となるから,

$$H_N' = \frac{\int \sigma d\omega}{\int d\omega}$$

において $d\omega \propto dr$ とれば $H_{cyl} = H_N'$ となる, ゆえに(d)より

$$d\omega = \left(1 - \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_{p0}}\right)^{-\frac{1}{2}} d\varepsilon_p$$

において

$$H_N' = H_{cyl} = \frac{\int_0^{\varepsilon_{p0}} \sigma \left(1 - \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_{p0}}\right)^{-\frac{1}{2}} d\varepsilon_p}{\int_0^{\varepsilon_{p0}} \left(1 - \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_{p0}}\right)^{-\frac{1}{2}} d\varepsilon_p}$$

上式を展開して

$$H_N' = \frac{1}{2\varepsilon_{p0}} \int_0^{\varepsilon_{p0}} \sigma \left\{ 1 + \frac{1}{2} \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_{p0}} \right.$$

$$\left. + \frac{3}{8} \left(\frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_{p0}}\right)^2 + \dots \right\} d\varepsilon_p$$

$$\text{いま, } H_2 = \int_0^{\varepsilon_{p0}} \sigma d(\varepsilon_p)^2 / \int_0^{\varepsilon_{p0}} d(\varepsilon_p)^2$$

$$H_3 = \int_0^{\varepsilon_{p0}} \sigma d(\varepsilon_p)^3 / \int_0^{\varepsilon_{p0}} d(\varepsilon_p)^3$$

等とおけば

$$H_N' = \frac{1}{2} H_N + \frac{1}{8} H_2 + \frac{1}{16} H_3 + \dots \quad (f)$$

で表わすことができる.

注:—

- (1) 昭和26年10月26日 東京臨時大会(應力講演会)において講演, 原稿受付 昭和26年2月14日.
- (2) 正員, 京都大学.

539.388.24:621.983.3

深絞りにおける しわ抑え力(第1報)⁽¹⁾

益田 森 治⁽²⁾ 室田 忠 雄⁽³⁾

On the Holding Force in Deep Drawing (1st Report)

by Moriji MASUDA and Tadao MUROTA

In this paper the influence of the holding force on the deep drawing cylindrical shell is investigated both experimentally and theoretically. In experiment the holding force was kept constant during each drawing operation and sheet copper 0.46 mm thickness was treated. The experiment was made in order to know how the range of suitable holding force and the contribution of the holding force to the drawing force varied with the diameter of blank. On the other hand we deduced the drawing force at any instant by means of Mises' theory, and could explain theoretically how the contribution of the holding force to the drawing force varied with the diameter of blank.

1. 緒 言

円筒深絞りの際の材料内の応力や絞り力を計算する場合には, しわ抑え力をどのように選んだらよいか, また型と材料との間の摩擦係数はどのくらいであるかということが問題となる.

型の寸法が一定のとき, しわを抑圧するに必要な抑え力の最小値は板金直径によって変化することが言われている⁽⁴⁾. 抑え力が強過ぎると底に破断を生ずるから, 適当な抑え力には最大値が存在する. そこでこの抑え力の範囲が板金直径によってどう変化するかを実験して, 抑え力が絞り性に及ぼす影響を調べた.

次にこの適当な抑え力の範囲内では同じ板金直径に対し最大絞り力と抑え力とはほぼ直線的関係にあることから, 間接的に摩擦係数 μ を求めようとした. このために Mises 型の塑性理論に基づいて, 材料の曲げ剛性を無視して解析を行った.

2. 実験装置および材料

第1図に示すような絞り型を用い, ボルスタ D と

第 1 図

板 G との間に 3 本のボルト E を通してばね F を圧縮させることによってブランクホルダ C をおさえつけた. ばねを圧縮するには万能試験機を用い荷重は目盛板から直接読み取り, その状態でナットを締めつける. 第1表に示すような

つる巻ばねを使用して絞り過程中抑え力がほとんど変動しないようにした. 絞り加工にも万能試験機を用

第 1 表

No.	ばねこわさ kg/mm	使用範囲 kg
1	0.62	5~20
2	2.06	20~100
3	2.85	100~200
4	12.5	200~500
5	68.1	500 以上

い, 絞り速度は 0.3 mm/s 程度にした。

使用した材料は厚さ 0.46 mm の銅板で, 厚さの不同は 0.01 mm (約 2%) まで認めた。あらかじめ数種の温度で焼なまして, 引張強さ, 伸び率, ビッカースかたさ, エリクセン値等をしらべて 550°C で 30 分焼なませば十分であることを確かめて本実験にはこれを採用した。熱処理の後稀硫酸で洗浄を行い, 潤滑剤として機械油を用いた。

型の主要寸法は第 1 図において, $D_p=28.5$ mm, $D_d=30.0$ mm, $\rho_d=\rho_p=3.0$ mm である。

3. 実験結果

3.1 抑え力の範囲と限界絞り率

板金直径 D_0 は 39, 42.5, 45, 48, 51, 54, 57, 58.5, 59, 60 mm の 10 種類について, それぞれ抑え力 H をいろいろ変えて絞りを行った。ただし絞り過程中 H はほとんど変動しないと考えられる。いま抑え力が弱くてしわを発生したものを●印, 抑えが強過ぎて破断したものを×印, 完全に絞れたものを○印で表わして, $H-D_0$ 平面に図示すると第 2 図のようになる。I は破断区域, II はしわ発生区域, III は破断としわが同時に生ずる区域, 結局 IV が完全に絞り得る区域である。

第 2 図

D_0 が増すにつれて, 抑え力の下限は上昇し, 上限は下降して適当な抑え力の範囲は狭まって来て, 両限界線の交点 A より大きい板金では完全に絞ることは

できない。A 点に相当する抑え力のとき絞り性は最もよく, 抑え力がそれより大きくても小さくても絞り性は低下する。

いま H (kg) を初めの受圧面積 $\frac{1}{4}\pi\{D_0^2 - (D_d + 2 \times \rho_d)^2\}$ で割って単位面積当りの抑え圧力 h (kg/mm²) に換算し, 絞り率を $m = (D_p + T)/D_0$, ただし T は板金の板厚⁽⁶⁾, として $h-m$ 平面に両限界線を図示

第 3 図

すれば第 3 図のようになる。交点 A がいわゆる限界絞り率を示す。なおこの実験では抑え圧力 h の下限はほぼ一定で, 0.12~0.13 kg/mm² となった。

もちろんこの値は型の形状寸法, 材料の種類, 板厚, 潤滑剤, 抑え方式, 絞り速度等によって異なる。

3.2 最大絞り力

絞り過程中的絞り力の最大値を P_{max} (kg) とする。 P_{max} と H との関係を第 4 図に示す。

第 4 図

完全に絞れる区域 IV では, 各板金直径について P_{max} と H はほぼ直線の関係にあることから

$$P_{max} = \bar{\alpha}_m + \bar{\beta}_m H \quad (1)$$

と表わすことができる。ここで $\bar{\alpha}_m, \bar{\beta}_m$ はともに板金直径 D_0 のかん数である。 $\bar{\beta}_m$ は直線のこう配を示し, 見掛け上の摩擦係数と考えることができる。いま第 4 図の実験結果から最小二乗法によって $\bar{\beta}_m$ を求めると第 2 表に示すようになる。

$r=r_0$ で $R=R_0$ なる境界条件を代入して積分定数 C_1 を決めると

$$C_1 = R_0^2 - r_0^2$$

となり, (8)式からわかるように(9)式の C_1 と全く同じものである. そこで有効ひずみは

$$\varepsilon_r = -\varepsilon_\theta = \frac{1}{2} \log_e \left(1 + \frac{C_1}{r^2} \right) \quad (12)$$

となる. この部分では $\sigma_1 = \sigma_r$, $\sigma_3 = \sigma_\theta$, $\varepsilon_1 = \varepsilon_r$ であるから(7)式から

$$\sigma_r - \sigma_\theta = F' \left\{ \log_e \left(1 + \frac{C_1}{r^2} \right) \right\}^n \quad (13)$$

ただし $F' = 1/2^n \cdot (4/3)^{(n+1)/2} \cdot F$ (14)
が得られる.

(a) $r_0 > r > r_0 - w$ いまは板厚一定と仮定しているが, 実際にはフランジ部の外縁が最も厚くなる. そこで外縁に狭い幅 w をもつ環状の部分 AB (第5図(b)参照)を考えて, この部分に抑え力 H が一様に作用しているものと仮定する. 単位面積当りの抑え圧力を h とすれば

$$h = \frac{H}{2\pi \left(r_0 - \frac{1}{2}w \right) w} \quad (15)$$

この部分における力の平衡条件は, 型と材料の間の摩擦係数を μ とすれば次のようになる.

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} + \frac{2\mu h}{t} = 0 \quad (16)$$

これに(13)および(15)式を代入し, $r=r_0$ において $\sigma_r = 0$ なる境界条件を用いて解けば, $r=r_0-w$ (B点)における σ_r は

$$\begin{aligned} (\sigma_r)_{r_0-w} &= F' \int_{r_0-w}^{r_0} \frac{1}{r} \left\{ \log_e \left(1 + \frac{C_1}{r^2} \right) \right\}^n dr \\ &+ \frac{\mu H}{\pi \left(r_0 - \frac{1}{2}w \right) t} \end{aligned} \quad (17)$$

で与えられる.

(b) $r_0 - w > r > r_a$ 抑え力が作用していないと考えられる部分 BC では平衡条件は

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0 \quad (18)$$

これに(13)式を代入し, 境界条件として $r=r_0-w$ において $\sigma_r = (\sigma_r)_{r_0-w}$ を用いて解けば, $r=r_a$ (C点)における σ_r は次式で与えられる.

$$\begin{aligned} (\sigma_r)_{r_a} &= F' \int_{r_a}^{r_0} \frac{1}{r} \left\{ \log_e \left(1 + \frac{C_1}{r^2} \right) \right\}^n dr \\ &+ \frac{\mu H}{\pi \left(r_0 - \frac{1}{2}w \right) t} \end{aligned} \quad (19)$$

4. 4 ダイの絞り角上の有効ひずみと応力 ダイの絞り角上の部分 CD (第5図(b)参照)における有効

ひずみ ε と応力 σ に添字 φ, θ をつけてそれぞれ子午線方向, 周方向を示す. 薄板のため曲げ剛性を無視し

第 7 図

$+\frac{1}{2}t$ において

$$\varepsilon_\varphi = \log_e \frac{\bar{\rho}_a(-d\varphi)}{dR}, \quad \varepsilon_\theta = \log_e \frac{r_a - \bar{\rho}_a \sin \varphi}{R}$$

これを $\varepsilon_\varphi + \varepsilon_\theta = 0$ に代入して解けば

$$R^2 = C_2 - 2\bar{\rho}_a(r_a\varphi + \bar{\rho}_a \cos \varphi) \quad (20)$$

ここで積分定数 C_2 は次のようにして決める. $\varphi=0$ すなわち $r=r_a$ の点 (第5図(b)の C 点) の絞り前の半径は(11)式から $R = \sqrt{r_a^2 + C_1}$ であるから, これを(20)式に代入して

$$C_2 = C_1 + r_a^2 + 2\bar{\rho}_a^2 \quad (21)$$

したがって C_2 も C_1 と同様板金半径に無関係に, なじみ角 φ_1 あるいは行程 s のみによって決まる値である. そこで有効ひずみは次式で与えられる.

$$\varepsilon_\varphi = -\varepsilon_\theta = \frac{1}{2} \log_e \frac{C_2 - 2\bar{\rho}_a(r_a\varphi + \bar{\rho}_a \cos \varphi)}{(r_a - \bar{\rho}_a \sin \varphi)^2} \quad (22)$$

この部分では $\sigma_1 = \sigma_\varphi$, $\sigma_3 = \sigma_\theta$, $\varepsilon_1 = \varepsilon_\varphi$ であるから(7)式から

$$\sigma_\varphi - \sigma_\theta = F' \left\{ \log_e \frac{C_2 - 2\bar{\rho}_a(r_a\varphi + \bar{\rho}_a \cos \varphi)}{(r_a - \bar{\rho}_a \sin \varphi)^2} \right\}^n \quad (23)$$

ただし F' は(14)式で表わされる.

子午線方向の力の平衡条件は

$$\begin{aligned} \frac{d\sigma_\varphi}{d\varphi} + (\sigma_\varphi - \sigma_\theta) \frac{\bar{\rho}_a \cos \varphi}{r_a - \bar{\rho}_a \sin \varphi} \\ + \mu \left(\sigma_\varphi - \sigma_\theta \frac{\bar{\rho}_a \sin \varphi}{r_a - \bar{\rho}_a \sin \varphi} \right) = 0 \quad (24) \end{aligned}$$

これに(23)式を代入して σ_θ を消去すれば

$$\begin{aligned} \frac{d\sigma_\varphi}{d\varphi} - \mu \left(1 - \frac{\bar{\rho}_a \sin \varphi}{r_a - \bar{\rho}_a \sin \varphi} \right) \sigma_\varphi \\ - F' \left\{ \log_e \frac{C_2 - 2\bar{\rho}_a(r_a\varphi + \bar{\rho}_a \cos \varphi)}{(r_a - \bar{\rho}_a \sin \varphi)^2} \right\}^n \\ \times \frac{\bar{\rho}_a (\cos \varphi + \mu \sin \varphi)}{r_a - \bar{\rho}_a \sin \varphi} = 0 \end{aligned} \quad (25)$$

いま(25)式を解くために積分因子 $e^{-\mu\Phi(\varphi)}$ を考えると $\Phi(\varphi)$ は次のようになる.

$$\begin{aligned} \Phi(\varphi) &= \int \left(1 - \frac{\bar{\rho}_a \sin \varphi}{r_a - \bar{\rho}_a \sin \varphi} \right) d\varphi \\ &= 2 \left\{ \varphi - \sqrt{1 + \gamma^2} \right\} \end{aligned}$$

$$\times \tan^{-1} \left(\frac{\tan \frac{\varphi}{2}}{\sqrt{1+r^2}-r \tan \frac{\varphi}{2}} \right) \quad (26)$$

ただし

$$r = \bar{\rho}_a / \sqrt{r_a^2 - \bar{\rho}_a^2} \quad (27)$$

ここで $\bar{\rho}_a \ll r_a$ のときは $r \approx 0$ となり,

$$\Phi(\varphi) \approx \varphi$$

となる。このときは積分因子は $e^{-\mu\varphi}$ である。

さて $e^{-\mu\Phi(\varphi)}$ を(25)式に乗じて解く。このとき境界条件として、 $\varphi=0$ において $\sigma_\varphi = (\sigma_r)_{r_a}$ を用いれば、なじみ角 φ_1 の所の σ_φ は

$$(\sigma_\varphi)_{\varphi_1} = e^{\mu\Phi(\varphi_1)} \left\{ (\sigma_r)_{r_a} + F' \int_0^{\varphi_1} \Psi(\varphi) e^{-\mu\Phi(\varphi)} d\varphi \right\} \quad (28)$$

ただし

$$\Psi(\varphi) = \left\{ \log_e \frac{C_2 - 2\bar{\rho}_a(r \varphi + \bar{\rho}_a \cos \varphi)}{(r_a - \bar{\rho}_a \sin \varphi)^2} \right\}^n \times \frac{\bar{\rho}_a(\cos \varphi + \mu \sin \varphi)}{r_a - \bar{\rho}_a \sin \varphi} \quad (29)$$

$(\sigma_r)_{r_a}$ はすでに(19)式で求められているからこれを代入すれば

$$(\sigma_\varphi)_{\varphi_1} = e^{\mu\Phi(\varphi_1)} \left[F' \int_{r_a}^{r_0} \frac{1}{r} \left\{ \log_e \left(1 + \frac{C_1}{r^2} \right) \right\}^n dr + F' \int_0^{\varphi_1} \Psi(\varphi) e^{-\mu\Phi(\varphi)} d\varphi + \frac{\mu H}{\pi \left(r_0 - \frac{1}{2} w \right) t} \right] \quad (30)$$

4.5 絞り力 第5図(b)の状態、パンチに加わる絞り力 P は $(\sigma_\varphi)_{\varphi_1}$ とつり合うと考えられるから

$$P = 2\pi(r_a - \bar{\rho}_a \sin \varphi_1) t (\sigma_\varphi)_{\varphi_1} \cdot \sin \varphi_1$$

これに(30)式を代入して整理すると次のような形になる。

$$P = \alpha + \beta H \quad (31)$$

ただし

$$\alpha = 2\pi t(r_a - \bar{\rho}_a \sin \varphi_1) \sin \varphi_1 e^{\mu\Phi(\varphi_1)} F' \times \left[\int_{r_a}^{r_0} \frac{1}{r} \left\{ \log_e \left(1 + \frac{C_1}{r^2} \right) \right\}^n dr + \int_0^{\varphi_1} \Psi(\varphi) e^{-\mu\Phi(\varphi)} d\varphi \right] \quad (32)$$

$$\beta = 2\pi e^{\mu\Phi(\varphi_1)} \sin \varphi_1 \frac{r_a - \bar{\rho}_a \sin \varphi_1}{r_0 - \frac{1}{2} w} \quad (33)$$

α, β はともに板金半径 R_0 と行程 s とのかん数である。したがって R_0 と抑え力 H とが与えられれば、任意の行程 s のときの絞り力 P が(31)式で計算できるわけである。

5. 摩擦係数 μ の吟味

ところが型と材料との間の摩擦係数 μ の値が一般にわからない。そこでこの μ について少しく考察を

加える。いま P が最大値 $P_{\max}$ に達するときの $s, \varphi_1, r_0, \alpha$ および β をそれぞれ添字 m をつけて表わせば(31)式より

$$P_{\max} = \alpha_m + \beta_m H \quad (34)$$

ただし

$$\beta_m = 2\mu e^{\mu\Phi(\varphi_{1m})} \sin \varphi_{1m} \frac{r_a - \bar{\rho}_a \sin \varphi_{1m}}{r_{0m} - \frac{1}{2} w} \quad (35)$$

r_a に比べて $\bar{\rho}_a$ が小さいときは

$$\beta_m = 2\mu e^{\mu\varphi_{1m}} \sin \varphi_{1m} \frac{r_a - \bar{\rho}_a \sin \varphi_{1m}}{r_{0m} - \frac{1}{2} w} \quad (36)$$

となる。

第 3 表

板金直径 D_0 , mm	39	42.5	45	48	51	54	57
行程 s_m , mm	5.0	6.1	7.2	8.0	9.3	10.3	11.4
なじみ角 φ_{1m} , deg	57° 32'	70° 34'	79° 12'	82° 35'	85° 20'	86° 26'	87° 11'
外縁半径 r_{0m} , mm	18.0	19.0	19.6	20.7	21.6	22.7	23.8

いま $P_{\max}$ のときの行程 s_m の実験値を各板金直径ごとに平均したものを第3表に示す。この s_m に対するなじみ角 φ_{1m} を(10)式から、外縁半径 r_{0m} を(8)式から求めて同表に示した。これらの数値を(36)式に代入して求めた β_m の値を $\bar{\beta}_m$ とする⁽⁷⁾。仮りに $w = 1$ mm とし、 $\mu = 0.21, 0.20, 0.19$ として計算してみると第8図の点線のようになる。一方この見掛け上の

第 8 図

摩擦係数 $\bar{\beta}_m$ の実験値は第2表に求めてあるので、これを第8図に記入したのが⊙印である。これをみると実験値は $\mu = 0.21 \sim 0.19$ の間に収まっており、全体

の傾向から平均値として $\mu=0.20$ と選べばよさそうである。

従来 β_m の値として

$$\beta_m = 2\mu e^{\mu\varphi_{1m}} \sin \varphi_{1m} \quad (37)$$

が用いられている。そこで第3表の φ_{1m} を代入して仮りに $\mu=0.19, 0.18, 0.17, 0.16, 0.15, 0.14$ とし(37)式から β_m を計算してみると第9図の点線の

第 9 図

ようになって、第2表の実験値を示す○印と比較すると板金直径 D_0 に対する変化の傾向が全然合わない。

これに対して(36)式によれば第8図に示すように D_0 に対する変化の傾向が実験値とよく合っている。すなわち、ある D_0 を境にして D_0 が大きくなるにつれて外縁半径 r_{0m} が大となって β_m は減少し、逆に D_0 が小となるにつれてなじみ角 φ_{1m} の減少がはなはだしくて β_m は減少することになり β_m には極大値が存在する⁽⁸⁾。

いま(37)式によって実験値に合うように μ の値を求めてみると平均値 0.16 に対して $\pm 19\%$ の偏差があるのに比べて、(36)式によれば 0.20 に対して $\pm 5\%$ の偏差に過ぎない。

(36)式は抑え力がフランジ部の外縁に集中していると考えて導かれたが、(37)式は抑え力がフランジ部の内側に集中していると考え、かつダイの絞り角半径 ρ_a の大きさを考えない場合に相当する。すなわち(36)式と(37)式とは二つの極端な場合を示すわけであるが、上記の実験結果は抑え力が外縁に集中すると考えた(36)式の傾向にきわめて近いことを示している。実際にフランジ部の板厚を測定すると外縁が最も厚くなっていることから外縁に集中する傾向にあると思

われる。

ここで言う摩擦係数 μ はブランクホルダーやダイと材料との間の摩擦係数の総合的な平均値である。見掛け上の摩擦係数 β_m は板金直径 D_0 によって変化するが、 μ の値は一定であると考えてさしつかえないことが(36)式から言えたわけである。ただし潤滑剤の種類、型の仕上げ、および絞り速度等を変えれば μ は少し異なって来るであろう。

以上のように板金直径と抑え力とをいろいろ変えて実験することによって、(36)式の方が(37)式よりも妥当であることが言えた。

6. 結 言

絞り過程中抑え力が変動しない場合を対象として抑え力と板金直径の影響について、厚さ 0.46 mm の銅板を用いて実験を行いあわせて理論的解析を行って考察を加えた。これを要約すると次のようである。

(1) 完全に絞り得るための適当な抑え力 H の上限および下限は板金直径によって異なり、直径が大きくなるにつれて上限は下降し、下限は上昇して抑え力の範囲は狭くなり、やがて両者が一致するときが絞り得る最大直径を示す。抑え力がこれより大きくても小さくても絞り性は低下する。

(2) 抑え力の下限を初圧力 h に換算すると、各板金直径についてほぼ一定で $0.12 \sim 0.13\text{ kg/mm}^2$ となった。しかし絞りの条件を変えれば異なることはもちろんである。

(3) 破断を生ずるとき最大の絞り力 $P_{\max}$ は一定ではなくて、同じ直径の板金から絞るときは抑え力が大きいほど $P_{\max}$ は小となり、破断限界の抑え力のときは板金直径が小さいほど $P_{\max}$ は小となる。

(4) 完全に絞れる区域では最大絞り力 $P_{\max}$ と抑え力 H とはほぼ直線的関係にあり、見掛け上の摩擦係数 β_m は板金直径によって異なる。これは $P_{\max}$ に達するときのなじみ角 φ_{1m} や外縁の半径 r_{0m} が板金直径によって異なるからである。

(5) 抑え力がフランジ部の外縁に集中して作用すると考えると β_m の変化の傾向をよく説明できる。この考から型と材料との間の摩擦係数 μ を求めると、 0.20 となり $\pm 5\%$ の偏差で全部の板金直径に対して一致する。ただし μ の値は潤滑剤や型の仕上げ等を変えれば異なるであろう。

μ が決定すれば(31)式を計算することによって各行程 s に対する絞り力 P が求まり、最大絞り力やそのときの行程 s_m 等が理論的に求まるが、この結果については改めて報告する予定である。

最後に実験に協力せられた東京工業大学学生秀島瑛

、松宮和正両君に深謝します。

注：—

- (1) 昭和25年10月22日 第511回引抜、絞りとその他塑性加工に関する講演會において講演、原稿受付 昭和26年7月19日。
- (2)、(3) 正員、東京工業大學。
- (4) 福井伸二、理研彙報(欧文)、昭和13年10月。
- (5) 普通 Dp/D_0 を絞り率としているが、板厚を考慮してこのように定義した。
- (6) 益田森治、機械學會論文集、16巻53號、141ページ。
- (7) 実際には同じ直徑の板金から絞るときでも抑え力 H によって

s_m は變化し、したがって α_m, β_m は H によつて變化する(この點は後報で詳述する)。しかしその變化はわずかであるから μ を吟味するに當つてはこれを無視して平均値をとつて β_m とした。(1)式が直線を表わすというのと同じ意味である。

- (8) 詳細に考えるとこのような變化が認められるが、第2表の實驗値 β_m は平均値 0.372 に對して+12%、-10% 程度の變化であるから大ざつぱに言えば β_m はほぼ一定となる。しかしこの β_m の變化は實驗的誤差によるものでなく理論的に説明できることを指摘した。

$$621.43 - 752.2 : 534.372 : 678.014$$

自動車発動機架用防振ゴムの動的特性について (圧縮方向の場合)⁽¹⁾

西原 利夫⁽²⁾ 榎木 義一⁽³⁾ 関口 久美⁽⁴⁾

On the Dynamical Characteristics of Rubber Vibration Absorbers for Automobile Engine Mounts (In Compression)

by Toshio NISHIHARA, Yoshikazu SAWARAGI, and Hisayoshi SEKIGUCHI

In order to know the dynamical characteristics of rubber used in machine elements the authors have tried vibration tests of rubber vibration absorbers actually used in automobile engine mount, and obtained the following results.

Recently, rubber absorbers are widely used to absorb the vibration of vehicles. But there is no standard method to design them, because the dynamical characteristics of rubber are obscure, which condition is very inconvenient. Therefore, the authors have tried vibration tests in compression with the sort of rubber vibration absorber which is now used actually in some automobile engine mounts, and have found that it is possible to calculate the dynamical characteristics from statical test using an experimental coefficient.

As the initial conditions, the authores considered three cases, taking the loads:—60kg, 90kg, 120 kg, and in every case they changed the initial deformation of compression to that of 5 mm, 6 mm, 7 mm. Force is transmitted through a spring, the spring constant of which is 4.9 kg/cm and the eccentricity is changed:—20 mm, 15 mm, 10 mm, 5 mm. As the amplitude, they measured the movement of a slit through a microscope, this slit being fixed on the shaft and illuminated by a parallel beam on the other side.

Thus, the authors obtained many resonance curves and retraced the amplitudes at the resonance point statically then the load-strain curve shows a loop which has a skeleton, and in the equal value at the upper and under side of the skeleton the influence of friction is shown. Applying the Klotter's Method on this skeleton, the authors obtained the natural frequency curve, which passes through the peaks of the resonance curves. If this curve is accurate, the resonance curves can be calculated by using the solution by Free Oscillation. Although the statical natural frequency curve is of nearly the same form as the dynamical one, its location is somewhat higher in frequency. This means the rubber in the static state is harder than in the dynamic state. If we show the static angular velocity and spring constant as ω, k and dynamic ones as ω', k' in all cases, we get, as result, ω/ω' equal to a constant at every amplitude in each natural frequency curve.

$$\text{And,} \quad k = m\omega^2 \quad k' = m\omega'^2 \quad \therefore k'/k = (\omega'/\omega)^2 = \text{const}$$

The difference between the resonance curves, calculated in this way and those of the dynamical case is so small that it may be said that the calculation of dynamical characteristics from statical characteristics of a rubber vibration absorber is possible through the use of an experimental parameter k'/k .

摘

要

最近自動車ならびに他の車両においていわゆる防振

ゴムを使用することが多くなった。しかし防振ゴムの動的な特性が明らかでないためその設計に当り適当