

巻胴の強さに及ぼす真円度の影響

Effect of Initial Out-of-Roundness on the Strength of the Hoisting Drum

種 田 元 治*
Motoharu Taneda

内 容 梗 概

巻胴の強さの研究の一段階として、補強のない巻胴の強さと真円度との関係について調べた。

巻胴の強さの問題を円筒面から一様な外圧を受ける薄肉円筒の強さの問題として考えて、油圧により巻胴模型の破損実験を行い、従来発表されている破損圧力の理論式の中の真円度の大きさを、不規則な初期たわみを有する実際の巻胴ではいかなる方法で決めればよいかについて検討した。模型巻胴としては真円度の比較的よい機械加工製のもの5個と真円度の比較的わるい製罐加工製のもの4個を用いた。

その結果、機械加工模型程度の真円度の巻胴では破損圧力の計算に不真円度を考慮する必要はなく、真円度の比較的わるいものでは Holt の方法に類似した方法により真円度の大きさを決めればよいことがわかった。

1. 緒 言

炭坑用巻上機の巻胴の強さに関しては多くの人々^{(1)~(3)}によってその計算法が提案され、従来各社とも巻胴強さの計算はこれらの方法によっている。しかるにこれらの方法はいずれも巻胴強さの計算法としては十分でなく、したがって安全かつ経済的な巻胴強さの計算法を確立することは巻上機設計上緊要な問題と考える。

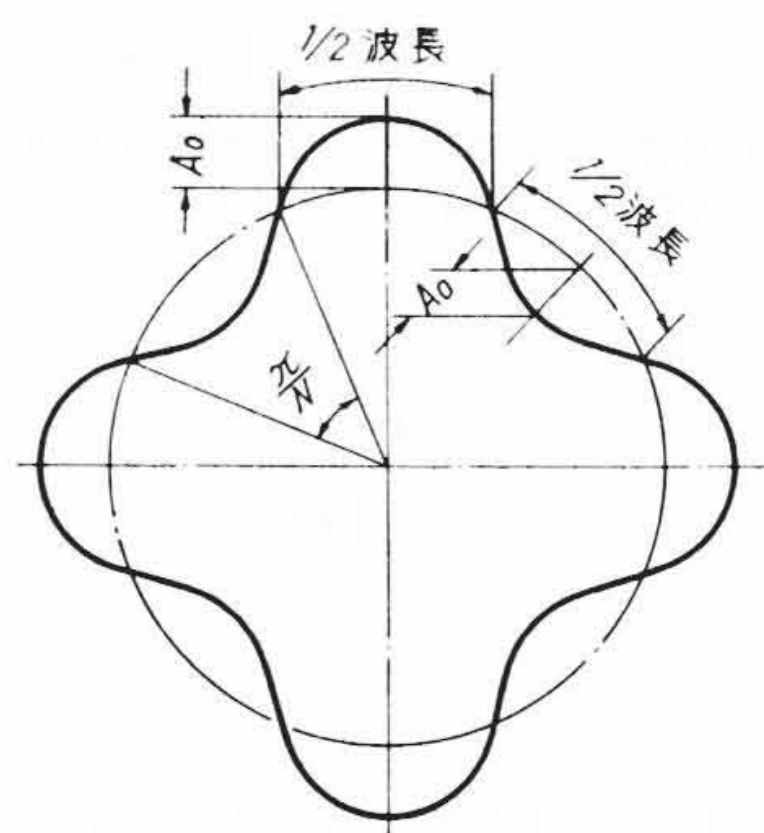
このために、筆者らはさきに巻胴に張力を有するロープを何層にも巻付けた場合に、巻胴の受ける外圧が巻層数とともにいかに増加してゆくかを明らかにした⁽⁴⁾。ついで巻胴の強さに関する研究を行っているが、本報告はその一段階として補強のない巻胴の強さと真円度との関係について調べたものである。

巻胴に張力を有するロープを巻取する場合巻胴には数種の外力が作用するものと考えられるが、それらの外力の中で直接に巻胴面に加わる外圧がほかの外力に比し特別大きい応力を巻胴に生ぜしめる。したがって本報告では巻胴には外圧だけが作用するものとし、またこの外圧は平均して一様に作用するものと仮定する。なお一般に巻胴の肉厚と直径の比 (0.010~0.018) は小さいので、巻胴は薄肉円筒であると仮定する。しかるときは巻胴の問題は円筒面から一様な外圧を受ける薄肉円筒の問題として考えることができる。

さて実際の巻胴はふつう圧延鋼板を丸めて製作しているので、一般に断面を真円にすることはきわめて困難であり、このため実際には真円な場合よりも強さが低下する。

薄肉円筒に外圧を加えた場合円筒の真円度の程度が破損圧力に及ぼす影響については、最近多くの理論的研究がなされている^{(5),(6)}。しかるにこれらの実験はある限られた寸法範囲の模型についてなされているにすぎない。すなわち断面を真円とした場合の降伏破損圧力の計算値が弾性座屈圧力の計算値よりも高いような場合 (たとえば(肉厚)/(直径)の比が比較的小さい場合)に限られている。しかるに巻上機の巻胴はこの逆の場合に相当している。また上記の諸研究結果によれば、その破損圧力の計算値は実験値よりもかなり低くなっている場合が多い。この原因としてはいろいろあると思うが、その中のおもなものとして次のことが考えられる。すなわちこれらの理論では円筒の負荷前の形状が第1図に示すとき真円円筒の座屈時の波形と相似であると仮定しているが、実際にはこのような規則正しい波形ではないことである。

今回、断面を真円とした場合の降伏破損圧力の計算値が弾性座屈圧力の計算値よりも低いような寸法の薄肉円筒(模型巻胴)に、円筒



第1図 負荷前の巻胴中央断面

面から一様な外圧を加えて破損実験を行い、真円度のいろいろな決め方について妥当性を調べてみたので、その結果を報告する。

2. 巻胴の破損圧力の計算式と不真円量の決め方

巻胴にロープを巻付けた場合、巻胴の受ける外圧 $\bar{p}$ は次式で表わされる。

$$\bar{p} = \frac{C_n T}{d_1 R} \dots\dots\dots (1)$$

ここで T : 巻初めのロープ張力

R : 巻胴の平均半径

d_1 : 隣接ロープ間の中心距離

C_n : ロープを n 層巻いた場合の巻層係数、すなわち n 層巻いた場合に巻胴が受ける外圧と1層巻いた場合に受ける外圧との比⁽⁴⁾

一方薄肉円筒に円筒面から一様な外圧を加えた場合、Sturm は周方向の最大応力が降伏点 σ_y に達するときの外圧を破損圧力 $\bar{p}$ と仮定して次式を示している⁽⁵⁾。

$$\bar{p} = \frac{2 \sigma_y t / D}{1 + \frac{4 A_0}{t} \cdot \frac{E \left(N^2 - 1 + \nu \frac{\pi^2 R^2}{L^2} \right) \left(\frac{t}{D} \right)^3}{(1 - \nu^2) (\bar{p}_c - \bar{p})}} \dots\dots\dots (2)$$

$$\bar{p}_c = K E \left(\frac{t}{D} \right)^3 \dots\dots\dots (3)$$

ここで $D=2R$, L , t : 円筒(巻胴)の平均直径、長さ、肉厚

A_0 : 負荷前の形状が真円円筒(真円巻胴)の弾性座屈時の波形と同一としたとき、第1図に示す量(これを不真円量と名付けることにする)

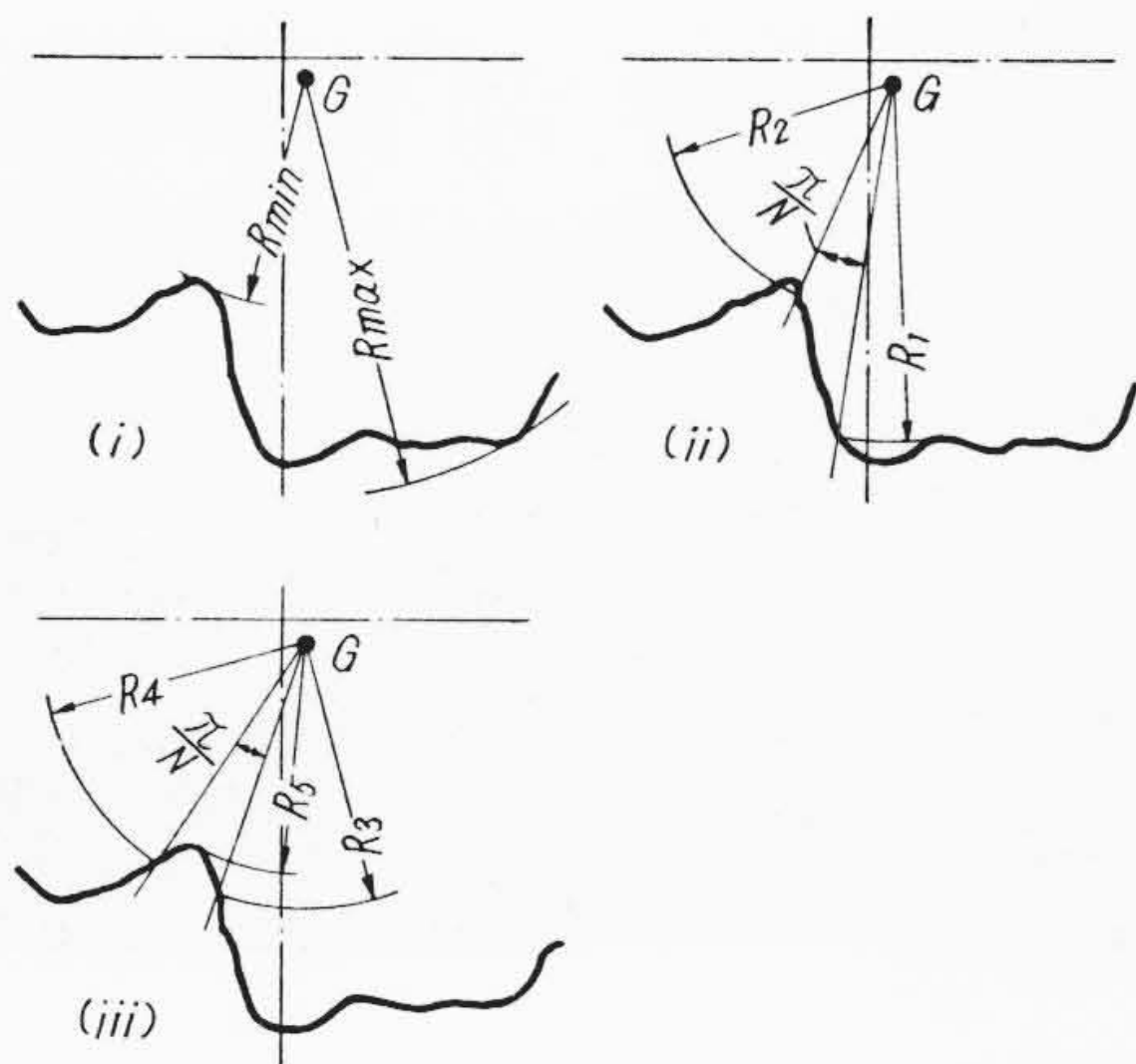
E, ν : 円筒(巻胴)材料の縦弾性係数、ポアソン比

$\bar{p}_c, N$: 真円円筒(真円巻胴)の弾性座屈圧力、座屈時の波の数

K : $t/D, L/D, \nu, N$ および円筒(巻胴)両端の支持条件によって定まる係数⁽⁵⁾

K の値としては、 N をそれぞれ2, 3, 4, ……と仮定して求められる K の値の中の最小値を採用し、またこのときの N の値を波の数とし

* 日立製作所亀有工場



第 2 図 負荷前の巻胴中央断面

て採用する。

巻胴を破損させるに必要なロープ張力 T は (1) 式の p に (2) 式の $\bar{p}$ を代入して計算することができる。

なお (2) 式における右辺の分子 $2\sigma_y t/D$ は真円筒の降伏破損圧力を示している。しかるに Hodge によれば、両端を支持した薄肉真円筒の $L/\sqrt{Rt}$ が約 5.6 以上の場合にはこの破損圧力が $2\sigma_y t/D$ となるが、5.6 以下の場合には $2\sigma_y t/D$ 以上となる⁽⁷⁾。したがって (2) 式は $L/\sqrt{Rt}$ が 5.6 以上の薄肉円筒について妥当なものと考えられるが、巻胴の場合ふつうこの値は 5.6 以上である。

さて実際に製作された巻胴は一般に第 1 図に示すような規則正しい波形ではなく、不規則な形をしている。したがって実際の巻胴に (2) 式を適用するにあたって、不真円量 A_0 としていかなる値を用いるかが問題となる。筆者の調べた範囲ではこの不真円量 A_0 の決め方として次のようなものが考えられる。

(a) 第 2 図 (i) に示すように、まず負荷前の巻胴中央断面を図示しその図心 G を決定する。つぎに G 点からの最大および最小半径をそれぞれ $R_{\max}$ および $R_{\min}$ とし、つぎのように決める。

$$A_0 = \frac{R_{\max} - R_{\min}}{2} \dots\dots\dots (4)$$

この方法は Bodner と Berks のものに類似している⁽⁶⁾。

(b) (a) 法と同様に、まず負荷前の巻胴中央断面の図心 G を決定する。第 2 図 (ii) に示すように、半波長の中心角 π/N (計算値) だけ離れた部分の各半径 R_1 と R_2 の差の中、全円周で最大のものを採用する。すなわち

$$A_0 = |R_1 - R_2|_{\max} \dots\dots\dots (5)$$

この方法は Windenburg の示したものである⁽⁶⁾。

(c) かりに実際の形状が真円筒の座屈時の波形と一致した場合には、第 1 図からわかるように (b) 法で決めた不真円量は第 1 図に示した A_0 の 2 倍となって不合理である。したがって (5) 式の $1/2$ を不真円量として採用する。すなわち

$$A_0 = |R_1 - R_2|_{\max} / 2 \dots\dots\dots (6)$$

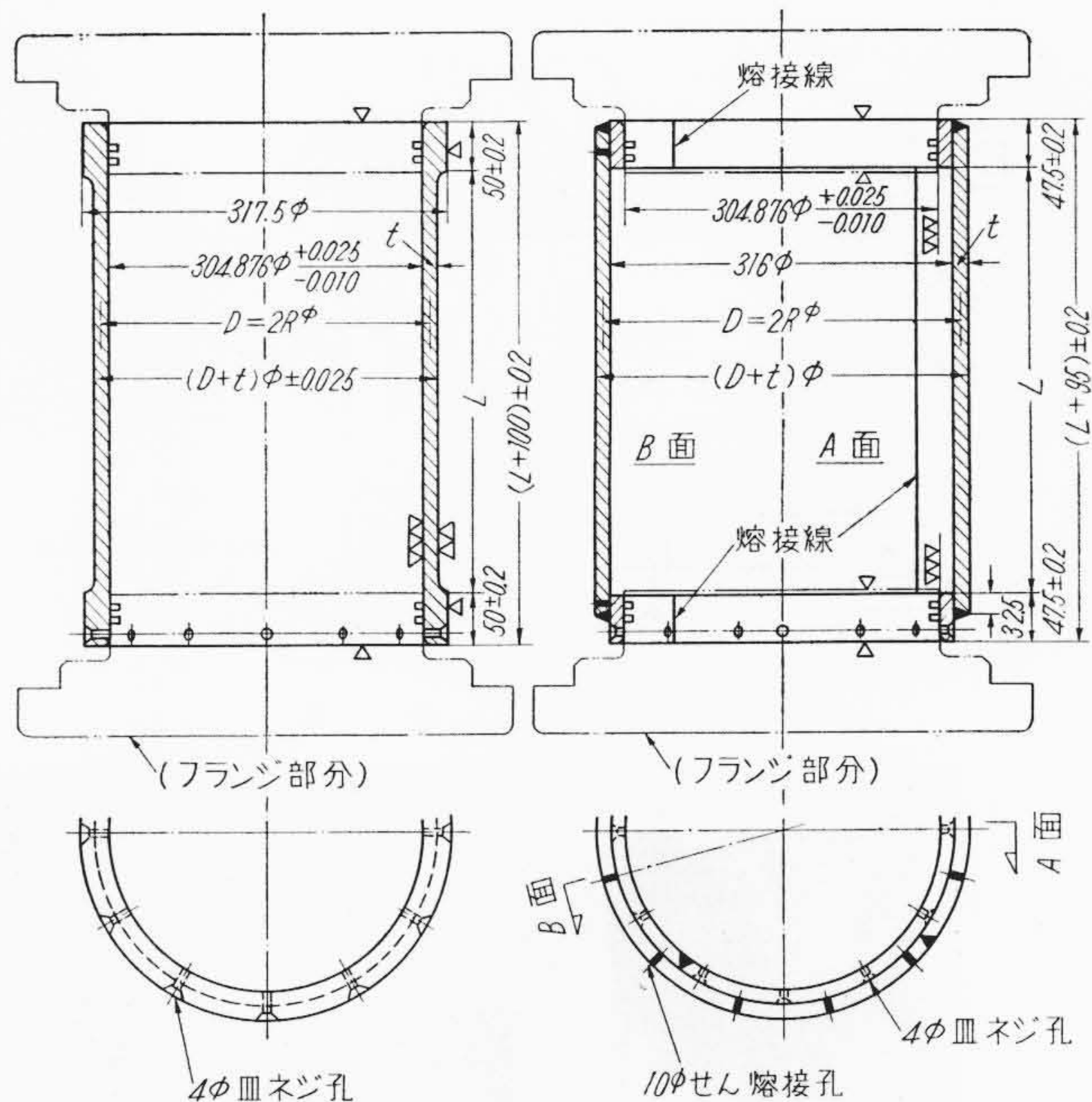
(d) 第 2 図 (iii) に示すように、まず図心 G を決定し、つぎに中心角 π/N を谷の部分を含むようにとり、 $\{(R_3 - R_5) + (R_4 - R_5)\} / 2$ の値の中、全円周で最大のものを採用する。すなわち

$$A_0 = |\{(R_3 - R_5) + (R_4 - R_5)\} / 2|_{\max} \dots\dots\dots (7)$$

この方法は Holt のものに類似している⁽⁶⁾。

3. 実験方法

模型巻胴としては、鋼管より削り出した機械加工品 (不真円量の比較的小さいもの) 5 個と鋼板を丸めて製作した製缶加工品 (不真円量の比較的大さいもの) 4 個の 2 種を用いた。機械加工品は鋼管



第 3 図 模 型 巻 胴

第 1 表 模 型 巻 胴 の 仕 様

模型番号	L/D	t/D	$L/\sqrt{Rt}$	$\frac{\Delta t}{t} \times 100$ %	降伏点 kg/mm ²	材 質	熱処理条件
機械加工品	IV	1.187	0.01088	+0.51 -0.72	26.3	ST 38	920℃ 1 時間 加熱後 空 冷
	VII	1.186	0.01193	+0.52 -0.54	24.1		
	III	1.185	0.01288	+0.30 -0.20	26.3		
	V	0.600	0.01097	+3.43 -1.50	24.1		
	VI	0.599	0.01307	+2.98 -1.90	24.1		
製缶加工品	A-4	1.161	0.01005	+6.90 -10.10	39.2	SS	650℃ 1 時間 加熱後 空 冷
	A-2	1.155	0.01380	+6.70 -8.20	25.0		
	A-1	0.581	0.00975	+1.50 -2.00	34.9		
	A-3	0.591	0.01456	+0.73 -1.50	28.6		

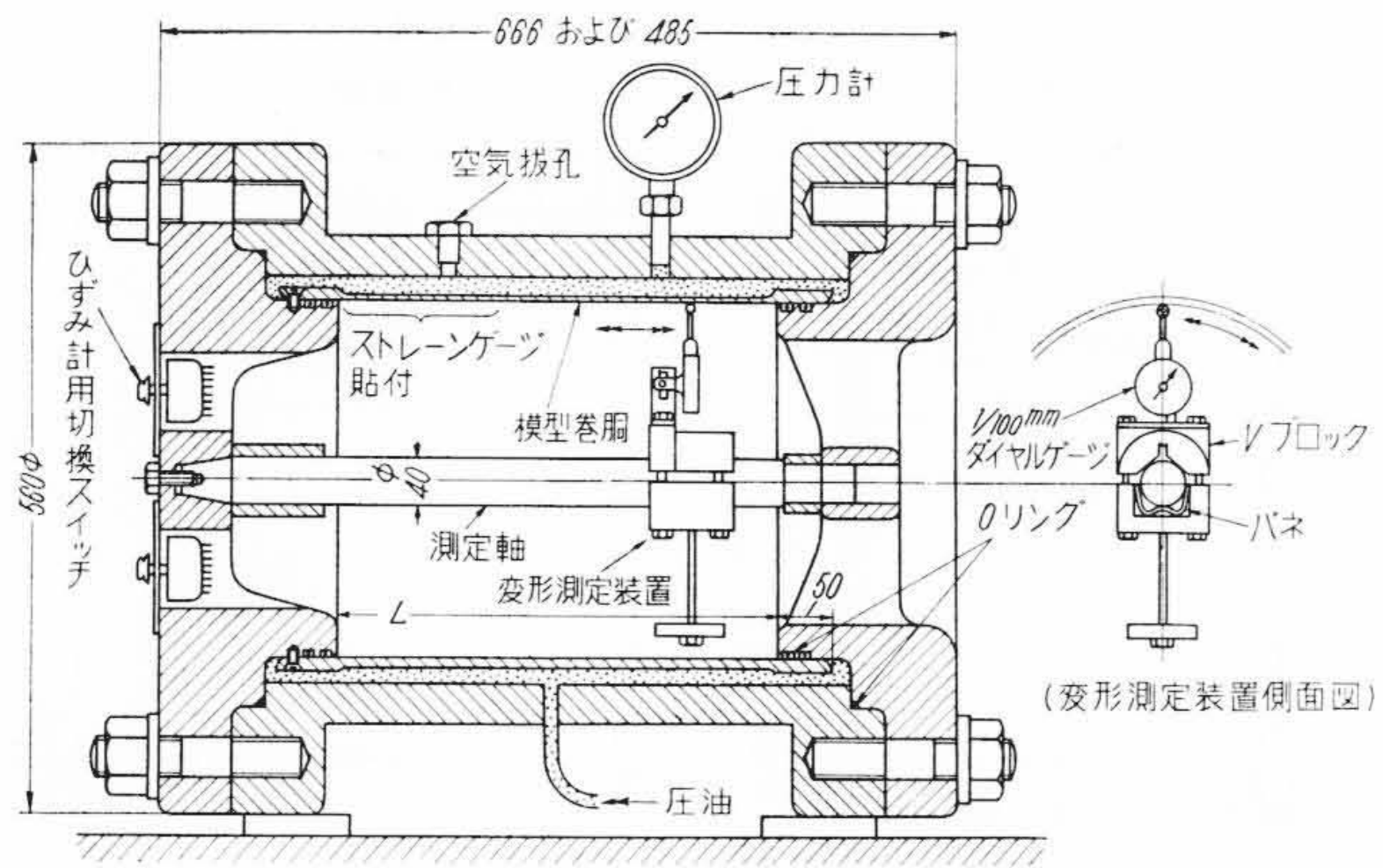
$D \approx 310 \text{ mm}$

素材のまま焼鈍したのち削り出して製作した。製缶加工品は実験の誤差を少なくするためサンドブラストをかけて黒皮を除去したのち、外気を遮断して焼鈍を行った。第 3 図に模型巻胴の概略を、また第 1 表にその仕様を示す。模型巻胴の各寸法比は実際の巻上機の巻胴の寸法比を参照して定めたものである。直径 D および長さ L は製作図の称呼寸法であり、肉厚 t は 1 個の巻胴について 20~50 箇所の実測値の平均である。第 1 表の Δt は t の偏差の中最大のものを示したものである。なお $L/\sqrt{Rt}$ の値はすべて 5.6 以上とした。

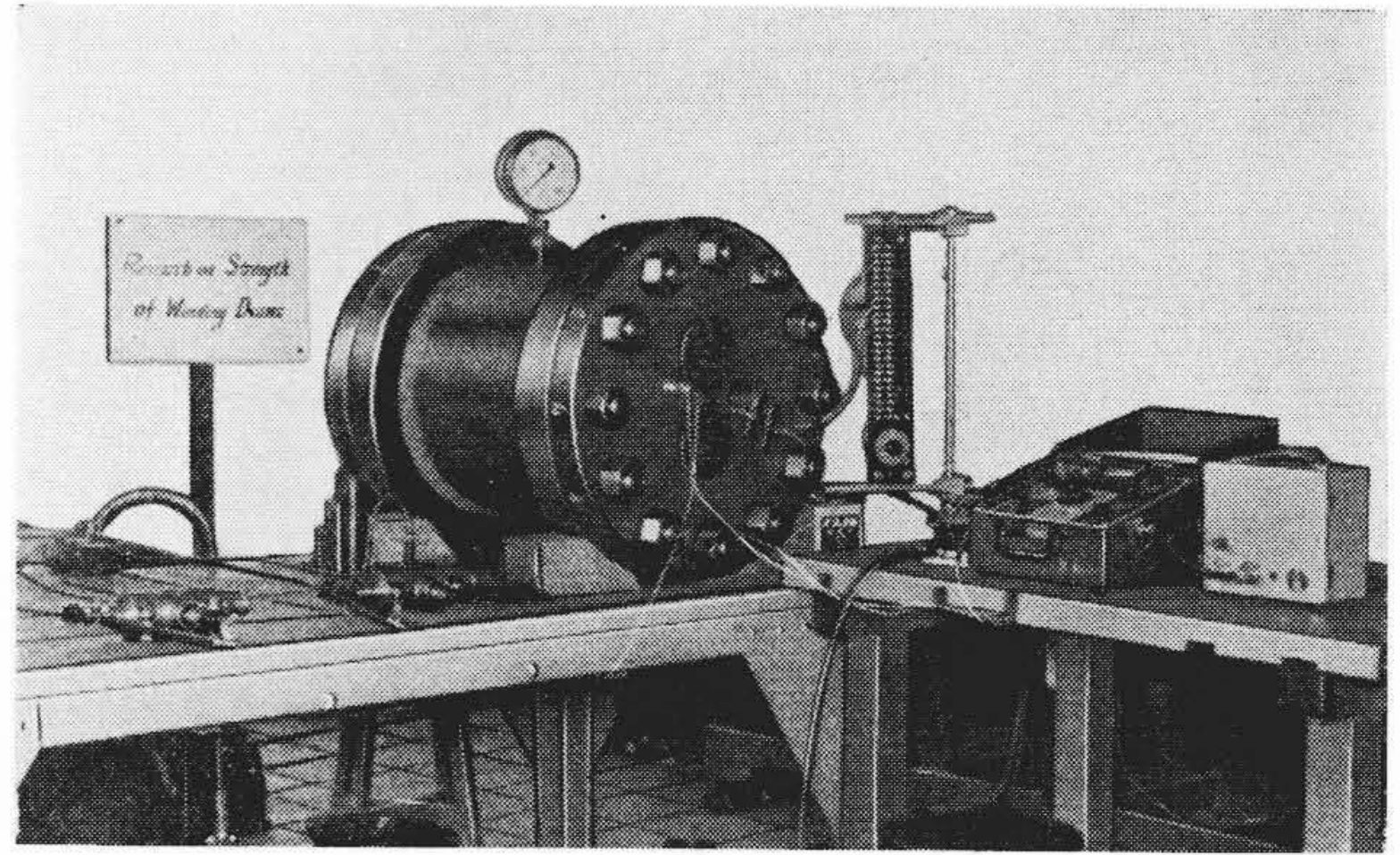
実験の誤差を少なくするために、模型巻胴に加える外圧としては油圧を用いた。第 4 図に実験装置の概略を示す。実験では巻胴の半径方向のたわみおよび円周ひずみを同時に測定した。たわみの測定には第 4 図に示した変形測定装置を用いた。これを測定軸に沿って左右に動かし軸上の所定の点でその軸のまわりに回転することによって、巻胴各点のたわみをダイヤルゲージで読み取った。ひずみの測定は電気抵抗線ひずみ計により行った。第 5 図は実験状況を示したものである。

4. 実験結果および検討

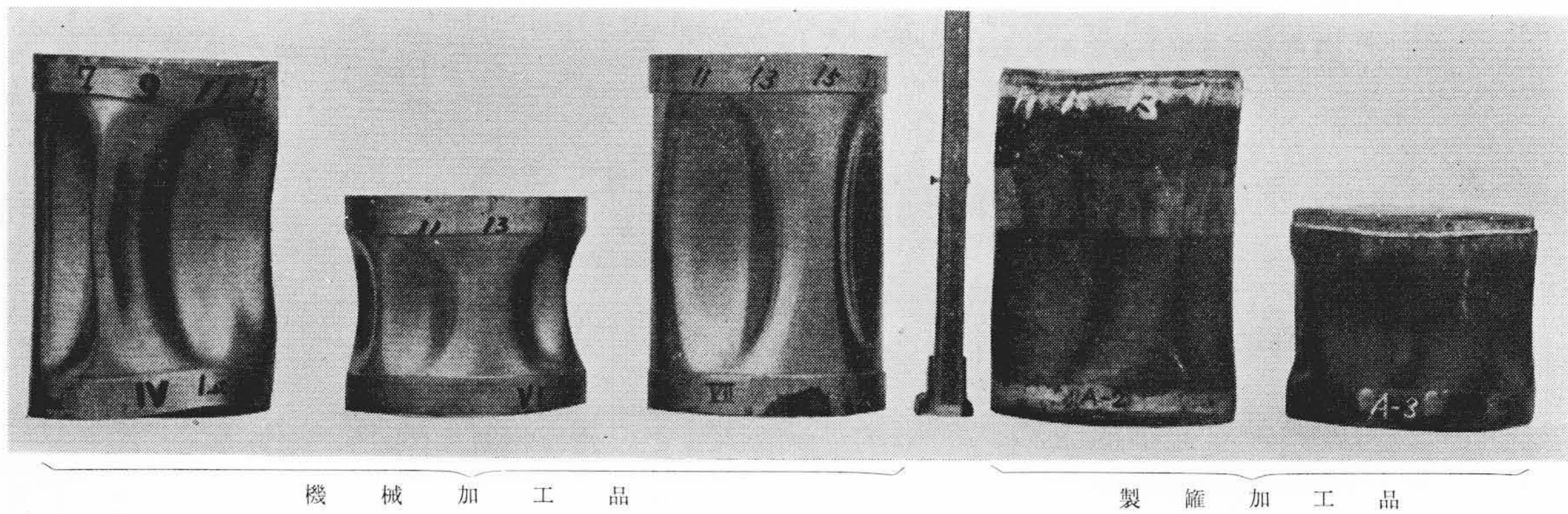
外圧を次第に増してゆくと、巻胴の周上の一部に永久ひずみを生じ、ついでほぼそのときの圧力で永久ひずみを生じた部分が急に大



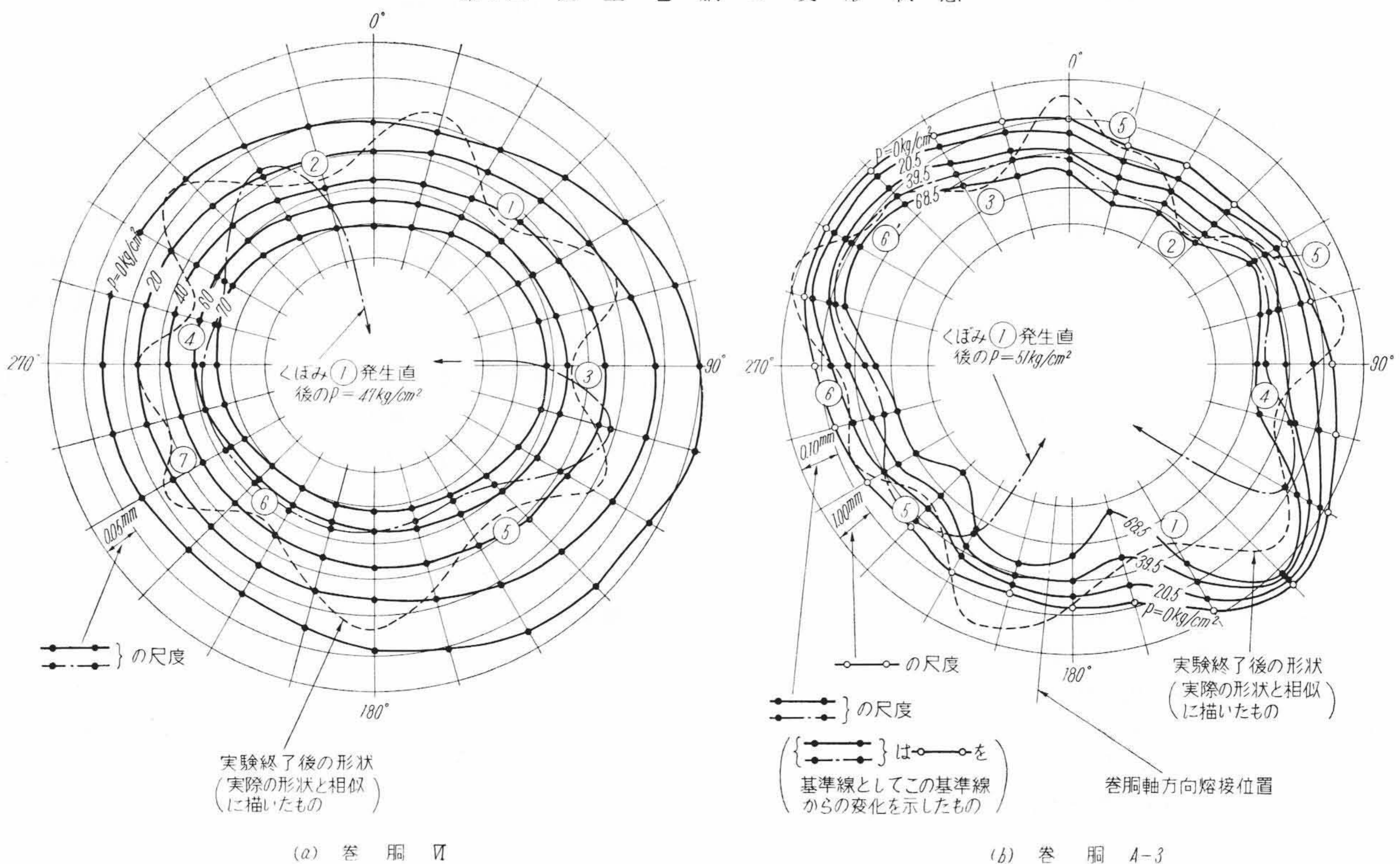
第 4 図 実 験 装 置



第 5 図 実 験 状 況



第 6 図 模 型 巻 胴 の 変 形 状 態



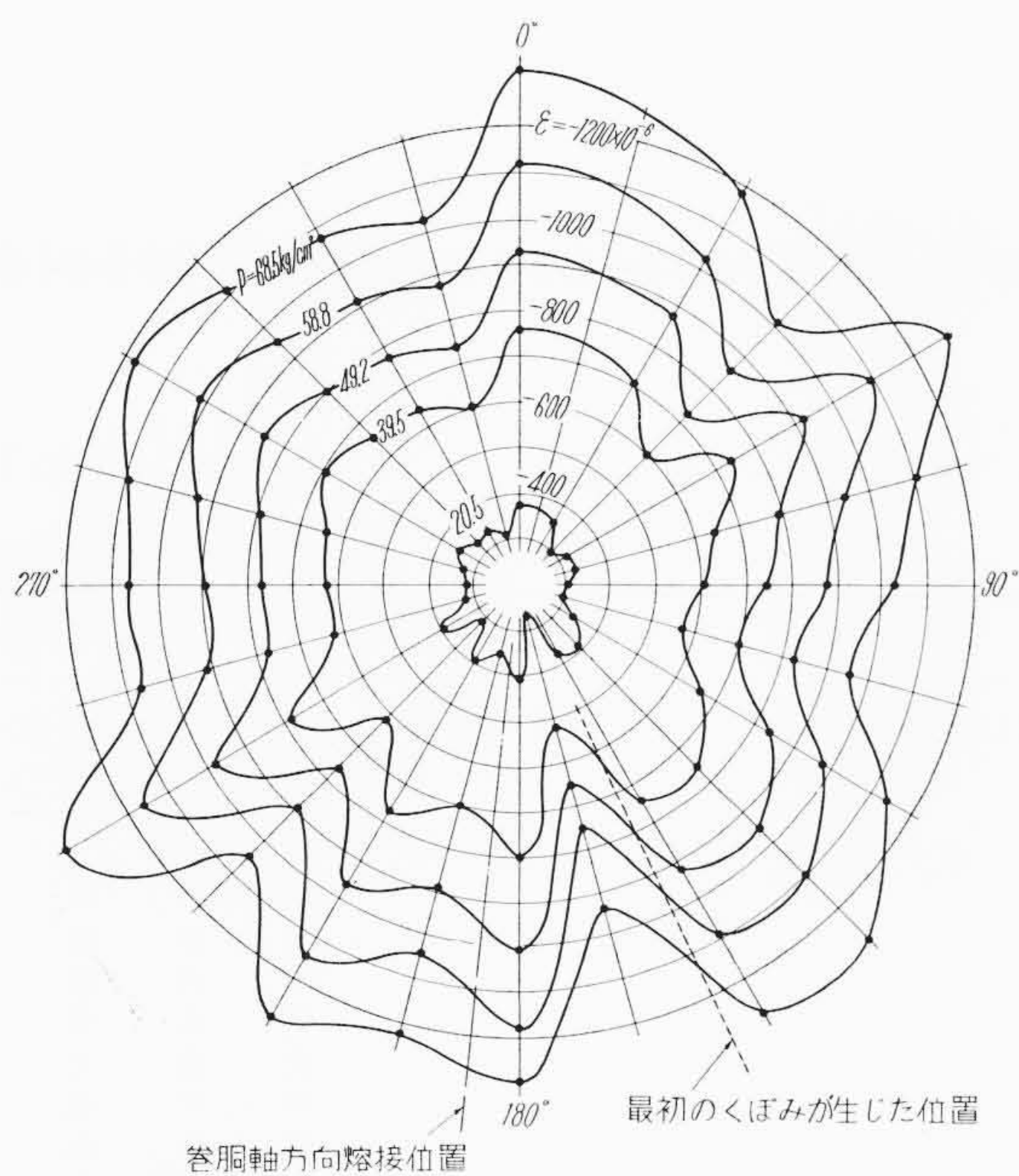
第 7 図 巻 胴 中 央 断 面 の 各 点 の 半 径 変 化 の 拡 大 図 (中 央 断 面 の 形 状 変 化)

第 2 表 模型巻胴の破損圧力、不真円量、波の数

	模型 番号	p_{Ex} kg/cm ²	不 真 円 量 A_0 mm							不真円量 A_0 を生じていた周上の位置*deg				最初にく ぼみを生 じた周上 の位置* deg	
			(a) 法	(b) 法		(c) 法		(d) 法		(a) 法		(b),(c) 法	(d) 法		
				両 端 単 純 支 持	両 端 固 定	両 端 単 純 支 持	両 端 固 定	両 端 単 純 支 持	両 端 固 定	R_{max} の 位 置	R_{min} の 位 置				
機 械 加 工 品	Ⅳ	58.6	0.064	0.055	0.051	0.028	0.026	0.015	0.015	60	225	250	113	143	
	Ⅶ	73.2	0.060	0.056	0.048	0.028	0.024	0.010	0.010	78	210	135	210	160	
	Ⅲ	74.0	0.064	0.062	0.051	0.031	0.026	0.014	0.014	120	250	150	250	206	
	Ⅴ	68.0	0.041	0.048	0.043	0.024	0.022	0.008	0.003	90	165	108	30	196	
	Ⅵ	74.1	0.064	0.050	0.042	0.025	0.021	0.005	0.005	105	0	56	120	42	
製 罐 加 工 品	A-4	38.0	0.827	1.050	0.901	0.525	0.450	0.945	0.945	330	210	308	210	206	
	A-2	44.0	0.898	1.200	1.170	0.600	0.585	0.495	0.495	255	150	274	150	143	
	A-1	45.4	1.101	1.350	1.299	0.675	0.650	0.515	0.515	303	45	330	45	45	
	A-3	72.4	1.146	1.600	1.500	0.800	0.750	0.265	0.235	135	225	150	165	155	

	模型 番号	p/p_{Ex}								p_0/p_{Ex}	p_c/p_{Ex}		波の数 N		
		(a) 法		(b) 法		(c) 法		(d) 法			両 端 単 純 支 持	両 端 固 定	実験値**	計算値	
		両 端 単 純 支 持	両 端 固 定	両 端 単 純 支 持	両 端 固 定	両 端 単 純 支 持	両 端 固 定	両 端 単 純 支 持	両 端 固 定						
機 械 加 工 品	Ⅳ	0.770	0.814	0.788	0.839	0.850	0.895	0.892	0.926	0.976	1.126	1.517	推定 5	5	6
	Ⅶ	0.669	0.692	0.674	0.707	0.721	0.742	0.762	0.769	0.786	1.174	1.614	推定 4	5	6
	Ⅲ	0.790	0.807	0.794	0.825	0.846	0.867	0.876	0.891	0.916	1.455	1.941	推定 5	5	6
	Ⅴ	0.731	0.731	0.721	0.726	0.749	0.753	0.769	0.771	0.778	2.376	2.867	7+(4)	7	8
	Ⅵ	0.787	0.787	0.800	0.809	0.825	0.827	0.846	0.847	0.850	3.627	4.195	7	7	8
製 罐 加 工 品	A-1	0.689	0.739	0.623	0.711	0.816	0.950	0.647	0.695	2.075	1.459	1.992	推定 4	5	6
	A-2	0.725	0.761	0.627	0.670	0.857	0.910	0.921	0.962	1.568	3.076	3.889	推定 5	5	6
	A-1	0.567	0.569	0.503	0.516	0.718	0.740	0.784	0.811	1.498	2.869	3.213	6+(4)	7	8
	A-3	0.555	0.555	0.468	0.472	0.654	0.660	0.908	0.941	1.149	5.100	5.915	6+(3)	7	8

注 計算で縦弾性係数 E およびポアソン比 ν はそれぞれ 2.1×10^6 kg/cm² および 0.3 と仮定した。
 * 巻胴中央断面の一点から周方向に測った位置を中心角で示す。
 ** 大きいくぼみと同時に小さいくぼみを生じたものもあった。これらの小さいくぼみの数を () で示す。また巻胴端の油もれのため途中で送油を中止したものもあったが、これらのものについては最後まで送油できたとした場合に生ずると予想されるくぼみの数を推定として示した。



(● 実測値) 巻胴A-3 (巻胴左端より 80mm の位置におけるもの)
 第 8 図 巻胴内面の円周ひずみ ε の分布

大きく変形して破損し、軸方向に長いくぼみを生じた。このときの圧力を破損圧力の実験値 p_{Ex} とした。 p_{Ex} に達したのちはいくぼみが成長しながら圧力は減じ、ある圧力まで下るとふたたび上昇して別の圧力で周上のほかの位置にくぼみを生じ、以後同様にしてくぼみの数を増していった。第 6 図は巻胴の変形状態を示したものである。

外圧 p の増加につれて、巻胴中央断面の各点の半径が変化した状態を拡大して示せば第 7 図のようになる。ただし第 7 図の点線で示した実験終了後の形状だけは実際の形状と相似にかいたものである。この形状の各くぼみ部分にはそれらのくぼみが現われた順序も

記入した。なお製罐加工巻胴 A-3 の方の図(b)において、圧力が 0 でない場合のもの (—●—) および (—●—) は、圧力が 0 の場合のもの (—○—) と便宜上尺度を変えて、圧力が 0 の場合のものを基準線 (0 点) とし、この基準線からの変化を示したものである。

第 2 表は前述の各方法により求めた巻胴の不真円量 A_0 、破損圧力の実験値 p_{Ex} および p_{Ex} を各計算値と比較した結果などを示したものである。同表における p_0 は真円円筒の降伏破損圧力すなわち $p_0 = 2 \sigma_y t / D$ (8) である。

第 2 表をみるに、いずれの方法による不真円量 A_0 も機械加工品のほうが製罐加工品よりもきわめて小さくなっている。したがって製罐加工品では p_0 の値は実験値 p_{Ex} よりかなり高くなっているが、機械加工品では比較的一致しており、機械加工品程度の不真円量の巻胴では p_0 の式を用いてもほぼさしつかえないと考えられる。

次に製罐加工品において真円度を考慮した計算値 $\bar{p}$ と実験値 p_{Ex} を比較してみると、不真円量を (d) 法によって決めて計算した値が実験値に全体として近い。一方巻胴に最初にくぼみを生じた円周上の位置と不真円量を生じていた位置とを比較してみると、製罐加工品では (d) 法によるものだけがほぼ一致しており、したがって最初円周上で谷であった部分がまず破損することがわかる。また巻胴に実際に生じた波の数は座屈するものとしたときの計算値にほぼ近い値となっているので、不真円量を求める際の中心角としては計算値 π/N を用いて妥当と思われる。以上のことから結局製罐加工品の不真円量の決め方としては、(a), (b), (c) 法はあまり意味がなく、(d) 法がもっとも合理的であると考えられる。

機械加工品では最初にくぼみを生じた円周上の位置と不真円量を生じていた位置 ((d) 法) とが一致していないが、これは製罐加工品と違って機械加工品の不真円量が小さいので、その最初にくぼみが円周上の谷の部分よりもむしろ肉厚の薄い部分あるいは材質的な欠

陥のある部分に生ずるためと考えられる。したがって本実験に用いた機械加工品程度の不真円量を有する巻胴の強度計算に $\bar{p}$ の式を用いるのは意味がない。

第8図は参考のために製罐加工巻胴A-3の内面の円周ひずみの分布を示したものである。第7図(b)を参照して見れば、初期たわみによる曲げの二次応力のため一般に谷の部分のひずみは小さく、山の部分のひずみは大きい傾向があり、また最初にくぼみを生じた部分のひずみは他の部分のものより特に小さくなっていることがわかる。機械加工巻胴では以上の傾向はほとんど見られなかった。

しかし機械加工品では、いったん最初にくぼみが生ずると、第7図(a)の鎖線に示すように、そのくぼみの両側の部分に山に続いて谷ができ、この谷の深さが大きいので、次のくぼみはかならず前のくぼみに隣接してこの谷の部分にできた。この点製罐加工品では、一般に最初にくぼみの両側の谷の深さよりも他の部分に最初からできていた谷の深さが大きいので、次のくぼみは前のくぼみに隣接しないものが多かった。

なお製罐加工品において(d)法によって求めた計算値 $\bar{p}$ は実験値 p_{Ex} よりもすべて小さくなっている。この原因としては次のようなことが考えられる。すなわち $\bar{p}$ の式が巻胴の最大応力点が降伏点に達するときを破損と仮定して得られたものであること、試験片の引張りの際に現われるような上降伏点の現象が本実験の場合にも現われ、したがって $\bar{p}$ の計算に降伏点 σ_y の値として採用した下降伏点の値(第1表、引張試験により得たもの)は本実験の場合いくぶん低すぎるのではないかと考えられることなどである。

真円円筒の座屈圧力 p_c の値は両端が単純支持の場合と固定の場合とでかなり差があるが、真円度を考慮した破損圧力 $\bar{p}$ の値の間にはあまり差がない。実際の状態は完全な単純支持でも固定でもない

が、実際上はこのいずれかの条件で $\bar{p}$ の値を計算してもさしつかえないと思う。

5. 結 言

巻胴の強さの研究の一段階として、補強のない巻胴の強さと真円度との関係について調べた結果を述べた。これを要約すれば次のとおりである。

巻胴の強さの問題を円筒面から一様な外圧を受ける薄肉円筒の強さの問題として考えれば、真円度の比較的よい(機械加工模型の程度)巻胴では破損圧力の計算に(8)式を用いるのがよく、真円度の比較的わるいものでは(d)法によって不真円量を決め(2)式から破損圧力を計算するのがよい。

巻胴の強さの研究は日立製作所亀有工場江川課長が研究課主任当時その必要性を認められてご尽力された結果着手することになったものであり、その遂行に当たっても種々直接のご指導を賜わった。ここに同課長に対し特に深厚なる感謝の意を表わす。なおこの研究に対したえずご激励とご助言を賜わった小堀課長ならびに宮本主任、また実験にご協力をいただいた八木氏にも心から謝意を表わす。

参 考 文 献

(1) G. McCulloch, T. C. Futers: Winding Engines and Winding Appliances, 290(1924. Edward Arnold Co.)

(2) H. H. Broughton: Electric Winders, 273 (1948. E. & F. N. Spon Ltd.)

(3) N. Sag, A. C. Briggs: Machine Design, 265 (Apr. 1953)

(4) 江川, 種田: 日立評論 39, 879 (昭 32-8)

(5) R. G. Sturm: University of Illinois' Engineering Experiment Station Bulletin, No. 329 (Nov. 1941)

(6) G. D. Galletly and R. Bart: J. Appl. Mech., 23, 351 (Sep. 1956)

(7) P. G. Hodge: J. Appl. Mech., 21, 336 (Dec. 1954)



日立製作所社員社外寄稿一覧表 (その1)

(昭和34年8月受付分)

寄稿先	題 名	所 属	寄 稿 者
照明学会	電気ルミネセンス発光板の輝きに及ぼす厚さとけい光体濃度の影響	中央研究所	中村 純之助 中野 孔三郎
高分子学会	最近の電気絶縁材料と合成樹脂	絶縁工場	古賀 賀根 弥夫 曾根 康 平
電気通信学会	A. Transistor-Operated Magnetic Core Memory	中央研究所	高大 田 昇 真 西 淑平 安 島 秀泰 井 藤 文雄 立 田 義春 島 田 正三 和 嶋 常 隆
日本物理学会	Germanium Crystal As a Neutron Monochrometer and the Determination of its Higher Order Contamination.	中央研究所	
日本潤滑学会	蒸気タービンの潤滑(3)潤滑系について	日立研究所	高橋 治男 茂庭 喜弘 飯土 博也 今 井 正 也
日本潤滑学会	ころがり軸受のクリープについて(第2報, かたいはめあいの場合)	日立工場 亀有工場	
応用物理学会	γ 線大線量率計	中央研究所	太組 健児
応用物理学会	低速中性子エネルギー分析用チョッパ	中央研究所	太組 健児
応用物理学会	中央管理形エアーモニタ	多賀工場	中村 弘 陸
日本化学会	シンクロヘキセン誘導体の構造化学的研究(第6報) 3-ハロゲンシンクロヘキセン(1)の反転異性	日立研究所	坂 下 潔
日本電気技術者協会	機械工場におけるオートメーション	亀戸工場	工藤 敏治郎
日本機械学会	トランスファマシンの切屑処理	川崎工場	中村 昌 夫

(第60頁へ続く)