(1) 円輪板と円筒とが直接、接合する構造の疲れ強さは最も劣り、接合部にすみ肉を付すことにより疲れ強さは向上する。

(2) 円輪板と円筒との中間に円環かく部をもつ構造は、円輪板と円筒とが直接接合する構造および接合部にすみ肉をもつ構造の疲れ強さより、はるかに大きな疲れ強さとなることが確認された。

(3) 円輪板と円筒との接合を溶接により組立てたが、母材および溶接棒の選定が適切であり、良好な溶

接を実施し、焼なましおよび表面仕上を完全におこなうことにより、溶接による疲れ強さの低下は避けることができる。

終りに臨み、本研究の遂行に種々ご指導を賜った大阪大学名誉教授 太田友弥先生につつしんで感謝いたします。

文 献

- (1) 安田, 日立造船技報, 21-2 (昭 35-5), 12.
- (2) 石橋, 金属の疲労と破壊の防止, (昭 29), 養賢堂
- (3) 坂本, 日立造船技報 (未刊).

620.178.322.3.05 : 621-272.3

小 物 ば ね の 疲 れ*

(電気機器の小物ばね材用疲れ試験機の試作と若干の実験結果)

清水湧一**, 町野俊明**, 松本栄作***

Fatigue Tests on Small-sized Springs

(Development of Small-sized Spring Fatigue Testing Machine
and Some Experiments of Electrical Apparatus Springs)

by Yūichi SHIMIZU, Toshiaki MATINO, and Eisaku MATUMOTO

In presenting this article, it is our desire to describe the development of fatigue testing machine for bent wire springs and shaped springs of flat material in sizes ranging from 0.1 mm to 1 mm diameter or thickness, and also some considerations on the repeated bending fatigue strength of corrosion resistance spring materials; nickel silver, phosphor bronze, and 18-8 stainless steel.

The results indicate that when a cantilever spring is vibrated by applying a force to it at the point 74.5% of the whole length from the fixed end, the effect of circular frequency of excitation in the fatigue test is the smallest.

The fatigue strength of 18-8 stainless steel spring is notably increased as the section size of the spring is decreased, but in the case of nickel silver, the size effects on the fatigue strength is small.

1. ま え が き

電気機器には繰返し曲げの荷重をうけるはりの断面高さ 0.1~1 mm の線ばね, および薄板ばねが数多く使用される。この場合, ばねには 40 年程度の寿命が要求されるので, ばね材料はとくに疲れに強く, そして耐食性のすぐれたものを用いねばならない。

材料の疲れ強さは試験片の断面寸法と関係がある。また小物ばねは線引き, ロールなどの冷間加工によって必要なばね性を付与する場合が多い。したがって材料

内部の残留応力は加工度の増加につれて大きくなる。

疲れに関する文献はきわめて多く, 各種の金属材料について疲れ強さの資料がえられている⁽¹⁾⁽²⁾。しかし, 小物ばねの疲れに関するものは少ない。

筆者らは小物ばねの疲れ強さを知るために, 変形一定の負荷をうけるばねの繰返し曲げ疲れ試験方法について検討し, その結果をもとにして小物ばね材用疲れ試験機を試作した。そしてばねの寸法ならびにばね性と疲れ強さの関係について若干の考察を行なった。この場合, 疲れ試験は常温, 空気調整した恒温室内で行なった。

2. 疲 れ 試 験 機

小物ばねの疲れ試験は試験片の保持方法に多少のむ

* 昭和 37 年 10 月 11 日 第 6 回材料試験連合講演会において「電話交換機用バネ材料の疲労」と題して講演, 原稿受付 昭和 38 年 7 月 1 日。

** 正員, 日本電信電話公社電気通信研究所(武蔵野市緑町 3 の 535)。

*** 日本電信電話公社電気通信研究所。

$$p = \sqrt{0.5 + \left(\frac{\alpha L_1}{2}\right)^2}, \quad \varphi_0 = \tan^{-1} \left(\frac{\sqrt{2}}{\alpha L_1} \right) \quad \dots\dots\dots (5)$$

一方単純曲げ理論を適用できる、たわみの小さい場合の、荷重 Q_{linear} と駆動点におけるたわみ ξ の関係は次式で表わされる。

$$\alpha_1 \xi = - \frac{(\alpha_1 L_1)^3}{3} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで $\alpha_1 = \sqrt{Q_{\text{linear}}/EI}$,

(6) 式の ξ を (4) 式の δ と等しいとおくと次式が導かれる。

$$K \equiv \frac{[\sigma_{\max}]_{L_1=\text{const.}}}{[\sigma_{\max}]_{\text{linear}}} = \frac{(\alpha L_1)^3}{3[K(p) - F(p, \varphi_0) - 2\{E(p) - E(p, \varphi_0)\}]} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ξ/L_1 と K の関係を第 2 図に示す。同図から明らかに $\xi/L_1 \leq 0.15$ であれば、(1) 式を用いる誤差はたかだか 2% である。

この場合、駆動点で見たばねの長さの変化 ΔL は (3) 式を x 方向に積分して $\Delta L/L_1 \leq 0.012$ と求められる。

2.2 駆動周波数の影響 単純曲げ理論を適用できる片持ばねの最大縁応力 $\sigma_{\max}$ は次式の形にも書かれる。

$$|\sigma_{\max}| = \frac{Eh}{2} \left[\frac{d^2 \xi}{dx^2} \right]_{x=0} \quad \dots\dots\dots (1)'$$

いま、集中駆動力 $Q \sin \omega t$ が長さ L なる片持ばねの固定端から距離 L_1 の点 ($L_1 \leq L$) に作用してばねに強制振動変位 $\xi \sin \omega t$ をひき起すとすれば、振動変位振幅 ξ は規準関数 Ξ_m の関数列として展開表示できるから⁽⁶⁾

$$\xi(X) = \frac{Q}{M} \sum_m \frac{1}{\omega_m^2 - \omega^2} \Xi_m(L_1/L) \Xi_m(X) \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで ω_m : m 次共振角周波数 ($m=1, 2, 3, \dots$)

第 3 図 L_1/L と η の関係 ($m=5$, 計算値)

ω : 駆動角周波数

M : 片持ばねの全質量

$\Xi_m(L_1/L)$: 駆動点における m 次規準関数値

$X = x/L$

(8) 式を (1)' 式に入れ、さらに駆動力振幅 Q を駆動点における変位振幅 $\xi(L_1/L)$ で書きかえれば、片持ばねを変形一定の条件で駆動したときの最大縁応力を求めることができる。そこで、片持ばねを任意の駆動角周波数 ω で駆動した場合の最大縁応力 σ_d と $\omega \rightarrow 0$ としたとき、すなわち、変位振幅に等しい静的変形を与えた場合の最大縁応力 $\sigma_{\max}$ との比をとれば、

$$\eta \equiv \frac{\sigma_d}{\sigma_{\max}} = \frac{2}{3} \left(\frac{L_1}{L} \right)^2 \frac{\sum_m \frac{\Xi_m(L_1/L)}{\alpha_m^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_m^2} \right)}}{\sum_m \frac{\Xi_m^2(L_1/L)}{\alpha_m^4 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_m^2} \right)}} \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで α_m : m 次固有値

η は片持ばねの最大縁応力に対する駆動点、駆動周波数の動的効果を表わす。 L_1/L に対し、 ω/ω_1 をパラメータとして η を示せば第 3 図のごとくなる。同図から疲れ試験における駆動点を $L_1/L \approx 0.745$ に選べば、少なくとも $\omega/\omega_1 \leq 1$ では、 $\sigma_{\max}$ の算定におよぼす駆動周波数の影響を最小とすることができる。

2.3 疲れ試験機の構成 試作した疲れ試験機は繰返し回数 10^8 以上の連続運転にさいし、動作が常に安定であり、有害な寄生振動を伴わず、しかも駆動力および変位の設定が容易である動電形駆動方式を採用した。そして試験機に許しうる変位振幅は $\pm 2.5 \text{ mm}$ を選んだ。

試験機の概要を第 4 図に、また線ばねの疲れ試験装置を第 5 図に示す。試験機駆動系は 2 枚の薄いチタン振動板と、それで支持された布入ベークライト製の振動体とで構成した。この振動体に駆動用、測定用の動コイル 2 個を巻き、これを放射状磁界内に配置した。その磁界をつくるには耐久磁石として NKS-3 を、そ

第 4 図 試験機の概要

してヨークには純鉄を用いた。磁気空けき部の直流磁束分布を第6図に、また駆動系の変位-荷重特性を第7図に示す。片振り試験の場合、駆動系の平衡点は静荷重相等分だけ荷重方向に移動することになるので、変位が大きくなると変位振幅は正負の半サイクルで非対称となることがある。そのような場合は動コイル2に直流を供給して試験機の動作原点を無負荷時の平衡点にもどした。

駆動系の定数を第1表に示す。

駆動電源は主として商用 50 c/s の正弦波を用い、これを可飽和リアクトルと半導体制御素子よりなる安定化装置を介して使用した。この結果、電圧変動、波形のひずみはともに 0.5% 以下であり、また長時間運転に対しても十分な安定性を保証することができた。

疲れ試験の繰返し回数の計測は、試作したデカトロン計数器および時計を用いた。

試験片が破断すればサイラトロン自動停止装置が動作して試験機、計数器を自動的に停止させる。

この試験機は騒音がきわめて少なく、ひずみの少ない正弦波の振動変位がえられ、試験片 8~20 個を同時に試験することができる。

第5図 線ばねの繰返し曲げ疲れ試験装置

第6図 空けき部の磁束密度分布

3. 試験片固定方法の検討

試験片の固定方法が片持はり形式の疲れ試験においては、試験片は固定端付近で破断する。したがって、試験片の疲れ寿命は固定条件の影響を受けやすい。

電気機器に多く用いられている片持はり形式のばねでは、線ばねは合成樹脂に鑄込み、樹脂部分をクランプする（以下モールド固定法と称する）。また、薄板ばねでは2枚の合成樹脂板、あるいは薄板ばねと同種の板材できょう持する構造をとる。実際の疲れ試験に

第1表 疲れ試験機駆動系の定数

試験機 番号	振動板 板厚 mm	こわさ dyne/cm	質量 g	共振周 波数 c/s	動コイル 1		動コイル 2	
					巻数	静力係数 dyne /ab. amp.	巻数	静力係数 dyne /ab. amp.
2	0.3	2.50×10^6	30.0	45.4	147.5	2.14×10^7	92.5	1.36×10^7
4	0.4	6.13×10^6	36.3	65.4	196.5	2.80×10^7	50.5	7.21×10^6
5	0.5	1.08×10^7	31.6	97.7	158.5	1.92×10^7	83.5	1.00×10^7

第7図 振動板の変位-荷重特性

試験片: エポキシ樹脂 (光弾性感度 0.94 mm/kg)

第8図 固定端をほぼ完全に固定した場合の先端荷重による曲げ (明視野)

おいては第 11 図 (a) ならびに第 14 図に示すように、試験片は固定部材を介して固定力 W を加えて試験機に固定した。

材料の疲れ破壊にはせん断応力振幅が重要な役割を果たすことが知られている⁽⁷⁾。そこで固定条件による固定端付近の主せん断応力の変化を光弾性モデルを用いて観察し、さらに固定条件の影響を直接うけない形式の疲れ試験との比較検討を行なった。

3・1 固定端付近のせん断応力 固定力 W の作用

第 9 図 片持はりの先端荷重による曲げの場合の固定力と固定端における $2|\tau_1|$ の関係 (試験片、試験条件は第 8 図に同じ、 $Q=1$ kg)

試験片: エポキシ樹脂 (幅 6 mm, 高さ 15 mm, 光弾性感度 0.94 mm/kg)

第 10 図 モールド固定した長方形断面をもつはりの先端荷重による曲げ (明視野)

第 11 図 線ばねの固定方法

する片持はり先端に横荷重 Q を加えたとき、固定端に生ずる最大せん断応力を光弾性モデル実験によって検討する。

長方形断面のはりの一端を、縦弾性係数の等しい 2 枚の平板を介して固定し、他端の自由端先端に静荷重を負荷したときの主せん断応力 τ_1 の分布を第 8 図に、そして固定力と固定端における $2\tau_1$ の等色線しま次数の関係を第 9 図に示す。これらの図から明らかなように固定端における $2|\tau_1|$ の等色線しま次数の最大値は

固定力 W に比例して増加する。この場合、曲げによって圧縮応力をうける側では、 τ_1 は試験片クランプ面に作用する等分布荷重による応力と曲げのそれとの重ね合わせとなる。

試験片を、それと同じ強さの樹脂に常温で鋳込んだときの等色線図を第 10 図に示す。この場合、固定力 W を変えても、試験片の応力分布の変化はきわめて少なく、最大縁応力はほぼ (1) 式で示される。

線ばねの固定方法は薄板ばねよりもむずかしい。第 11 図 (b) のように 2 枚の平板を用いて固定すると (以下これを 2 面保持固定法と称する)、固定端にきずがつきやすく、曲げの最大縁応力を生ずる部分に応力集中が起る。そこで線ばねの疲れ試験には、第 11 図 (a) のような固定方法を採用した。以下これを 4 点保持固定法と呼ぶことにする。この場合の光弾性実験によれば、第 12 図試験片中心線を含み先端横荷重に平行な面内 (第 12 図の A-A 断面) における応力分布はほぼ単純曲げの理論に従うことが判明した。なお、丸棒をその直径よりわずかに大きい穴にはめこむ場合、その縦弾性係数が固定部材のそれより小さいときは、曲げによって圧縮応力をうける側に応力集中が起る (第 13 図)。

以上のように各種固定条件を変えて試験した結果から、固定部材の押え幅 b はその高さ

c に対し (第 11 図参照), $b=(0.3\sim 0.5)\cdot c$ になるように定めた. この場合, 平等長方形断面を有するはりの光弾性実験結果を第 14 図に示す.

3.2 固定条件による疲れ強さの変化 前項において, 光弾性実験によって固定条件の影響を検討した. この結果を確かめるために, 固定力の影響を受けない試験片形状, あるいは駆動形式の疲れ試験と比較検討する.

固定力の影響を受けない試験方法として, 試験片支持部分より離れた点で試験片が破断する試験法を考案

上: 最大繰応力断面 (A-A 断面) スライス厚さ 0.9 ± 0.1 mm
下: 固定力の作用する断面 (B-B 断面) スライス厚さ 1.5 mm
試験片: エポキシ樹脂 (直径 11 mm, 長さ 80 mm, 120°C で応力凍結, スライス, 光弾性感度 40.5 mm/kg)

第 12 図 4 点保持固定した線ばねモデルの先端荷重による曲げ (明視野)

試験片: エポキシ樹脂 (直径 30 mm, 長さ 160 mm, 120°C で応力凍結, スライス, 光弾性感度 40.5 mm/kg)

第 13 図 丸棒の先端荷重による曲げ (固定力零のモデル, A-A 断面, 明視野)

試験片: エポキシ樹脂 (光弾性感度 0.94 mm/kg)

第 14 図 疲れ試験片の固定法 (長方形断面を有する片持ばねの場合, 暗視野)

すればよい. その一方法として, 第 15 図 (a) に示すように, 両端を支持した線ばねおよび平等長方形断面を有する薄板ばねに複合荷重を加える試験法 (以下複合荷重法と称する) について考察する.

第 15 図 (a) において軸力 $P=0$ であれば A-B 間の曲げモーメントは一樣であるが, これに軸力 P が加わると最大応力は自由境界であるはり中央表皮に生ずる. この場合, A-B 間では

$$EI \frac{d^2 \xi}{dx^2} = -Qa - P\xi \dots \dots \dots (10)$$

(10) 式より, はり中央における荷重とたわみの関係を導くと

(a) 複合荷重法

$$\frac{b}{B} = \frac{R}{b} = \frac{1}{2}, b=5 \text{ mm}, t=0.51 \text{ mm}$$

(b) 固定端縁に丸みをつけた片持ばねの疲れ試験

$$\text{テーパ} \leq 1/3 \quad t=0.51 \text{ mm}$$

(c) 平板台形ばねの疲れ試験

第 15 図 固定力の影響を受けない疲れ試験方法

$$\xi_{\max} = \frac{Q}{\beta P} \left\{ \frac{\sin \beta a}{\cos \frac{\beta L}{2}} - \beta a \right\} \dots\dots\dots(11)$$

ここで $\beta = \sqrt{P/EI}$

実際の疲れ試験における Q は 50 c/s の交番荷重であり、駆動は疲れ試験機振動体に固定されたカード(第 4 図参照)を介して行なった。また軸力は板ばねで与え、それに抵抗線ひずみ計素子をはってはりの最大変位における P の値を実測した。この場合、軸力

第 2 表 試験片の化学成分と機械的性質

種 類	組 成 %	形 状	断面 高さ mm	加工度* %	引張強さ kg mm ²	縦弾性 係 数 kg mm ²
ばね用洋白	Ni 18 Cu 56 Mn 0.3~0.4 Fe 0.02 残 Zn	線	0.4	0~80	46.7 ~94.0	13 100 ~13 900
			0.55	60	81.8	13 500
			0.8	60	83.2	13 500
			1.0	60	80.2	13 600
		薄 板	0.2	44.5	77.0	13 500
			0.32	44.5	74.4	13 700
			0.51	44.5	74.5	13 800
ばね用 りん青銅	Sn 8 P 0.03 Fe+Pb+Zn 残 Cu <0.4	線	0.45	65	88.7	10 600
			0.55	65	93.3	10 600
			0.8	65	89.4	10 500
			1.0	65	85.9	9 800
18-8 系 ステンレス鋼	C 0.02~0.07 Ni 8.8~10.0 Cr 17~19.7 Si 0.57~0.73 Mn 1.3~1.7	線	0.4	90**	157	19 500
			0.6	〃	156	18 900
			0.8	〃	156	17 800
			1.0	〃	149	18 100
			0.55	0.40, 70, 90	65~161	17 500 ~18 000
		薄 板***	0.18	30~80	100~148	18 300 ~20 100
			0.35	46	116	20 100
			0.50	46	123	20 700

* 線の場合減面率を、薄板の場合圧下率を表わす

** 600~700°C で焼なまし(ひずみとり)

*** 試験片をロール方向に直角に採取

が加わるとはりの一次共振角周波数 ω_1 は

$$\omega_1 = \omega_{10} \sqrt{1 - P/P_e} \dots\dots\dots(12)$$

ここで ω_{10} : $P=0$ の場合の一次共振角周波数

P_e : 座屈荷重

となるので、実験では $P/P_e \leq 1/3$ に選んだ。

また固定力の影響を受けない疲れ試験方法として、線ばねの場合、回転曲げ疲れ試験があるが、この試験にかけられる線径は 1 mm 以上で、本報告のような小物ばねに用いることはむずかしい。そこで線径 1 mm の線ばねについて片持はり形式の疲れ試験法による 10^7 回時間強度をヘイ・ロバートソン回転曲げ疲れ試験機によるそれと比較した。

さらに、板ばねでは固定端縁に R をつけた場合[第 15 図(b)], および平板台形ばね[第 15 図(c)]との比較検討を行なった。

疲れ試験結果の比較を第 16 図に示す。同図において片持はりの固定方法は、線の場合第 11 図に示す 4 点保持固定法および 2 面保持固定法を、また板の場合には 2 面保持固定法を用いた。第 16 図から明らかなように固定条件を変えた線ばねの疲れ線図は 2 面保持固定法 A を除いて実験の誤差範囲内で一致している。そして 2 面保持固定法 A の場合、疲れ寿命は固定力の増加につれて減少し、実用の固定力では、その影響は応力振幅に換算してたかだか 7% である。また、薄板ばねの場合、2 面保持固定法と複合荷重法の間実用の固定力の範囲では差が認められない。

以上により、後述する線ばねの疲れ試験では 4 点保持固定法およびモールド固定法を用いた。

なお、複合荷重法は片持ばねの場合に比べて試験手

第 16 図 小物ばねの繰返し曲げ疲れ強さにおよぼす固定条件の影響

(* 西畑三樹男氏のご好意による)

順が煩雑であるのが欠点である。

4. 小物ばねの疲れ

試作した疲れ試験機を用いて, 小物ばねの疲れを求めた若干の実験結果を述べる。第2表に試験材料の化学成分ならびに機械的性質を示す。線材は線引き後, 一定の繰返し曲げひずみを与えてひずみとりを行ない, また, 板材は冷間圧延後レベラを通して, 片持ばねの長さ 65 mm に対し, 先端におけるかたよりがいずれも 0.2 mm 以下になるようなきょう正を施した。この場合, 試験片の表面あらさは, ばねの断面高さの 0.3 % 以下, また, 結晶粒度は 0.035 mm 以下におさえた。

第17図に小物ばねの両振り繰返し曲げにおける 2×10^7 回疲れ強さに対する寸法効果を示す。同図から, ばねの断面高さが 0.2~1 mm の範囲では, 洋白材の寸法効果は小さい。りん青銅および 18-8 系ステンレス鋼では, 2×10^7 回疲れ強さははりの断面高さが小さくなるにつれて高くなる。

第18図に加工度の影響を示す。これによると 2×10^7 回疲れ強さは加工度の増加につれて高くなることがわかる。また 18-8 系ステンレス鋼ばねの疲れ限度は加工度を同じとした場合, 銅系統材料の 2×10^7 回疲れ強さの約2倍である。洋白とりん青銅を比較すると 2×10^7 回疲れ強さは後者が前者より約 15% 高い。

第17, 18図から, 疲れ限度応力比は, 洋白の場

第17図 寸法効果

合, 寸法, 加工度に無関係に一定で, 線ばねに対し 0.38, そして板ばねに対し 0.31 である。18-8 系ステンレス鋼ばねの疲れ限度応力比は, 断面高さの増加につれて減少する。

5. 結 言

以上, 電気機器に用いられる小物ばねを対象にして繰返し曲げ疲れ試験における片持ばねの変形比, 固定方法, 駆動周波数などの試験条件につき考察し, 疲れ試験機を試作して小物ばねの繰返し曲げ疲れに関する若干の実験を行なった結果について述べた。その結論を要約すると

(1) 疲れ試験における片持ばねの変形比 ξ/L_1 を $\xi/L_1 \leq 0.15$ に設定する。

(2) 片持ばねの固定には, 線ばねの場合, モールド固定法または4点保持固定法を用いるとよい。薄板ばねの場合, 実用の固定方法, 固定力の範囲では, その影響は無視してさしつかえない。

(3) 変形一定形の疲れ試験では, 固定端から片持ばねの長さの 74.5% のところを駆動すれば, 駆動点の位置ならびに駆動周波数の影響は最小となる。

(4) 18-8 系ステンレス鋼ばねの寸法効果は, 銅

第18図 加工度の影響

系統合金のそれに比べて著しい。18-8 系ステンレス鋼線ばねの疲れ限度 σ_w は断面高さが小さくなるにつれて $36 \text{ kg/mm}^2/\text{mm}$ の割合で増加し、直径 0.4 mm では $\sigma_w = 90 \text{ kg/mm}^2$ に達する。

この研究は電気通信研究所 早坂寿雄所長、伊藤義一音響研究室長、高村真夫機構部品研究室長の終始適切なご指導のたまものである。また試験片の作成に西畑三樹男氏、石原 篤氏のご援助をいただき、試験材料の製造には三菱電機相模製作所、東北金属、鈴木金属、日本精線、日立製作所戸塚工場、富士通信機各

社のご協力をうけた。ここに上記諸氏に対して心から感謝の意を表する。

文 献

- (1) H. J. Grover & others, *Fatigue of Metals & Structures*, (1956), 269, Thames & Hudson.
- (2) 日本機械学会編, 金属材料疲れ強さの設計資料, (昭 36), 11.
- (3) 機械工学便覧 (昭 26 年版), 4-54, 日本機械学会.
- (4) E. J. Scott & D. R. Carver, *J. Appl. Mech.*, 22-2 (1955), 245.
- (5) R. Frisch-Fay, *Trans. ASME, Ser. E*, 28-1 (1961-3), 87.
- (6) 早坂, 音響工学, (昭 32), 283, 日刊工業新聞社.
- (7) E. Orowan, *Proc. Roy. Soc. Lond.*, Ser. A, 171 (1939), 79.

日本産業機械工業会・海外の実態調査

日本産業機械工業会(会長 丹羽周夫)は、このほど海外産業機械工業実態調査の実施計画をまとめた。

この調査は、開放経済への移行に対応してわが国の産業機械工業の構造を改善し、産業機械輸出立遅れの原因を究明しようとするもので、計画によると、海外調査団派遣などによりアメリカ、西ドイツなど6箇国約 45 社にのぼる海外有力産業機械メーカーの実態を調査、同時に調査委員会を設置して資料の収集にあたり、海外メーカーの実態を分析、検討することになっている。

この計画が生れたのは、

1. OECD (経済協力開発機構) への加盟を目前にひかえて先進工業国の産業機械工業としての体制をととのえる必要がある。

2. とくに輸出は 1960 年でやっと世界第 9 位になったにすぎず、その輸出率も西ドイツ、イギリス、イタリア、フランスにくらべて格段の差がある。そのうえ輸出仕向け先の 97% までは低開発国で、先進国向け輸出の拡大をはかる必要がある。

3. また今後第 3 国市場における国際競争の激化が予想されるので、この対応策を考える必要がある。などの背景によるもの。

そこで欧米のビッグビジネスを中心に海外同業メーカーの実態をつかみ、わが国産業機械工業の体質改善に役立てようというのが調査のねらいで、実態調査のため調査団を派遣するとともに資料の収集分析、検討のため調査委員会を設置する計画。調査の対象に予定している海外主要企業は次のとおり。

▽アメリカ=ゼネラル・エレクトリック社(原動機) ウエスチングハウス社(原動機, 風水力機械), ボルグワーナ社(産業機械全般), アメリカン・マシソン & フ

ァウンドリー社(化学機械), アリスチャー マーズ社(産業機械全般), インターナショナル・ハーベスタ社(建設機械), キャタピラ社(建設機械), コンパッション・エンジニアリング社(原動機), シューショベル社(建設機械), ハーニッシュ・フィガー社(建設機械), ジョイ社(建設機械, 鉱山機械), バード・マシソン社(化学機械), コッパース社(化学機械), ホスター・ウィラー社(化学機械), ジェクムシュ・プロダクツ社(冷凍機), ブロー・ノクス社(化学機械, 製鉄機械), ブラック・ローソン社(紙・パルプ機械), ヘウイット・ロビンス社(運搬機械), ユナイテッド・エンジニアリング & ファウンドリー社(製鉄機械), E. W. ブリス社(鍛圧機械), アーサー・G・マッキー社(製鉄機械)。

▽西ドイツ=シーメンス社(原動機), クルップ社(産業機械全般), マン社(金属加工機械, 建設機械), グーテ・ホフヌングス・シュッテシュテルケ社(産業機械全般), ザルツギッター社(鉱山機械), ホウッシュ社(製鉄機械, 鉱山機械), クラウス・マッハイ社(化学機械, プラスチック機械), ハイネ・レーマン社(化学機械, 鉄構物), クライン社(風水力機械), デマージ社(製鉄機械), メタルゲゼルシャフト社(化学機械)。

▽イギリス=アソシエテッド・エレクトリカル・インダストリーズ社(原動機), イングリッシュ・エレクトリック社(原動機), ビッカーズ社(風水力機械), バブコック & ウイルコック社(原動機)。

▽フランス=シュナイダー社(原動機)。

▽スイス=エッシャー・ウイス社(原動機, 風水力機械), ズルザー社(原動機)。

▽スウェーデン=ASEA(原動機), ステル・ラベル・ジャーバン社(原動機)。(服部 敏 夫)