$$\begin{aligned}
 &= \frac{N_0}{T} \left(1 - \frac{\sinh \alpha}{\alpha} \right) \\
 \frac{G_1}{IT} (\alpha \sin \alpha) + \frac{G_2}{IT} (-\alpha \sinh \alpha) + \frac{N_0}{T} (\cos \alpha - \cosh \alpha) \\
 &= \frac{N_0}{T} (1 - \cosh \alpha)
 \end{aligned}$$

となる。もし同時に

$$\begin{vmatrix} 1 & 1 & 0 \\ 1 - \cos \alpha & 1 - \cosh \alpha & (\sin \alpha - \sinh \alpha) / \alpha \\ \alpha \sin \alpha & -\alpha \sinh \alpha & \cos \alpha - \cosh \alpha \end{vmatrix} = 0$$

$$\begin{vmatrix} 1 & 1 & \frac{N_0}{T} - \frac{b}{l} \\ 1 - \cos \alpha & 1 - \cosh \alpha & \frac{N_0}{T} \left(1 - \frac{\sinh \alpha}{\alpha} \right) \\ \alpha \sin \alpha & -\alpha \sinh \alpha & \frac{N_0}{T} (1 - \cosh \alpha) \end{vmatrix} = 0$$

であるならば N_0 , T は確定する。上の行列式を計

算すると

$$\cos \alpha \cosh \alpha = 1 \quad (4)$$

$$\frac{N_0}{T} = -\frac{ab}{l} [1 - \cos \alpha] [\sinh \alpha - \tan \alpha]$$

$$\begin{aligned}
 &+ [\cosh \alpha (\alpha \sin \alpha - 1) + \cos \alpha + \sinh \alpha \times \\
 &(\cos \alpha - \sin \alpha)] \quad (5)
 \end{aligned}$$

(4) の第 1 根を $\alpha = (3\pi/2) + \delta$ とおくと $\delta = 0.01764$ であり、(5) は略率的に $N_0/T = 2b/l$ となる。これより

$$N_0 = 44.4 \frac{EI}{l^2} \left(\frac{b}{l} \right) \quad (6)$$

なりなる略近公式がえられる。

実験 セルロイド、木材等の板で模型を作り実験してみた。その限界荷重の値は (6) とほぼ一致した。

註 1) 昭和 23 年 11 月 24 日 原稿受理

2) 正会員 慶應義塾大学工学部

波形調子板に就て¹⁾

永盛義夫²⁾ 矢野勝雄

On the Corrugated Adjustable Washer

by Yosio Nagamori and Katuo Yano

1. **緒言** 自轉車用フリーホイールの組立の際、その球當り状態を適度に保持させるため 0.1, 0.3, 0.5 mm 等の厚さの輪狀薄板を適當に組合わせて選擇し間隙の調整用として挿入する。この調整は相當の手数を要するばかりでなく、材料準備の上にも煩雜さを加えている。この所謂調子板としての平板の代りに波板を使用してその弾性を利用することが出来れば、生産能率を一般と向上し得ることになるので、波形調子板³⁾を試作しその性質に関する考察を試みた。なお弾性限以上の變形に関しては實驗によることとした。

2. **波板の諸性質** 波板に関する一般的諸性質に関しては日本航空學會誌第 8 卷第 79 號林氏の「直交異方性板の弾性係數と剛性に就て」の研究結果を參考として、記號もこれになつた。第 1 圖に示すような幅 b mm 厚さ h mm なる波板の半波長部をとつてその性質を考える。

(1) x, y 及 z 方向の引張り剛性 α, α_y 及 α_z 及ポアソン比

第 1 表

方 向	α kg mm	ν		
		x	y	z
x	$\frac{S}{I_y} d_0$	—	$\frac{S}{L} \frac{I_{xy}}{I_y}$	$\frac{S^2 d_0}{s} \frac{1}{\alpha_0 I_y} \nu$
y	$\frac{L}{I_x} d_0$	$\frac{L}{S} \frac{I_{xy}}{I_x}$	—	$\frac{L^2 d_0}{s} \frac{1}{\alpha_0 I_x} \nu$
z	$\frac{s}{S} \alpha_0$	ν	ν	—

第 1 圖

ここで ν は波板材のポアソン比 α_0 及 d_0 は次の式で與えられる引張剛性及曲げ剛性である。

$$\alpha_0 = \frac{Eh}{1-\nu^2} \text{ kg/mm}$$

$$d_0 = \frac{Eh}{12(1-\nu^2)} \text{ kg/mm}$$

(2) 波板を平板で壓縮する場合の摩擦の影響 いま平板 M 及 N で單位幅の波板一波長を $2Y$ の力で壓縮した場合を考え平板と波板との摩擦係数 μ の値が引張り應力モーメント及變位量などに及ぼす影響を求めると次の表の通りである。(第 6 圖参照)

第 2 表 μ の 値

求め與へらる量	0	$0 < \mu < \frac{I_{xy}}{I_y}$	$\mu \geq \frac{I_{xy}}{I_y}$
X	Y	0	μY
	ΔL	0	$\frac{\mu d_0}{I_y - \mu I_{xy}} \Delta L$
	M_0	0	$\frac{2\mu}{\mu L - S} M_0$
Y	ΔL	$\frac{d_0}{I_x} \Delta L$	$\frac{d_0}{I_x - \mu I_{xy}} \Delta L$
	M_0	$-\frac{2}{S} M_0$	$-\frac{2}{\mu L - S} M_0$
M_0	Y	$-\frac{S}{2} Y$	$\frac{1}{2} (\mu L - S) Y$
	ΔL	$-\frac{S d_0}{2 I_x} \Delta L$	$\frac{d_0}{2} \frac{\mu L - S}{I_x - \mu I_{xy}} \Delta L$
ΔL	Y	$\frac{I_x}{d_0} Y$	$\frac{1}{d_0} (I_x - \mu I_{xy}) Y$
	M_0	$\frac{2 I_x}{d_0 S}$	$\frac{2}{d_0} \frac{I_x - \mu I_{xy}}{\mu L - S} M_0$
ΔS	Y	$\frac{I_{xy}}{d_0 S} Y$	$\frac{1}{d_0} (\mu I_y - I_{xy}) Y$
	M_0	$\frac{2 I_{xy}}{d_0 S} M_0$	$\frac{2}{d_0} \frac{\mu I_y - I_{xy}}{\mu L - S} M_0$
	ΔL	$\frac{I_{xy}}{I_x} \Delta L$	$\frac{\mu I_y - I_{xy}}{I_x - \mu I_{xy}} \Delta L$

第 6 圖

3. 波形調子板 (1) 假定 リング状の波形調子板について正確な力と撓みの関係を求めることは困難であるから次の假定を設ける。

(a) 調子板の内外周を形成する波形曲線は夫々第 12 圖のような半径 R_i 及 R_0 なる圓筒上にあるものとし、任意の半径 R なる圓筒上の曲線は變形後でも同一の圓筒面上にあるものとする。

(b) この波形曲線を平面上に展開したものの力と撓みとの関係は前章の結果をその儘適用されるものとする。但し X は半径 R に直角の方向に生ずるものとする。

第 12 圖

(2) 力と撓みとの関係 中心軸の方向に ΔL の撓みを生ぜしめたときの圓周方向及中心軸方向の力を X_R, Y_R とし調子板の波の数を n 、一波長のビツ角を $2\phi_0$ とすれば

$$X_R = \frac{I_{xy}}{I_x I_y - I_{xy}^2} d_0 \Delta L$$

$$Y_R = \frac{I_y}{I_x I_y - I_{xy}^2} d_0 \Delta L$$

中心軸方向の全壓力を Q とすれば

$$Q = 2n \int_{R_i}^{R_0} Y_R dR = 2nd_0 \Delta L \int_{R_i}^{R_0} \frac{I_y}{I_x I_y - I_{xy}^2} dR$$

扇形の部分が摩擦力のために半径方向に動かないものとすれば

$$\mu \frac{Q}{n} \geq 2 \sin \frac{\phi_0}{2} \int_{R_i}^{R_0} X_R dR$$

即ち摩擦力のために波形調子板が外方に移動しないための條件は

$$\mu \geq \frac{\int_{R_i}^{R_0} X_R dR}{\int_{R_i}^{R_0} Y_R dR} \sin \frac{\phi_0}{2}$$

であつて波の形状だけで定まるものである。

(3) 波形調子板をフリーホイールに使う場合には次の諸条件が満たされねばならない。

(a) 摩擦力のために半径方向に移動しないために前項の μ の条件が必要である。

(b) 調整範囲の ΔL は次の二つの条件に制約される。

(i) ねじ蓋が戻らないようにある限度以上に壓縮すること。

(ii) 一方波形調子板が局部的にでも破損しないためある限度以上に壓縮し得ないこと。

上の条件によつて實用し得る調整範囲 ΔL が定まる。

(4) 数値例 $L_0=2\text{ mm}$, $2R_0=46\text{ mm}$, $2R_i=40\text{ mm}$, $b=3\text{ mm}$, $\mu=0.15$ として波形寸法及 ΔL の範圍を求めて見る。圖式積分と數値計算によつて波數の限界値として $n=16.4$

即ち波數は 17 であることが必要である。

いま $n=20$, 及 30 に對し ΔL 及 Q の値を求めると材料の比例限度を 18 kg/mm^2 として第 3 表の結果となる。

第 3 表

n	h	d_0	比例限に於ける	
			$\Delta L \times 10^{-3}$ mm	Q kg
20	0.4	126	1.04	96.4
	0.29	46.9	1.6	55.2
	0.1	1.92	5.0	7.06
30	4.0	126	0.72	183
	0.29	46.9	1.1	104
	0.1	1.92	3.1	12.7

(5) 實驗結果 $n=20$ 外徑 47.5mm 内徑 40mm のものについて板厚及波高を變えて實驗した。Q と ΔL の關係をを求める代りにフリーホイールねじ蓋の締付モーメントとその回轉角の關係を求めた。その結果が第 21 圖の通りである。

ト本實驗では波板の山の部分が爪溝部にはみ出したため計算よりも相當大きい撓み量を示している。

第 21 圖

ねじ蓋が戻らないための限界モーメントを 800 kgmm とせば圖の點線の間が實用範圍となる。No. 4 のような特性を示すものは不適當である。また比例限度の範圍内だけで使用することは困難であるが撓入れによつてこの限界を高めることが出来る。No. 1~No. 3 の例では調整範圍は $0.176 \sim 0.294\text{ mm}$ である。

4. 結び 波數 20 以上とし板厚を 0.4mm 波の高さを 0.7mm 程度の撓入れをほどこした波形調子板を爪溝えのはみ出しを防止するため、徒來使用した平板と組合わせることによつて廣い調整範圍を持つた間座として使用される。このようにして組立つたフリーホイールを長時間實用して見た結果も別に異狀を認めず從來のものと比較して何等かわらない成果を得た。

註 1) 昭和 23 年 5 月 10 日原稿受理

2) 正會員 不二越鋼材工業株式會社

3) 昭和 22 年實用新案第 8532 號出願 24. 1. 12 公決決定

ABSTRACT.

A Study on the Manoeuvrability of Vessels. by Yasuyoshi Nakajima.

The course stability or the manoeuvring ability of a vessel subjected to permanent disturbances (waves, winds, etc.) is one of the most important problems for seaman.

The author studied this subject and obtained an analytical method. He calculated the wind effect on the manoeuvrability of some train ferries as an example and shows that the results agree with actual experiences.

Unsteady Motion of a Submerged Cylinder. by Seizo Motora.

It has been well known that, when a solid is moving in an infinitely spread fluid, the whole effect of the fluid may be represented by an additional or virtual mass, and its magnitude does not vary with the speed of the solid.

In this paper the author calculated the effect of the free surface under an expectation that the additional mass of this case must vary with the speed or the Froude number of the solid.

On the Yawing of the Ship among Waves. by Seizo Motora.

The author calculated in this paper the lateral force and turning moment acting on a ship among waves, and then calculated a forced yawing of a ship among waves.

Wave-Making Resistance for the Rolling of a Flat Plate by Tosio Hisida.

In order to estimate the wave-making resistance for the rolling of ship, the wave-making resistance for a flat plate on the free surface of water is here calculated as a limiting case and compared with that for the vertical flat plate which has been treated by T.H. Havelock.

On Buckling of a Composite Beam. by Fumiki Kito

A beam composed of two plates mutually fixed at their both ends receives a transverse load, and acts as a cantilever. One of the plates being under compressive stress, the state of stable equilibrium is only possible if the load is under certain critical value. This critical value of transverse load has been obtained in a simple formula.

On the Corrugated Adjustable

Washer. by Yosio Nagamori and Katuo Yano.

A corrugated washer can be used as an adjustable washer in the free wheel of the bicycle (instead of the usual ring plates). A study is made with an application of the theory of the orthogonal anisotropic plate. From experiments the following result was obtained: the corrugated washer which has 20 waves, wave height 0.7mm and thickness 0.4mm, can adjust a 0.12 mm clearance continuously.

On the Loss of Heat through the Flange Surface of Thermopipes. by Shinya Takatsu

In this paper the author considered the fact that, in the case of steady flow, if the thermopipe is equipped with an uncovered flange, the loss of heat through the flange surface is considerable, and reached the conclusion that a rather large proportion of heat transfer is carried out through conduction.