

空気ばね用波形ベローについて

飯 島 弘*

On the Waved Bellows of the Air Spring

By Hiroshi Iijima

Kasado Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

On calculating the strength of waved bellows of the Air Spring which is applied for the Non-Vibration Street Car Truck, it is a strict method to consider a piece of bellows as the combination of circular ring shells and circular plates. This method, however, is very complicate and inconvenient for practical use.

While, adopting "equivalent elastic modulus" with regard to the strain energy, the waved bellows are expected to be treated as circular flat plates with dimensions and load condition similar to the bellows. Based on this principle, the theoretical formulas for deflection and stress of bellows were induced, and by studying them experimentally it was confirmed that they furnish with appropriate approximations. And besides, a manner of designing of Air Spring with these formulas are shown, and nomographs are made for the convenience of calculation.

[I] 緒 言

車輛の高速化に伴い車輛振動の軽減は乗心地、保守等の點で大きな關心をもたれるに至つた。我々はつとにこれに關聯して諸型式の防振臺車を考案し實用に移しつつあるが、その一環として空気ばねを用いたものにつき研究を進めている。これは従來軸ばねとして蔓巻ばねを用いた部分に空気ばねを採入れ、これにばね作用と緩衝作用を行わせて、車輛の振動を軽減せんとしたものである。空気ばねは内部に壓力空氣を封入した金屬製ベローから成り、このベローは使用目的から

- (1) 剛性を低くするため波形をなす
- (2) 負荷が大きく、撓み量も比較的大きい。
- (3) 内外周熔接により組立てられている

等の點で、制御裝置等に使用されるベローと異なりその設計に當つては適當な計算法がない。従來波形を有する異方性膜板の應力状態を取扱つた論文⁽¹⁾はあるが、その解が複雑で實用には不便である。然し乍ら波形が剛性に及ぼす影響に着目して彈性係数の等價なる値を考えればこの種の異方性膜板の取扱いに對する近似解を得られる

* 日立製作所笠戸工場

ことが豫想出来る。この方針によつて變位及び應力に對する理論式を導き、これを實驗的に検討し、併せてベローの設計法を示す圖表を求めて計算に便ならしめた。

[II] ベローの構造

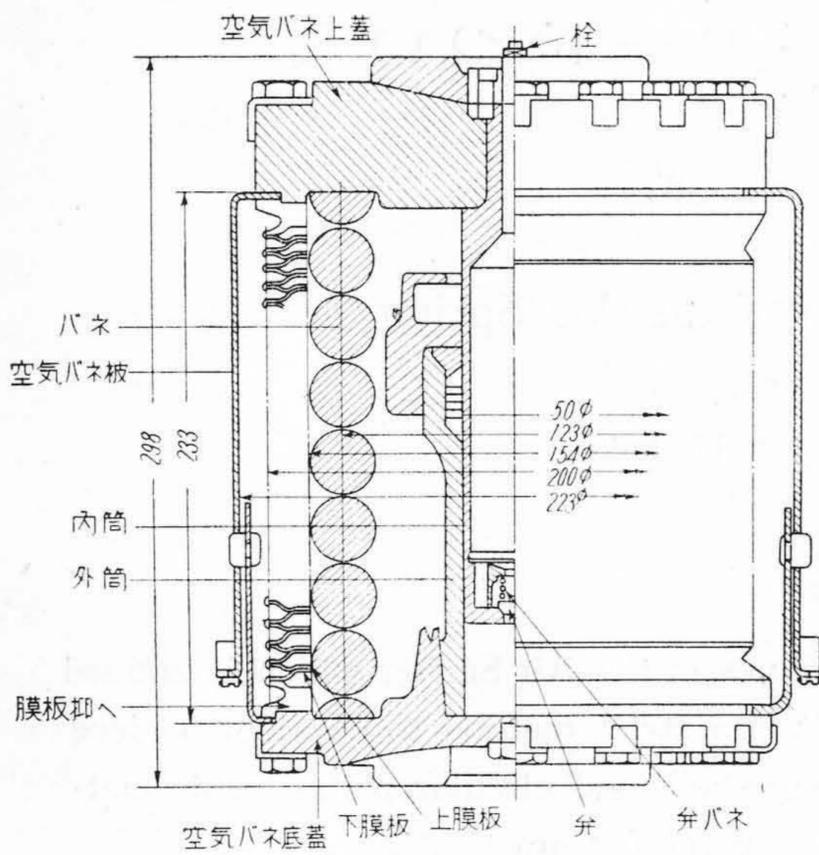
空気ばねの構造を第1圖(次頁参照)に例示する。これに用いられるベローは第2, 3圖(次頁参照)の如きもので、2型は二重ベローの外周を膜板抑えで挟んでアトミック熔接し、内周はアトミック及びスポット熔接により、3型では波形を異にした上下膜板を外周アトミック熔接内周シーム熔接によつて組立てられている。

[III] ベローの變位理論式

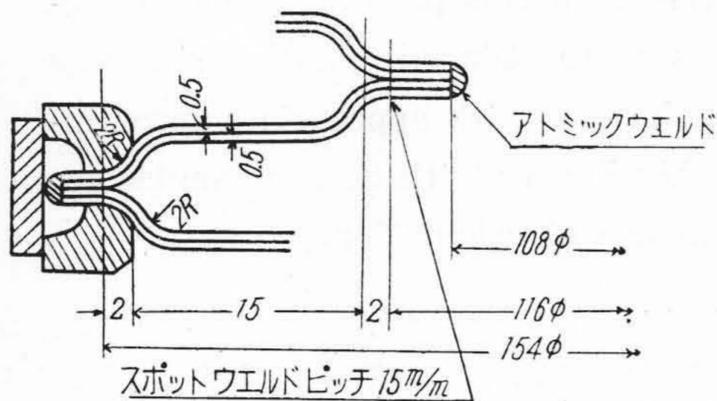
(1) 圓形平板の變位式

ベローが平板で第4圖(a)(次頁参照)の如き構造であるとする。内壓 p なる空氣壓を有し頂部に垂直荷重 P を受ける時、ベロー1枚の力の均合を考えると、同圖(b)圖の如く p の他にベローの變形に對する抵抗から生ずる反力 Q を考慮せねばならない。ベロー全體の均合條件は

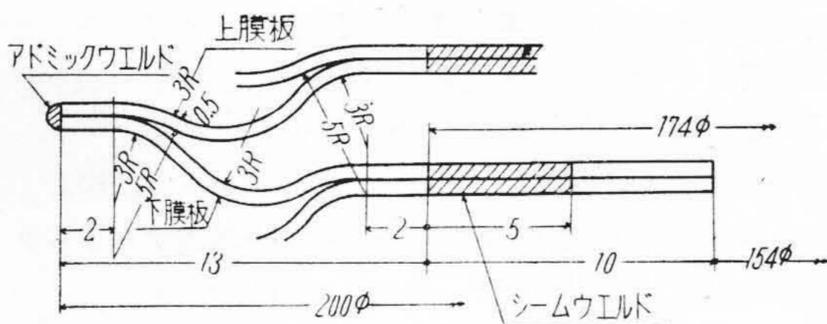
$$P+Q=\pi a^2 p \dots\dots\dots(1)$$



第1圖 3型空気ばね構造圖
Fig. 1 Construction of Type 3 Air Spring.



第2圖 2型ベロー詳細圖
Fig. 2 Details of Type 2 Bellows.

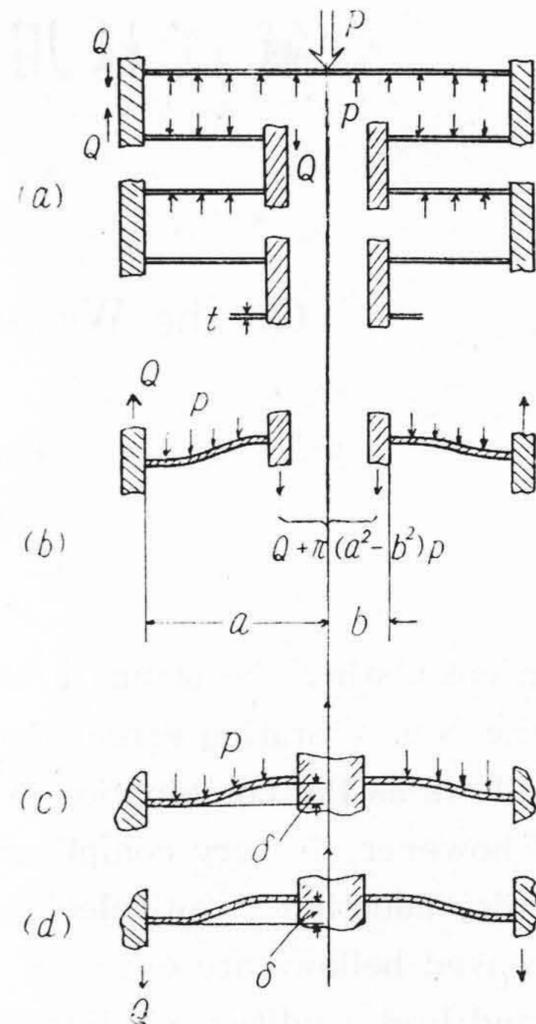


第3圖 3型ベロー詳細圖
Fig. 3 Details of Type 3 Bellows.

ベロー一枚についての變位量は p なる壓力によるものと Q なる圓輪狀荷重によるもの⁽²⁾との代數和であつて

$$\delta = k_1' \frac{pa^4}{Et^3} - k_2' \frac{Qa^2}{Et^3} \dots\dots\dots(2)$$

茲に δ = 最大變位量 E = 彈性係數 t = ベロー厚さ
 k_1', k_2' = 外徑 $2a$, 内徑 $2b$ の比 a/b と周縁條件



第4圖 ベローの荷重状態
Fig. 4 Load Condition of Bellows.

とに關係する定數であつて、今の場合内外周固定と考えられるから

$$k_1' = \frac{3(m^2 - 1)}{16m^2} \left\{ 3 + \left(\frac{b}{a}\right)^4 - 4\left(\frac{b}{a}\right)^2 + 4\left(\frac{b}{a}\right)^2 \log \frac{a}{b} - \frac{16}{\left(\frac{a}{b}\right)^2 - 1} \left(\log \frac{a}{b}\right)^2 \right\}$$

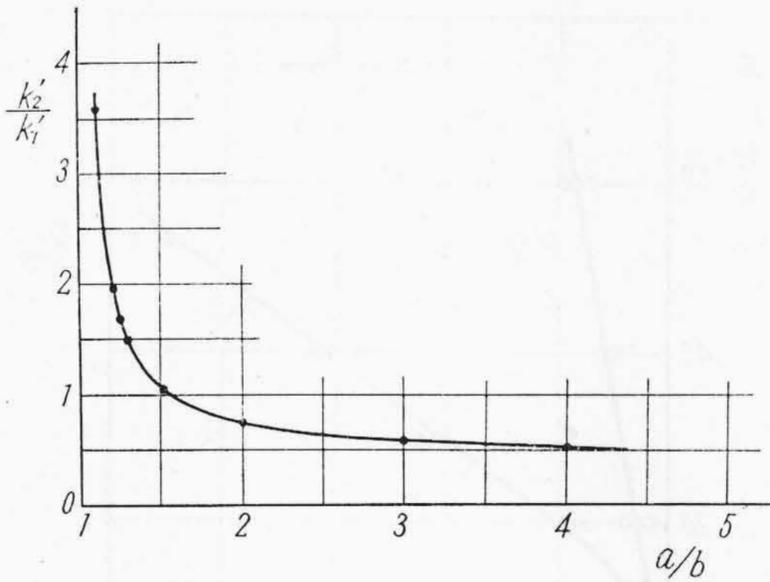
$$k_2' = \frac{3(m^2 - 1)}{4\pi m^2} \left\{ 1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2 - \frac{4}{\left(\frac{a}{b}\right)^2 - 1} \left(\log \frac{a}{b}\right)^2 \right\}$$

で與えられる。但し $1/m$ はポアソン比である。 k_2'/k_1' の a/b による變化を第5圖に示す。

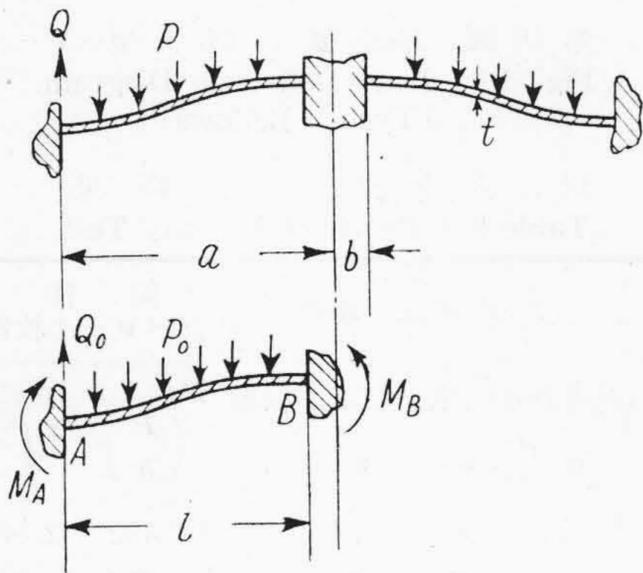
(2) 等價彈性係數

前項ではベローを圓形平板と考えたが、ベローが波形であることは同一負荷状態にある平板よりも撓み易いことに着目して、(2)式の E に波形圓板を圓形平板に換算した意味の値を用うればよい。その値を等價彈性係數と名付ける。兩者の對應は歪エネルギーによればよいが圓板の歪エネルギーの式は面倒なので、板を梁に置き換えそれぞれの板と等しい寸法を有する波形梁と眞直梁について考えることにする。

圓板を第6圖の如く梁に置き換え、梁に與えるべき壓力、集中荷重を p_0, Q_0 とする。梁の任意の點に作用する曲げモーメントは、兩端固定の條件を用いて



第5圖 a/b と k_2'/k_1' との関係
Fig. 5 Relation between a/b and k_2'/k_1' .



第6圖 板と梁の対応
Fig. 6 Similitude of Plates and Beams.

$$M = \frac{1}{2} p_0 x^2 - Q_0 x + \frac{Q_0}{2} l - \frac{1}{6} p_0 l^2 \quad \dots (3)$$

圓板に作用する荷重 p, Q と、梁に作用する荷重 p_0, Q_0 との間には梁の幅を単位長さにとると次の関係がある。

$$p_0 = p \quad Q_0 = \frac{Q}{2\pi a}$$

且、 $Q = \pi a^2 p$ となるから、これらを (3) 式に入れると

$$M = \frac{p_0}{2} \left(x^2 - ax + \frac{a}{2} l - \frac{1}{3} l^2 \right) \quad \dots (4)$$

一方梁の曲げによる歪エネルギーは

$$U = \frac{1}{2EI} \int_0^l M^2 dx \quad \dots (5)$$

$$U_0 = \frac{1}{2E_0 I_0} \int_0^{s_0} M^2 ds \quad \dots (6)$$

茲に、 U, U_0 = 歪エネルギー (suffix 0 は波形梁、他は真直梁)

E, E_0 = 弾性係数 I, I_0 = 断面二次モーメント

x, s = 梁に沿った長さ l, s_0 = 梁の全長

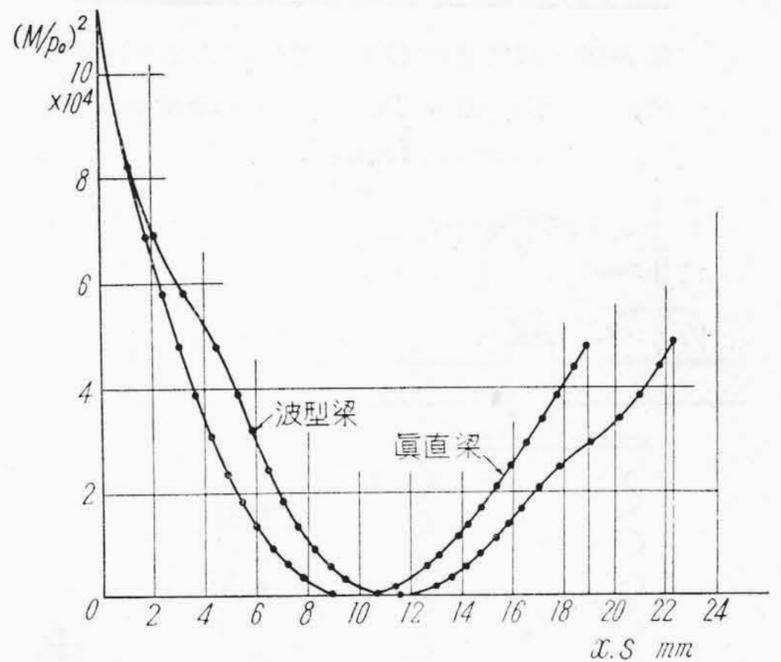
(5) 式の積分記号内は (4) 式を用うればよい。(6) 式は波形が $s=f(x)$ で與えられれば計算出来る。そこで $U=U_0$ とおけば (5) 式中の E は波形梁をこれと等しい歪エネルギーを有する真直梁に換算した等価弾性係数に相當するから、 $I=I_0$ とすると

$$E = \frac{\int_0^l M^2 dx}{\int_0^{s_0} M^2 ds} E_0 \quad \dots (7)$$

材料の弾性係数 E_0 が判つていれば、(7) 式より等価弾性係数を求めることが出来る。

(3) 数値計算

先づ2型ペローの等価弾性係数を求めてみる。真直梁波形梁のそれぞれの任意の點 x 及び s に於けるモーメント M の値は第7圖の如くなり、この圖の座標軸と曲



第7圖 2型ペローのモーメント圖

Fig. 7 Moment Diagram of Type 2 Bellows.

線とが圍む面積を面積計で測れば (7) 式の積分値は

$$\frac{1}{p_0^2} \int_0^l M^2 dx = 5 \times 10^5 \text{ mm}^5,$$

$$\frac{1}{p_0^2} \int_0^{s_0} M^2 ds = 6.45 \times 10^5 \text{ mm}^5$$

として求められる。従つて、

$$E = 0.774 E_0$$

第1表から $E_0 = 1.96 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ であるから $E = 1.52 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$

となる。

又3型ペローの場合も同様にして求められるが、この場合は上下膜板で波形を異にするから、その平均をとり

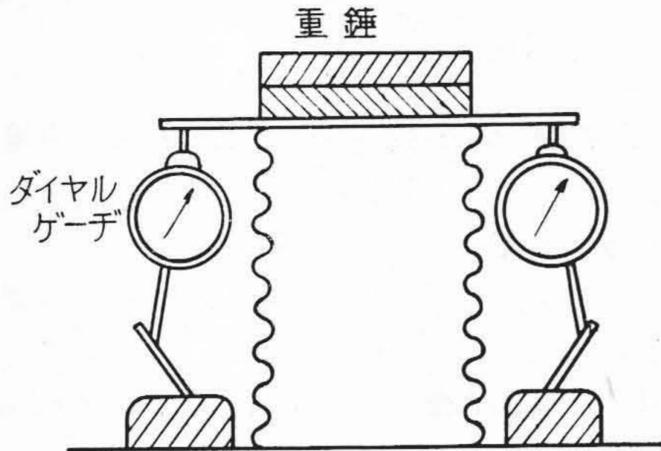
$$E = 1.91 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$$

を得る。

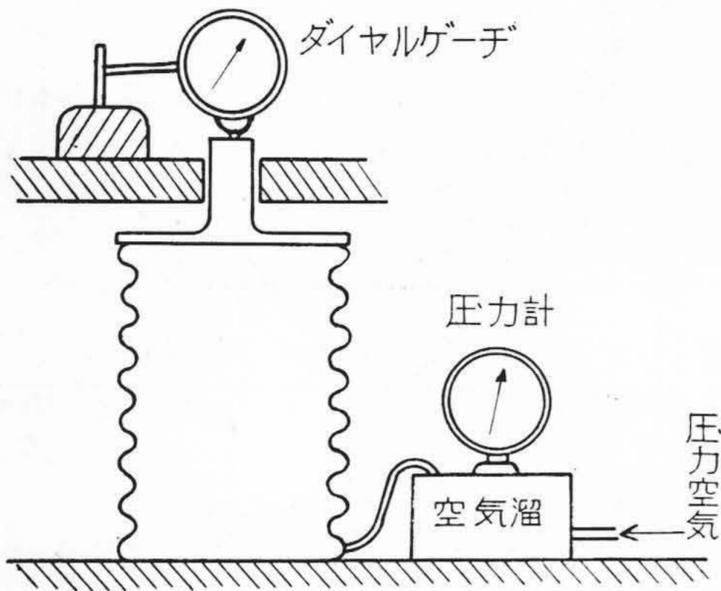
[IV] 理論式の實驗的検討

(1) 實驗方法及び結果

前章で述べた如き等價彈性係數なるものを用いて波形ベローを内外周固定の圓形平板として取扱うことの是非を検討するため、内壓零にして重錘のみによるもの（集中荷重 P ）と空氣壓のみによるもの（内壓 p ）との2種類を第 8, 9 圖の如き方法で 2 型（但しベロー 4 枚の



第 8 圖 剛性實驗裝置 (重錘による)
Fig. 8 Rigidity Testing Apparatus.
(due to Dead Weight)



第 9 圖 剛性實驗裝置 (内壓による)
Fig. 9 Rigidity Testing Apparatus.
(due to Internal Pressure)

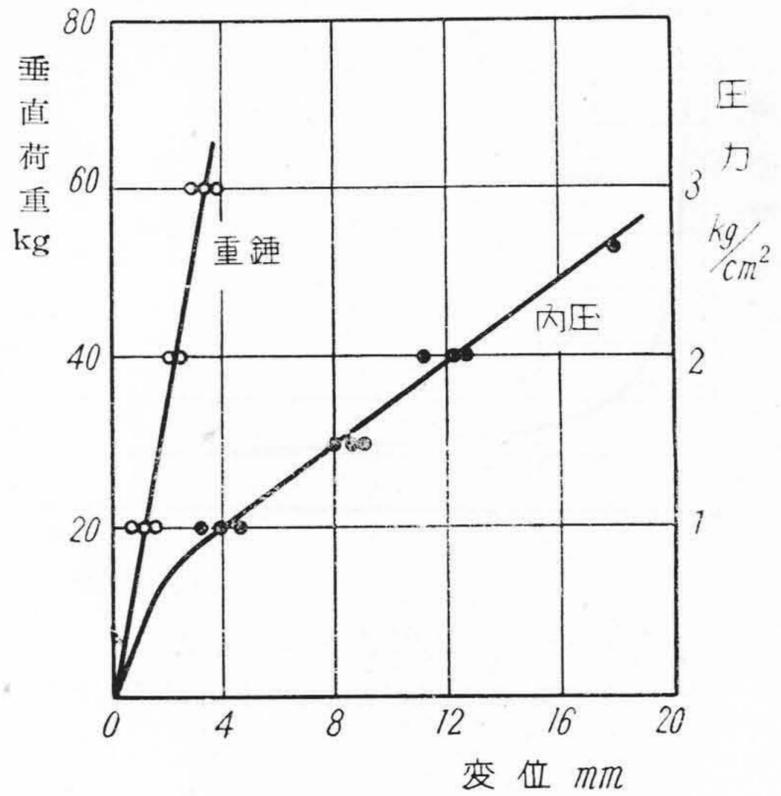
もの) 及び 3 型ベローに就て剛性實驗を行つた。ベローは何れも第 1 表の如き不銹鋼製である。

荷重によるベローの變位量の變化は第 10, 11 圖の如くなり、それぞれの剛性値を第 2 表に纏めた。

第 1 表 供試ベローの成分と機械的性質

Table 1. Chemical Composition and Mechanical Property of Bellow Material.

化 學 成 分 %							機 械 的 性 質 kg/mm ²			
C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	抗張力	降伏點(0.2%)	伸(%)	彈性係數
0.205	0.784	1.308	0.016	0.032	7.072	18.120	63.6	18.7	64	1.96×10 ⁴



第 10 圖 荷重-變位圖 (2 型ベロー)
Fig. 10 Load-Deflection Diagram.
(Type 2 Bellows)

第 2 表 剛性實驗結果
Table 2. Result of Rigidity Test.

形 式	主要寸法 mm				剛 性 値 (ベロー 1 枚當り)	
	外半徑 a	内半徑 b	厚さ t	枚數 n	P による $\left(\frac{P}{\delta}\right)$	p による $\left(\frac{p}{\delta^3}\right)$
2 型	77	58	0.75	24	432	2.96×10 ⁻²
3 型	100	87	0.5	4	656	2.44

(2) 結果の検討

前項の實驗で、集中荷重の時の變位 δ は (1), (2) 式より

$$\delta = k_2' \frac{Pa^2}{Et^3}$$

又内壓のみの時の變位を δ' で表わせば同様に

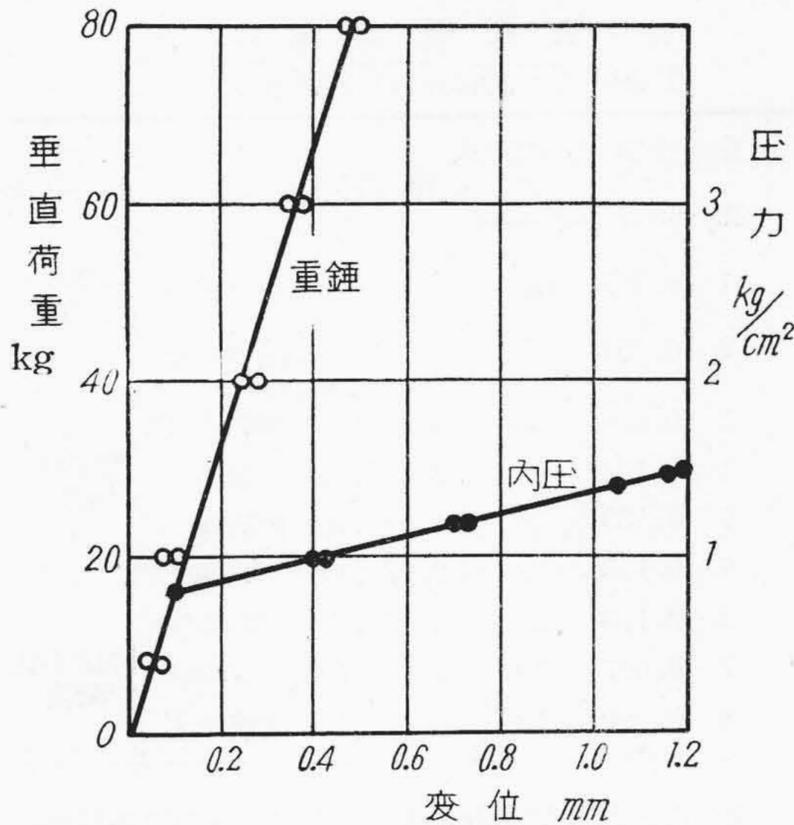
$$\delta' = (k_1' - k_2'\pi) \frac{pa^4}{Et^3}$$

兩式より E を消去して整理すると

$$\frac{k_1'}{k_2'} = \pi - \frac{P}{\delta} \frac{-\delta'}{p} \frac{1}{a^2} \dots \dots \dots (8)$$

但しベローの壓縮方向を正の變位とする。

上式に第 2 表の剛性値を用いて k_2'/k_1' を計算し、第



第 11 圖 荷重-変位圖 (3 型ベロー)
Fig. 11 Load-Deflection Diagram.
(Type 3 Bellows)

5 圖よりこれに相當する a/b の値を求めると、第 3 表の如くなる。この値はベローの實際寸法から計算したものと比較してよく合う。このことから、ベローの周縁條件を内外周固定として差支えないことが實證されたわけである。そこで E の値を上式より求めると第 3 表のようになる。

第 3 表 實驗値と計算値の比較
Table 3. Comparison between Calculates and Experimental Values.

形式	$\frac{k_2}{k_1}$	a/b			等價彈性係數 E kg/mm ²		
		實驗	計算	誤差 %	實驗	計算	誤差 %
2 型	1.472	1.30	1.325	1.9	1.47×10^4	1.52×10^4	3.3
3 型	2.22	1.17	1.15	1.7	1.79	1.91	6.3

かくして求めた等價彈性係數を前に得た計算値と比較すると、誤差範囲内でよく合うことがわかる。以上のことから次の如く結論される。

(a) 内外周を熔接して組立てられたベローの変位計算に當つては、實際寸法のまゝの、中心に孔を有する圓形平板とし周縁條件を内外周固定と考えて差支えない。

(b) その際波形の影響を考慮して、波形圓板をこれと同一寸法の圓形平板に歪エネルギー等置法によつて換算した等價彈性係數を圓形平板の計算に於ける彈性係數として用いれば波形の影響を除くことができる。

(c) 實驗によれば、等價彈性係數を波形梁と眞直梁との比較により求めても誤差範囲内にある。

(d) かくしてベローの波の形が與えられれば計算の

みによつて等價彈性係數を求め、これを用いてベローを圓形平板として取扱えばベローの変位に對する近似式が得られ、實用上はこの程度で充分である。

[V] ベローの強度

ベローの波形を考慮せず、中心に孔を有する内外周固定の圓形平板として應力を求める。應力には半径方向 σ_r と切線方向 σ_t の 2 種があるが、今の場合 σ_t は σ_r に比して小さいから、 σ_r のみを考える。この時も (1) 式の均合條件は成立し、ベローの最大應力は等分布荷重によるものと圓輪状集中荷重によるものとの應力の代數和で與えられる。但し計算結果によると、ベローの最大應力は内周縁で常に絶対値が最大となるので、強度を論ずる場合は外周縁は考えなくてよい。従つて

$$\sigma = k_1 \frac{pa^2}{t^2} - k_2 \frac{Q}{t^2} \dots \dots \dots (9)$$

茲で k_1, k_2 は變位の場合と同様 a/b と周縁條件とに關係する定數で、このベローでは前章により内外周固定と考えて差支えないからこれらの定數は次の如くなる。

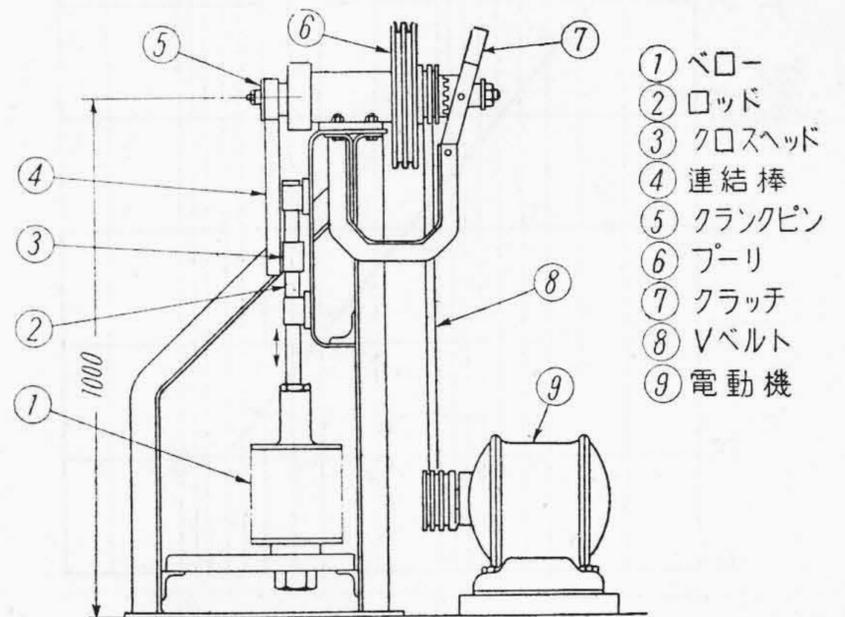
$$k_1 = \frac{3}{4} \left\{ 3 - \left(\frac{b}{a} \right)^2 - \frac{4}{1 - \left(\frac{b}{a} \right)^2} \log \frac{a}{b} \right\}$$

$$k_2 = \frac{3}{2\pi} \left\{ 1 - \frac{2}{1 - \left(\frac{b}{a} \right)^2} \log \frac{a}{b} \right\}$$

(9) 式が應力の近似値を與えるものか否かを検討するために、以下の如き疲勞試験を行い、併せてベローの疲勞限を求める。

[VI] 疲勞試験機の構造

熔接で組立てられたベローを上下に伸縮させれば、ベロー自體は繰返曲げ作用を受ける。第 12 圖はかような



第 12 圖 疲勞試験機構造圖
Fig. 12 Construction of Fatigue Testing Machine.

疲労試験を行う目的で設計された自家製疲労試験機である。モータの回転はクランクピンの偏心によりロッドに往復運動を興える。試験条件はクランクピンの偏心量を變えることにより、0~30 mm の複振幅で興えられる。初變位 (平均應力) はペロー取付けに際しロッド下部のねぢの移動で任意に變えられる。回転軸のプーリーは大小 2 個あり、試験速度を變えることが出来る。又このプーリーを経てレコーダーを回転し繰返数を讀む。

本試験機の信頼性については、疲労限既知の引張壓縮疲労試験により検討すべく計畫中であるが、試験中振幅の變化は殆ど認められず結果は良好であつた。

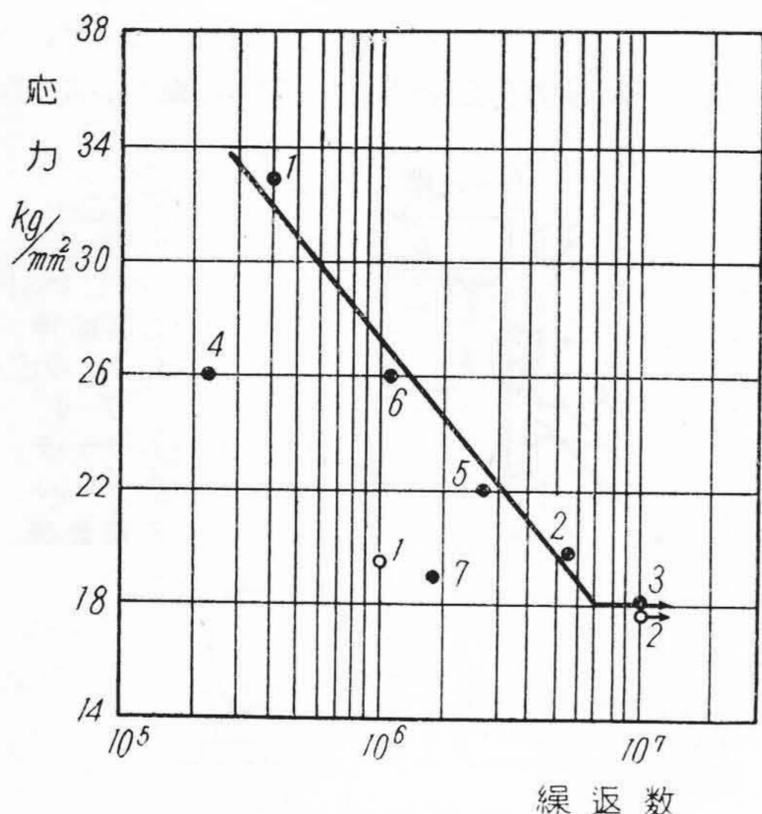
[VII] 疲労試験結果

試験は 2 型及び 3 型ペローについて、内壓零初變位零の兩振によつて行つた。繰返速度はすべて約 1000 回/min である。ペローの一部に龜裂が生ずると、圓周に沿つて速かに破壊が傳わるので破壊を認めることが出来るが、念のため一定繰返毎に試験機を止め壓力空氣を送入して漏洩の有無を調べた。變位はダイヤルゲージにより正確に興え、試験中も三角形の振幅測定紙によつて確めた。かくして得た Wöhler 曲線を第 13 圖に、破壊状況を第 4 表に示す。

本疲労試験は變位の振幅で興えられたのであるが、その時の最大應力は (2), (9) 式から

$$\sigma = \frac{k_2}{k_2'} \frac{Et}{a^2} \delta \dots\dots\dots(10)$$

で計算される。2 型、3 型共に約 18 kg/mm² で破壊しないことから、(9) 式は略々正しい最大應力を興えるも



第 13 圖 ペローの疲労線圖
Fig. 13 Fatigue Diagram of Bellows.

第 4 表 疲労試験結果
Table 4. Result of Fatigue Test.

形式	番 號	振幅 (±) mm	應力振幅 (±) kg/mm ²	繰 返 數	破壊個所及び狀況	
2 型	1	0.157	19.4	10 ⁶	外周縁	熔接過熱部
	2	0.154	17.9	10 ⁷	破壊せず	
3 型	1	0.169	33	4 × 10 ⁵	内周縁 2個所	熔接過熱部
	4	0.133	26	2.24 × 10 ⁵	外周縁	
	6	0.133	26	1.01 × 10 ⁶	内周縁	
	5	0.113	22	2.77 × 10 ⁶	内周縁數個所	
	2	0.103	20	5.47 × 10 ⁶	内周縁數個所	
型	7	0.097	19	1.8 × 10 ⁶	外側熔着鋼	熔接不良で漏洩
	3	0.092	18	10 ⁷	破壊せず	

のと云える。この Wöhler 曲線からペローの疲労限は約 18 kg/mm² であり、このペローの降伏點が第 1 表の如く 18.7 kg/mm² であることから、本実験による疲労限は略々妥當な値であると云えよう。

[VIII] 空氣ばね用ペローの設計法

前章迄の所論によりペローの變位及び應力は (2) 及び (9) 式で興えられることが證明された。空氣ばねのペローの設計に當つてはこれらの式を用いる。

ペロー内側の蔓巻ばねは壓力空氣系統の故障に備えて自立の役目をする。空氣ばね頂部に加わる荷重は壓力空氣と蔓巻ばねによつて支えられる。今靜荷重 P₀ が作用する時、力の均合條件、最大變位及び最大應力は

$$P_0 + Q_0 = \pi a^2 p_0 + K_0 \dots\dots\dots(11)$$

$$\delta_0 = k_1' \frac{p_0 a^4}{Et^3} - k_2' \frac{Q_0 a^2}{Et^3} \dots\dots\dots(12)$$

$$\sigma_0 = k_1 \frac{p_0 a^2}{t^2} - k_2 \frac{Q_0}{t^2} \dots\dots\dots(13)$$

但 K はばね力、E は等價彈性係數、その他の記號は前章迄のものと同様で荷重 P₀ の場合は suffix 0 を付ける。

靜荷重 k₀ に於いて空氣ばねが上下方向の振動荷重を受け、その最大荷重を P とすると上と同様な式が得られ

$$P + Q = \pi a^2 p + K \dots\dots\dots(14)$$

$$\delta = k_1' \frac{p a^4}{Et^3} - k_2' \frac{Q a^2}{Et^3} \dots\dots\dots(15)$$

$$\sigma = k_1 \frac{p a^2}{t^2} - k_2 \frac{Q}{t^2} \dots\dots\dots(16)$$

内壓の變化はペローの高さに逆比例すると考えて

$$p = \frac{h}{h - n\delta} p_0 \dots\dots\dots(17)$$

茲に h = ペロー高さ、 n = ペローの枚数
又ばね力の變化は次式で示される。

$$K = K_0 + kn\delta \dots \dots \dots (18)$$

但 k = 蔓巻ばねのばね常数

今静荷重が空車時から満員状態の間を變動すると、空気ばねの高さはそれに應じて上下することになるが、その都度壓力空気を注排すれば組立時の高さを常に保つことが出来る。かように荷重の變動による車體の沈みをなくす補償作用は空気ばねの重要な目的の一つで、空気加減弁により自動的に行われる。そこで荷重 P_0 の時内壓 p_0 によつて補償されるとペロー内外周の相對變位は $\delta_0 = 0$ となるので、(12) より

$$Q_0 = \frac{k_1'}{k_2'} a^2 p_0$$

これを (11), (13) 式に代入して

$$K_0 = P_0 + \left(\frac{k_1'}{k_2'} - \pi \right) a^2 p_0 \dots \dots \dots (19)$$

$$\sigma_0 = \frac{a^2}{t^2} \frac{k_1 k_2' - k_1' k_2}{k_2'} p_0 \dots \dots \dots (20)$$

(20) 式は静荷重に對する最大應力を與える。

(14), (15) より Q を消去し (17), (18) を用うれば

$$\delta = \frac{a^2}{Et^3} \left\{ k_2' (P - P_0 - kn\delta) + (k_1' - \pi k_2') \frac{n\delta}{h - n\delta} a^2 p_0 \right\} \dots \dots \dots (21)$$

これが最大振動荷重に於ける振幅を與える式である。

次に (15), (16) より Q を消去して (17), (20) を用うれば、最大振動荷重に對する最大應力は

$$\sigma = \frac{h}{h - n\delta} \sigma_0 + \frac{k_2}{k_2'} \frac{Et}{a^2} \delta \dots \dots (22)$$

空気ばねの剛性 C は

$$C = \frac{P - P_0}{n\delta} \dots \dots \dots (23)$$

(20), (21), (22), (23) の4式が空気ばね用ペローの設計基礎式であつて、荷重 P_0 , P 壓力 p_0 を與えることにより變位、應力及びばね剛性が求められる。同時に (19) 式により蔓巻ばねの初壓縮量も定まる。

[IX] 計算圖表

上述の如く空気ばね用ペローの設計には4個の基礎式を用うればよいのであるが、各部寸法の諸元が多く且複雑な形で入つているのでそれぞれの寸法による變化の傾向を知り計算に便ならしめるために計算圖表を作つた。空気ばねの使用状態は満員時を考えればよく、振動荷重は從來の臺車の走行試験結果に基づいて加速度を $\pm 0.2 g$ とする。又荷重振幅の5%が油緩衝器の摩擦に費されると假定して、 P_0 , P をそれぞれ次の如く假定する。

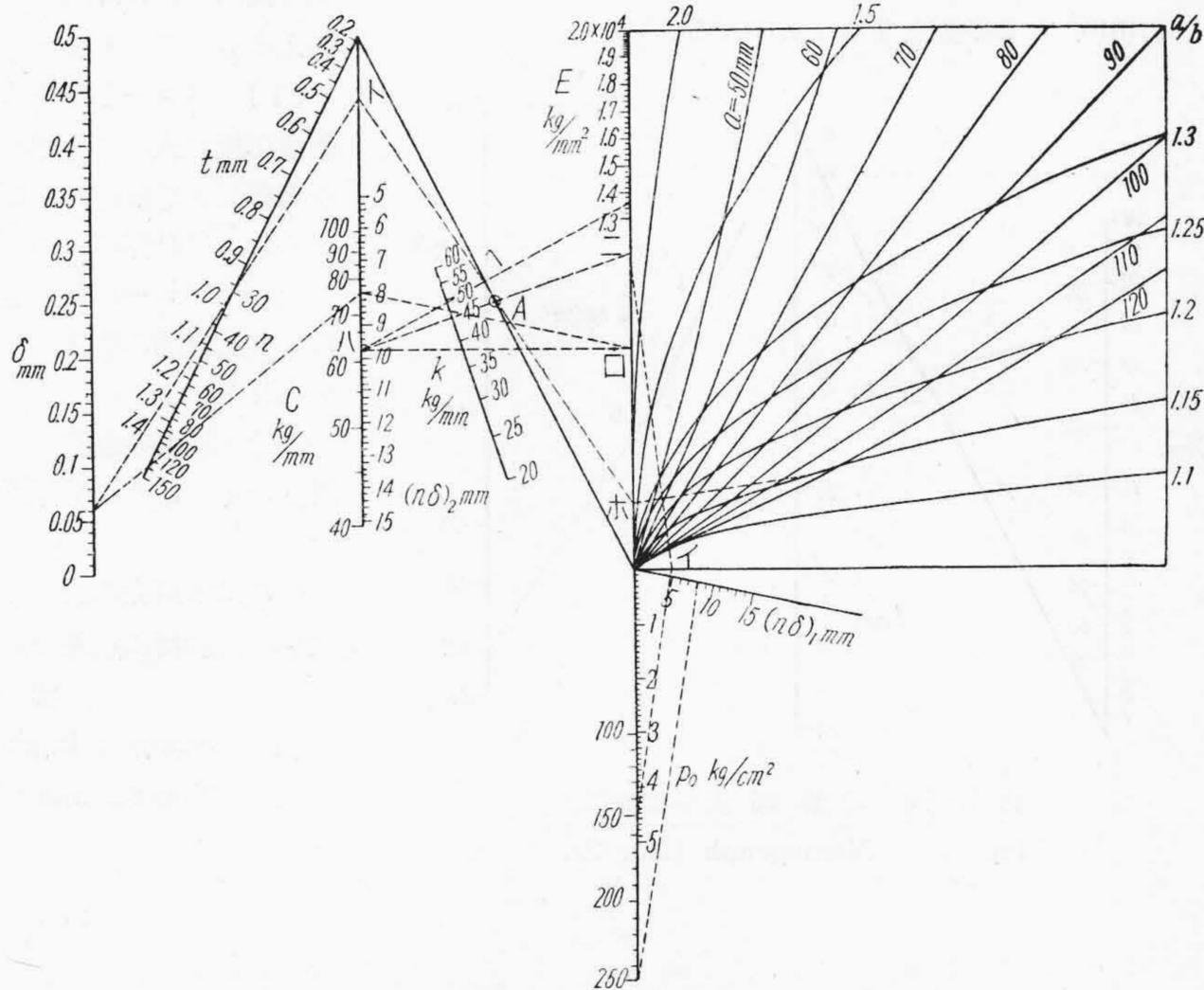
$$P_0 = 3200 \text{ kg}$$

$$P = (1 + 0.2 \times 0.95) P_0 = 3608 \text{ kg}$$

この値を用いて (21), (20), (22) 式を圖表に表わせば第14, 15, 16圖が得られる。變數は a , t , n , a/b (即ち k_1 , k_2 , k_1' , k_2'), h , k , E , p_0 , C , δ , σ_0 , σ 及び $n\delta$ の13變數である。何れの式も複雑で特に (21) 式は δ が分離出来ぬため $n\delta$ を1變數として解いた。従つて δ を求めるには初めに $n\delta$ 即ちペロー全體の高さ變化を假定してかゝらねばならぬ。

使用例 $a = 115 \text{ mm}$, $t = 0.95 \text{ mm}$, $h = 250 \text{ mm}$
 $a/b = 1.15$, $k = 47 \text{ kg/mm}$,
 $E = 1.36 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$
 $p_0 = 4.5 \text{ kg/cm}^2$, $n\delta = 8 \text{ mm}$

なる時の變位、應力を求める。(圖中の點線で示す)



第14圖 計算圖表 (其の一)

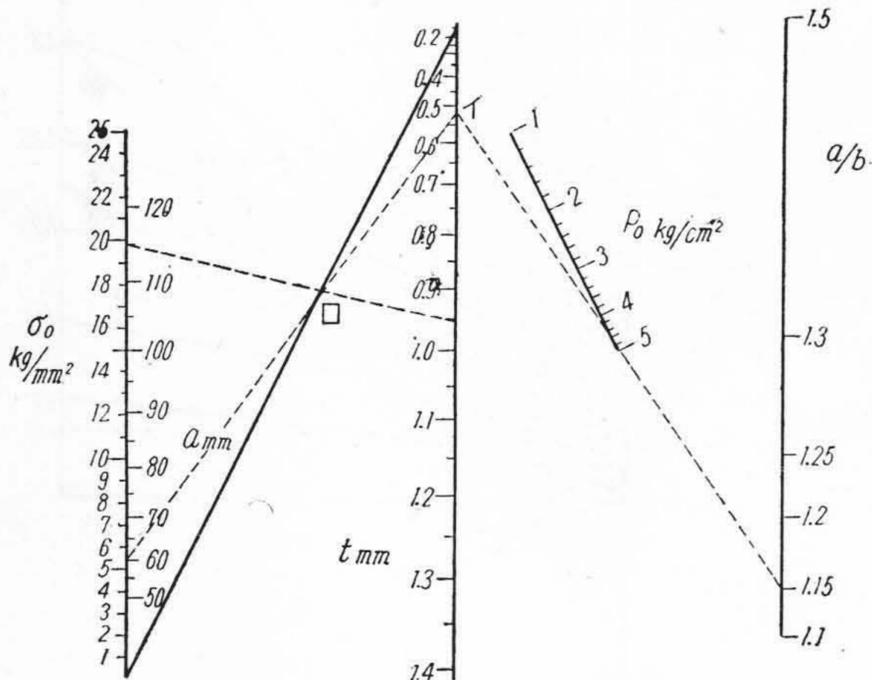
Fig. 14 Nomograph (No. 1).

(1) 變位 (振幅、第 14 圖) $(n\delta)_1$ と h を結ぶ直線に p_0 から平行線をひきイを求め、又 $(n\delta)_2$ と k を結んでロを出しこゝから水平にハを求める。ハより定點 A を通つてニをとり、ニとイを結ぶ直線に對して a/b と a により定まる點から垂線を下ろしてホを求める。一方ハと E を結ぶ直線からへをとり、ホよりへを通つてトを求める。これと t を結べば變位 $\delta=0.06$ mm を得る。 δ と $(n\delta)_2$ を結んで $n=133$ 、又剛性は $(n\delta)_2$ より直ちに $C=76$ kg/mm となる。

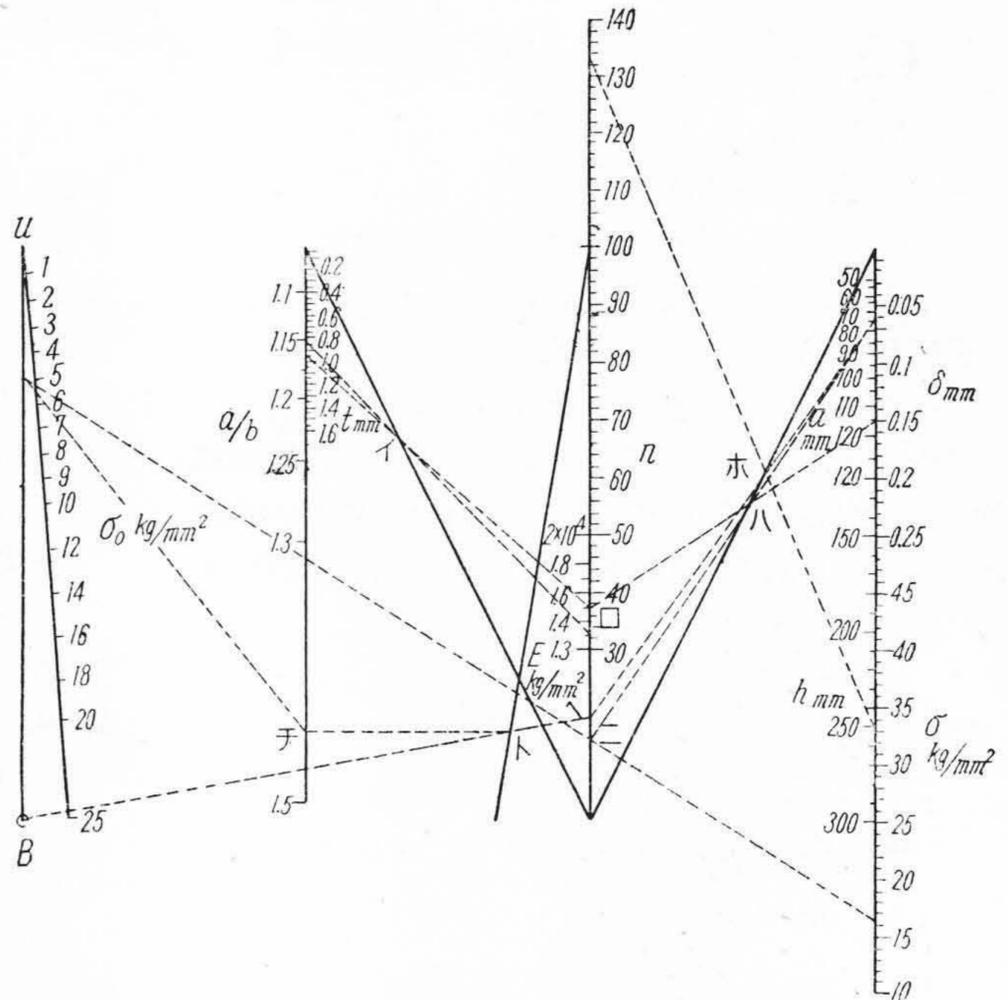
(2) 満員時の應力 (第 15 圖) a/b より p_0 を通つてイを求め、 a と t を結んで求めたロを通つてイより直線を引いて $\sigma_0=5.5$ kg/mm² を得る。

(3) 振動による應力 (第 16 圖) a/b と E を結んで得たイを通つて t より直線を引きロを得る。ロと a よりハを求め δ と結んでニを得る。一方 h と n とからホをとりこれと δ を結んでへを得、定點 B とへからトを求め、こゝから水平線でチをとつて更に σ_0 を通る直線を引いてリを得る。ニとリを結べば $\sigma=16.5$ kg/mm² を得る。

以上により満員時のペロー内周縁部は平均應力 5.5kg/mm² 應力振幅 16.5-5.5=11 kg/mm² 即ち (5.5 ± 11) kg/mm² なる振動をすることになる。



第 15 圖 計算圖表 (其の二)
Fig. 15 Nomograph (No. 2).



第 16 圖 計算圖表 (其の三)
Fig. 16 Nomograph (No. 3).

[X] 結 言

波形を有する空氣ばね用ペローの取扱いに對して理論式を提供し、實驗的検討によつてこれが妥當な近似値を與えるものであることを認めることが出來た。即ち

(1) ペローの變位は内外周固定、中心に孔を有する圓形平板の式により求められる。但その場合波形の影響を考慮して等價彈性係數を用いる。この値は波の形が與えられれば計算によつて求めることが出來る。

(2) ペローの最大應力は内外周固定の圓形平板の式により近似的に與えられることが疲勞試験の結果から確められた。

(3) 以上の理論式に基づいて空氣ばね用ペローの設計法を示し、その計算圖表を作つて計算に便ならしめた。

終りに本研究に對して御懇切なる御指導を戴いた九州大學石橋教授に感謝の意を表す。

參 考 文 獻

- (1) Stange : Ingenieur Archiv 2, 47 (1931)
- (2) Timoshenko : Theory of Plates and Shells, 67 (1940)