U. D. C. 531.258
539.311
624.044-477.3

圧縮荷重を受ける円環の撓みの簡易計算式の誘導とその実験的検討

松　井　千　里*

Introduction of Calculating Formulae for the Deflections of Ring Under Compressive Load and its Experimental Check

By Chisato Matsui
Toga Warks, Hitachi, Ltd.

Abstract

Caluculating formulae for the deflections of ring under compressive load were newly introduced from the theory of curved beam and by experiments using steel ring, it was confirmed that the values calculated from the formulae coincide comparatively well with the experimental ones when the ratio of the inner diameter to the outer one was larger than 0.6.

Furthermore, by simplifing the formulae, the fallowing practical calculating formulae were introduced, which is only usable when the ratio of the diameters is 0.6 to 0.9.

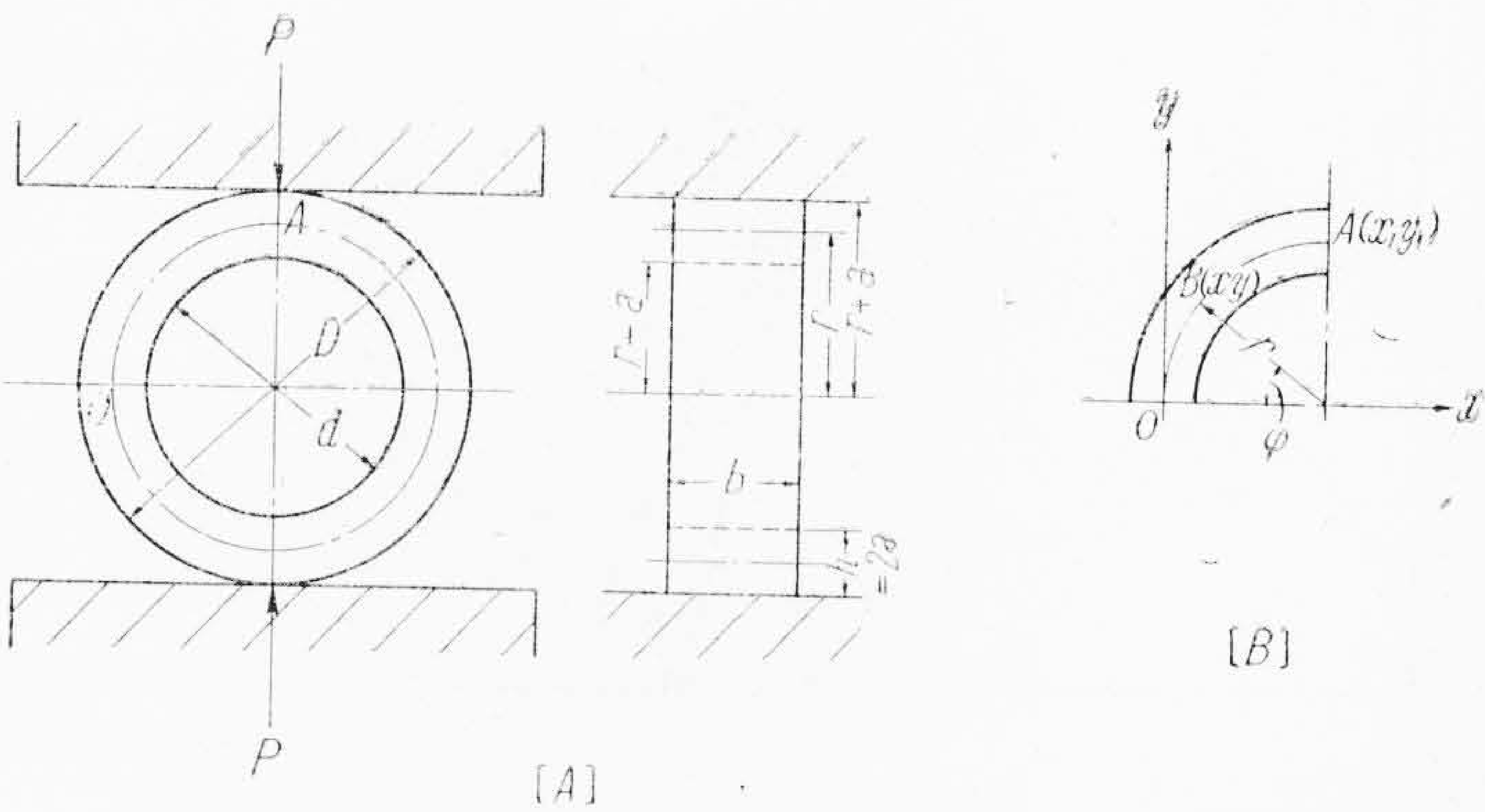
$$\delta = C \cdot \frac{P}{bE}$$

C = Coefficient determined by the ratio of the inner diameter to the outer one.
P = Compressive load
E = Modulus of Elasticity
b = Width of the ring

The calculated values of the coefficient C are shown in this treatise rafersuce for its application.

[I] 緒　　言

著者は先に第1図に示す如き如き直径方向の圧縮荷重を受ける円環の各主要断面に誘起する応力の簡易計算式を報告[1]したが、引続きこの場合の荷重と撓みの関係を示す計算式を誘導し、その実験的検討を行い併せて既往の文献に発表された実験結果と対照してその精度を確認し、実用計算に便利なよう計算数値表を作製したので、茲に報告し、大方の参



第1図　圧　縮　荷　重　を　受　け　る　円　環
Fig. 1.　Illustration of Ring Subjected to Compressive Load

* 日立製作所多賀工場

考に供することとする。

又この簡易計算式を応用すると円環の圧縮荷重と撓みの実験より該材質の弾性係数を簡単に計算することが出来ることを併せ述べた。

〔II〕 計算式の誘導と数値計算結果

第1図〔A〕の如き直径方向の圧縮荷重を受ける円環にあつては荷重方向の直径は縮み、水平方向の直径は伸びるもので、この場合荷重方向、水平方向の撓みはそれぞれ直径に対称である故、今円周の四分の一、即ち**第1図**〔B〕の弧 OA を取つてこの部分の撓みを計算するのである。

この撓みの計算式は前報[1]と同様に曲り梁理論により誘導されるもので、曲り梁理論に就ては既に詳述[2]されている故、茲では省略し小野氏[3]による基本式を引用して次に示す。

$$\varDelta x_1 = y_1\int_0^{\varphi_1}\omega d\varphi - \int_0^{\varphi_1} y\omega d\varphi + \int_0^{x_1}\varepsilon_0 dx \quad \cdots\cdots(1)$$

$$\varDelta y_1 = -x_1\int_0^{\varphi_1}\omega d\varphi + \int_0^{\varphi_1} x\omega d\varphi + \int_0^{y_1}\varepsilon_0 dy \quad \cdots(2)$$

茲に

$\varDelta x_1$ は**第2図**に示す如き曲り梁上の任意の 1 点 P_1 の全変位の x 軸方向の分変位

$\varDelta y_1$ は同上の y 軸方向の分変位

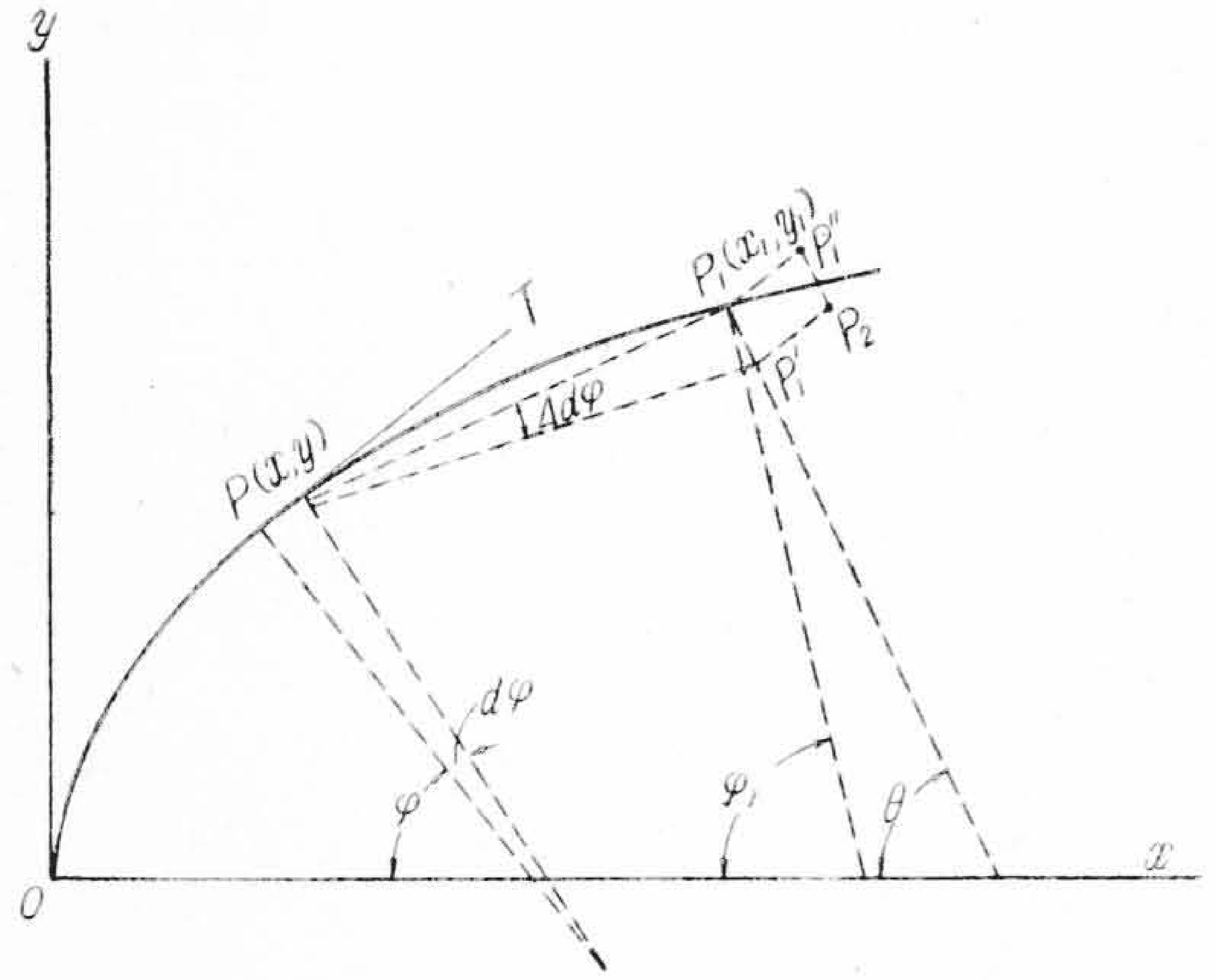
次に (1), (2) 式の境界条件及び基礎条件を次の如く定めて詳細な計算を行つた結果を以下に示す。

$$y_1 = x_1 = r$$

$$y = r\sin\varphi$$

$$x = r(1-\cos\varphi)$$

$$\omega = \frac{1}{Ef}\left(P + \frac{M}{r} + \frac{M}{kr}\right)$$



第 2 図　曲り梁の変形解析説明図

Fig. 2. Scheme for Analysis of Deformation of Curved Beam

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{Ef}\left(P + \frac{M}{r}\right)$$

茲に

$$\omega = \frac{\varDelta d\varphi}{d\varphi} \qquad \varepsilon_0 = \frac{\varDelta dS}{dS} \qquad dS = rd\varphi$$

E＝弾性係数

f＝断面積＝$b\times h$

r＝円環の中立軸半径

k＝断面換算係数、**第1図**の場合は

$$k = \frac{1}{3}\left(\frac{1-n}{1+n}\right)^2 + \frac{1}{5}\left(\frac{1-n}{1+n}\right)^4 + \frac{1}{7}\left(\frac{1-n}{1+n}\right)^6 + \cdots(3)$$

M＝彎曲モーメント、前報[1]の (5) 式より

$$M = \frac{Pr}{2}\left\{\cos\varphi - \frac{2}{\pi(1+k)}\right\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(4)$$

よつて (4) 式を ω 及び ε_0 の式に代入すると

$$\omega = \frac{P}{2Ef}\left\{2 - \frac{2}{\pi k} + \left(1 + \frac{1}{k}\right)\cos\varphi\right\} \quad \cdots(5)$$

$$\varepsilon_0 = \frac{P}{Ef}\left\{1 + \frac{\cos\varphi}{2} - \frac{1}{\pi(1+k)}\right\} \quad \cdots\cdots\cdots(6)$$

次に積分の範囲を $\varphi_1 = 0\sim\frac{\pi}{2}$ とし、且つ

$$\int_0^{y_1}\varepsilon_0 dy = \int_0^{\frac{\pi}{2}}\varepsilon_0 r\cos\varphi d\varphi$$

$$\int_0^{x_1}\varepsilon_0 dx = \int_0^{\frac{\pi}{2}}\varepsilon_0 r\sin\varphi d\varphi$$

とを用いて (1), (2) 式の定積分を計算してみる。この場合 (1), (2) 式の $\varDelta x_1$ 及び $\varDelta y_1$ をそれぞれ $\varDelta x$, $\varDelta y$ として表現するならば次の如き簡単な形となる。

$$\varDelta x = \frac{Pr}{Ef}\left\{2.07 + \frac{0.068}{k} - \frac{1}{\pi(1+k)}\right\} \quad \cdots\cdots(7)$$

$$\varDelta y = -\frac{Pr}{Ef}\left\{\frac{1}{\pi(1+k)} + \frac{0.0744}{k}\right\} \quad \cdots\cdots\cdots(8)$$

上式に於て $\varDelta x$ の符号が正、$\varDelta y$ のそれが負となつているのは圧縮荷重のため $\varDelta x$ は伸び、$\varDelta y$ は縮むことを意味しているものである。次に

$$f = \frac{bD(1-n)}{2} \qquad r = \frac{D}{4}(1+n)$$

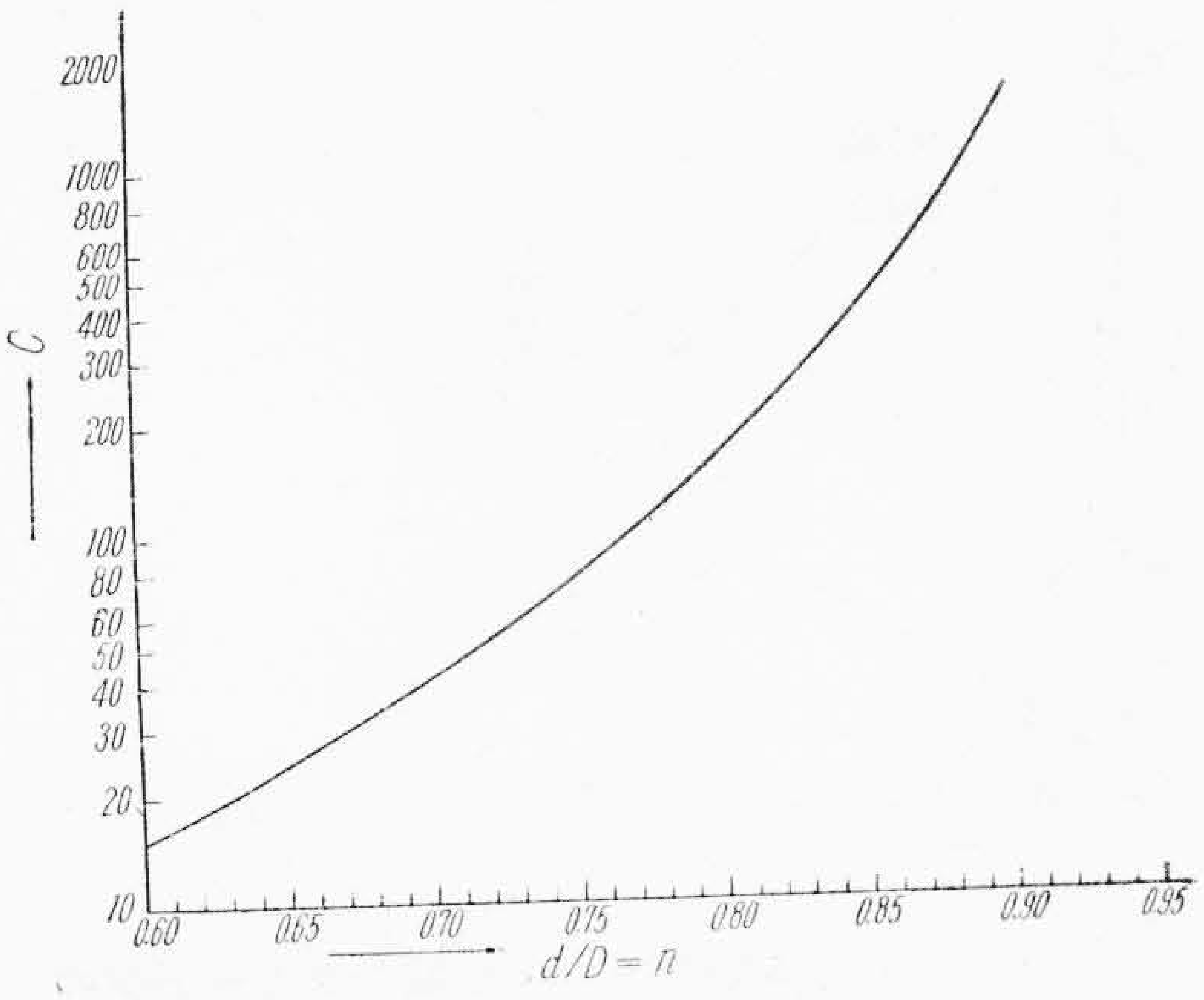
をそれぞれ (7), (8) 式に代入すると

$$\varDelta x = \frac{P(1+n)}{2bE(1-n)}\left\{2.07 + \frac{0.068}{k} - \frac{1}{\pi(1+k)}\right\} \quad \cdots(9)$$

$$\varDelta y = \frac{-P(1+n)}{2bE(1-n)}\left\{\frac{1}{\pi(1+k)} + \frac{0.0744}{k}\right\} \quad \cdots\cdots(10)$$

本文の計算は荷重方向の撓みを主眼とするものである故、以下の計算には $\varDelta y$ を対照として検討を進めることとする。

今荷重方向の直径の縮み量を δ とすると前に述べたところより　$\delta = 2\varDelta y$ である。



第 3 図 n と C の関係曲線

Fig. 3. Relation between n and C

故に

$$\delta = 2\Delta y = -\frac{P(1+n)}{bE(1-n)}\left\{\frac{1}{\pi(1+k)} + \frac{0.0744}{k}\right\} \cdots\cdots\cdots\cdots(11)$$

(11) 式に於て n の値を指定すれば (11) 式の b, P, E 以外は全て常数となる故、次の如く書き得る。

$$\delta = -C\cdot\frac{P}{bE} \cdots\cdots\cdots\cdots(12)$$

茲に

$$C = \frac{(1+n)}{(1-n)}\left\{\frac{1}{\pi(1+k)} + \frac{0.0744}{k}\right\} \cdots\cdots\cdots(13)$$

上記 (12) 式が直径の縮み量を求める簡易計算式で常数 C の数値計算を $n=0.6\sim0.9$ の範囲で行つた結果を**第 1 表**に示し、**第 3 図**に図示した。**第 1 表**には参考数値として k の値も併記した。

又前報[1]で n が 0.6 以上になると k の値は第 1 項のみを取てつ計算しても相対誤差はは僅少なることを述べた故、$k=\frac{1}{3}\left(\frac{1-n}{1+n}\right)^2$ として(13)式に代入すると次式を得る。

$$C = \frac{9(1+n)^3}{4\pi(1-n)^3}\left\{\frac{0.645-0.355n+0.645n^2}{1+n+n^2}\right\} = C_1 \cdots\cdots\cdots\cdots(14)$$

これら (13), (14) 式の C, C_1 の代表的なものを計算し両者間の相対誤差を計算して**第 2 表**に示してみた。

この結果は n が 0.6 以上では C と C_1 との間の相対誤差が 3% 以下で殆んど差が無く、従つてもし断面換算係数 k を用いないで計算する場合は (14) 式によつて計算しても差支えないことが判る。

第 1 表 k と C の表

Table 1 Calculated Values of k and C

n	k	C
0.60	0.0216	15.02
0.61	0.0202	16.49
0.62	0.019	18.03
0.63	0.0177	19.9
0.64	0.0165	21.97
0.65	0.0154	24.25
0.66	0.0143	26.93
0.67	0.0133	29.91
0.68	0.0124	33.15
0.69	0.0114	37.3
0.70	0.0106	41.55
0.71	0.00976	46.8
0.72	0.00897	52.88
0.73	0.00823	59.95
0.74	0.00754	68.15
0.75	0.00689	77.8
0.76	0.00626	89.56
0.77	0.00568	103.3
0.78	0.00514	119.7
0.79	0.00463	139.7
0.80	0.00415	164.2
0.81	0.00369	195.1
0.82	0.00328	232.5
0.83	0.00289	280.4
0.84	0.00253	341.8
0.85	0.0022	420.9
0.86	0.00189	527.4
0.87	0.00162	665
0.88	0.00136	865.6
0.89	0.00113	1137
0.90	0.000922	1539

第 2 表 係数 C, C_1 の相対誤差

Table 2. Relative Error C and C_1

n	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8
C	15.02	24.25	41.55	77.80	164.2
C_1	15.53	24.85	42.38	78.74	165.5
$e_1(\%)$	3.4	2.5	2.0	1.2	0.8

備考： 相対誤差 e_1 は次式により計算した。

$$e_1 = \frac{C-C_1}{C}\times100$$

[Ⅲ] 計算式の実験的検討

本文に於て提案する簡易計算式の実験的検討としては以下述べる如く鋼製円環の圧縮荷重と直径の縮み量の関係を実測し、又同じ条件で計算した縮み量とを比較対照

する方法によつて行つた。

（1） 実験例（A）

JES 金属 4401 の炭素工具鋼7種該当 90mmφ 丸鋼より外径 $D=70$mm, 内径 $d=42$mm, 幅 $b=12$mm の円環を加工し内径面は▽▽▽仕上、外径面及び側面は▽▽仕上げにて焼入処理をしないまま、20t アムスラー万能材料試験機により目盛指示板の目盛範囲 0～5 t の条件で圧縮荷重を加え、荷重方向の内径変化をシリンダーゲーヂで測定し縮み量 δ を求めた。

測定値及び計算値を**第3表**、**第4図**に示した。又参考用として前報[1]により荷重部の内周表面に誘起する応力 σ_3 を計算して併記した。

玆に計算数値は

$n=0.6$　$C=15.02$　$K_3=23.43$　$E=20,000$ kg/mm²

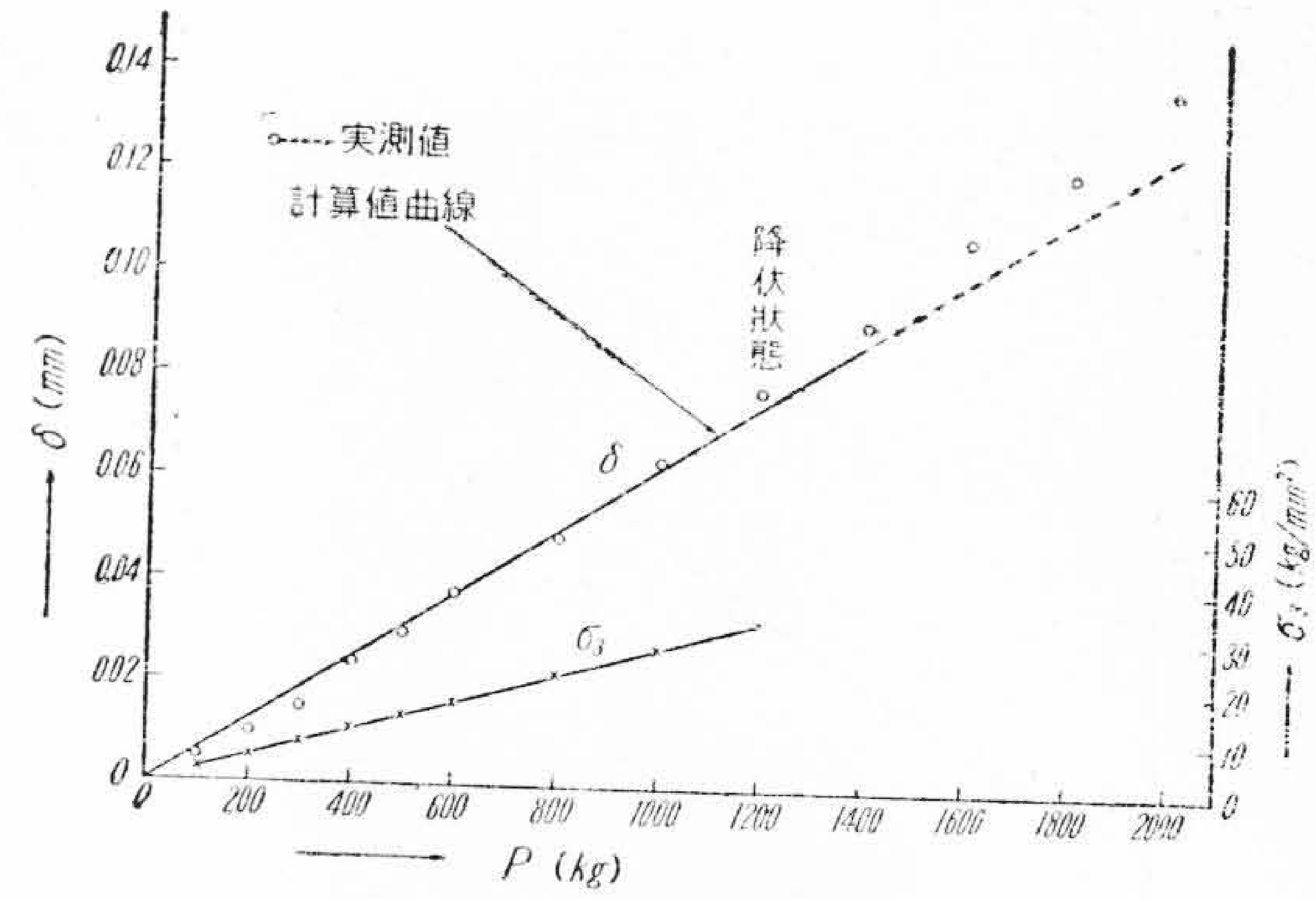
$$\delta=0.00006255\times P\ (\text{mm})$$

$$\sigma_3=0.0279\times P\ (\text{kg/mm}^2)$$

第3表、**第4図**より大体荷重 1,000～1,200kg, σ_3 が 28～33kg/mm² 前後で降伏状態を示すことが判る。この数値は材質が焼入せざる状態としては大体妥当な数値と思惟される。

（2） 実験例（B）

前述実験例（A）と同じ 90mmφ 炭素工具鋼より外径 $D=69.9$mm, 内径 $d=59.4$mm, 幅 $b=12$mm の円環を加工し、内径、外径、側面の仕上げ状態は上記（A）の場合と同様にして焼入せずに2t アムスラー万能材料試験機で圧縮荷重を加え、内径方向の寸法変化を内径測定マイクロメーターで測定して縮み量 δ を求めた。



第4図　$n=0.6$ なる鋼製円環の圧縮荷重と変形量の関係の実験値と計算値曲線

Fig. 4. Experimental Values and Calculated ones of the Deflection of Steel Ring under Compressive Load ($n=0.6$)

測定値及び計算値を**第4表**、**第5図**に示し参考として σ_3 の計算値を併記した。

玆に計算数値は

$n=0.85$　$C=421$　$K_3=165.5$　$E=20,000$ kg/mm²

$$\delta=0.001755\times P\ (\text{mm})$$

$$\sigma_3=0.197\times P\ (\text{kg/mm}^2)$$

第4表、**第5図**より大体荷重 150～180kg 前後、$\sigma_3=$ 29～34 kg/mm² 前後で降伏状態を示すことが推定される。前例と略々一致した数値である。

（3） 石井氏の実験例[4]

ニッケルクロムモリブデン鋼製外径 $D=72$mm, 内径

第3表　$n=0.6$ なる鋼製円環の圧縮荷重と縮みの関係

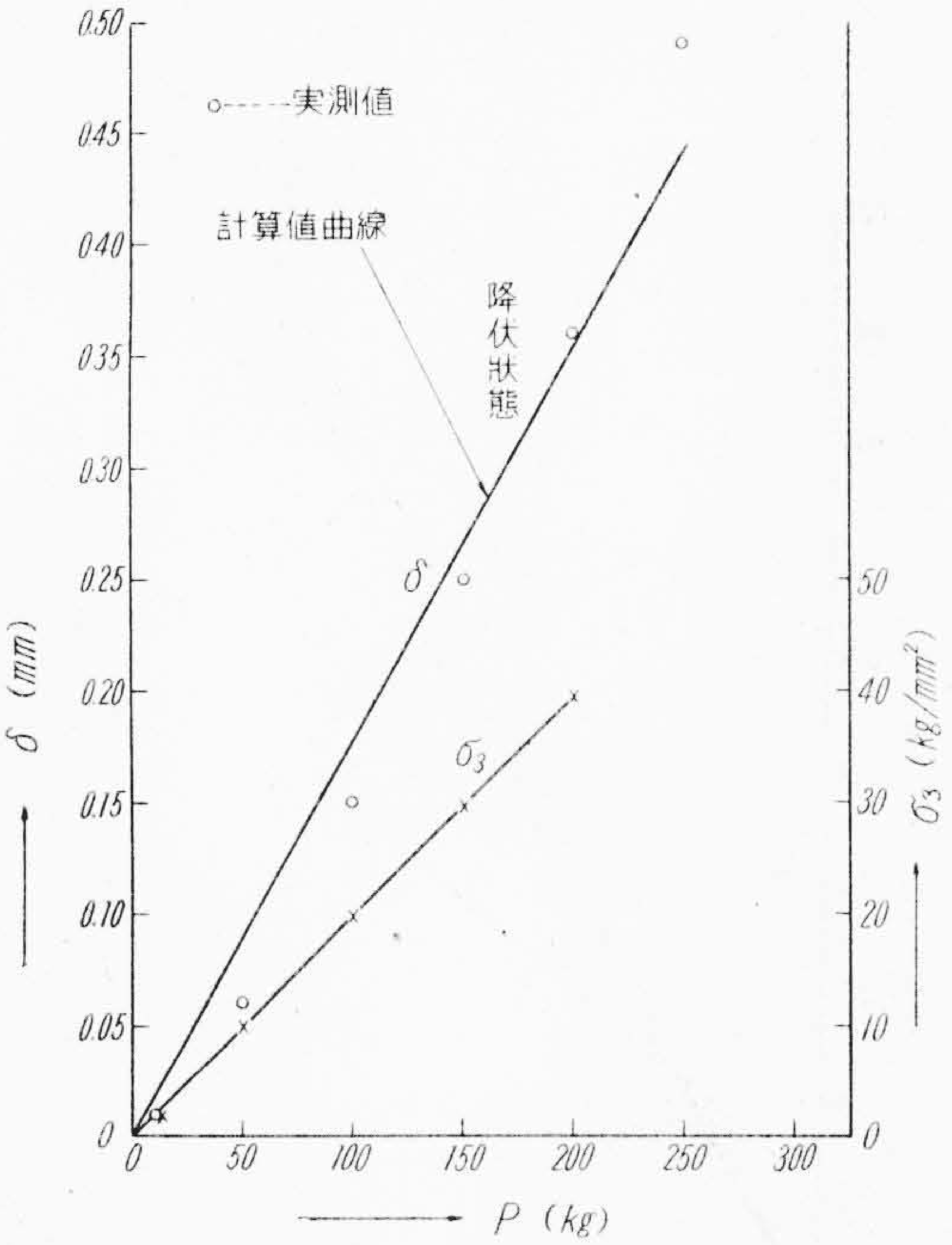
Table 3. Relation between Compressive Load and Deflection of Steel Ring ($n=0.6$)

圧縮荷重 P (kg)	縮み量 δ (mm) 実測値	縮み量 δ (mm) 計算値	(計算値)－(実測値)	誘起応力 σ_3 (kg/mm²)	備考
100	0.005	0.006	+0.001	2.79	
200	0.01	0.014	+0.004	5.58	
300	0.015	0.019	+0.004	8.37	
400	0.024	0.025	+0.001	11.16	
500	0.03	0.031	+0.001	13.96	
600	0.038	0.038	0	16.73	
800	0.049	0.050	+0.001	22.32	
1000	0.064	0.063	−0.001	27.9……	この間で降伏状態となる。
1200	0.078	0.075	−0.003	33.5……	
1400	0.091	0.088	−0.003		
1600	0.108	0.10	−0.008		
1800	0.121	0.113	−0.008		
2000	0.138	0.125	−0.013		

第4表　$n=0.85$ なる鋼製円環の圧縮荷重と縮みの関係

Table 4. Relation between Compressive Load and Deflection of Steel Ring ($n=0.85$)

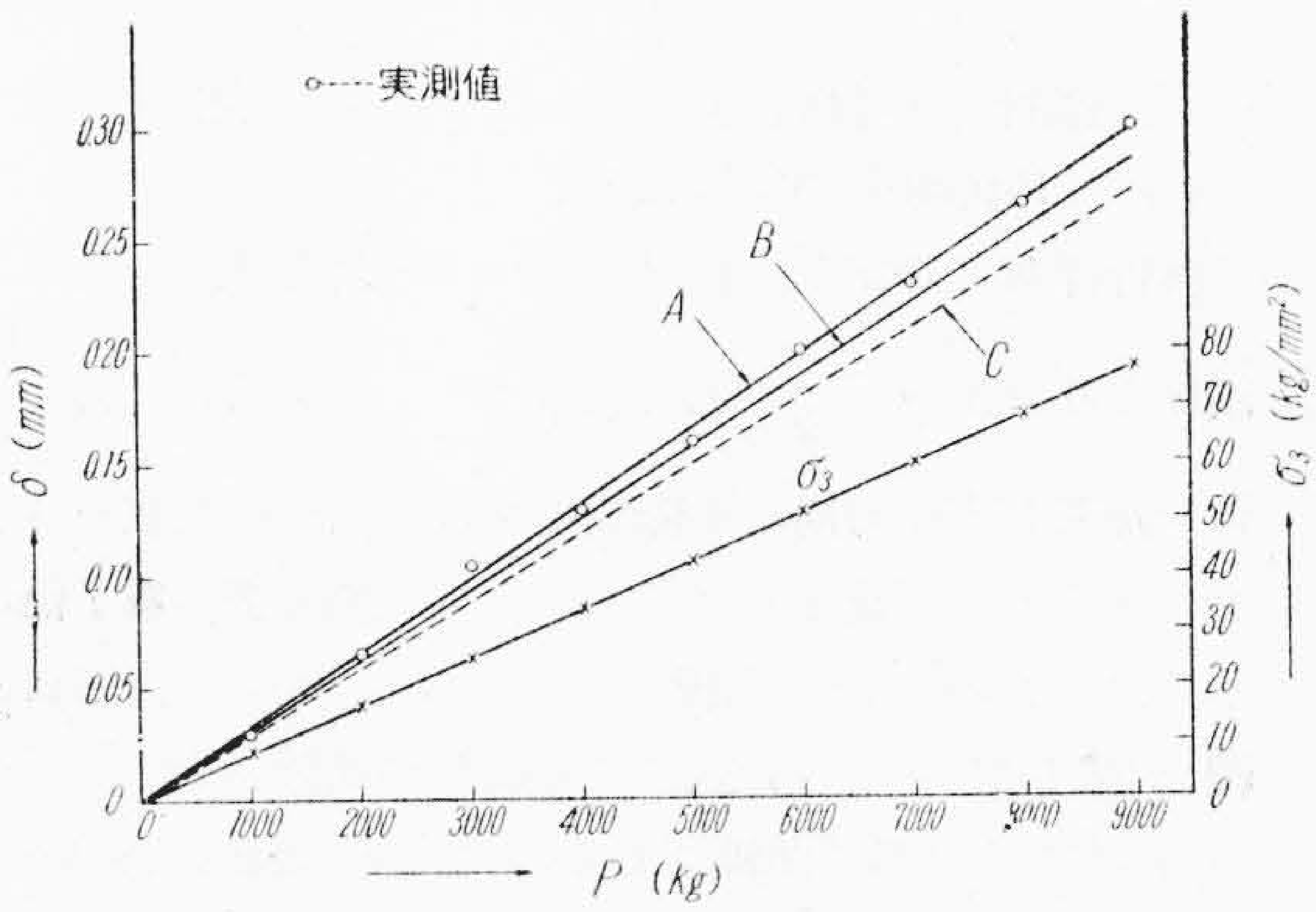
圧縮荷重 P (kg)	縮み量 δ (mm) 実測値	計算値	(計算値)−(実測値)	誘起応力 σ_3 (kg/mm²)	備考
10	0.01	0.018	+0.008	1.97	
50	0.06	0.088	+0.028	9.85	
100	0.15	0.176	+0.013	19.7	
150	0.25	0.263	+0.026	29.6……	この間で降伏状態となる。
200	0.36	0.351	−0.009	39.4……	
250	0.49	0.439	−0.051		
300	0.70	0.526	−0.174		
350	1.23	0.615	−0.615		



第5図　$n=0.85$ なる鋼製円環の圧縮荷重と変形量の関係の実験値と計算値曲線

Fig. 5. Experimental Values and Calculated ones the Deflection of Steel Ring under Compressive Load ($n=0.85$)

$d=45$mm, 幅 $b=30$ mm の円環に焼入処理したものを特殊加圧装置[4]により直径方向に圧縮荷重を加え内径の縮みを $\frac{1}{100}$ mm 目盛の内径測定用ダイアルインヂケータで測定した結果を再録して**第5表**に示し、これに(12)式による計算値(a)及び Timoshenko の近似式[5]による計算値(b)を併記した。これらを**第6図**に図示し前例同様 σ_3 をも記載した。**第6図**に於て曲線(A)は大体実測値間を結んだもの、曲線(B)は本報(12)



第6図　$n=0.625$ なる鋼製円環の圧縮荷重と変形量の関係の実験値と計算値曲線（石井氏[4]の報告より）

Fig. 6. Experimental Results by Ishii and Calculated ones of the Deflection of Steel Ring Compressive Load ($n=0.625$)

式による計算値曲線、曲線(C)は Timoshenko の近似式による計算値曲線である。茲に Timoshenko の近似式は歪エネルギーの理論より誘導されたもので、

$$\delta=-\frac{Pr^3}{EI}\left(\frac{\pi}{4}-\frac{2}{\pi}\right)=-0.222\frac{(1+n)^3}{(1-n)^3}\cdot\frac{P}{bE} \qquad \cdots\cdots\cdots(15)$$

又本文の基本式(2)式の右辺第3項を省略して薄肉円環の場合を近似計算するとやはり(15)式が誘導され得る。従つて簡易計算式(12)を用いれば(15)式より精度の良い結果を得ることは明らかである。茲に計算数値は

$n=0.625$　$C\fallingdotseq 19$　$K_3=18.44$　$E=20,000$ kg/mm²

$\delta=0.0000317\times P$ (mm)

$\sigma_3=0.00855\times P$ (kg/mm²)

尚ニッケルクロムモリブデン鋼は焼入処理後には一般に降伏点が 85kg/mm² 以上を示すから**第4表**、**第6図**

第5表 $n=0.625$ なる鋼製円環の圧縮荷重と縮みの関係(石井氏の実験例引用)
Table 5. Relation between Compressive Load and Deflection of Steel Ring ($n=0.625$) (Ishii's Test Results)

圧縮荷重 P (kg)	縮み量 δ (mm) 実測値	計算値(a)	計算値(b)	誘起応力 σ_3 (kg/mm²)	備考
1000	0.03	0.032	0.03	8.55	計算値(a)は(12)式によるもの。計算値(b)は(15)式によるもの。
2000	0.065	0.063	0.06	17.11	
3000	0.105	0.095	0.091	25.6	
4000	0.13	0.127	0.121	34.2	
5000	0.16	0.158	0.151	42.7	
6000	0.2	0.19	0.161	51.3	
7000	0.23	0.22	0.211	59.9	
8000	0.265	0.254	0.242	68.4	
9000	0.3	0.285	0.272	77	

の実験範囲では降伏状態を呈しないことが類推される。

(4) Pippard の実験報告[(6)]

弾性係数を測定した結果 28.5×10^6 封度/吋² を有する鋼板より外径 $=5\frac{1}{2}$ 吋、内径 $=4\frac{1}{2}$ 吋、幅 $\frac{1}{2}$ 吋の円環を加工し直径方向に圧縮荷重を加え内径の変化をマイクロメーターで測定した。その結果を**第6表、第7図**に示したが、図に於て曲線(A)は Pippard の計算値曲線、同(B)は(12)式による計算値曲線、同(C)は(15)式よる計算値曲線である。これらの結果を観察すると荷重 600～650kg 前後に於て降伏状態が認められ降伏点の応力 σ_3 は 40kg/mm² 前後であることが推定される。

茲に計算数値は

$n=0.818$ $C=225$ $K_3=114.8$ $D=139.7$mm

$d=114.3$mm $b=12.7$mm $E=20,000$kg/mm²

荷重 0.15 t の場合を P_1 kg, その時の内径を d_1 mm とし、その他の降伏荷重以下の任意の荷重を P kg, その時の内径を d とすると

(12) 式による場合の $\delta=0.000886(P-P_1)$ (mm)

(15) 式による場合の $\delta=0.000871\ (P-P_1)$ (mm)

又 $\sigma_3=0.0647\times P$ (kg/mm²)

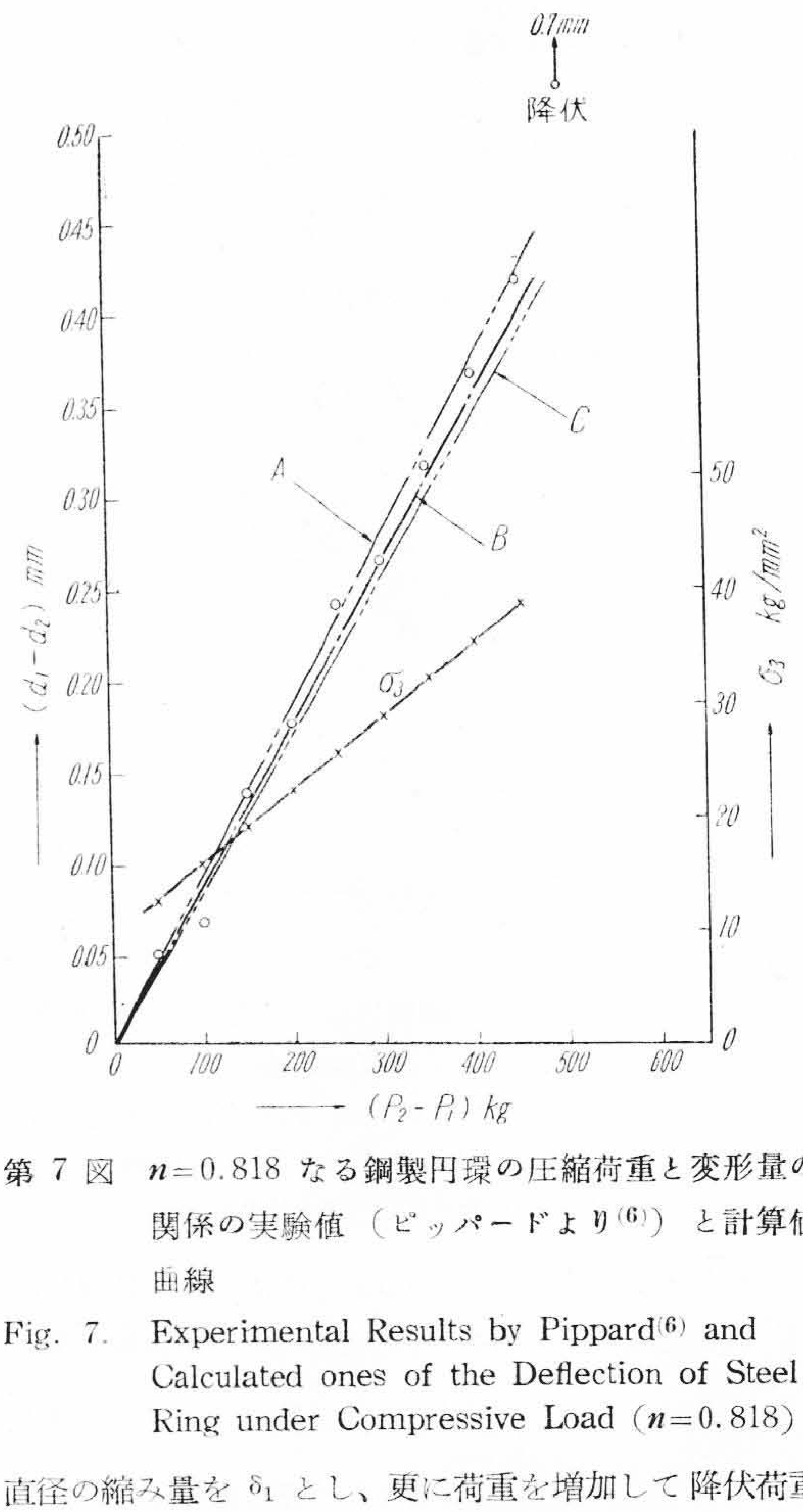
(5) 弾性係数計算による検討

(i) 計算式の誘導

(12) 式の δ と E を入換え負の記号を取去つて

$$E=C\frac{P}{\delta b}\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(16)$$

とおき荷重 P と直径の縮み量 δ との関係を実測すれば(16)式により容易に弾性係数が計算出来る、しかし多くの場合荷重零を基準に取ると接触状態の影響が不安定に現われ、実験誤差が入り易い故試験と加圧盤との接触を確認出来る程度の軽荷重 P_1 を加えたときの直径を d_1,



第7図 $n=0.818$ なる鋼製円環の圧縮荷重と変形量の関係の実験値(ピッパードより[(6)])と計算値曲線

Fig. 7. Experimental Results by Pippard[(6)] and Calculated ones of the Deflection of Steel Ring under Compressive Load ($n=0.818$)

直径の縮み量を δ_1 とし、更に荷重を増加して降伏荷重以下の任意の荷重 P_2 を加えたときの直径を d_2, 直径の縮み量を δ_2 として弾性係数を計算した方が良い結果を与える。今荷重零の場合の直径を d とすると

$\delta_1=d-d_1$ $\delta_2=d_1-d_2$

第 6 表 $n=0.818$ なる鋼製円環の圧縮荷重と縮みの関係（Pippard の実験報告引用）
Table 6. Relation between Compressive Load and Deflection of Steel Ring ($n=0.818$) (Pippard's Experimental Results)

圧縮荷重 P（t）	P の増分 $(P-P_1)$（t）	内 径 (in)	実測縮み量 (mm)	計算せる縮み量 (mm) (a)	(b)	(c)	誘起応力 σ_3(kg/mm²)
0.15	—	4.4985	—	—	—	—	9.7
0.20	0.05	4.4965	0.0508	0.047	0.0443	0.0435	12.95
0.25	0.10	4.4958	0.0685	0.094	0.089	0.087	16.2
0.30	0.15	4.4930	0.14	0.141	0.133	0.131	19.4
0.35	0.20	4.4915	0.178	0.188	0.177	0.174	22.6
0.40	0.25	4.4890	0.242	0.235	0.222	0.218	25.9
0.45	0.30	4.4880	0.266	0.282	0.266	0.262	29.1
0.50	0.35	4.4860	0.318	0.329	0.31	0.305	32.4
0.55	0.40	4.4840	0.368	0.376	0.355	0.348	35.6
0.60	0.45	4.4820	0.42	0.423	0.4	0.392	38.8
0.65	0.50	4.4710	0.7	0.47	0.443	0.436	降伏状態

備考 実測縮み量は吋を mm に換算して表示した。 計算値 (a) は Pippard の計算値
計算値 (b) は (12) 式によるもの。 計算値 (c) は (15) 式によるもの。

第 7 表 各実験例の弾性係数計算結果
Table 7. Modulus of Elasticity Oftained from Experimental Results

計算引用表番	計算基礎数値 n	C	P_1	P_2	δ_1	δ_2	弾性係数 (kg/mm²) 計算値	文献値	比率
第 3 表	0.6	15.02	100	1,000	0.005	0.064	19,070	20,700～21,500 (f)	0.92～0.89
第 4 表	0.85	421	10	150	0.01	0.25	20,460	20,700～21,500 (f)	0.99～0.95
第 5 表	0.625	19	1,000	9,000	0.03	0.3	18,770 (a) 17,880 (b)	20,000 (e)	0.94 0.89
第 6 表	0.818	225	50	450	0.0508	0.42	19,200 (c) 18,830 (d)	20,000 (g)	0.96 0.94

備考 (a), (c) は (17A) 式によつて計算したもの。 (b), (d) は (15) 式によつて計算したもの。
(e) は推定値 (f) は文献[7]による。 (g) Pippard の実測値。

$$\therefore \quad \delta_2-\delta_1=d_1-d_2$$

又 δ_1, δ_2 の計算には同方向荷重で比較するもの故、負の符号を省略して

$$\delta_1=C\frac{P_1}{bE} \qquad \delta_2=C\frac{P_2}{bE}$$

として計算すると

$$\delta_2-\delta_1=\frac{C}{bE}(P_2-P_1)$$

$$\therefore \quad E=\frac{C}{b}\frac{(P_2-P_1)}{(\delta_2-\delta_1)}\cdots\cdots\cdots\cdots(17A)$$

$$=\frac{C}{b}\frac{(P_2-P_1)}{(d_1-d_2)}\cdots\cdots\cdots\cdots(17B)$$

(17 A), (17 B) 式によつて弾性係数が計算出来る。

(ii) 数値例による検討

前述 (1) より (4) 迄の実験数値を用いて (17 A) 式により弾性係数を計算した結果を**第 7 表**に示した。尚**第 7 表**には文献[6][7]よりそれぞれ近似組成の鋼の弾性係数を引用して、併記し両者間の比率を算出して併記した。

これらの結果より観察すると (17A), (17B) 式の精度は相当良好であり、又肉厚の大なる場合には (15) 式よりも (12) 式の方がはるかに精度の良いことを弾性係数の計算結果より明らかにした。 特に Pippard の実験報告は供試材料の弾性係数を明らかにしているので今回の計算値と比較する場合、特に信頼性を置ける好適例である。

[IV] 結 論

直径方向の圧縮荷重を受ける円環の荷重と変形量の関

係を示す計算式を曲り梁理論より誘導し、実用計算に便利な簡易計算式にまとめ、諸常数を計算し数値表を作製して発表した。

又実験的検討としては炭素工具鋼7種該当丸鋼より加工した内、外径の比 n が 0.6 及び 0.85 の円環で圧縮荷重と変形量の関係を実測し計算数値と比較した。更に既発表の実験報告[4][6]を引用し同様な検討を行い簡易計算式の適応性を検討した。前報[1]で述べた応力計算式より代表応力として荷重部の内周表面に誘起する応力 σ_3 を計算して見たが、降伏点の応力としては比較的妥当な数値が求められた。但し本方法では降伏点の判定は相当注意を払つて連続的に測定しなれけば誤差が入り易い。

次に内、外径の比 n が 0.95 の場合も実験して見たが計算変形量よりも実測変形量が著しく大に現われ、再検討の余地があることを認め一応計算数値表も n が 0.90 迄算出し、(12) 式も n が 0.90 以下で適用すべきことを提案するものである。

弾性係数計算結果より検討してみると今回提案の(12)式は Pippard の実験報告[6]より判る如く相対誤差が 4 %以内で極めて精度良好である。又歪エネルギー定理より求められる近似式 (15) より精度良好であり、肉厚みの大なる場合に良結果を与えることを明らかにした。

本研究は前報[1]と同様、久保原料部長、磯野合成樹脂課長その他多くの人々の御指導、御後援を得て行われたものにして玆に感謝の意を表する次第である。

参考文献

(1)　松井、大内田：　日立評論　33, 259, (昭 26)
(2)　清水篤麿：　材料力学　241, (昭 16)
　　南日実：　材料強弱及び弾性学　328, (昭 18)
(3)　小野鑑正：　材料力学　187, (昭 15)
(4)　石井　　：　日立評論　26, 619, (昭 18)
(5)　S. Timoshenko and T. M. Lessell : Applied Elasticity 228, (1925)
(6)　宮入武夫訳：　A. J. S. Pippard 歪エネルギーによる応力解析法　167, (昭 18)
(7)　日本航空学会編纂：　航空工学便覧 303, 679, (昭 15)

特　許　紹　介

特許第 193051 号　　　　割石 官市・上田　博

鑄造用金型の製造方法

良く乾燥をした適宜の木材により所要形状の鋳型をつくり、それに鉛・錫・アンチモン・カドミウム・蒼鉛等より成る特殊合金を直接注入して成型することを特徴とする鋳造用金型の製造方法の発明である。

ポンプの羽根のように、形状が複雑で数多く要る鋳造用金型を早くきれいに製造することが出来る。

(富　田)