長周期振動計(第3報)*

—試作した長周期ねじり振動計について—

西村 源六郎** 神保 泰雄*** 高野 政晴***

Vibrometer of Long Period in Small Size (III)

— A New Torsional Vibrometer —

Genrokuro NISHIMURA, Yasuo JIMBO, Masaharu TAKANO

In the last report, the authors found the fact that, solid friction existing in machine parts is diminished by applying the high frequency vibration to them and becomes equivalent to fluid friction.

In this report, the authors produced the long period torsional vibrometer of small size applied by this effect and buoyancy of liquid and observed the following facts;

When the displacement amplitude of high frequency vibration is small, the frictional surface cannot completely slip, and are elastically deformed, and moreover this elastic deformation acts as a spring to shorten the natural period of a pendulum system. This amplitude of high frequency vibration to make the frictional surface completely slip must become large according as the vertical load becomes large. Therefore, from the practical point of view of stability of the vibration system, it is desirable that the vertical load is made as small as possible by adopting a buoyancy method, and the friction due to the residual load is diminished by high frequency vibration.

Applying these effects, the authors obtained a torsional vibrometer with 100g weight pendulum and 13sec. natural period and with the sensibility of 10^{-4} rad/mm.

1. 緒 論

この一連の研究は小形で長周期の振動計を製作することを目的としている。軸受部に生ずる固体摩擦の影響をなくすため固体摩擦が存在する部分に高周波振動を与える方法を採用した。この方法によると、固体摩擦は見かけ上、流体摩擦と等価の作用を持ち、その量的関係は、

$$\varepsilon = \frac{x_f \omega_o^2}{\pi A \omega}$$

で与えられることを報告した¹⁾²⁾。ここで ω は高周波の振動数、 A はその振幅、 ω_o は振動計の固有振動数、 x_f は固体摩擦距離である。

本報告ではこの原理によって固体摩擦をなくし、小形で長周期の振動計を試作したのでそれについて報告する。

振動計の形態としては、歯車のかみ合い試験へ応用することを想定しているため、ねじり振動計を採用した。

さらにこのねじり振動計の周波数特性を調べた際に摩擦に関する興味ある事実が観測されたのでそれについても簡単に報告する。

2. ねじり振動計の構造

図1は試作した長周期振動計の構造を示している。これは縦形のねじり振動計であり、その構造を説明すると、①は中空にした振子でその軸の両端を④⑤のサファイヤ製ピボットで支持されている。②は渦巻ばねであって、①の振子とともに長周期の振動系を構成する。③のケース内には油を入れ、振子の運動にダンピングを与えると同時に振子に浮力を与え、軸受の荷重を軽減するようにしている。⑥は振動検出用のピックアップで、ここでは差動トランスを利用した。この振動計の下半分は軸受⑤に高周波の回転振動を与えるための励振装置で、軸⑤には永久磁石がとりつけてあり、⑦のコイルに交流電流を流すとその周波数で軸が振動する。⑧は軸が回転しないための固定用板ばねである。⑨は軸⑤の振動振幅を検出

* 昭和41年4月 精機学会春季大会学術講演会にて発表

**名誉員 中央大学理工学部

***正会員 東京大学工学部

するためのレバーである。このねじり振動計の諸元を記すと次のようである。

振子: $35 \times 70\phi$, 重量 $W=100\text{g}$, 慣性モーメント $I=1.25\text{ g-cm-s}^2$

ばね: ばね定数 $K_0=0.30\text{ g-cm/rad}$

軸受の摩擦トルク $M_f=0.0618\text{ g-cm}$

高周波振動系の固有振動数 $f=70\text{ c/s}$,

振動計: $175 \times 110\phi$, 総重量 2.3 kg , 固有周期約 13 s ,
図2はこのねじり振動計の写真である。

3. ねじり振動計の周波数特性

次にこの試作したねじり振動計の周波数特性を調べた。

これは図1の円板⑩に外部から任意の振幅 x_{st} , 周期 T の強制回転振動を与え, 円板上に載せられたねじり振動計の振子と本体との相対変位を電氣的に検出し, 増幅してペン書オシロ上に記録することによって特性を調べる。振子の絶対変位 y と強制振動 $Y=x_{st}\sin pt$ とは次の関係にある。

$$\ddot{y} + 2\varepsilon(\dot{y} - \dot{Y}) + \omega_0^2(y - Y) = 0$$

相対変位 $X = y - Y$ を解くと

$$X = \frac{x_{st}}{\sqrt{(1 - 1/z^2)^2 + 4h^2/z^2}} \sin(pt - \phi) = x \sin(pt - \phi)$$

ただし, $z = p/\omega_0 = T_0/T$, $h = \varepsilon/\omega_0$

この式により, 周波数特性から振動計の固有周期, 減衰定数がわかる。

ここで行った実験条件は次のとおりである。

高周波微小振動の周波数 $f=25 \sim 200\text{ c/s}$,

同じく振動の振幅 $A=(0.25 \sim 1) \times 10^{-3}\text{ rad}$,

ケース内のオイルの深さ $H=0 \sim 25\text{ mm}$ (浮力 $=0 \sim 96\text{ g}$),

強制振動の振幅 $x_{st}=(1 \sim 10) \times 10^{-3}\text{ rad}$, 周期 $1 \sim 20\text{ s}$,

高周波振動の速度振幅 $A\omega=2\pi Af=0.079 \sim 0.63\text{ rad/s}$,

高周波振動と振子の振動の速度振幅比 $\approx 0.01 \sim 0.8$,

固体摩擦による停止最大角度 $M_f/k \approx 0.2\text{ rad}$ 。

このおのおの場合について周波数—振幅特性を求めた。加える振動の振幅は, このねじり振動計が微小な振動を検出することが必要であることを考慮して小さな値を選んだ。これらの条件の下に求めた振動の波形を図3, 4, 5に, またその波形から得た周波数特性を図6, 7, 8, 9に示す。振動波形の図からわかるように微小振動の存在により波形の乱れがなくなり, さらに周期の長い振動にも追従するようになることがわかる。振動固体摩擦による減衰効果はオイルの粘性による減衰定数に埋れ

図1 長周期ねじり振動計の構成

図2 長周期ねじり振動計

$$H=0, x_{st}=1.7 \times 10^{-3}\text{ rad}, f=100\text{ c/s}$$

図3 強制振動の振動波形

 $A = 0$

 $A = 0.5 \times 10^{-3}$,
 $H = 25\text{mm}$, $x_{st} = 0.8 \times 10^{-3}\text{rad}$, $f = 100\text{c/s}$.

図4 強制振動の振動波形

 (a) $H = 0\text{mm}$ ($P_z = 100\text{g}$)

 (b) $H = 15\text{mm}$ ($P_z = 42\text{g}$)

 (c) $H = 25\text{mm}$ ($P_z = 4\text{g}$)

$\bigcirc A = 0$ $\bullet A = 0.25 \times 10^{-3}\text{rad}$
 $\square A = 0.5 \times 10^{-3}$ $\blacksquare A = 0.75 \times 10^{-3}\text{rad}$
 $\times A = 1.0 \times 10^{-3}\text{rad}$
 $x_{st} = 0.8 \times 10^{-3}\text{rad}$, $f = 100\text{c/s}$

 図6 A を変化させた時の周波数特性の変化

 $A = 0$

 $H = 25\text{mm}$, $x_{st} = 5 \times 10^{-3}\text{rad}$, $f = 100\text{c/s}$

図5 強制振動の振動波形

 (a) $H = 0\text{mm}$ ($P_z = 100\text{g}$)

 (b) $H = 20\text{mm}$ ($P_z = 23\text{g}$)

 (c) $H = 25\text{mm}$ ($P_z = 4\text{g}$)

$\bigcirc f = 0$ ($A = 0$) $\square f = 25\text{c/s}$ $\blacksquare f = 50\text{c/s}$
 $\triangle f = 100\text{c/s}$ $\blacktriangle f = 200\text{c/s}$
 $x_{st} = 1.0 \times 10^{-3}\text{rad}$ $A = 0.25 \times 10^{-3}\text{rad}$

 図7 f を変化させた時の周波数特性の変化

(a) $A=0$ (a) $H=0\text{ mm } (P_z=100\text{g})$ (b) $A=0.5 \times 10^{-3}\text{rad}$ (b) $H=15\text{ mm } (P_z=42\text{g})$ (c) $A=1.0 \times 10^{-3}\text{rad}$

○ $H=0\text{ mm } (P_z=100\text{g})$ ● $H=5\text{ mm } (P_z=81\text{g})$
 △ $H=10\text{ mm } (P_z=61\text{g})$ ▲ $H=15\text{ mm } (P_z=42\text{g})$
 □ $H=20\text{ mm } (P_z=23\text{g})$ ■ $H=25\text{ mm } (P_z=4\text{g})$
 $f=100\text{c/s}, x_{st}=0.8 \times 10^{-3}\text{rad}$

図8 H を変化させた時の周波数特性の変化

てしまっこの実験では顕著でない。

これらの図からわかるように、本来の振動計の固有周期は約13sであるにもかかわらず、その共振点は13sより小さな値を示している。また、この共振点の周期は高周波振動の振幅、浮力、強制振動の振幅が大きいくほど大きくなっていることがわかる。各条件の共振周期に及ぼす影響を検討してみる。

(1) 浮力の影響

(c) $H=25\text{ mm } (P_z=4\text{g})$

○ $x_{st}=0.8 \times 10^{-3}\text{rad}$ ● $x_{st}=1.7 \times 10^{-3}\text{rad}$
 □ $x_{st}=3.4 \times 10^{-3}\text{rad}$ ■ $x_{st}=5.0 \times 10^{-3}\text{rad}$
 △ $x_{st}=10.0 \times 10^{-3}\text{rad}$
 $f=100\text{c/s}, A=0.5 \times 10^{-3}\text{rad}$

図9 強制振幅 x_{st} を変化した時の周波数特性の変化

浮力によって軸受の荷重を軽減する程共振周期は大きい。この軸受にかかる荷重 P_z と共振周期との関係を図10に示す。軸受荷重による周期の変化は著しいが高周波振動がない時の共振周期は最大4sにしかない。すなわち高周波微小振動の存在なしには共振周期 T_0' は固有周期 T_0 に達しないばかりか、はるかに小さな値しか示さない。

(2) 高周波微小振動の振幅の影響

この場合も共振周期が大きく変化する。しかし図11に示すごとく、浮力による荷重の軽減なしに高周波振動単

図10 浮力によって軽減された軸受荷重と共振周期の関係

独では T'_0 は小さな値しか示さない。浮力と高周波振動の相互の協力があって初めて T'_0 は T_0 に近い値となる。

(3) 高周波微小振動の振動数の影響

共振周期 T'_0 は振動数 f を変えても他の条件が一定である限りあまり変化しない。すなわち高周波振動の振動数はその加速度振幅が振子との間で相対変位が生ずる程度に十分大きければ共振周期に対しては影響がないといえることができる。

(4) 強制振動の振幅の影響

振幅が大きくなるほど T'_0 は大きくなるが、この場合もやはり高周波振動振幅や軸受荷重と相互に関連し合っていることが図12からわかる。ただし、振幅 x_{st} の効果は高周波振動振幅の効果ほど著しくない。

4. 実験に対する検討

以上の実験結果から共振周期 T'_0 が T_0 より小さいことは振子を元にもどす力が渦巻ばね以外にどこかで作用していることを意味し、それは上記の実験条件からみて、軸受の摩擦力がそのばね作用を持っていることが推察される。2つの物体の接触面における、微小変位に対する面の接線力、すなわち摩擦力の関係はすでにいくつかの論文で論じられているところであり³⁾⁴⁾⁵⁾⁶⁾、別の実験によっても観察されている。

これらの論文によれば接触面において接線応力 τ が垂直応力 σ の摩擦係数 μ 倍を越えない時、その部分は弾性変形するのみで、 τ が $\mu\sigma$ を越えた時初めて滑りが生ずる。垂直荷重 P_z によって弾性接触している面での接触面に垂直な軸のまわりの回転モーメント M_z と回転角 β とは、剛性率 G 、接触面の円の半径 a 、摩擦係数 μ を係数として上に述べた仮定から計算でき、それは図13のごと

図11 高周波振動振幅と共振周期の関係

○ $H=0$ mm ($P_z=100$ g)
 △ $H=15$ mm ($P_z=42$ g)
 □ $H=25$ mm ($P_z=4$ g)

図12 強制振動の振幅と共振周期の関係 $A=0$

G : 剛性率 a : 接触面の円の半径
 P_z : 垂直荷重 μ : 摩擦係数

図13 回転角と摩擦モーメントの関係⁵⁾ (理論)

くなる⁵⁾。この図は回転角 β が大きくなるにつれて滑りを生ずる部分が多くなり、弾性変形による元へもどそうとする力の作用がだんだん弱くなっていることを示している。 β の回転をした時まだ滑りを生じないで弾性変形している部分の全体に対する割合 r はその回転角に対する図13の曲線の接線の勾配によって表わすことができ、

$$r = (dM_z/d\beta)_{\beta=\beta_0} / (dM_z/d\beta)_{\beta=0}$$

であると考えられる。

図14 摩擦面での回転角と共振周期より求めたばね定数の関係

図13から高周波振動振幅 $\beta_v (=A)$ または強制振動による振子の振幅 $\beta_0 (=x)$ が大きくなるにつれて弾性変形による復元力の増え方が小さくなり、振子の共振周期が長くなることが予想されるが、これは図11, 12に示した実験結果とよく合っている。

図14に実験から求めた β_0 または β_v とその時のばね定数 K_o' との関係を示す。 K_o' は β_0 , β_v の実験条件の下に求めた周波数特性の共振周期 T_o' から $T_o' = 2\pi\sqrt{I/K_o'}$ の関係によって求めた。 β_v および β_0 が大きくなると K_o' は小さくなるがその小さくなり方は互いに異なる。この理由を考えると、まず高周波振動による K_o' の減少は、その振幅 β_v に相当する滑りが生じており、残りの滑りを生じていない部分が振子に対してばね作用をするためであると考えられる。そのばね定数 K_o' は図13の曲線から

$$K_o' = (dM_z/d\beta)_{\beta=\beta_v}$$

となる。滑りを生じている部分は前報までに述べたように振子に対し流体摩擦として作用する。

次に強制振動振幅による K_o' の変化を考えると、振子の振動に対して角度 β_0 に対応する摩擦モーメント M_z が作用するが、これはまた摩擦を伴った重ね板ばねのごとき作用をし、図15に示すごとく β_0 なる角度で書く1周期の摩擦ヒステリシス曲線のいわゆる骨の曲線がばねの役割を果たしている⁸⁾。したがって、高周波振動の振幅と比べてかなり大きな振幅で振動してもばね定数は0とならない。

図16に実験値から計算した、 $K_o'/P_z (\propto (dM_z/d\beta)_{\beta=\beta_v}/Ga^3)$ と高周波振動振幅 $\beta_v/P_z^{1/3} (\propto Ga^2\beta_v/\mu P_z)$

図15 振子の強制振動によって書く摩擦モーメントのヒステリシス曲線 (理論)

○ $H = 0$ mm ($P_z = 100$ g) ● $H = 5$ mm ($P_z = 81$ g)
△ $H = 10$ mm ($P_z = 61$ g) ▲ $H = 15$ mm ($P_z = 42$ g)
□ $H = 20$ mm ($P_z = 23$ g) ■ $H = 25$ mm ($P_z = 4$ g)

図16 高周波振動振幅とばね定数の関係

$x_{st} = 0.8 \times 10^{-3}$ rad 実線は 図13 から求めた $(dM_z/d\beta)/Ga^3$ をスケールを適当に変えて画いた曲線を表す

○ $H = 0$ mm ($P_z = 100$ g)
▲ $H = 15$ mm ($P_z = 42$ g)
■ $H = 25$ mm ($P_z = 4$ g)
図17 強制振動振幅とばね定数の関係
 $A = 0$, 実線は 図13 から求めた $(M_z/\beta)/Ga^3$ を図16と同じスケールファクタで画いたもの

との関係を示した。ただし、ここで Hertz の接触理論により、 $a \propto P_z^{1/3}$ とした。図中の実線は図13から得られた理論的な $(dM_z/d\beta)_{\beta=\beta_v}/Ga^3$ と、 $Ga^2\beta_v/\mu P_z$ の関係を適当なスケールに直して示している。同じく図17に実験値から計算した K_o'/P_z と強制振動による振幅を表す変数 $\beta_v/P_z^{1/3}$ との関係を示す。図中の実線は、図15のごとく $\beta = \beta_0$ の振幅で、ヒステリシスを書く時の骨の曲線から求めた等価ばね定数 $(M_z/\beta)_{\beta=\beta_0}/Ga^3$ と $Ga^2\beta_0/\mu P_z$ との関係を図16と同じスケールファクタに直して示している。

実験値は理論曲線とほぼ同じ傾向にあり、摩擦に関する弾性的な変形と滑りについての仮説は定性的には正しいといえることができる。

これらの実験値は一曲線上に並ぶべきであるが実験条件の違いによってかなりばらつきがある。これは軸と軸受の接触面の半径 a が Hertz の弾性接触論にしたがって $P_z^{1/3}$ に比例すると仮定したが、実際には面の微小な凹凸や、曲率が一定でないことなどのために接触面は $P_z^{1/3}$ に完全には比例しないこと、軸受の高周波振動が完全に回転振動でなく、上下あるいは横の振幅があつて、回転振動の振幅よりは非常に小さいが接触状態に影響があり得ること (100c/s で上下振幅 1μ で 40cm/s^2 の加速度となる) 等が原因と思われる。

微小振動振幅によって共振周期が異なる現象について微小変位における摩擦の弾性変形という仮説から説明した。定量的には理論と一致しない点もあるが、この摩擦現象を詳しく論ずることは本旨にははずれるのでここではこれ以上述べない。

振動計の軸受の固体摩擦をなくすために、ここでは液体の浮力と高周波振動による摩擦減少効果の2つ方法を応用した。高周波振動のみで摩擦をなくすことは前述のごとく、摩擦の特異な現象により、相当大きな振幅を必要とし、また、大振幅は不安定の原因にもなるので実際には浮力などで軸受の荷重をなるべく小さくして小さな高周波振動振幅でも摩擦がなくなるようにして行なった方が便利である。

浮力による方法は軸受の荷重を軽減すると同時にダンピングを振子に与えることができる特徴がある。他に空気軸受や磁気軸受などの方法も考えられるが、静的あるいは動的な安定性がやや劣るようである。

高周波によらず浮力だけで荷重をなくし、軸受は単に回転以外の運動を拘束する働きだけをさせることも理論的には可能であるが、そのためには浮力と重力が完全に大きさ等しくかつ重力と浮力の各中心を結ぶ線が軸受の方向を向いていなければならない。そうでなければ、わずかの傾が軸受に接触して荷重をかけることになる。また上下方向に釣合位置のないことが、不安定の原因にもなる。本実験では高周波振動なしに浮力だけで軸受摩擦を軽減した時、かなり油の深さを加減しても共振周期は7秒を越えなかった。これは振子やばねを精密に製作すればさらに長周期とすることもできると思われるが、技術的には限界がある。小形で長周期とするには振子の重量の大部分を浮力によって支え、振子を安定な位置において、残りの荷重による固体摩擦は高周波微小振動によって打消すのが良い方法であり、周期はここで試作した

ものよりさらに小形で長周期とすることもできよう。なお、試作した振動計は総重量 2.3kg もあるがこの重量のほとんどは下半分の励振部であり、この部分はもっと小さくすることができる。

5. 結 論

前報では振子とそれを支持する台との間に存在する固体摩擦に対する高周波振動の影響を論じ、振子が自由振動している時でも他の外力により強制振動している時も高周波振動によって固体摩擦はなくなり、見掛け上流体摩擦と同じ作用を振子に及ぼすことを解析および実験によって求めた。

この効果を応用して固体摩擦をなくせば長周期振動計を製作することが可能となるはずであるが、実際には摩擦面が微小変位に対して滑りを生ぜず弾性変形する現象が新たに観測され、高周波振動を軸受部に与えたのみでは望みの長周期を得ることができず、浮力による荷重軽減の助けを借りねばならなかった。前報の実験では高周波振動振幅も振子の振動振幅も比較的大きくこの現象は顕著でなかったのである*。

しかし浮力のみで軸受荷重をなくして固体摩擦のない長周期振動計を製作することも困難であり、両者の効果を併用して初めて望みの長周期とすることができる。

以上、本研究の目的である小形長周期振動計の製作はほぼ達成することができた。前報までの結果を含めて本研究で得た結論を次に述べる。

(1) 振子の重量 100g 、ばねのばね定数 $0.30\text{g}\cdot\text{cm}/\text{rad}$ の振動系で浮力による軸受荷重の軽減と高周波微小振動を応用することによって固有周期13秒のねじり振動計を得ることができた。

(2) 固体摩擦は高周波振動によってなくなり、その振幅 A が大きい時は、 $\omega \gg \omega_0$ 、 $A\omega \gg \dot{x}$ の仮定の下に

$$\epsilon' = x_f \omega_0 / \pi A \omega$$

の減衰率を持つ流体摩擦と同じ作用をする。ただし ω は高周波振動の振動数、 ω_0 は振子の固有振動数、 x_f は固体摩擦距離である。

(3) $\omega \gg \omega_0$ で $A\omega \gg \dot{x}$ でない時は振子の周波数特性を調べてみると、共振点付近で系に流体摩擦がない時は本来の固体摩擦として作用するがそれ以外の時は(2)で述べた流体摩擦と同じ作用をする。

(4) 微視的に考えると、固体摩擦は微小変位に対して

*第1報振子の自由振動の実験で残留固体摩擦が認められたものもあった。これは高周波振動によって滑りを生じなかった部分が振子の運動に対して固体摩擦として作用したものであらうと思われる。

ばねの作用をし、振子の周期を著しく短くする。これは接触面において、垂直応力を σ 、せん断応力を τ 、摩擦係数を μ とすると $\tau < \mu \sigma$ の部分で弾性変形し、 $\tau > \mu \sigma$ となって初めて滑りが生ずるので、変位が小さい時 τ は小さな値で滑りを生ずる部分が少なく、弾性変形のみを生じている部分が多い。その弾性変形がばね作用をするものと推定される。

(5) 高周波振動の振幅が小さいと接触部に滑りを生じない部分が残る、固体摩擦は完全には消えない。その振幅と滑らない部分との関係は接触面の荷重、面積の大きさに依存し、それらが小さいほど同じ滑り量を生ずるための振動振幅は小さくてすむ。

(6) 浮力のみで軸受荷重を完全に0とし、固体摩擦をなくすることは理論的には可能であるが振動計として考えた場合には技術的な問題が残る。実際には浮力と高周波振動を組合わせて初めて本来の固有周期に近づけることができる。

(1966, 6月18日受付)

参 考 文 献

- 1) 西村・神保・高野：長周期振動計（第1報）精密機械，32巻2号（1966）133—142.
- 2) 西村・神保・高野：長周期振動計（第2報）精密機械，32巻9号（1966）614—623.
- 3) K. L. Johnson : Surface Interaction between elastically loaded bodies under tangential forces. : Proc. Phys. Soc. A, vol 230, plate 13 (1955) 531~548.
- 4) K.L. Johnson; The Effect of Spin Upon the Rolling Motion of an Elastic Sphere on a Plane; J. of Appl. Mechanics, Sept. 1958. 33 2~346.
- 5) J.L.Lubkin; The Torsion of Elastic Spheres in contact : J. of Applied Mech., June (1951) 183~187.
- 6) R.D.Mindlin; Compliance of Elastic Bodies in Contact : J. of Appl. Mech., Sept. (1949) 259~268.
- 7) 久田太郎：水平尖軸の摩擦：精密機械，13巻，8・9号（1947）53~63.
- 8) 榎木：非線形振動論，共立出版，昭33年121.

情 報

通産省資本自由化問題点まとめる

通産省は資本自由化と本格的に取組むため、104業種について外国からの直接投資に関する実態調査を行っていたが、このほどこの調査にもとづく資本自由化の問題点をまとめた。業種ごとの問題点としては①電子計算機、石油化学など50業種で技術水準が遅れている②生産規模の拡大が必要なもの10業種、専門生産体制の確立が問題であるもの30業種、設備過剰が問題のもの10業種、合計50業種が生産体制整備の必要がある③非鉄、電線などで資源、原料供給面に問題がある④電子計算機、自動車、家庭電機、工作機械、石油製精などでは流通面で特別の配慮が必要である⑤わが国では主として中小企業が生産している品目で外国では大企業が生産しており、このため技術面、企業規模の格差が非常に大きいものとして建築用金物、ベッド、エアゾール・バルブ、靴、ファッション・ガメンツがあり、中小企業と大企業の

分野調整が必要である——などが指摘されている。

また一般的な問題点として①既存企業にたいする経営支配を目的とする投資②外国企業の進出にともなう資金、労働面の国内企業に与える影響③外国企業による市場支配④外資企業のビヘイビアと国民経済運営の矛盾⑤認可後の外資企業の他分野への進出——などの点が指摘されている。通産省では、とくに一般的な問題のうち、経営支配的投資と他分野進出については資本自由化の業種別基準がきまる4、5月までに対策をまとめなければならないとしており、①既存企業への投資と新規進出とは切り離して資本自由化を進める②外資企業の他分野進出については、以後本国への送金、増資、本国からの融資を認めない、などの罰則を設ける——ことを検討している。業種ごとに指摘される問題点は次のとおり、

(47頁へつづく)