

火力発電所配管の振動解析

Analysis of Vibrations of the Piping System in Thermal Power Plants

齋藤 良造* 小堀 与一**
 Ryōzō Saitō Yoichi Kobori

内 容 梗 概

火力発電設備が高温高压大容量化するにしたがい、主要配管も大口径厚肉となり、振動に対する検討が従来にましてさらに要求されてきた。しかし管系の振動を取扱った文献資料は少ないようである。本文は配管設計者の立場から基本的管系の固有振動数解析の方法を一部実験結果を利用して記し、配管計画の参考に供しようとしたものである。

1. 緒 言

火力発電設備が高温高压大容量化するにしたがい、主要配管もまた大口径となり肉厚も急激に増大してきた。このため従来比較的簡単に考えられてきたこれら配管の支持法、振動防止法などに対して、熱応力の解析とともに十分検討して設計する必要がさらに要求されてきた。

配管の設計にあたり機械的振動の面より考慮しなければならない有害な影響にはつぎのようなものがある。

- (1) 配管の固有振動数と外力の強制振動数との一致による共振
- (2) 機器、バルブ、そのほかの作動不良化
- (3) 接合部のゆるみによる流体のもれおよび損傷
- (4) 繰返し応力による疲労破壊の可能性
- (5) 配管の振動に対する心理的不快感

これら諸点について検討し、適切な支持法あるいは振動防止法を考えねばならないが、複雑な配管系の解析は理論的方法のみでは不可能に近く、固有振動数の推定には経験により適宜に系を単純化して考えるか、あるいは実際の配管のモデル試験を行って直接的に解析する方法によらねばならない。

本文は配管設計において特に重要な問題である配管系の固有振動数の解析法およびバイブレーションエリミネータによる振動の防止法について述べることにする。実際の配管では必ず減衰作用が存在しているが、外力の振動数と系の振動とが一致するときは、かなり振動振幅が増大するものと考えられる。

2. 配管系の振動解析

2.1 単一 (single span) 配管の振動解析

各支持点間の配管は等分布荷重をうけるはりと考えることができ、等分布荷重をうけるはりの固有振動数は一般に

$$f_n = \frac{\lambda^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EIg}{l^4 \gamma A}} \dots\dots\dots (1)$$

で表わされる。ここに

- | | |
|----------------|-----------------------|
| f_n : 固有振動数 | c/s |
| E : 縦弾性係数 | kg/cm ² |
| I : 管断面の慣性能率 | cm ⁴ |
| l : 管の長さ | cm |
| A : 管の断面積 | cm ² |
| γ : 比重 | kg/cm ³ |
| g : 重力加速度 | 980 cm/s ² |

λ は無次元の数で配管の両端の支持条件および振動の次数に関する固有値である。このようなはり (配管) は無限の自由度をもつ

* 日立製作所日立工場
 ** 日立製作所日立研究所

第1表 はり (配管) の 横 振 動

振動数 支持条件	$f_n = \frac{\lambda^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EIg}{l^4 \gamma A}} \dots\dots\dots (1)式$ $\lambda_n =$ 固有値 $h =$ 振動の次数	$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k'}{m'}} \dots\dots\dots (5)式$ $k' =$ 等価バネ常数 $m' =$ 等価質量
固定-固定	 $\lambda_1 = 4.730 \quad \lambda_2 = 7.853$	 $k' = 192 \frac{EI}{l^3} \quad m' = 0.38 \frac{A\gamma l}{g}$
支持-支持	 $\lambda_1 = \pi \quad \lambda_2 = 2\pi$	 $k' = 48 \frac{EI}{l^3} \quad m' = 0.49 \frac{A\gamma l}{g}$
固定-自由	 $\lambda_1 = 1.875 \quad \lambda_2 = 4.694$	 $k' = 3 \frac{EI}{l^3} \quad m' = 0.24 \frac{A\gamma l}{g}$

ので無限の振動様式をもつわけであるが、実際上は一次および二次振動程度まで考えれば十分で、とくに配管系を単純化して考える場合には一次振動が最も重要である。

代表的な支持条件を有するはりの λ の値は第1表のとおりである。この λ を(1)式に代入することにより単一配管の固有振動数は容易に求めることができるが、後記するようにバイブレーション・エリミネータの取付けを考慮する場合にはこれら配管系をバネ-質量系におきかえて考えると便利である。

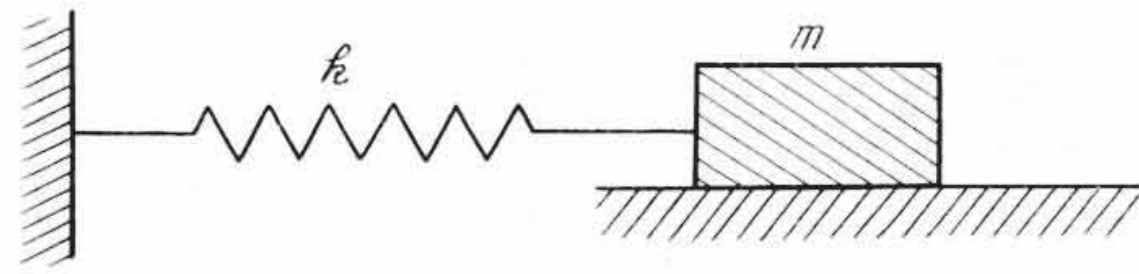
第1図は1自由度のバネ-質量系を示すものである。この系の固有振動数はつぎの式によって与えられる。

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k'}{m'}} \dots\dots\dots (2)$$

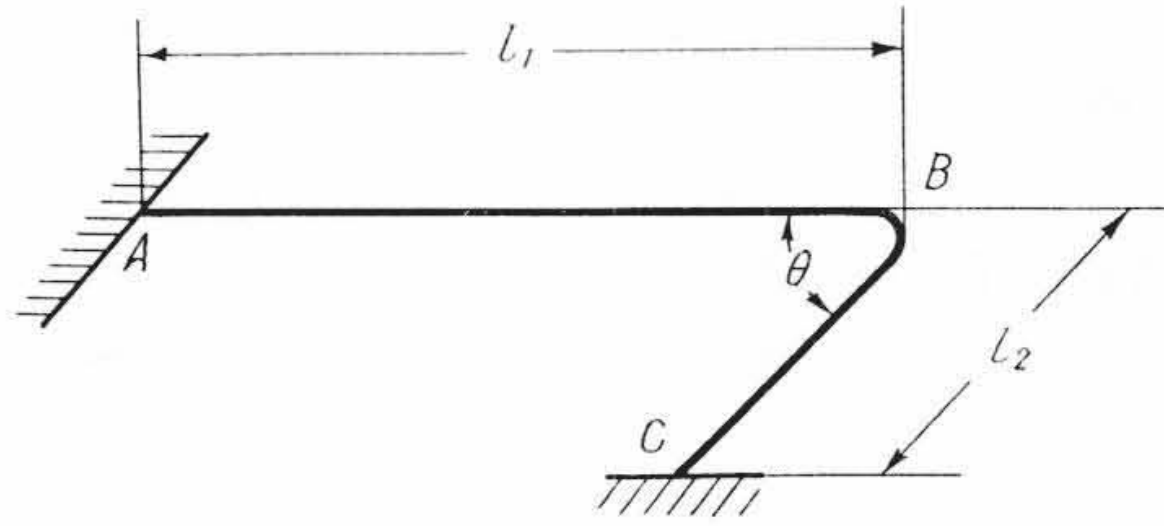
- | | |
|---------------|----------------------|
| f_n : 固有振動数 | c/s |
| m : 振動体の質量 | kgs ² /cm |
| k : バネ常数 | kg/cm |

ここではりの振動数の式(1)式を

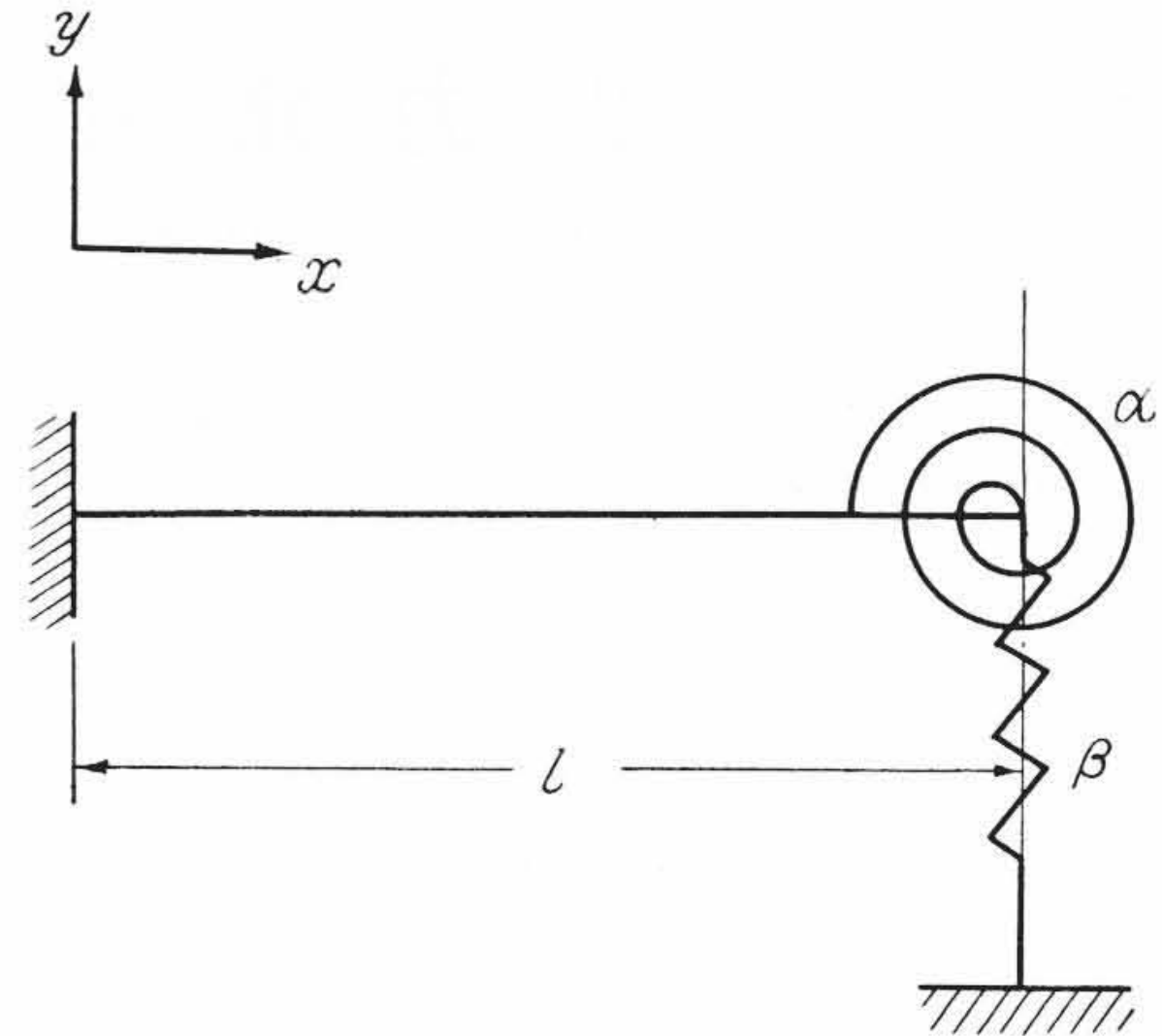
$$k' = \alpha \frac{EI}{l^3} \dots\dots\dots (3)$$



k = 直線バネ常数 m = 振動体の質量
第 1 図 1 自由度のバネ—質量系



第 2 図 曲り配管



α : 回転バネ常数 β : 直線バネ常数
第 3 図 固定—バネ支持配管

$$m' = \frac{\alpha l \gamma A}{\lambda^4 g} \dots\dots\dots (4)$$

とおくことによりバネ—質量系としての振動数の式(2)式に変換できる。すなわち

$$f_n = \frac{\lambda^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EIg}{l^4 \gamma A}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\alpha EI}{l^3} / \frac{\alpha l \gamma A}{\lambda^4 g}}$$

$$= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k'}{m'}} \dots\dots\dots (5)$$

(5)式は等分布荷重をうけるはりを、はりの弾性的効果を示す等価なバネ常数と慣性を表わす等価な質量に分けて考えたものである。第 1 表にこれら等価バネ常数と等価質量を λ と合わせてまとめたおいた。

いろいろな形状の配管をバネと等価質量におきかえて解析する方法は、厳密には正しくない場合もあるが、注意して応用すれば実用上は十分な精度で有効に利用できる。

2.2 曲り配管の振動解析

前項に記したように単一な真直ぐなはりの振動解析は従来の公式⁽¹⁾で容易にできるので特に問題はないが、第 2 図に示すような曲り配管の振動解析ははなはだ面倒になる。しかし配管の設計においてはこのような曲りはりの固有振動数を求める必要が非常に多い。本項ではこの種配管の、配管を構成する面に垂直な方向の振動について記す。構成面内の振動についてはほかの文献⁽²⁾を参考にせられたい。しかし配管設計上、構成面内の振動が問題になる場合は比較的少ないようである。

第 2 図の曲り配管を第 3 図のように曲り部 B 点に直線バネと回転バネを有する一端固定のはりにおきかえる。はり(BC)からの影響は直線バネと回転バネによって表わされよう。

はりの横振動の一般解析は次式で表わされ

$$u = A \cos mx + B \sin mx + C \cosh mx + D \sinh mx \dots\dots\dots (6)$$

$$m^4 = \frac{\gamma A p^2}{EIg}$$

p : 円振動数 radian/s

A, B, C, D : 係数

この場合のはりの境界条件は次のようになる。

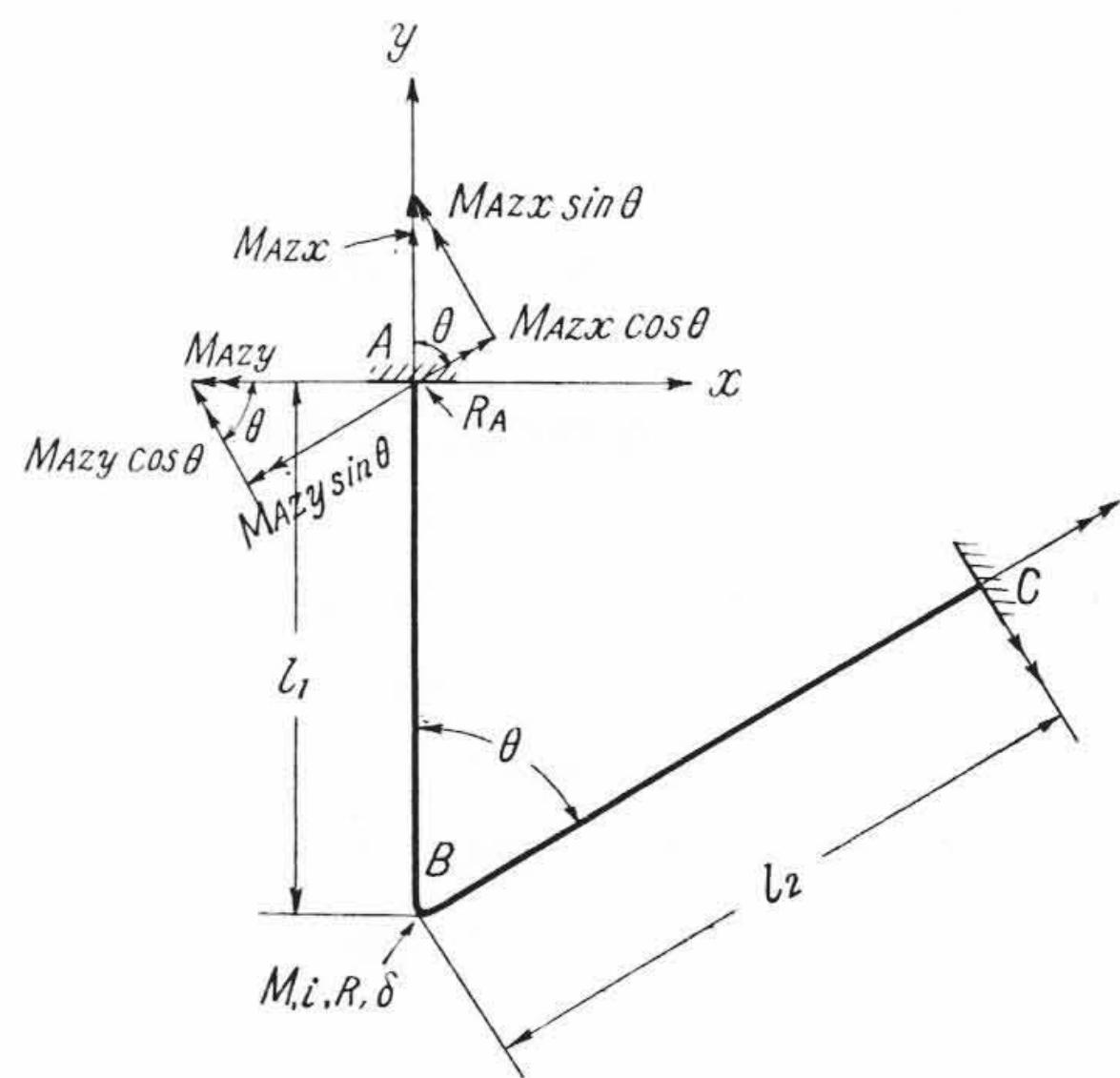
- (i) $(u)_{x=0} = 0$ (ii) $(u')_{x=0} = 0$
- (iii) $(EIy'' - \alpha y)_{x=l} = 0$ (iv) $(EIy''' - \beta y)_{x=l} = 0$

α : 回転バネ常数

β : 直線バネ常数

(i)(ii)式は第 2 図の A 端でたわみおよび傾斜がないこと、(iii)(iv)式は第 2 図の B 端での曲げモーメントおよびせん断力の平衡関係を表わしている。

さて、これら (i)(ii)(iii)(iv) を(6)式に適用して係数 $A, B,$



第 4 図

C, D を消去すれば振動数方程式は

$$\xi^4 (1 + \cos \xi \cosh \xi) - \bar{\alpha} \xi^3 (\sin \xi \cosh \xi + \cos \xi \sinh \xi) - \bar{\beta} \xi (\sin \xi \cosh \xi - \cos \xi \sinh \xi) + \bar{\alpha} \bar{\beta} (1 - \cos \xi \cosh \xi) = 0 \dots\dots\dots (7)$$

となり、ここに

$$\bar{\alpha} = \alpha \cdot \frac{l}{EI}$$

$$\bar{\beta} = \beta \cdot \frac{l^3}{EI}$$

l : はりの長さ

ξ : 固有値

である。 ξ は下式の関係をもっている

$$\xi^4 = \frac{m^4}{l^4} = \frac{\gamma A l^4 p^2}{EIg} \dots\dots\dots (8)$$

これより

$$p = \xi^2 \sqrt{\frac{EIg}{l^4 \gamma A}} \text{ (radian/s)}$$

$$f_n = \frac{\xi^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EIg}{l^4 \gamma A}} \text{ (c/s)} \dots\dots\dots (9)$$

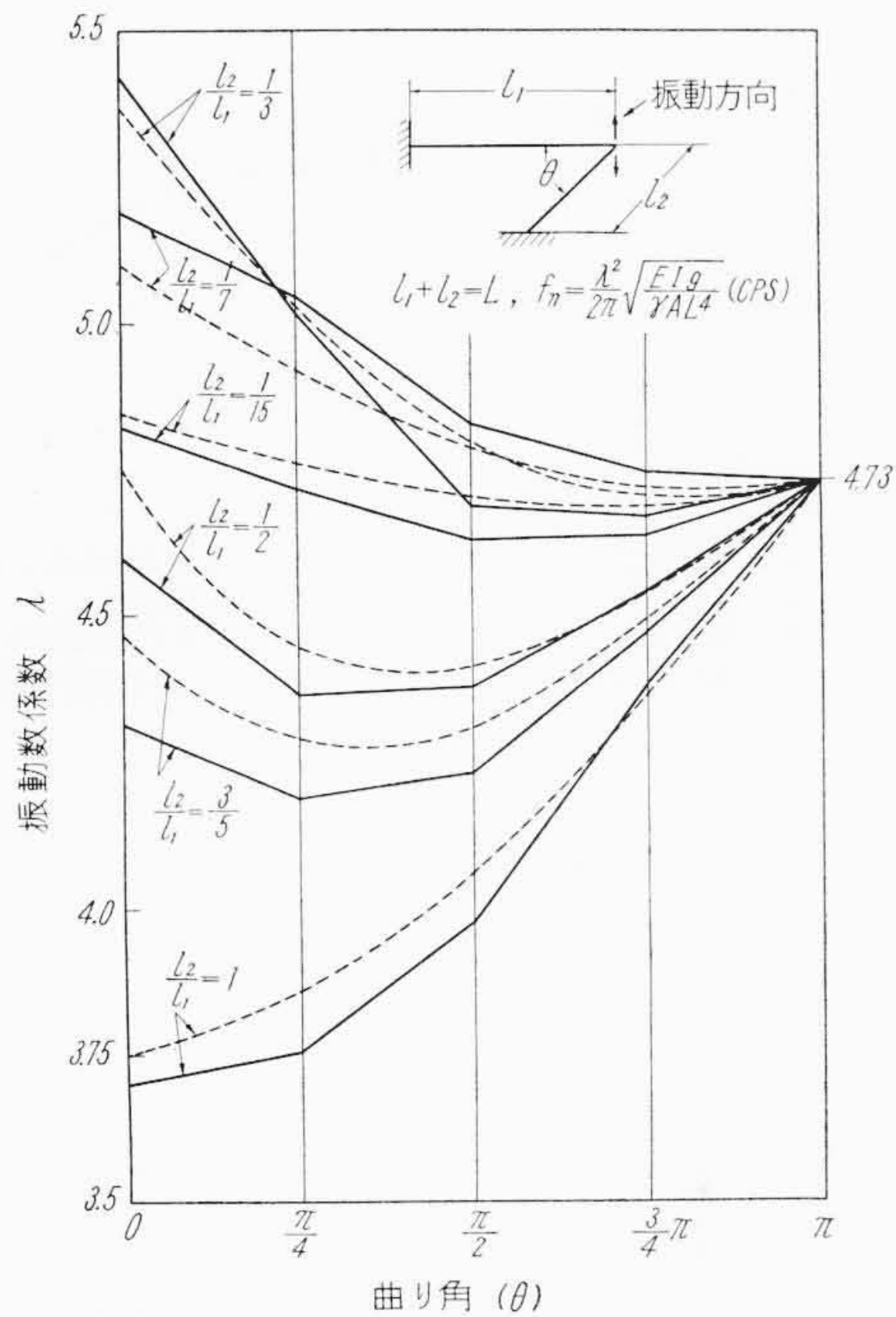
となる。すなわち(7)式に $\bar{\alpha}, \bar{\beta}$ を与えて ξ を求めれば(9)式よりはりの固有振動数が得られる。

$\bar{\alpha}, \bar{\beta}$ または α, β は B 点の曲げモーメント M , 傾斜角度 i , せん断力 R たわみ δ が分れば下式

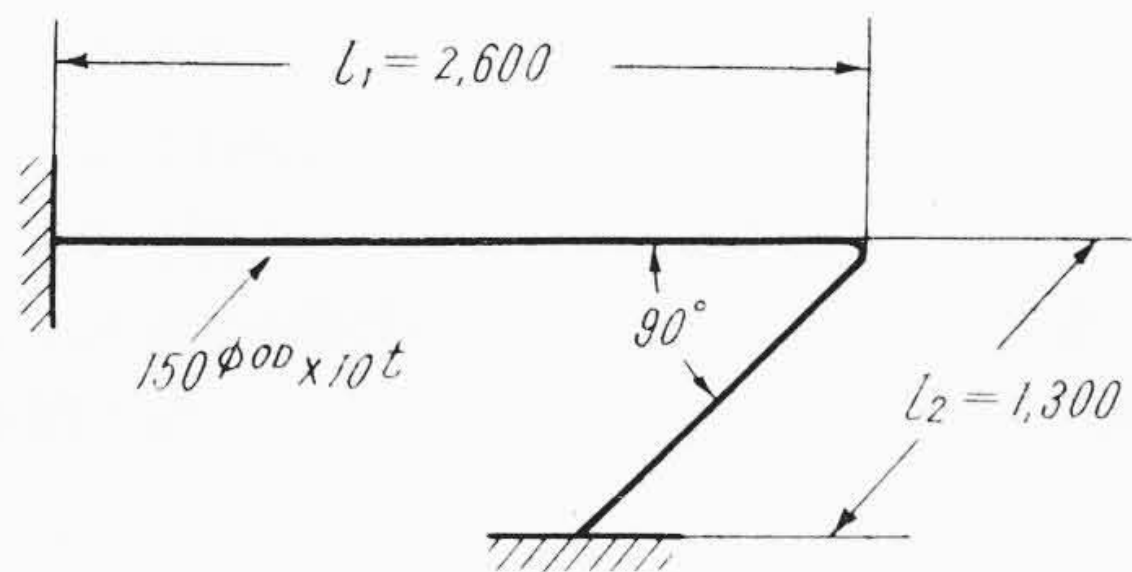
$$\alpha = \frac{M}{i} \dots\dots\dots (10)$$

$$\beta = \frac{R}{\delta} \dots\dots\dots (11)$$

の関係によって与えられる。



第5図 曲り角と振動数係数



第7図

一方、B点における M, i, R, δ は次のようにして求められる⁽³⁾。
 第4図においてモーメントはベクトルで表わし、回転方向は右手の法則によっている。この系の弾性変形による仕事 W は

$$W = \int \frac{M^2}{2EI} ds + \int \frac{M^2}{2GJ} ds \dots (12)$$

ここに

- M : A点より任意の距離における曲げモーメント
- ds : 部材の微小長さ
- E : 縦弾性係数
- I : 部材断面の慣性能率
- G : 横弾性係数
- J : 部材断面の極慣性能率

(12)式をA点における反力 R_A , 曲げモーメント M_{A2y} , ねじりモーメント M_{A2x} で偏微分した下式の関係式

$$\frac{\partial W}{\partial R_A} = \int M \frac{\partial M}{\partial R} \cdot \frac{ds}{EI} + \int M \frac{\partial M}{\partial R} \frac{ds}{GJ} = 0 \dots (13 \cdot a)$$

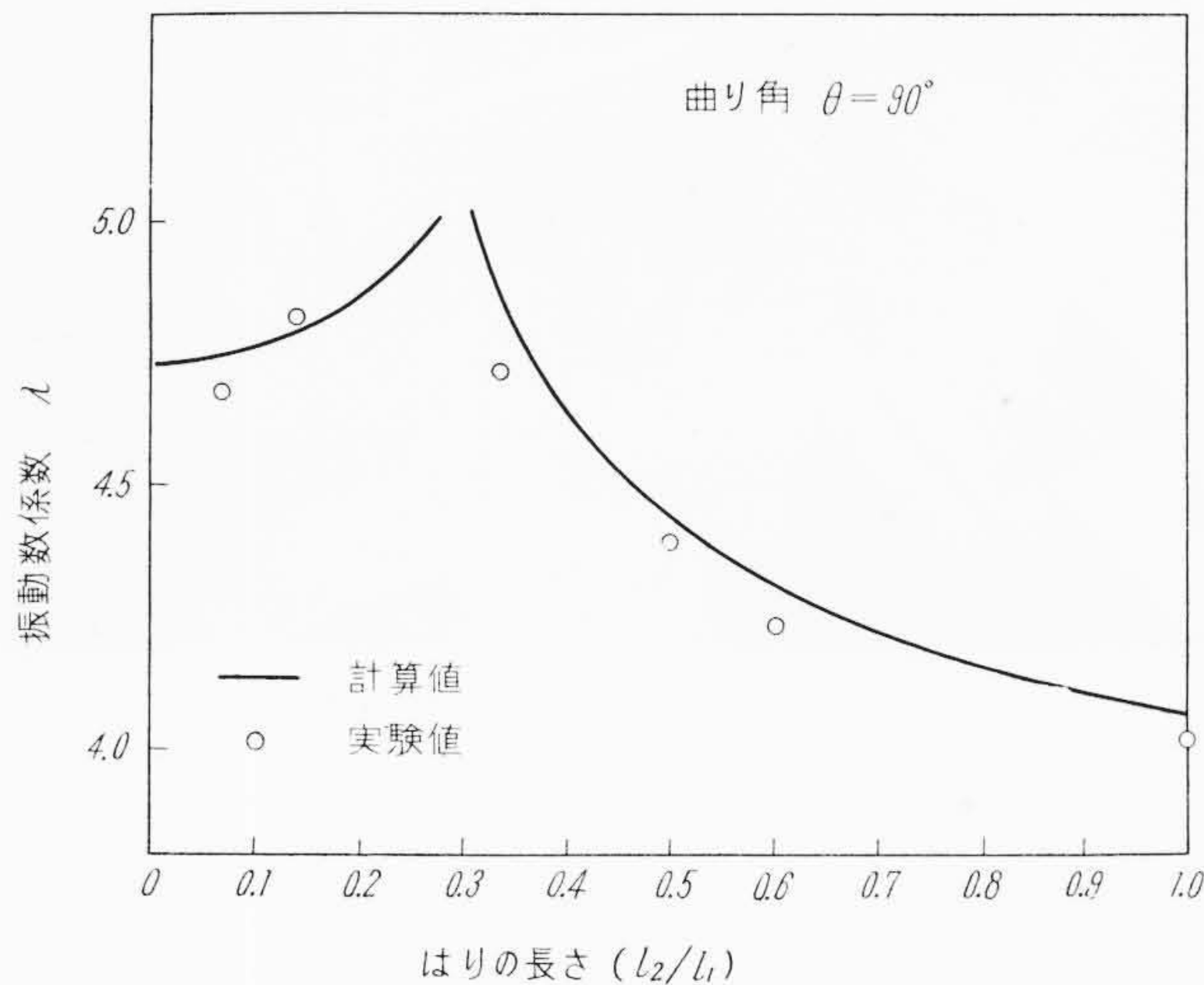
$$\frac{\partial W}{\partial M_{A2x}} = \int M \frac{\partial M}{\partial M_{A2x}} \cdot \frac{ds}{EI} + \int M \frac{\partial M}{\partial M_{A2x}} \frac{ds}{GJ} = 0 \dots (13 \cdot b)$$

$$\frac{\partial W}{\partial M_{A2y}} = \int M \frac{\partial M}{\partial M_{A2y}} \cdot \frac{ds}{EI} + \int M \frac{\partial M}{\partial M_{A2y}} \frac{ds}{GJ} = 0 \dots (13 \cdot c)$$

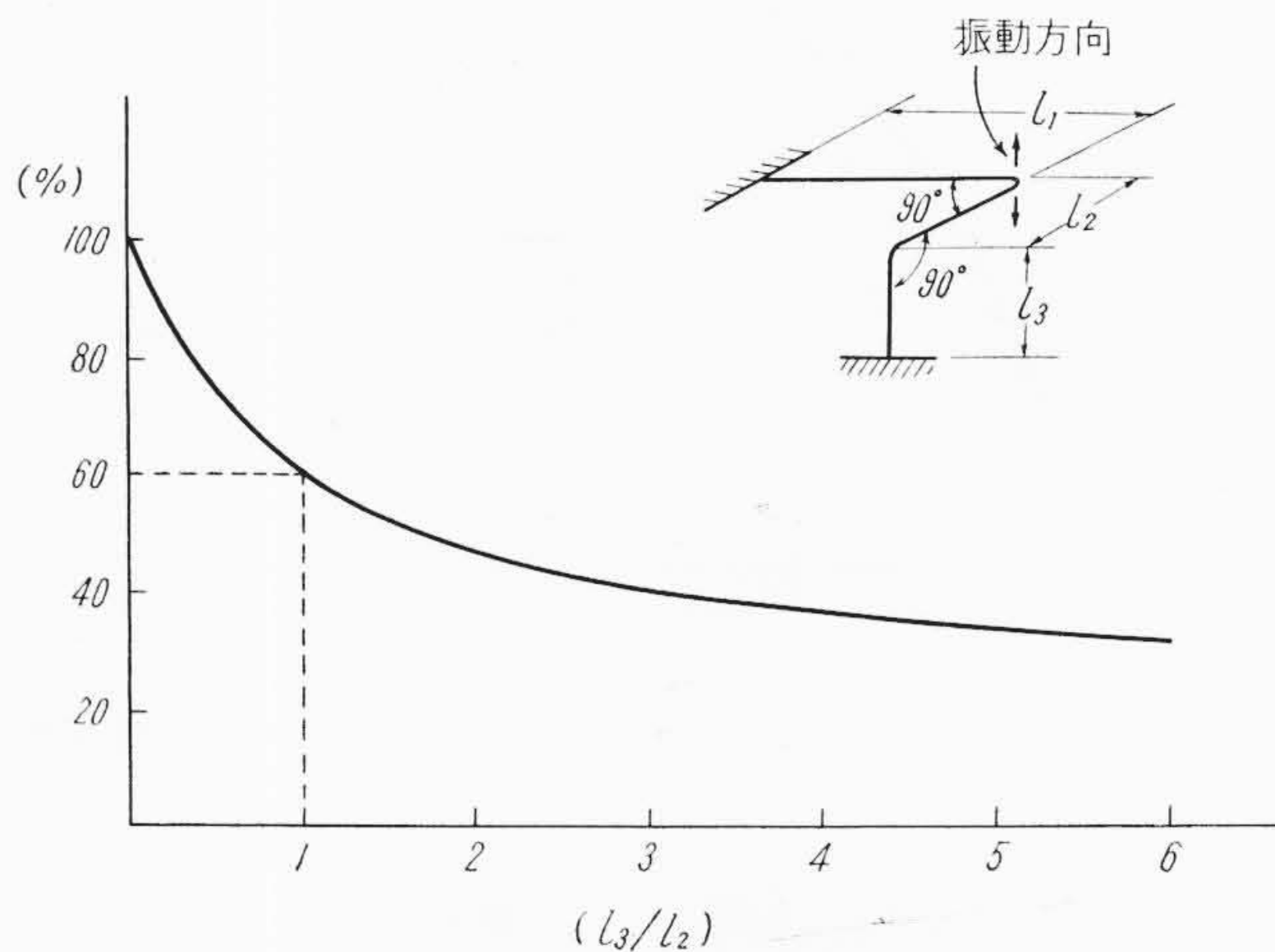
よりおのおの R_A, M_{A2x}, M_{A2y} が求められ、さらにB点における M, i, R, δ を求めることができる。これらの計算は非常に面倒になるので省略するが、上記の計算を

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} \quad (\mu: \text{ポアソン比, } 0.3 \text{ とする})$$

$$J = 2I$$



第6図 はりの長さ比と振動数係数



(例) $l_3=0, \frac{l_2}{l_1}=1$ のとき第5図より $\lambda=4.06$

$\frac{l_2}{l_1}=1, \frac{l_3}{l_2}=1$ のとき $\lambda=0.6 \times 4.06=2.44$

第8図 3軸曲りはりの振動数係数減少率

$$\therefore \frac{EI}{GJ} = 1.3$$

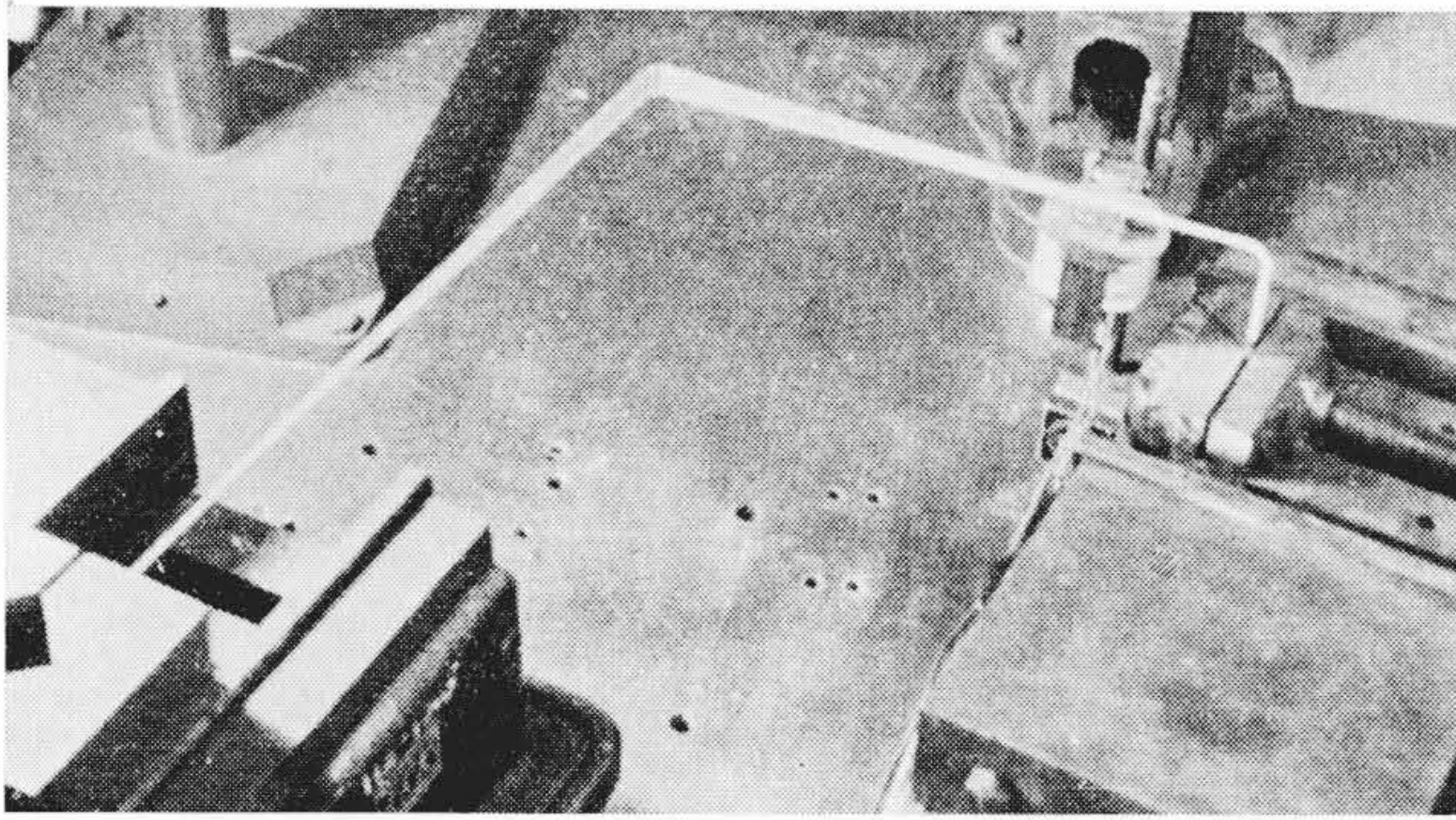
としてすすめ、(10)(11)式および(7)式より λ を求める。なお(9)式中の l をはり(ABC)の全長 L として、それに相当する修正を λ に施して λ とした値を第5図に点線で示す。図は両はりの長さ比をパラメータとし、曲り角度 θ に対して一次振動数の λ の変化を示したものである。実線は 8.4ϕ の丸鋼および $1''$ ガス管を用いて実験した結果の平均値である。計算値と実験値の違いは最大数%に及ぶ場合もあるが大体合っている。なお計算では回転の慣性およびせん断力の効果を無視しているが、これらは一般に 3~5% くらい振動数を減少さす効果があると考えられる。

第6図は曲り角度が90度の場合の λ を、両はりの長さ比に対して第5図より別に書き直したものである。

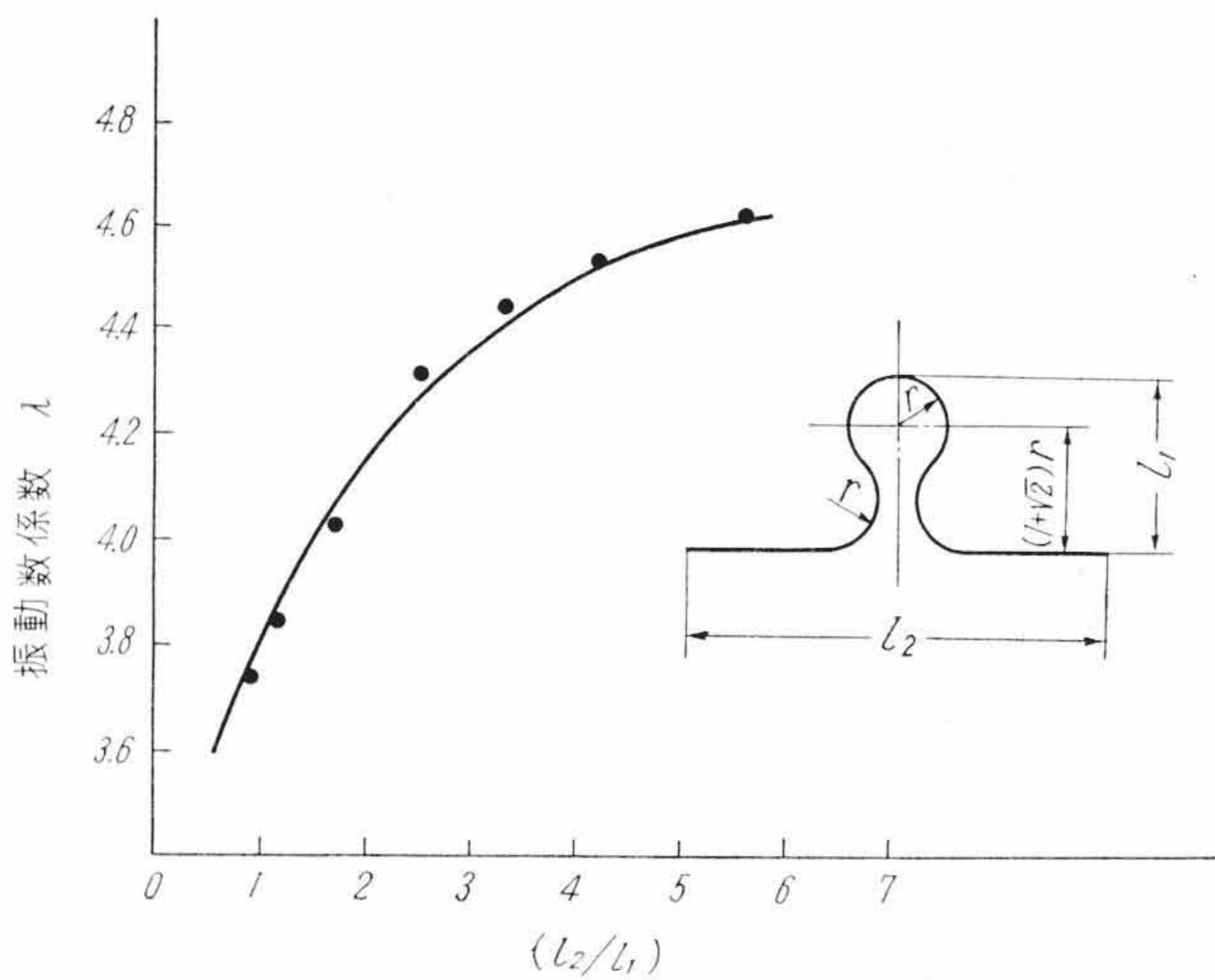
計算例

第7図のような配管の一次振動数を求めてみる。

配管の断面寸法	外径 150 mmφ × 厚さ 10 mm
断面積	A 43.96 cm ²
断面の慣性能率	I 1082.5 cm ⁴
縦弾性係数	E 21 × 10 ⁵ kg/cm ²
はりの全長	L 3.9 m
はりの比重量	γ 7.85 × 10 ⁻³ kg/cm ³
両はりの比	$l_2/l_1 = 1/2$



第 9 図 3 軸曲りはりの振動実験写真



第 10 図 エキスパンション・ループを有する配管の振動数係数

l_2/l_1 に対応する λ 4.42 (第 6 図より)

ゆえに $f_n = \frac{\lambda^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EIg}{\gamma AL^4}}$

$$= \frac{4.42^2}{2\pi} \sqrt{\frac{21 \times 10^5 \times 1082.5 \times 980}{7.85 \times 10^{-3} \times 43.96 \times 390^4}} = 51.9 \text{ c/s}$$

上記したように比較的簡単な曲りはりの簡略化した振動解析でもはなはだ面倒な計算を要するので、あらゆる場合について計算によって解くことは実際的ではない。そこで配管の設計においてしばしば遭遇する形の配管について、あらかじめ(1)式に整理した形で λ を求めておけば設計上非常に便利である。以下、実験により求めた λ の値の代表的なものを二、三紹介しておく。

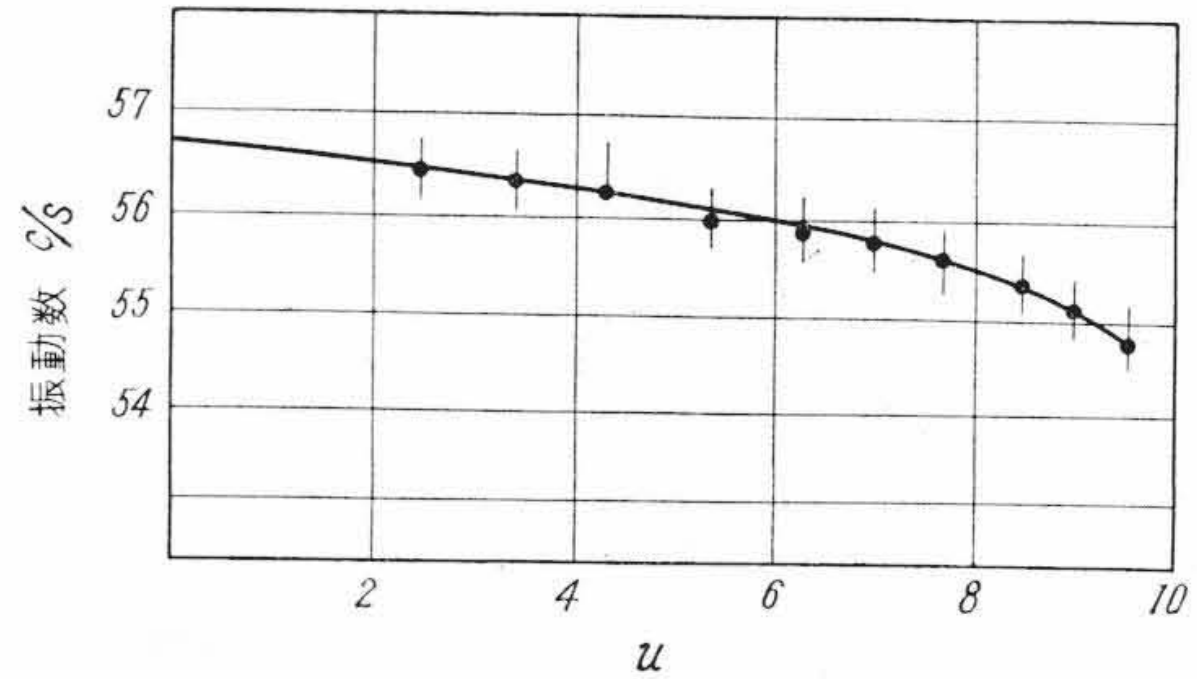
第 8 図は曲り角度が直角な 3 軸曲り配管の λ を求める曲線で、 l_2/l_1 に対応して第 5 図より求められた λ が l_3 の長さによって減少していく率を示したものである。この曲線は l_2/l_1 の比を 7 種類に分け、合計 35 点のモデル実験によった平均値である。厳密には l_2/l_1 の比によって、多少異なるので必要ならば個々の曲線によるべきであるが、第 8 図の平均値によっても実用的には差つかえないであろう。第 9 図は実験中の写真である。

第 10 図はエキスパンション・ループを有する配管の λ で、本図はループがはりの中央にある場合のものである。これが片寄せると当然 λ も変わってくるので偏心を考慮したものを使用しなければならない。

2.3 配管の振動に及ぼす諸影響

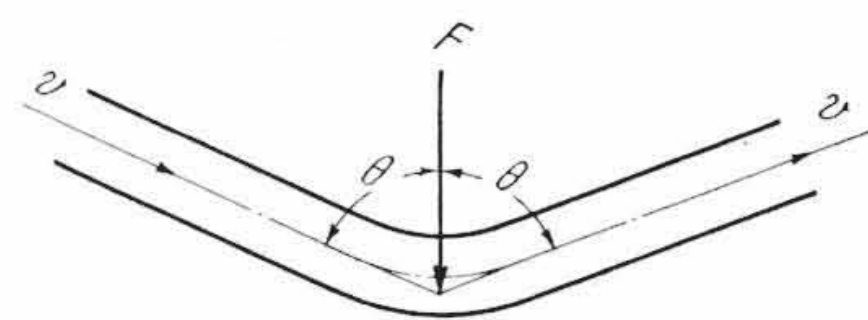
2.3.1 管内の流体の影響

管内を流れる流体は、管の支持条件および流速に関して配管の振動を多少減少させる効果があるが、その値は 2~3% で普通の配管設計では無視して差つかえなく、計算は管と流体の合計した質量を考慮してすすめればよい。なお参考のために第 11 図に



第 11 図 両端支持管の流量比による 1 次振動数の変化

$u = \frac{2\rho v L}{\sqrt{mEI}}$ ρ : 単位長さの流体の質量 m : 単位長さの流体と管の質量
 v : 流速 E : 縦弾性係数
 L : 管の長さ I : 管断面の慣性モーメント



第 12 図 曲り部に生ずる力

R. H. Long 氏の文献⁽⁴⁾から流量比による一次振動数の変化を示した図を転写しておいた。

2.3.2 風力による振動⁽⁵⁾

屋外など、風にさらされる配管については風力による振動を検討する必要がある。一般に流体が管に直角に流れる場合には管の背後にカルマンのうずと称される規則正しいうずができ、これは管に対して流体の流れと直角方向に交番的横の力を与える。この現象は実験的に究明されていて次の公式により一定の関係に表わされる。

$$f = \alpha \frac{v}{D} \dots\dots\dots (14)$$

ここに f : 振動数 c/s
 v : 流体の流速 cm/s
 D : 管の外径 cm

α は無次元の係数で 0.18~0.27 の間にあるといわれる。これによる力は普通は小さいものであるが、振動数が管の固有振動数と一致する場合には共振を起し大きな振幅となる。

この現象はまた送電線などのハミングとして知られているのは周知のとおりである。

2.3.3 曲り部に生ずる力と方向⁽⁶⁾

管の曲り部では流れの方向が変化するので流体の運動量の変化に相当する力が第 12 図に示すような方向に働くことになる。この関係式は

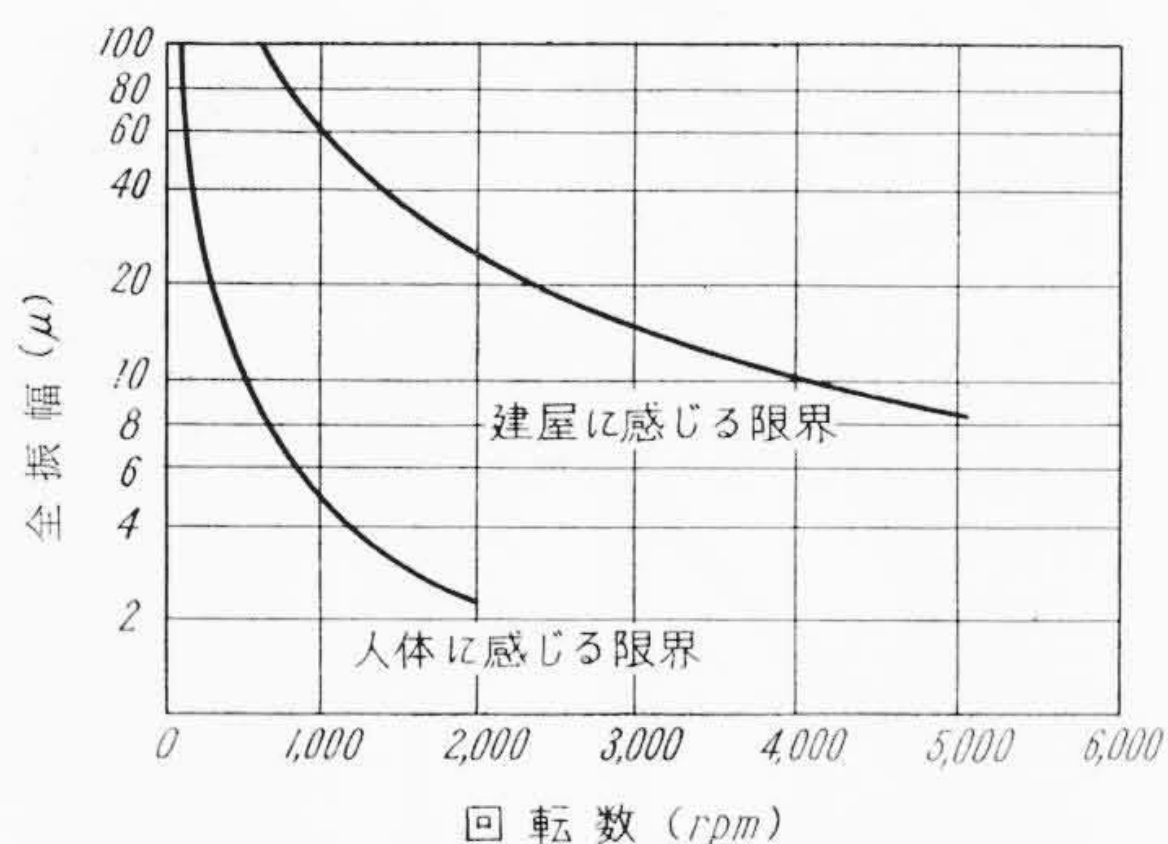
$$F = 2vQ \cos\theta \dots\dots\dots (15)$$

となり、ここに F : 曲り部にかかる力 kg
 v : 流速 cm/s
 Q : 流体の質量流れ比 kg・s/cm

この力は流れが定常の場合には問題はないが、往復機関などにつらなる場合には周期的変動をとまなうので、曲り部に周期的な衝撃をうけ振動の原因になることもあるので注意を要する。

2.3.4 安全弁の吹出しによる振動

安全弁の吹出しにより、配管中に大きな反力を与えるが、ブローの中止とともに配管は急激にたわみの状態からとかれ振動をおこすことがある。この場合の振動数は反力の大きさによって異なるが、配管の固有振動数より相当大きなものになる。例として次のような条件で振動数を比較してみよう。



第13図 回転数と振動の限度

支持条件	両端支持
配管の断面寸法	外径 150 mmφ × 厚さ 10 mm
スパン長さ	3.9 m
3"安全弁で飽和蒸気	20 t/h ブロー

この場合のブローによる反力は 340 kg になり、ブロー中止後の配管の振動数は固有振動数 26.2 c/s に対して 104 c/s となる。

2.3.5 振動に対する心理的不快感

配管の許容振動の振幅はそれによって生ずる応力と疲労破壊の可能性、およびそれに連なる機器の作動に関連してきめられるべきであるが、明確にきめることはむずかしい。第13図は日立工場でおわれわれが規定した許容振幅を示すもので、一応の参考とすべきものであろう。しかしいたずらに振動に対する不必要な警戒を抱く前に、振動問題にはいつてくる多くの関係要素または制限事項を明らかにすべきである。

人間の感覚は配管の振動による応力とは必ずしも関係はなく、低い振動数の場合は配管の許容振幅とは異なるようである。経験によると大体300φ以上の大きい配管では屋内では1.6mmくらい、屋外では6mm くらいの振幅で危険感を与えともいわれる⁽⁶⁾。

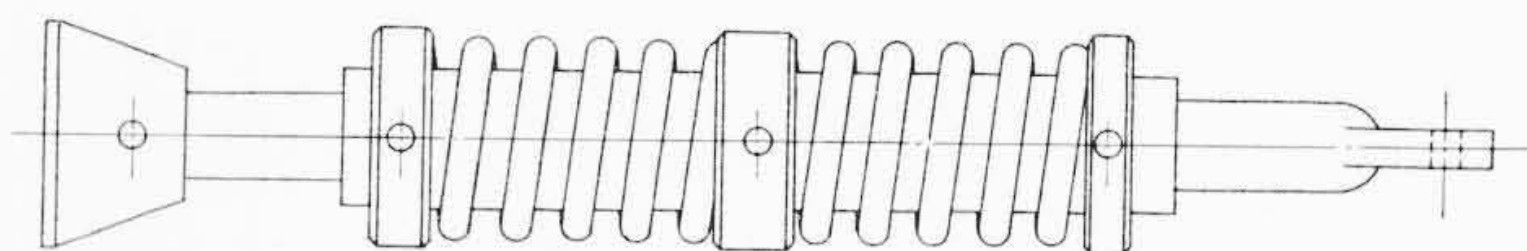
3. バイブレーション・エリミネータ

配管の振動を防止するためには、振動源を取り去ることが最も確実であるが、不可能な場合には配管のバネ定数を変えて、共振振動数から配管の固有振動数を分離することである。管系の固有振動数と加振振動数との比は 0.7 以下かまたは 1.3 以上にすることが望ましい。前者にした場合には起動、停止の際一度共振点を通ることになるので注意を要する。

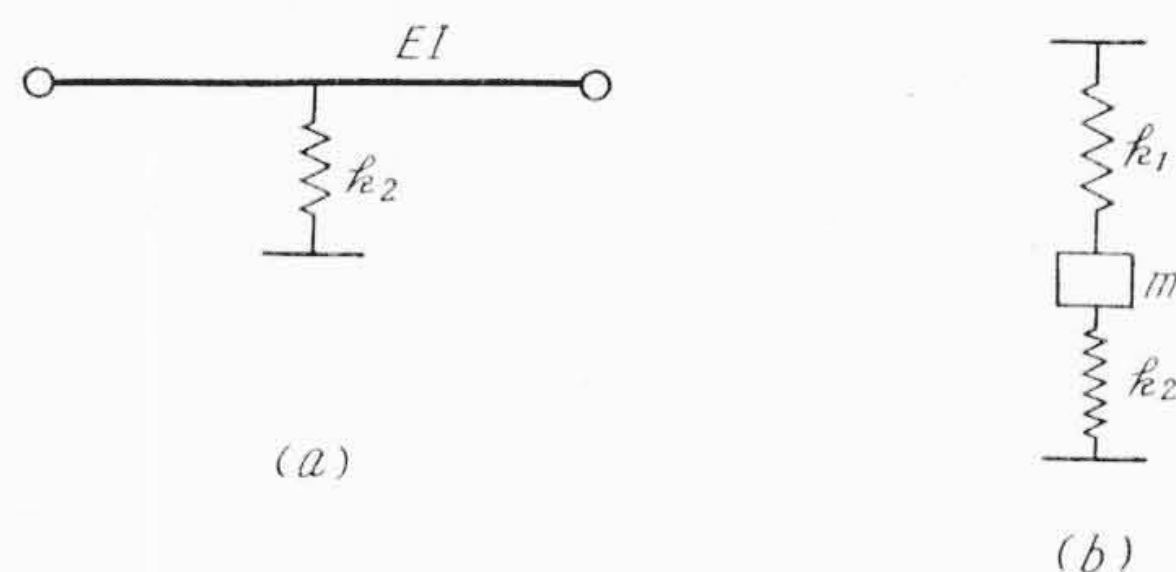
管系の固有振動数をあげるためには管を各所で壁体などに固定するがよいにちがいないが、熱膨脹を拘束することになるので行われがたい。普通採用されるのはバイブレーション・エリミネータを取付ける方法である。バイブレーション・エリミネータは第14図に示すように2個の同性能の直線バネを組合わせたもので、取付けに際し所定の初圧に調整しておく。配管の振動力が初圧以下の場合には剛支点として働き、初圧以上の振動に対しては直線バネの2倍のバネ定数をもって働くものである。なお熱膨脹に対しては、自由なスイングがきく構造にできるので配管に対して悪影響を及ぼさないようになっているが、熱膨脹の解析により、熱に対する動きの少ない箇所に取付けるよう努力しなければならない。

バイブレーション・エリミネータの選定には次のことを知る必要がある。

- (1) 管系の固有振動数
(バイブレーション・エリミネータのバネ定数を決定する)
- (2) 管系の振動方向
(取付け方向を決定する)



第14図 バイブレーション・エリミネータ



第15図

(3) 配管と建屋のはりまたは柱との配置関係 (寸法および取付法の決定)

バイブレーション・エリミネータのバネ定数を決めるためには、管系の固有振動数を知り、2.1 節に記したようにバネ-質量系に単純化して、これに対するバイブレーション・エリミネータのバネの効果を知ればよい。第15図(a)は管系にバイブレーション・エリミネータを取付けた状態、第15図(b)はこれをバネ-質量系に単純化した場合の図である。第15図(b)の系の固有振動数は下記で表わされる。

$$f_v = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(k_1 + k_2)}{m}} \dots\dots\dots (16)$$

- ここに
- f_v : バイブレーション・エリミネータを含む全系の一次振動数 c/s
 - k_1 : 配管の等価バネ定数 kg/cm
 - k_2 : バイブレーション・エリミネータのバネ定数 kg/cm
 - m : 管系の等価質量 kg^2/cm

なお第15図(a)の一次振動数は次式⁽⁷⁾で表わされるが

$$\sum_{r=1}^{\infty} \frac{\left(\sin \frac{r\pi}{2}\right)^2}{r^4 - \frac{f_v}{f_n}} = \frac{2}{1} \frac{ml}{k_2} f_n^2 \dots\dots\dots (17)$$

これを例によって(16)式と比較すると次のようになり、その差は少ない。

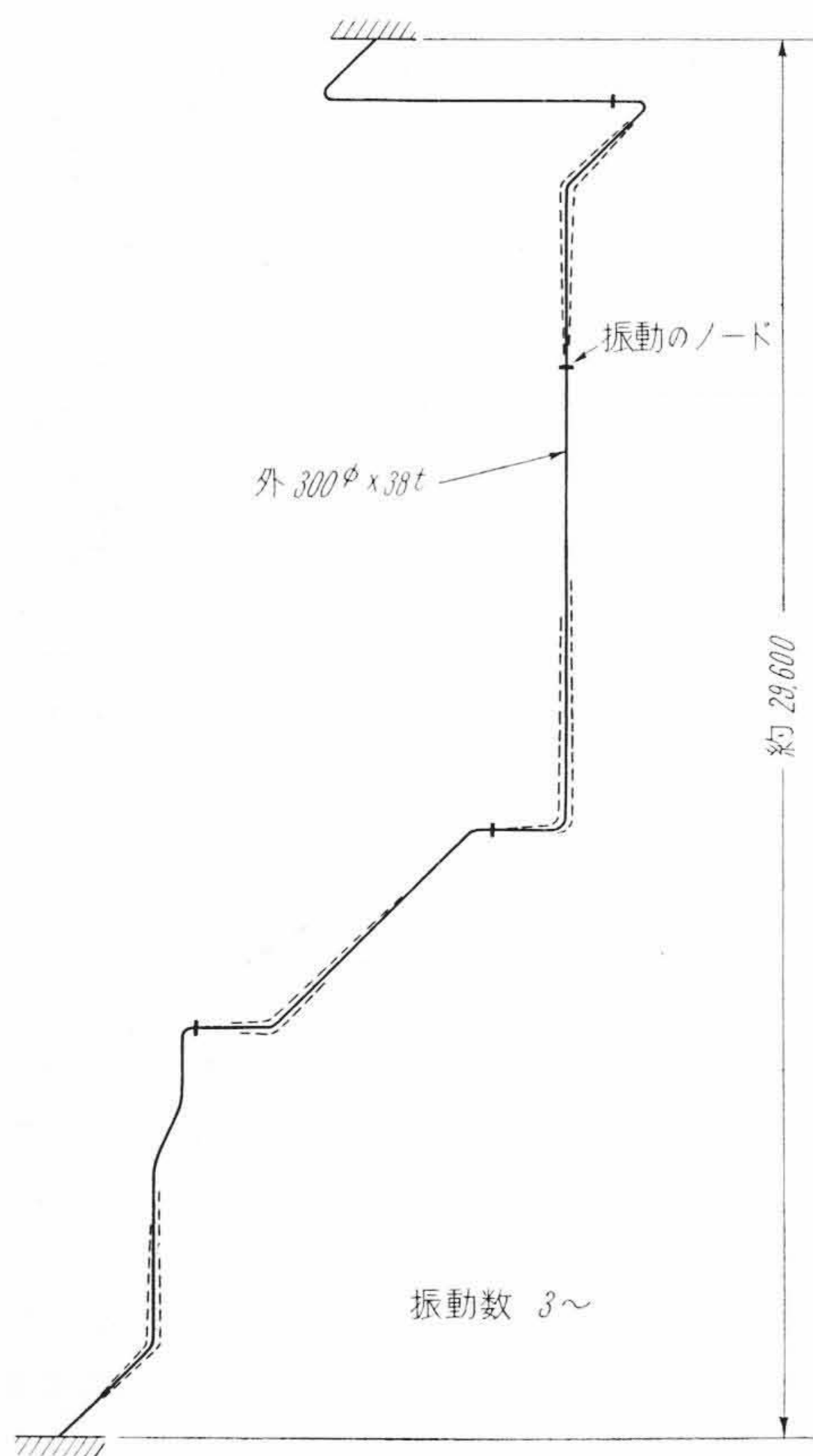
配管の断面寸法	外径 150 mmφ × 厚さ 10mm
スパンの長さ	2.5 m
縦弾性係数	$21 \times 10^5 \text{ kg/cm}^2$
バイブレーション・エリミネータのバネ定数	3,000 kg/cm

この場合	
(16)式による振動数	76.8 c/s
(17)式による振動数	75.5 c/s

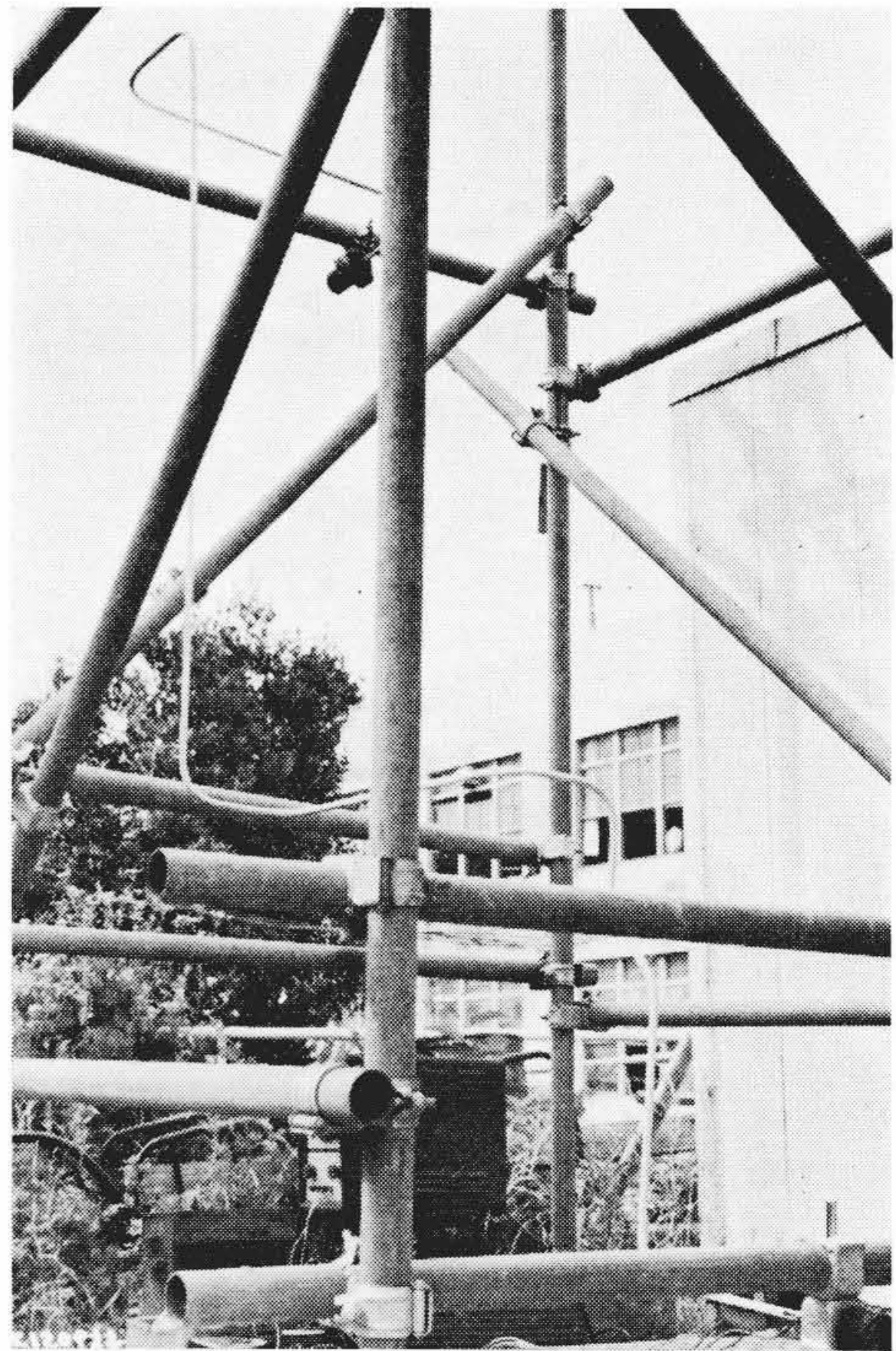
次に大きな配管に関しては地震によって起る動揺に対して、考慮を払わねばならない。地震の振動数は低く、複雑な配管の管系全体の動揺を検討する必要があるため、これを計算によって推定するとともにモデル実験によるほうがよい。第16図は某発電所納 75 MW 再熱式プラント主蒸気管のモデルによる振動実験例である。第17図に試験設備の全景を示す。

4. 結 言

振動に関する文献は多数あるが、直接に管系の振動を取扱った資料文献ははなはだ少なく、設計者の要求を満していない。本文はメーカーとしての経験と実験による資料の一部を利用して配管の基本



第16図 主蒸気管のモデル振動実験例



第17図 配管振動試験設備

め、よりすぐれたプラントの設計に努力しなくてはならない。

参考文献

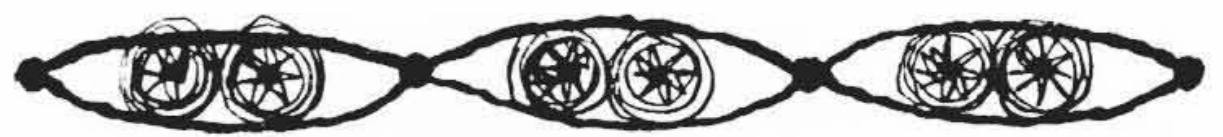
- (1) 日本機械学会編：機械工学便覧（昭26）Ⅰ，3~81
- (2) R. E. D. Bishop：PIME, 170, 29 (1956)
- (3) F. E. Wolosewick：ASME, Trans. 118, 1197 (1953)
- (4) R. H. Long：J. of App. Mech. 22, 65 (1955)
- (5) J. P. Den Hartog：Mechanical Vibrations, McGraw-Hill Book Co., New York (1940)
- (6) M. W. Kellogg Co.：Design of Piping Systems, John Wiley & Sons, Inc. (1956)
- (7) Winston F. Z. Lee & Edward Saibel：J. of App. Mech. 19, 471 (1952)

的な固有振動数の解析について実用的立場より記してみた。

配管振動の問題は非常に複雑で、固有振動数の解析だけで終るものではなく、強制振動あるいは自励振動の問題、また運転に際して発生する外部からの強制力の推定などいくたの問題がある。さらに配管の振動防止の問題は常に熱応力の解析と密接に関係するもので、われわれは常に熱応力および振動の理論的、実験的解析をすす



特許の紹介



特許第237174号

綿森 力・佐藤 博司
糸野 幸三

タービン負荷調整方法

蒸気タービンの負荷が急激かつ大幅に変化することはボイラの即応性能によって制限される。すなわちタービンの負荷が急増するとボイラから発生される蒸気量が増そうとするがこの増加度が大きい場合にはブライミング現象をともしないタービンは危険にさらされる。したがってタービンの負荷が大幅に変化した場合にはその変化に追従される出力の増加度には明らかに限界があるのである。

本発明はこの許されるタービン出力増加度がそのときの負荷によって異なり、荷負が大きいときはその許容量が小さく、負荷が小さいときは反対に許容量が大きいことを見きわめそれに基づいてタービンの負荷変化に際しタービンに与えるべき蒸気の供給速度をそのときの負荷によって規制するようにしたものである。

本発明を添付図により簡単に説明すると図にて1はタービンの蒸気加減弁操作サーボモータ、2は配圧弁、3は負荷変化を配圧弁に伝達する伝達ロッド、4は配圧弁の復元機構である。サーボモータが移動する早さは配圧弁を通る油の流量によって変えることができるのでそのために配圧弁の開度を制限するスリーブ5をそなえこのスリーブをサーボモータの動きに連動させるように両者をレバ6で連結している。これによって配圧弁の開度はサーボモータの位置によって制限されることになる。すなわちサーボモータが蒸気加減弁を大きく開いているときには負荷変化に応ずる蒸気の供給速度が

小さく、反対の場合には大きくなる。そしてこの供給速度は負荷状態に応じて最も適切な値となるようにすることができる。

その結果急速かつ大幅な負荷変化に際しても安全にかつ可及的にすみやかに負荷に応じた出力に持ちきたすことができる。

(高橋)

