U. D. C. 621.512 : 621.643 : 534

圧縮機の脈動による配管の振動

Mechanical Vibration of Piping Induced by Compressor Gas Pulsations

大 谷 　 巌*
Iwao Ôtani

内 容 梗 概

往復動圧縮機の用途が化学工業をはじめ多方面に拡大されるに従い，管内ガスの圧力脈動による配管の振動防止がますます重要となってきている。脈動による起振力は配管のベンドや管断面積の急変部分で生ずるが，これは管内気流の運動量の変化によるよりは，管内圧力によるものであり，管長の変更，オリフィスのそう入緩衝タンクやフィルタのそう入などの手段を講ずれば，圧力脈動を減じたり，管のベンドと圧力との相対位置を変えたりすることにより，振動を減少させることができる。これらの要点を在来の文献や実例を用いて解説し筆者の見解を述べた。

1. 緒 言

往復動圧縮機は，効率が高く容量調整が容易でフレキシビリティに富んでいるなど多くの特長を持っている。このために，最近種々の回転形圧縮機が登場したにもかかわらず，依然として圧縮機の主流を占めており，化学工業をはじめとする各種産業への用途が拡大されてきている。元来往復動圧縮機は往復動慣性力による振動が欠点であったが，昭和30年ごろからバランス形や星形多シリンダ圧縮機が普及するに従いこの機械的な振動はほぼ解消するに至った。

これに対し圧縮機の吸込み，特に吐出系統の配管系の振動や騒音のトラブルはむしろ増加した観がある。これは前述の慣性力のつりあわせにより圧縮機の回転数が約2倍程度に高速化されたため，配管内の圧力脈動が大きくなったことおよび圧力脈動の周波数が高くなって配管の固有振動との共振が起こりやすくなったことが主因である。

筆者は十数年来，圧縮機の性能や圧力脈動あるいは振動の研究に従事し，配管系の振動，騒音について種々経験を積むことができた。

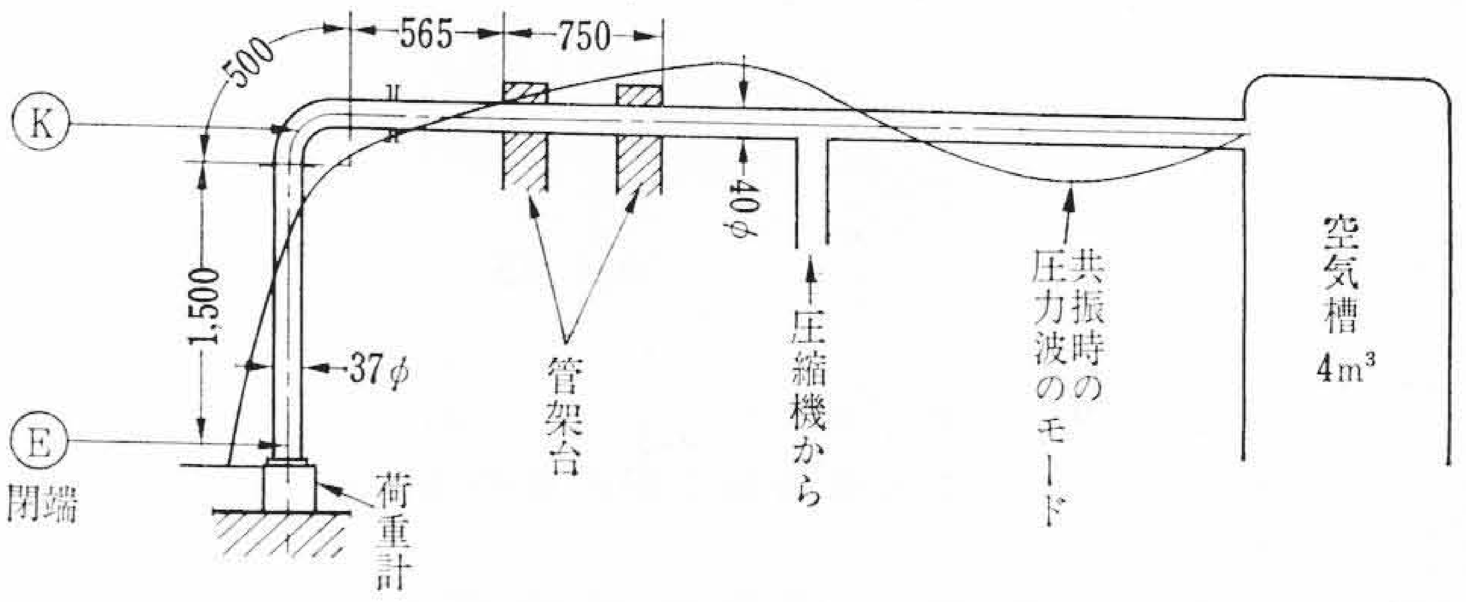
もちろん原因が完全に究明されていない現象も残っているが，ここに配管の振動防止の立場から今までに公表された文献を整理して解説し，参考に供したいと思う。

2. 圧力脈動による起振力の発生機構

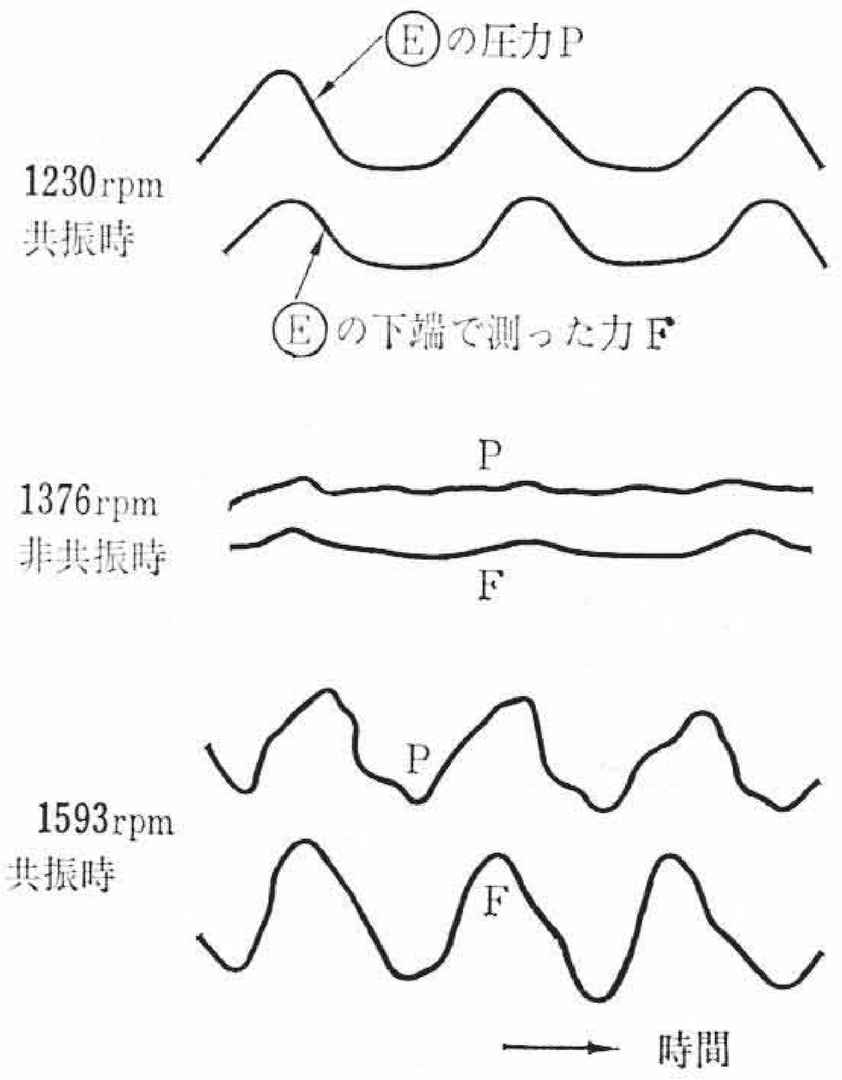
往復動圧縮機の吸込，吐出は間欠的であるので，配管内には脈動流を生じ管内の圧力が周期的に変化する。ところで，脈動流が配管に及ぼす起振力の発生機構については，K. Groth氏[(1)]は管内圧力が曲がり管に及ぼす力を取り扱っており，他方E. Embrik氏[(2)]は管内の変動流速が曲がり管に及ぼす運動量の変化による力を取り扱っているが，両者の間の関係を明らかにしておく必要がある。以下これについて説明する。

Groth 氏は第1図に示す配管を用いて巧妙な実験を行なっている。配管の途中から圧縮機の吐出空気を空気槽へ送り，圧縮機の回転数を変えたとき管に作用する力を閉端Eの下端の荷重計にて測定する。この管は架台にささえられて鉛直に下がる曲がりを1個もっている。共振時には閉端Ⓔに圧力の腹(loop)がくるゆえ，図中に記入したような圧力のモードが作られる。曲がり部分Ⓚおよび閉端Ⓔの圧力をオシログラムに記録する。なお架台にささえられた管の固有振動数は脈動の周波数に比べ十分高くしてある。

第2図は測定結果を示す。1230および1593 rpmはほぼ共振に近く，1376 rpmは共振からはずれたところであるがⒺ点の圧力Pと



第1図　K. Groth の実験装置



第2図　K. Groth の実験結果

管に鉛直に作用する力とはほぼ比例的な関係にある。

第1表は圧力振幅から計算した力と実測した力とを比較したもので，両者はよく一致している。ただし起振力の片振幅は

$$\frac{F_{max}}{2}=\frac{\pi}{4}d^2|\Delta P_{max\,E}-\Delta P_{max\,K}| \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(1)$$

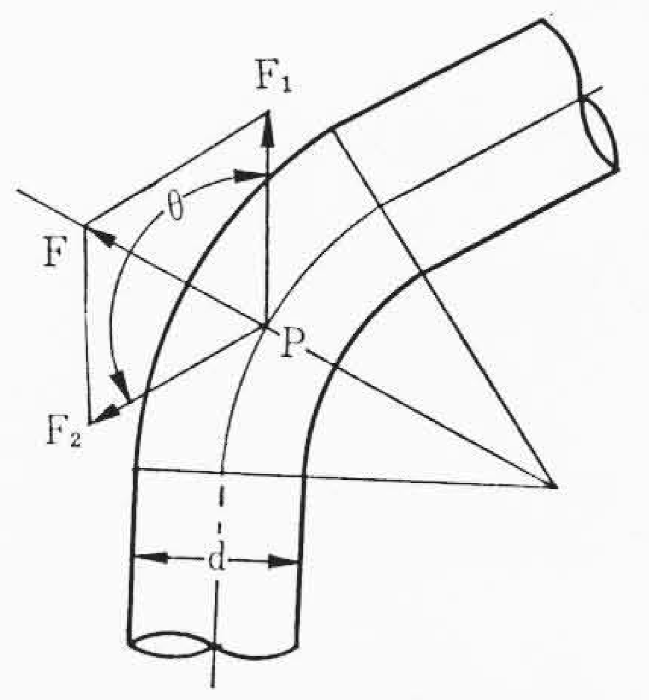
にて計算される。

すなわち第1図のモードでは管端Ⓔの圧力が平均圧力より$\Delta P_{max\,E}$だけ上昇したときは管端には下方に$(\pi/4)d^2\Delta P_{max\,E}$だけの力が作用する。他方このときに曲がりの部分Ⓚの圧力は$\Delta P_{max\,K}$だ

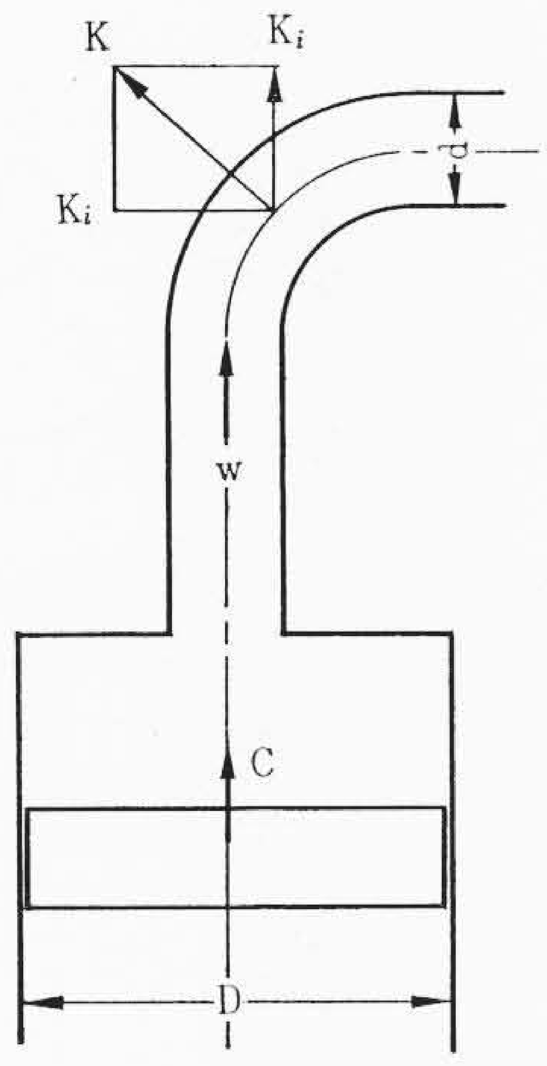
第1表　圧力から計算した力と実測した力との比較

圧縮機回転数 n rpm	1,575	1,230
圧力片振幅 $\Delta P_{max}E$（管端）kg/cm²	0.40	0.30
圧力片振幅 $\Delta P_{max}K$（ベンド）kg/cm²	−0.35	−0.12
計算による力の全振幅 $F_{max}\,b$ kg	16.12	9.02
実測せる力の全振幅 $F_{max}\,g$ kg	15.4	7.8

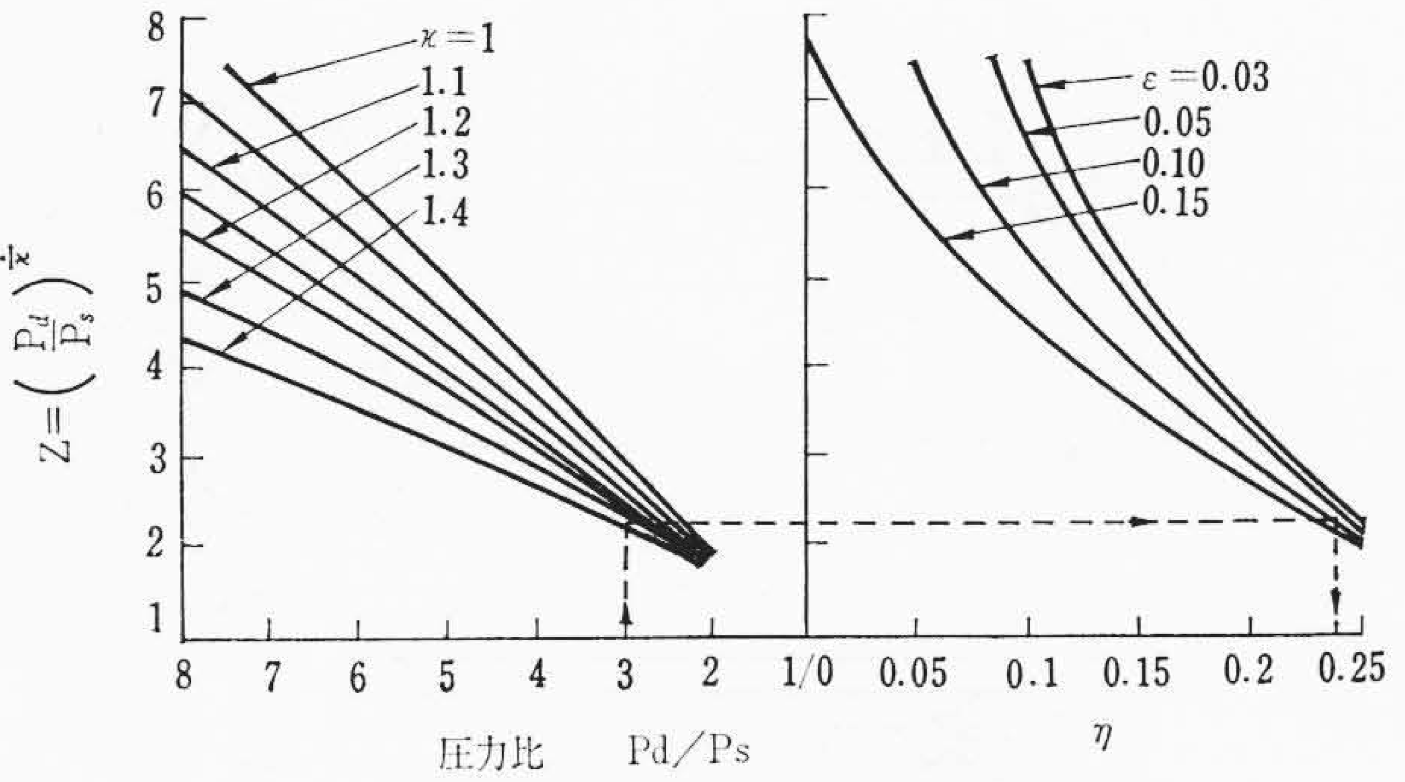
* 日立製作所川崎工場 工博



第３図　ベンドに作用する力



第４図　気流の運動量の変化による力



第５図　η の計算図表

け平均圧力よりも低くなっているから，同じく下方に$(\pi/4)d^2\Delta P_{\max K}$だけの力が作用する。

第３図は曲がりの部分に作用する力を示す。図のように角度 θ のベンドにおいては，管の外側の受圧面積が内側よりも大きいので，曲率中心の外方へ向かう力が発生する。すなわち

$$F_1=F_2=\frac{\pi}{4}d^2P,\quad 合力\ F=2F_1\cos\frac{\theta}{2}=\frac{\pi}{2}d_2P\cos\frac{\theta}{2} \quad\cdots\cdots(2)$$

(２)式からわかるように，合力 F は $\theta=\pi$（まっすぐな管）では零，$\theta=90$ 度では $\sqrt{2}\,\pi/4\,d^2P$ の大きさとなる。圧力 P が変動しないならば，上記の力は静的な力であるから振動の原因にはならないが，圧力が変動すれば起振力となる。

以上述べたように断面が一様なまっすぐな管では圧力脈動があっても単に管壁の応力が変化するのみで管の重心を動かす力にはならないから振動しない。ベンドならびに管断面積の変化（開放および閉端を含む）があるときに起振力が発生する。

次に Embrik 氏は流れの運動量の変化によって 90 度ベンドに及ぼす力を計算している。**第４図**に示すように記号を定めるとき，

運動量の変化による力 K_i は，

$$K_i=\frac{Gw}{g}\ \mathrm{kg} \quad\cdots\cdots(3)$$

ここに　G＝重量流量 kg/s，w＝流速 m/s

g＝重力の加速度 m/s²

吐出弁が開口しはじめるときのピストン速度を C_1 m/s とすれば管内の流速

$$w_1=C_1\left(\frac{P}{d}\right)^2\ \mathrm{m/s} \quad\cdots\cdots(4)$$

このときのガスの比重量を γ kg/m³ とすれば $G=(\pi/4)D^2\gamma C_1$ であるから，

$$K_i=\frac{\pi}{4g}D^2C_i^2\left(\frac{D}{d}\right)^2\gamma \quad\cdots\cdots(5)$$

C_1 の値は圧縮機の回転数 Nrpm，ストローク Sm，圧力比$=P_d/P_s$，間げき容積比 ε および比熱比 κ が与えられれば求められる。ピストンの運動を正弦的とすると（５）式は，

$$K_i=0.8(DC_m)^2\left(\frac{D}{d}\right)^2\gamma\eta \quad\cdots\cdots(6)$$

$$\eta=\frac{Z-1}{Z^2}(1+\varepsilon)(1+\varepsilon-Z\varepsilon) \quad\cdots\cdots(7)$$

ここに　$C_m=2SN/60$＝平均ピストン速度 m/s，$Z=(P_d/P_S)^{1/\kappa}$，κ：比熱比の形で表わされる。

第５図は圧力比 P_d/P_S から η を求めるための計算図表である。たとえば，$D=0.5$ m，$d=0.204$ m（8B ガス管），$S=0.2$ m，$N=600$ rpm，$\varepsilon=0.10$

$P_S=1$ kg/cm² abs，$P_d=3$ kg/cm² abs，$C_m=4$ m/s，$\gamma=2.6$ kg/m³，の場合**第５図**から $\eta\fallingdotseq0.25$ となり，（７）式から

$$K_i=0.8(0.53\times4)^2 2.6\left(\frac{0.53}{0.204}\right)^2\times0.25\fallingdotseq15.7\ \mathrm{kg}$$

となる。この程度の力ならば 8B ガス管に対しては十分小さい力にすぎない。これに比し，この程度の圧縮機では，管内の圧力脈動の全振幅 0.5 kg/cm² 程度は通常存在する。90° ベンドに及ぼす力は

$$F_1=\frac{\pi}{4}d^2\Delta P=\frac{\pi}{4}\times20^2\times0.5=156\ \mathrm{kg}$$

の全振幅となり，運動量による力の 10 倍に近い大きさである。

さて，一般に管内の圧力波の運動方程式は，

$$\rho_0\frac{\partial U}{\partial t}=-\frac{\partial P}{\partial x} \quad\cdots\cdots(8)$$

であり，また連続の式は次式で与えられる。

$$\frac{\partial U}{\partial x}=-\frac{1}{\kappa P_0}\frac{\partial P}{\partial t} \quad\cdots\cdots(9)$$

ここに $P_0\fallingdotseq$管内平均圧力，$\rho_0\fallingdotseq$管内ガスの平均密度

P および U＝管内ガスの (x, t) における圧力および分子の速度，(８)(９)式から

$$\left.\begin{aligned}\frac{\partial^2U}{\partial t^2}&=a^2\frac{\partial^2U}{\partial x^2}\\ \frac{\partial^2P}{\partial t^2}&=a^2\frac{\partial^2P}{\partial x^2}\end{aligned}\right\} \quad\cdots\cdots(10)$$

ここに　$a=\sqrt{\dfrac{\kappa P_0}{\rho_0}}$＝音速

(10)式の一般解は次式の形で与えられる。

$$\left.\begin{aligned}U&=f_1(x-at)+f_2(x+at)\\ P&=a\rho_0\{f_1(x-at)-f_2(x+at)\}\end{aligned}\right\} \quad\cdots\cdots(11)$$

ここに $f_1(x-at)$ は x の正の方向に伝播する任意の波形関数，$f_2(x+at)$ は x の負の方向に伝播する波形関数である。

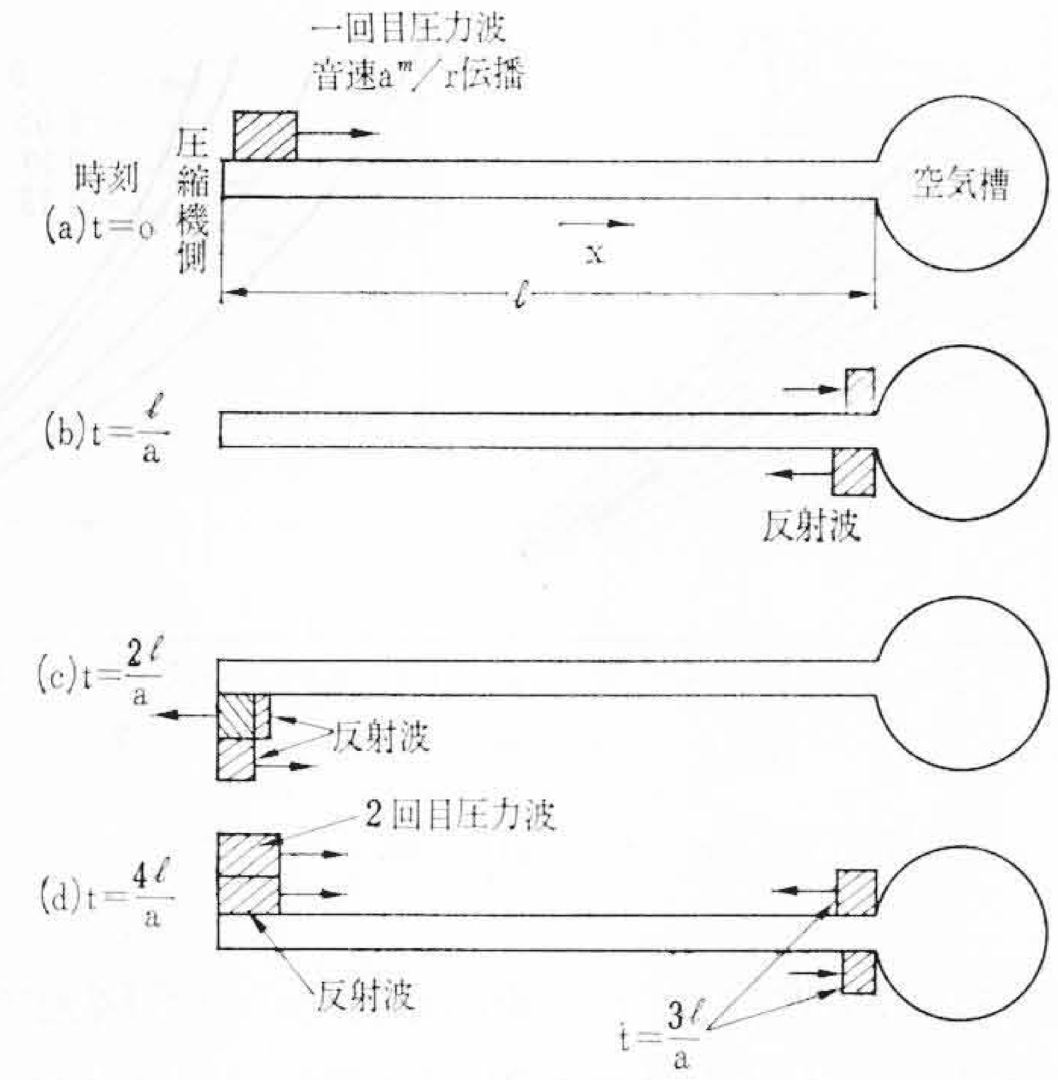
ベンドにおいて圧力による力は前述のように $(\pi/4)d^2P$ に比例し，他方ガス分子の運動量の変化による力は $(\pi/4)d^2\rho_0U^2$ に比例する。

ところで，(11)式の右辺の $\{f_1(x-at)+f_2(x+at)\}$ と $\{f_1(x-at)-f_2(x+at)\}$ の最大値は，f_1，f_2 が正弦状の周期関数ならば，相等しいゆえ，

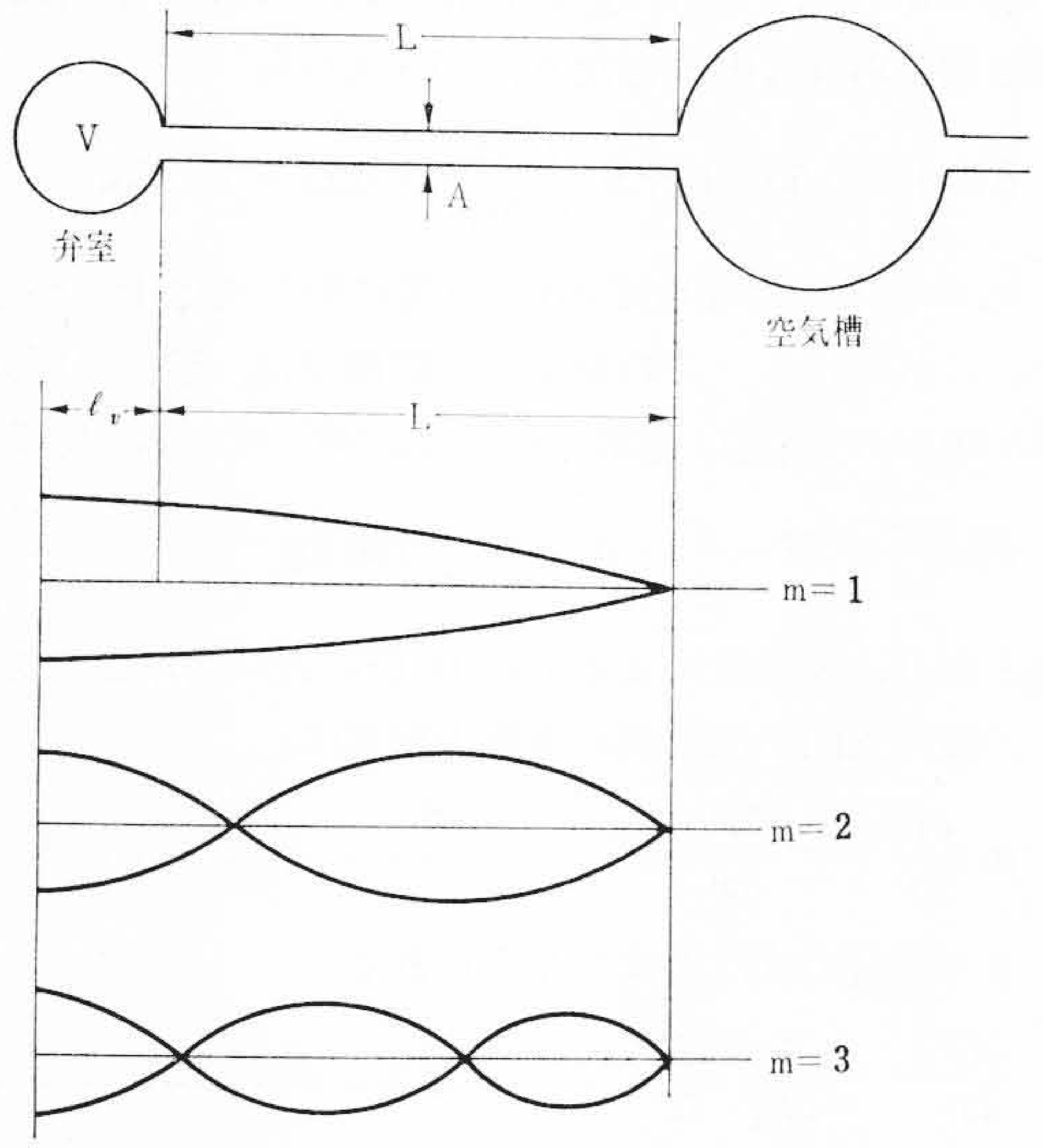
$$\frac{圧力振幅が最大の位置にあるベンドに作用する力}{分子速度が最大の位置にあるベンドに作用する力}$$

$$=\frac{a\rho_0U_{\max}}{\rho_0U^2_{\max}}=\frac{a}{U_{\max}} \quad\cdots\cdots(12)$$

一般にガス分子の速度は音速 a に比しはるかに小さいから，(12)式から圧力による力は運動量の変化による力よりはるかに大きいこ



第6図　共　振　発　生　の　機　構



第7図　共振時の圧力波のモード

とがわかる。したがって，Embrik 氏の与えた運動量の変化による力は通常無視してもよいことが知られる。

なお前述のほか，ベンド部分に圧力変化があると，よく知られているブルドン管作用により，ベンドの角度を開こうとするモーメントが変化するので，管に振動を起こす。このモーメントによる振動はベンド部分自体の剛性の大小によって異なるが，この力は普通**第3図**に示した力に比較すれば振動の発生に及ぼす影響は小さい。

3. 圧力脈動の低減

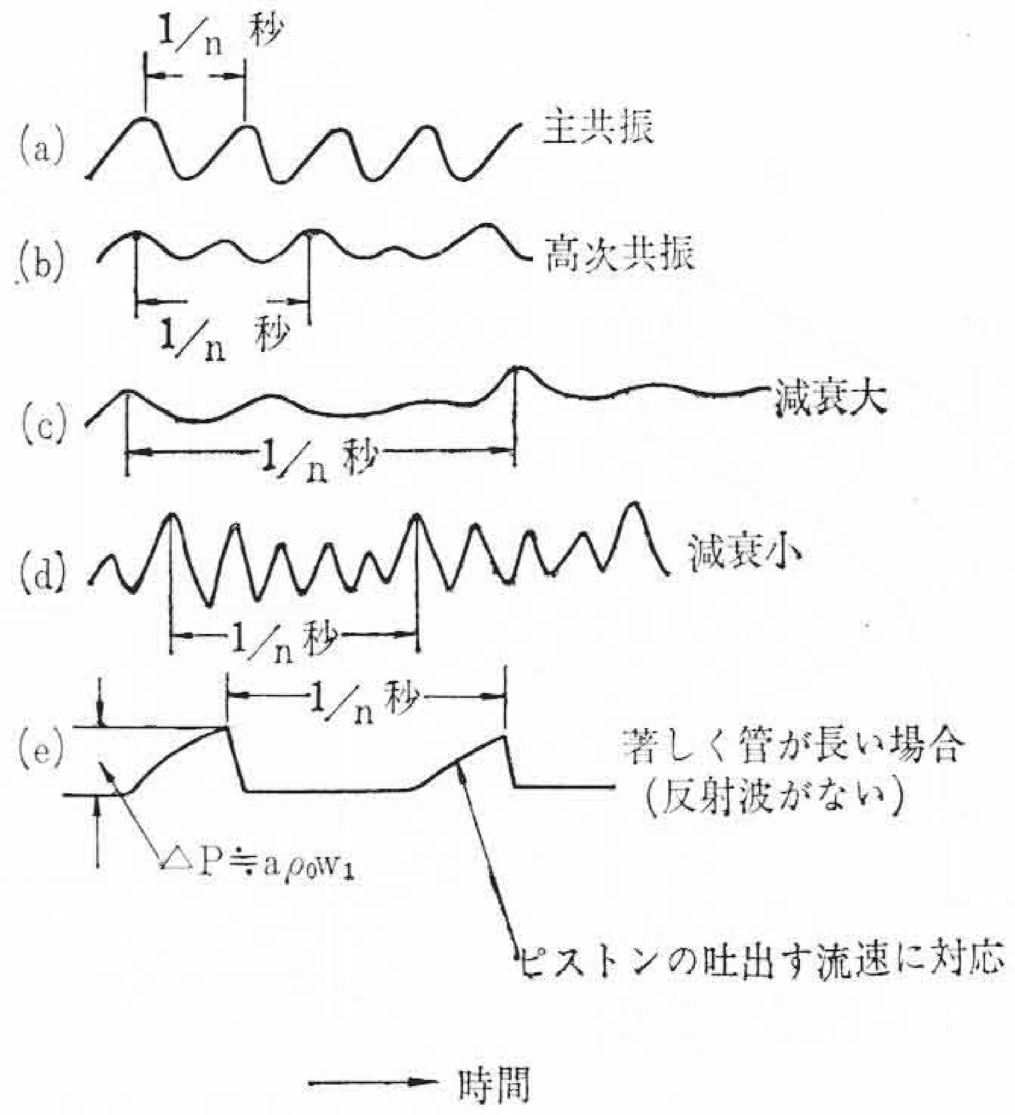
3.1 共　振　現　象

配管系は，音響理論で知られているように，管内気柱の固有振動をもっている。これと圧縮機の吸込あるいは吐出の回数とが一致すると共振を起こす。共振をわかりやすく**第6図**により説明しよう。図の左方から圧縮機が1回吐出すとする。簡単のために吐出流量が長方形[3]であるとすると，(12)式の

$U=f_1(x-at)$　が方形波で与えられ，

$P=a\rho_0 f_1(x-at)$

の圧力波が x の正の方向へ進行する(a)。これが右端の十分大きな空気槽に達するとこのタンク内で圧力の変動が起こらないためには，x の負の方向に $-f_1(x+at)$ の反射波が生じなければならない(b)。この反射波が圧縮機のところへ戻ってくるとここでは，分子の変動は許されぬので $U\equiv 0$，再び $-f_1(x-at)$ の負の反射波となって x の正の方向に圧力波が進行する(c)。同様に空気槽で反射し



第8図　種々の圧力波形

た正の波が圧縮機に戻ってくるが，ちょうどこのときに圧縮機の二回目の吐き出しがあると，圧力波は2倍になって x の正の方向に進む(d)。このように，圧力波が管長を2往復するに要する時間と圧縮機の吐出周期とが一致すると漸次圧力脈動が増大する。これが最も基本的な共振である。

実際の圧縮機の吐出流量の形は，長方形よりは三角波に近いが，この三角波は，フーリエ級数に展開して[4][5]考えれば圧縮機の回転数の1, 2, 3……倍の周波数をもった多くの正弦状の波の合成とみなされる。しかし1倍の波が最も大きいので，通常は，この基本波についての共振が問題になる。

第7図は弁室容積が V なるとき吐出量が正弦状に変化するときの振動のモードを示す。固有振動数は次式で与えられる。

$$f=\frac{(2m-1)}{4L_v}a \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (13)$$

ここに　$L_v=L+l_v$：等価管長

$l_v=\dfrac{V}{A}$　：換算管長

$m=1, 2, 3\cdots\cdots$ 正整数

$a=$ 音速 $=\sqrt{\dfrac{\kappa P_0}{\rho_0}}$

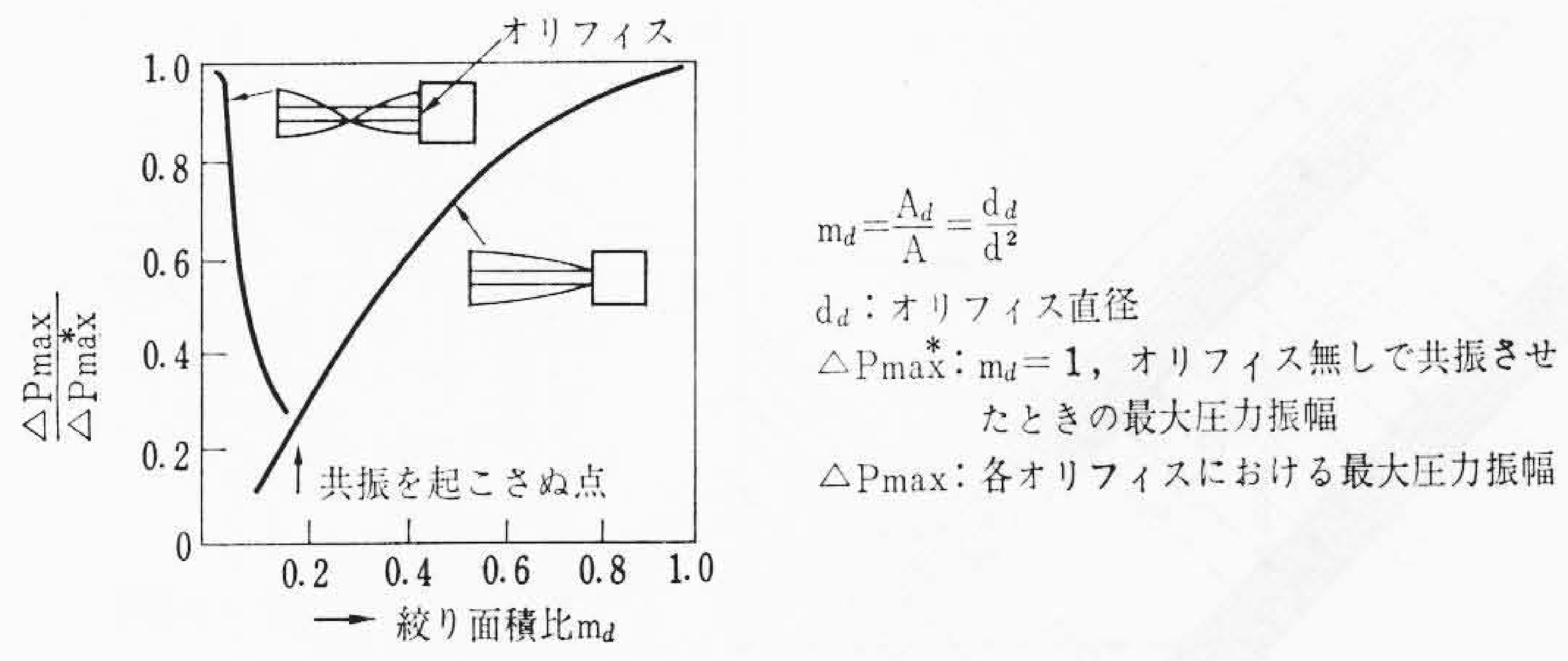
圧縮機の回転数を n rps とするとき　単動単シリンダでは　$n=f$
　　　　　　　　　　　　　　　　　複動単シリンダでは　$2n=f$
　　　　　　　　　　　　　　　　　複動2シリンダでは　$4n=f$

の場合に共振が起こる。前述のように圧縮機の吐出流量は，$n, 2n, 3n\cdots\cdots$ の成分をもっているので，細かく言えば，n の整数倍と f とが一致すれば大なり小なり共振を起こすはずであるが，実用上は基本波だけを考えればよい。

3.2 共　振　の　診　断

共振時には管内の圧力脈動が著しく大きくなるので，配管の振動は増大する。また，吸込管が共振すると過給現象となってオーバロード[6]したり，ときには風量の減少を招くこともある。このいずれが起こるかは，圧力波とピストンの動きとの位相関係によって決まる。また圧力脈動によって弁の破損をひき起こすこともある。共振の診断は，圧力脈動を測定するのが最も確実である。**第7図**に示したように弁室内の圧力脈動が最大であるから弁室内の圧力を，適当な圧力ピックアップで測定する。300～400 rpm 以下の圧縮機では，マイハークの指圧計を用いて掃引波形を画かせるのが現場で手早く調べるのに適している。精確に測るにはストレンゲージを応用した圧力ピックアップを用いる。

第8図は単動単シリンダ圧縮機を例にとって種々の場合の圧力波



第9図　オ リ フ ィ ス の 効 果

形を模形的に示す。

(a)は主共振の場合で，圧力全振幅を平均絶対圧力で除した圧力変動率は0.2～0.4程度になる。

(b)は高次共振の例で，波形の2山が$1/n$秒に一致している。(c)は管系の減衰が大きいときの3山が$1/n$秒の場合の波形を示す。(c)のごときは各回の吐出時には前回の吐出の脈動がほとんど消失しているからもはや共振とは言えない程度になっている。(d)は減衰が小さい場合の波形で，空気槽と圧縮機との間の管が短いときにしばしば観察される。(e)は著しく管が長い(たとえば巻管式のクーラ)場合の波形であり脈動が管を伝わっていく間に減衰消滅し，反射波がないとこのような波形となる。このときの圧力振幅は

$$\varDelta P \fallingdotseq a\rho_0 w_1 \quad \cdots\cdots(14)$$

w_1=弁開口時の管内のガス流速

となり，圧力波形はほぼ吐出時の管内流速に対応する。

また回転数が変えられる場合には管の振動を測定して回転数の影響を調べるのも一つの診断法である。

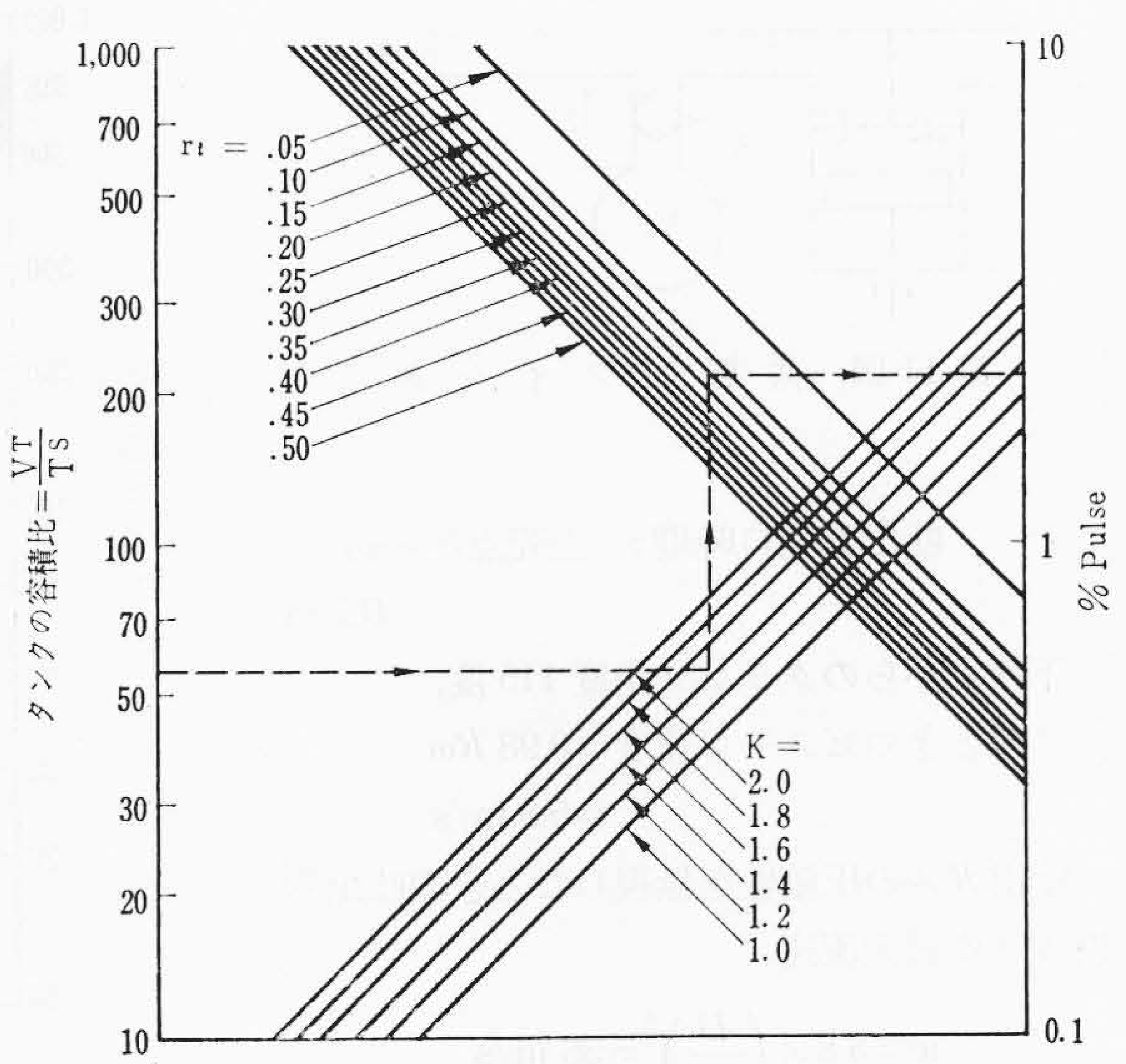
3.3　共 振 の 防 止

共振の原因を除けばよいから，共振管長を避けるように管の長さを変えるのが最も根本的である。しかし，管の長さが変えにくい場合には，圧力のノードの位置(第7図の空気槽との接合部)にオリフィスをそう入するのも効果がある。第9図はK. Groth氏が行なったオリフィスそう入の試験結果である。絞り面積比をいろいろに変えたときの圧力振幅の変化を描いてある。図の$m_d=1.0$のところはオリフィスをそう入せずに基本共振を起こさせ，このときの圧力振幅を$^*\varDelta P_{max}$とし，次にオリフィスをそう入して圧縮機の回転数を調整して振幅が最大になるときの振幅$\varDelta P_{max}$を見出し，$\varDelta P_{max}$の比を順次求めた結果である。$m_d \angle 0.2$においては共振のモードは一変し，高次のモードに移っている。これはオリフィスのところを閉端とする脈動のモードである。興味あることは，$m_d=0.2$付近では，圧力振幅は最小であって，いずれのモードの共振も発生しにくくなっていることである。$m_d=0.2$すなわちオリフィスの直径が管の直径の約½のときが共振防止に著しい効果があることがわかる。筆者の実験[7]でも同様な結果を得ている。もちろんオリフィスをそう入すると平均の流量に対しては，いくぶんかの圧力損失を生ずるから，平均流量に対するオリフィスの流速が過大になるような場合には，

第2表　緩衝タンクそう入前後のクーラの振動の一例

	5段クーラ 圧力 93.5 kg/cm²		6段クーラ 圧力 177 kg/cm²	
	そ う 入 前	そう入後	そ う 入 前	そう入後
B フ ラ ン ジ	管方向 0.62	0.10	管方向 0.24	0.18
D フ ラ ン ジ	管方向 0.30	0.26	管方向 0.20	0.10
	上方向 0.32	*0.66		
	鉛直方向 0.56	0.42	鉛直方向 0.40	0.12
A フ ラ ン ジ	管方向 0.62	0.22	管方向 0.54	0.08
	鉛直方向 0.40	0.32	鉛直方向 0.12	0.04

注 (1) 単位 mm 全振幅値を示す
(2) *印は増加してはいるが他は減少している



ただしVT＝タンク容積
Vs＝1ストローク当り流れるガス容積
$\%パルス = \frac{圧力脈動の全振幅}{平均絶対圧力} \times 100$
K＝比熱比

第10図　単一緩衝タンクにおけるタンク容積と圧力振幅との関係

使用できない。

他方，管の途中にタンクをそう入するのも共振防止の効果がある。これは(13)式のl_vの大きさを変えてL_vの長さを長くして共振を避けることにほかならない。

3.4　緩衝タンクのそう入

共振状態にないときでも，圧力脈動が大きいと振動が大きくなる。たとえば高圧圧縮機では巻管クーラが長いために，第8図(e)のような圧力波が生ずるが，このような三角波が管のベンドを伝わっていくと，急な圧力の立上がりによって衝撃的な力が発生する。この衝撃力によって配管や支持体は，おのおのの固有振動数で振動をくり返すから，サポート部分で管が相対すべりを起こし，摩耗やき裂が発生しやすい。このような場合に，弁室の近くにサージタンクを設けるといったんこのタンク内にガスがたくわえられて平均化されてから流れるので，三角波が大幅に緩和され振動の防止に顕著な効果がある。第2表は筆者が経験した某所納の高圧圧縮機のクーラの振動測定結果である。

第10図は緩衝タンクの後方に吐出圧力を保つに必要な絞り抵抗がつき反射波が戻ってこない場合の，タンクの容積とタンク内の圧力変動率との関係を表わした計算図表[4]である。

計算例

$D=0.15$ m，$d=0.06$ m，ストローク $S=0.3$ m，回転数 375 rpm，

吸込圧力 $P_s=65$ kg/cm²，吸込温度 30℃

吐 出 圧 力　$P_d=150$ kg/cm²

断熱圧縮比　$\kappa=1.4$

対空気比重 0.4，$\lambda = \frac{コンロッドの長さ}{ストローク} = 2.5$

間げき容積比　0.16，押側単動

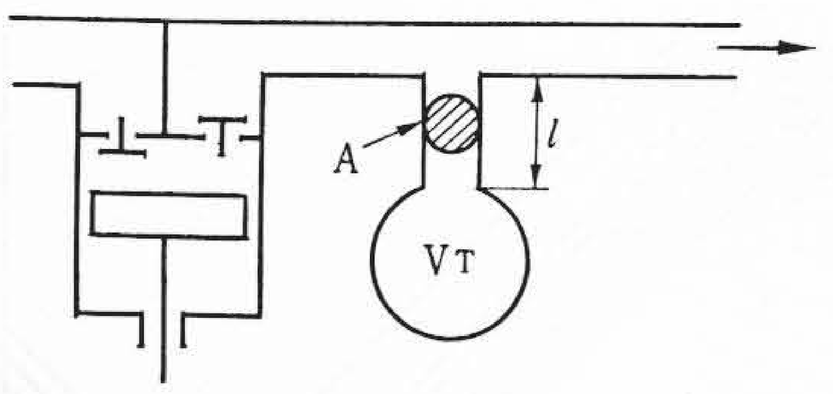
圧　力　比　=2.3，予想体積効率　$\eta_v=62$ %

吐 出 温 度≒110℃　音速　$a \fallingdotseq 620$ m/s

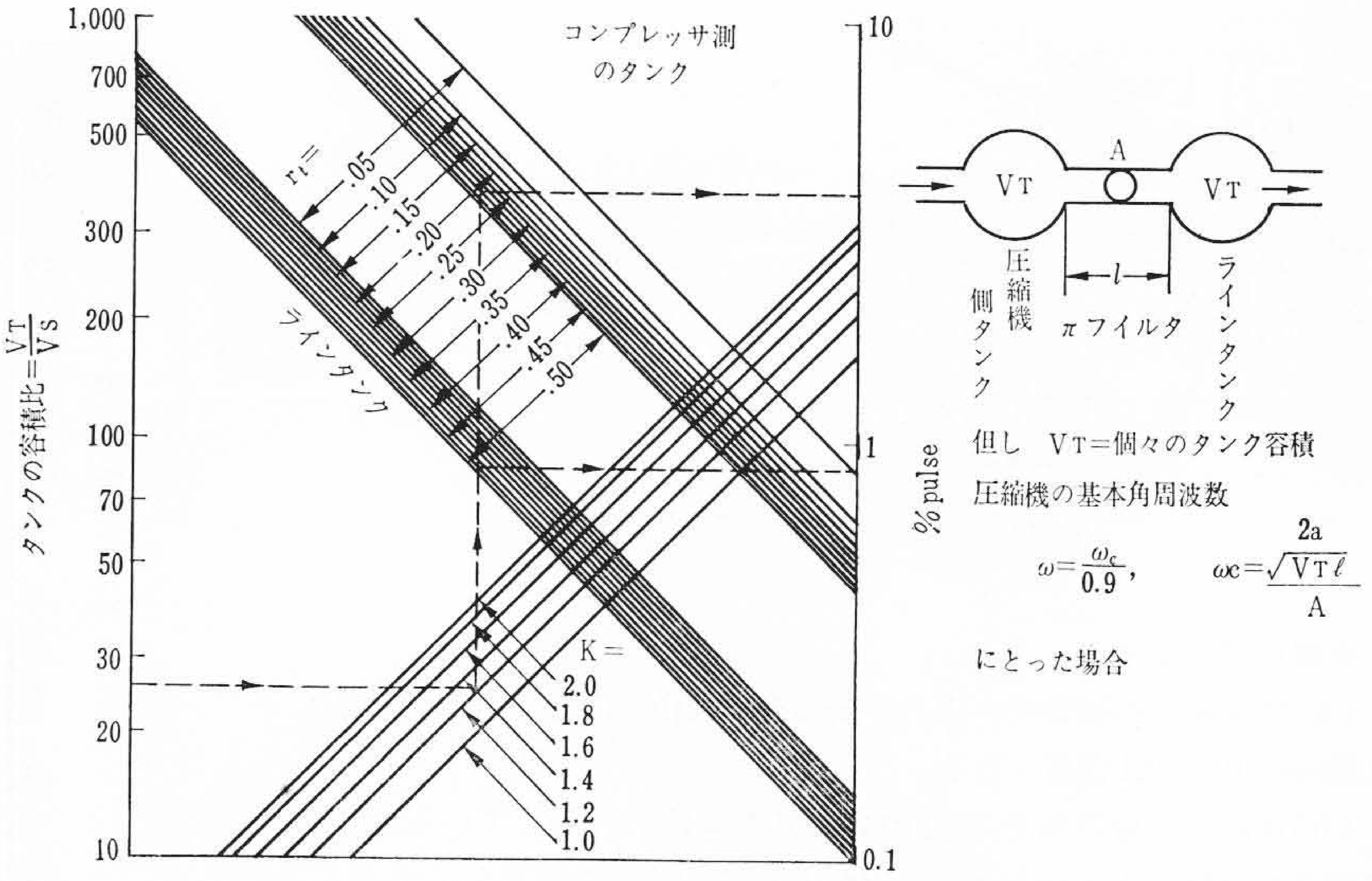
吐出ガス比重量　$\gamma_d=55$ kg/m³

1行程の吐出ガス体積

$$V_S = \frac{\pi}{4} D^2 S \eta_v \frac{P_S}{P_d} \frac{T_S}{T_d} = 1.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$



第11図　共振形フィルタ



第12図　πフィルタにおけるタンク容積と圧力振幅との関係

吐出弁開口時期：上死点から約 0.1 m

下死点からのクランク角度115度，

このときのピストン速度＝$0.98\,R\omega$

$\fallingdotseq 5.8$ m/s

吐出ガスの圧縮性を無視したときの吐出管内ガスの最大流速

$$w=5.8\times\left(\frac{D}{d}\right)^2=36\ \text{m/s}$$

(14)式により

$$\varDelta P=\frac{\gamma_d}{g}aw=\frac{55}{9.8}\times 620\times 36=1.25\times 10^5=12.5\ \text{kg/cm}^2$$

となり圧力変動率は

$$\frac{12.5}{150}=8.4\%\quad \text{となる。}$$

これに対し，シリンダの直後に $V_T=50\,l$ の緩衝タンクをそう入すると，

$$\frac{V_T}{V_S}=\frac{50}{1.8}=28$$

また吐出の周期に対する吐出期間の割合 γ_t は

$$\gamma_t=\frac{180-115}{360}=0.18,\qquad \kappa=1.4$$

これらの値により第10図から圧力変動率(% Pulse)を求めると，約4％となりタンクが無い場合に比し半減することがわかる。

もちろん上記の計算は概略の目安を与えるものであって，緩衝タンクの後方の管系の圧力波に対する特性いかんが影響してくる。

3.5　そのほかの防振フィルタ

ヘルムホルツの共鳴器をフィルタとして管の途中に設けると圧力振幅は著しく低減させることができる。第11図において，共鳴器の固有角周波数を ω とすると

$$\frac{a}{\omega l}=\tan\frac{Aa}{V_T\omega}\qquad\cdots\cdots(15)$$

ここに　l ＝分岐管の長さ

A ＝分岐管の断面積

V_T ＝タンク容積

a ＝音速

である。この ω と圧縮機の吐出角周波数とを一致させるわけである。両者が一致しないと効果が少ないから，一定回転数の圧縮機でないと使用できない。

第12図は，π形フィルタの後方に絞り抵抗がついた場合を示す[4]。πフィルタは low pass filter で，遮断角周波数 ω_c 以上の周波数の圧力波は，このフィルタを通過しにくいのである。

$$\omega_c=\frac{2}{\sqrt{\frac{V_T}{a^2}-\frac{l}{A}}}=\frac{2a}{\sqrt{\frac{V_T l}{A}}}\qquad\cdots\cdots(16)$$

w_c を圧縮機の吐出の基本角周波数 ω よりも低くとっておけば，フィルタの後方には脈動が減衰される。図は，$\omega_c=0.9\,\omega$ にとった場合の圧力脈動率の計算図表である。図にみられるように，圧縮機側のタンク内の脈動と配管側のラインタンクの脈動はタンク容積 V_T とともに減少するが，特にラインタンク内の脈動の減少が著しいことがわかる。一個の緩衝タンクを用いた場合と，その容積の½の容積をもつ2個のタンクより成るπフィルタを用いた場合の効果を比較するとタンクの容積がかなり大きいときにはπフィルタのほうが効果が大きくなる。

πフィルタはラインタンクから後方の脈動を減少せんとするもので，圧縮機測タンクの脈動は容積が $2V_T$ の1個の緩衝タンクの場合よりは必ず大きいから，両者の使用する目的は異なるものである。

4.　配管の事前検討

単純な管系では前述の共振管長の計算が可能であるが，分岐管や多列の圧縮機の集合管などの複雑な管系では，固有振動数を計算で求めることはほとんど不可能に近い。

このため最近ではアナログ計算機の応用や模型配管の利用が開発されている。これらの詳細は文献[8]にゆずり，ここでは概要を述べる。

アナログ計算機で計算するには，管を波長の⅛程度の長さに分割し，各区分されたガスについて運動方程式と連続の式を用いて多数の階差方程式をたてて計算するもので固有振動数のみならず，共振点付近を除けば脈動の波形や振幅をかなりよい精度で予測することができる。また，計算時に種々の対策を講じた効果を即座に調べるのに便利である。しかしアナログ計算機で複雑な管系を解こうとすると，計算機のエレメントが多く必要となり，大メーカーでないと実施できない状況にある。

模型配管法は，原配管と相似な配管を縮尺1/20～1/50で製作し，これに圧縮機のパルスと相似なパルスをパルス発生機により印加し，微小圧力計により管内各所の圧力を測定するものである。模型配管は薄鉄板で実験室で容易に製作でき，緩衝タンクの効果や管系の共振を調べるのに便利である。

いずれの手法もわれわれは実用に供してかなりの効果をあげている。

5.　配管上の注意

（1）配管の計画に当たっては，圧縮機メーカーとよく打ち合わせ，メーカーが指示する共振管長を避けるようにしなければならない。重要なプラント配管についてはメーカーに事前に検討させ

るのがよい。また配管の機械的な固有振動数が脈動の周波数と一致せぬようにスパンを決める必要がある。両端支持されたガス管の横振動数fは

$$f=\frac{1}{2\pi l^2}\sqrt{\frac{Ek^2}{\rho}} \quad \cdots\cdots(17)$$

ここにlはスパン，Eは材料のヤング率，kは断面の回転半径，ρは材料の密度である。

（2）緩衝タンクをシリンダの上や下に置くことが多いがこれに接続する配管はタンクの剛性が大きい方向に引出すこと。剛性の小さい方向に引出してタンクが大きく振動した例がある。

（3）配管の継目フランジのうち，万一発生するかもしれない共振に対してはオリフィスがそう入できるようにしておく。

（4）管の支持は管との接触面を大きくし，Uボルトのように管と線接触するものはできるだけ使用せぬほうがよい。

（5）ベンドの位置に脈動圧力の腹が来ないように検討し，ベンドの近くで支持するようにする。シリンダに取り付けられる配管は，シリンダ側が圧力の腹になるから，ベンドはできる限りシリンダの近くに設けるのがよい。ベンドをシリンダから離すほど，圧力による力のモーメントが大きくなって振動を生じやすいからである。

（6）伸縮継手を用いるときはこれに直接力が加わらぬよう伸縮の最大値を制限する。

（7）管の架台は予想される圧力脈動の力に対し材料の引張り，圧縮で受け止めるように工夫し，材料の曲げで受けないようにする。

（8）配管の途中に取り付ける弁，トラップなどの付属機器の出入口の管は，別の架台により強固に支持する。

6. 結　言

配管の振動は，圧縮機の基礎やフレームのように一体のブロックと異なるから，一般の建築物などに適用されている振幅の許容限をそのまま適用することは合理的でない。また管内の圧力脈動についても，許容限が決められていないが一説[4]では圧力変動率を2%としている。筆者は，配管の支点を安全側にみて固定とみなしたときの，実際の振幅から応力を見積もって，これが疲労限以内にあるか否かを調べるのがよいと考えている。われわれは今後とも配管の振動や騒音について研究を続行し，この方面の技術の進歩に貢献したい所存である。

参　考　文　献

（1）K. Groth: VDI Forschungs Heft 440
（2）E. Emblik: Kältetechnik Heft 4-1960
（3）藤井：日本機械学会第137回講習会資料（昭35）
（4）Chilton, Handley: T. Asme **74**, No. 6, 1952.
（5）大谷，佐々川：日立評論 **41**, No. 15, 1959.
（6）芥川，大塚：日立評論 **22**, No. 9,（昭14）
（7）大谷：日本機械学会前刷集 No. 42, 1961.
（8）大谷，山田：日本機械学会誌 **66**, No. 532, 1963.
（9）大谷：硫安技術 **17**, No. 1, 1964.

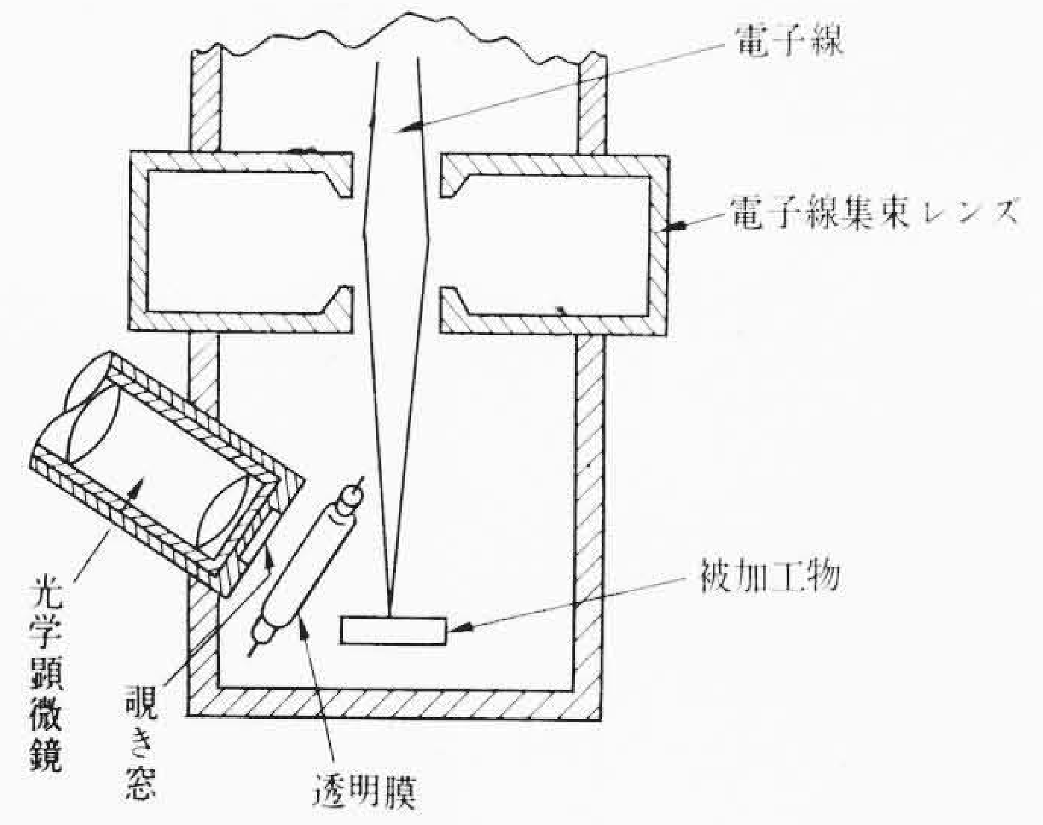
特　許　の　紹　介

特許 第413421号（特公昭38-10017）

小野員正・木村博一

粒子線加工機等の覗き窓の汚染防止装置

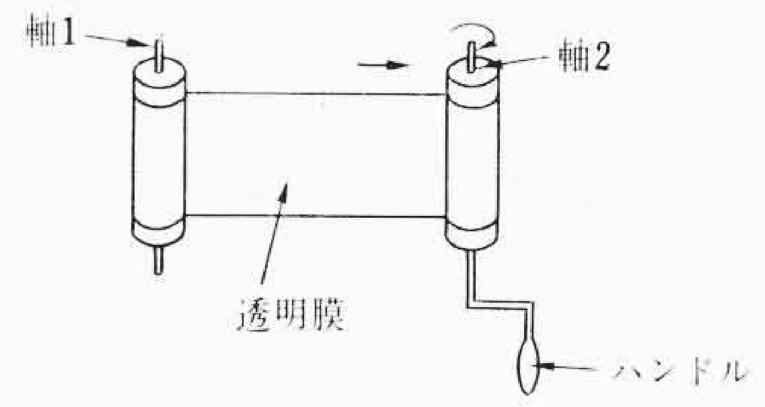
この発明は従来の電子線加工機などでは，その観察用覗き窓に加工時の電子線によって蒸発した金属が付着するために，長時間の観察監視ができなかったのを改善し，被加工物の加工状態を連続的に監視することができるようにしたものである。



第 1 図

すなわち，本発明装置は**第1図**に示すように，覗き窓のガラス面と被加工物との間に透明膜を設け，**第2図**に示すように一方の軸1に巻かれ，必要に応じて他方の軸2に真空外より真空を破ることなく，ハンドルなどで巻きとられるようにしてある。

このような構成を有する本発明装置は，加工時に蒸発された金属によってガラスの曇るのを透明膜によって防ぐことができ，しかも透明膜に生ずる曇りは必要に応じて適宜更新することができ，常時加工状態を精密に観察することができる点有効である。（水本）



第 2 図