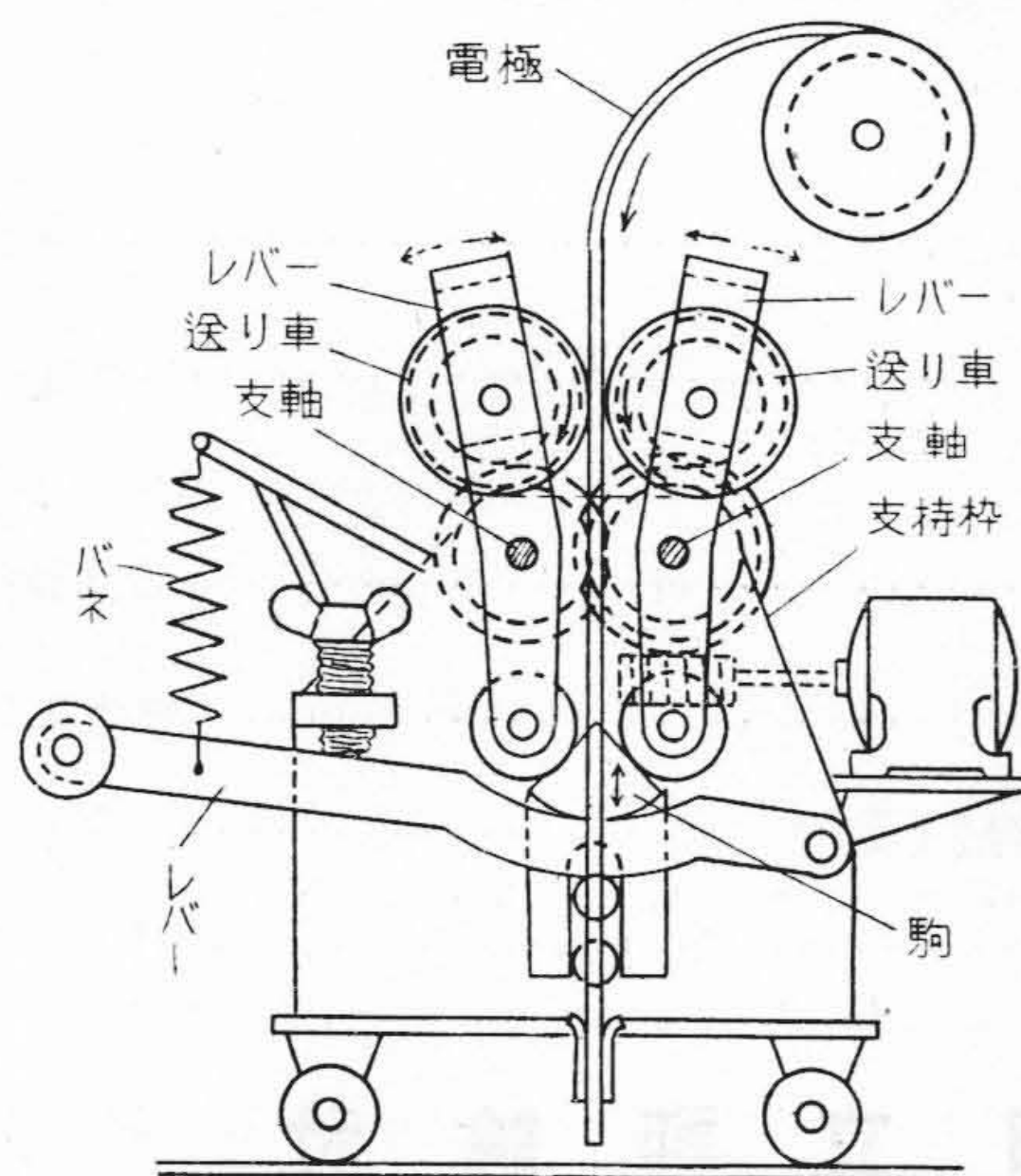


特許第183327號

山家正道
横内直中
田澤阜

熔接機の電極送り装置

この發明は二個のレバーの中心を支持棒に夫々相對して樞着し、その上端には電極を挾壓してこれを送り出すための送り車を設け、相對するレバー下端の空隙部には等邊三角形の駒を浮動的に壓入し、これによつて送り車に電極を挾壓すべき力を與えるようにしたものである。従つて送り車の挾壓力には適宜の弾力性を



附與させることができると同時に、挾壓力の強弱の如何に拘らず送り車は電極を常に中性位置に保持させることができ片方に偏することがなく、従つて電極を常に圓滑に送り出すことができるという特徴を有するものである。(田中)