

火力発電所用高温高压配管に関する一般的考察

General Considerations Concerning High Pressure High Temperature Steam Piping in Thermal Power Plants

郡 司 五 朗* 木 村 重 久*
Gorō Gunji Shigehisa Kimura

内 容 梗 概

火力発電所の大容量化と高温高压化に伴い、主蒸気管、再熱管、主給水管およびタービン抽気管などに対してはほかの主要部分と同様、慎重な考慮のもとに設計製作を進めなければならない。これは発電所の安全性を確保するばかりでなく、プラント全体の性能に影響を及ぼす事柄である。

これら配管の設計製作に際し考慮すべき事項は非常に多く、その解析も多方面にわたって多くの研究が発表されてはいるが、いずれも個々の問題を取り上げたもので、火力プラントとしての全体的な立場より論じたものは少ない。

本文は日立製作所における多数の新鋭火力プラントの設計および製作の経験より、主要配管に関する各種の問題点に対し検討を加えるとともに、ますます高温高压大容量化の傾向にある火力プラントにおいて重要な問題点の一つである配管に対して、今後の指針を与えんとするものである。

1. 緒 言

最近の火力発電所はプラント効率の向上をめざし大容量化、再熱化および超臨界圧力プラントの出現などきわめて急速な発展をとげつつある。このすう勢に応じて、主蒸気管、再熱管、タービン抽気管および主給水管などの主要配管についてもきわめて高温高压のもとに使用されるようになりまた大口徑、厚肉鋼管が必要になってきた。

これら高温高压配管の設計製作に当っては冶金学的問題から現地の据付方法に至るまで、広範囲の分野において多数のきわめて重要な問題点に留意しなければならない。

いま設計上考慮すべき事項のみをあげても次のとおりになる。

- (1) 最も経済的な流体速度をうるよう管口径を選ぶこと。
- (2) 使用条件に対し十分安全でかつ最も経済的な肉厚を決めること。
- (3) 運転時における熱応力および接続機器に対する反力を許容範囲内に納めること。
- (4) このため配管の支持法を適切に計画すること。
- (5) 管系の防振対策に留意すること。
- (6) 管系はできるだけ簡単、短距離とし危険物に隣接させぬこと。
- (7) 各部の点検および修理が容易であるとともに、弁類の設置に対しては運転操作に便利であること。
- (8) 管系のドレンは確実に排出可能な構造とすること。また空気抜きも必要箇所に設置すること。
- (9) 熱の放散を最も経済的なものとする。
- (10) 配管の製作および据付けが容易な構造とすること。

本文はこれらの中主要な問題を取りあげ概括的な考察を行い、今後の火力プラントの配管に対する考え方を明らかにせんとするものである。

2. 経済的流体速度と圧力損失

一般に管内の流体速度は第1表に示すような値が採用されているが、この流速は個々のプラントの特殊性にもとづき、建設費と運転費の両面からの経済性を検討して決定すべきである。最近の火力発電所で $140 \text{ kg/cm}^2\text{g}$, 540°C の主蒸気管の流速を 90 m/s として最も経済的であったとの実例もある⁽¹⁾。

* 日立製作所日立工場

第1表 管内の適正流体速度

名 称	流 速 (m/s)
40 kg/cm ² までの飽和および過熱蒸気	25~30
40 kg/cm ² 以上の過熱蒸気	40~60
同上で設備の大きい場合	50~70
廃 汽 管	15~20
給 水 管 (入口)	0.5~1.0
給 水 管 (出口)	1.5~3.0

第2表 主蒸気管の圧力降下の比較

出力 (kW)	ボイラ出口の 蒸気条件		管内流速 (m/s)	主蒸気管の圧 力降下設計値 (kg/cm ²)	主蒸気管の圧力降 下 CRANE Co, の計算値 (kg/cm ²)	圧力降下の 実 測 値 (kg/cm ²)
	圧 力 (kg/cm ²)	温 度 (°C)				
75,000	105	541	45.2~46.5	3.0	2.8	1.6
125,000	130.2	541	36.2~45.6	3.2	2.6	—
175,000	174.0	571	43.6~54.8	5.0	4.3	—

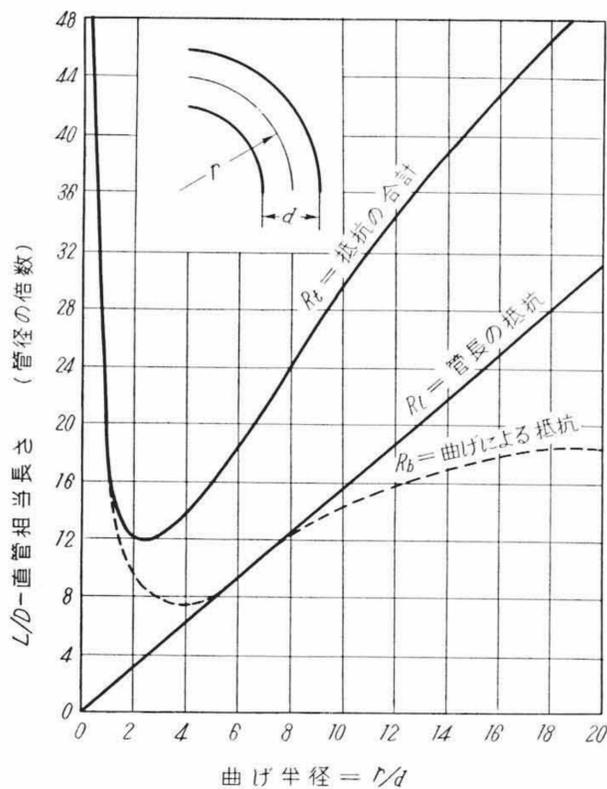
注： 流速の範囲は管口径の相異による。

管内の流速はその管系の口径を左右することにより、直接的に管系の建設費に影響するばかりでなく、ボイラの主蒸気管のごときは流体の圧力降下により最高使用圧力がきまり、配管の肉厚はもちろん、ボイラドラム、過熱器ヘッダーおよび過熱管の肉厚などにも影響し、経済的な面に及ぼす影響はきわめて大きい。

一般に大容量発電所の配管の圧力降下は主蒸気管において5%前後、抽気管で約8% (抽気ノズル部3%+管系5%) が標準値とされている。また圧力降下の計算方法は非常に多く、その計算結果は必ずしも一致しない⁽⁴⁾。試みに、最近建設され運転中の発電所と輸入により建設中の発電所の主蒸気管に関する圧力降下の設計値と CRANE Co, の計算値および運転中の実測値とを比較すると第2表のとおりになった。

この比較から輸入プラントの設計値は CRANE Co, の計算値とよく一致していることと、実際の運転中における圧力降下はこれらの計算値よりはるかに少ないことがわかる。

90度ベンドの流体抵抗をみると、第1図⁽²⁾のとおりになり、流体抵抗の少ないベンドを設計するための目安となる。すなわち、ベンド部のみを考えれば曲げ半径が管内径の2倍において流体抵抗は最小になる。現在一般に市販されている標準エルボーの曲げ半径が称呼管径の1.5倍になっている事実は製作法が比較的簡単である最小半径と関連して第1図の資料に基づくものと思われる。



第1図 90 ベンドの流体抵抗

3. 管の肉厚の決定

内圧による管の強度計算は発電用ボイラ技術基準, ASME BOILER CODE またはボイラおよび圧力容器安全規則などの諸規定により行われているが, これらの計算は一般に直管の場合に限られ曲げ管に対しては肉厚の減少を考慮することとされ明確な規定がない。曲げ管においてはその中立軸を基準として管の外周と内周とによって内圧により生ずる応力が相異なるし, また曲げ加工時の偏肉を考慮しなければならない。また管の称呼肉厚を決定するためには前記事項のほか鋼管の製法による寸法公差の考慮も必要である。

3.1 曲げ管の内圧による応力

直管に対しては内圧によって生ずる円周方向の引張り応力と長手方向の引張り応力は周知のとおりそれぞれ(1)および(2)式によるが, 第2図に示すような曲げ管に対しては, (3)式のように円周方向の引張り応力は中立軸を基準として増減する⁽⁵⁾。

$$\sigma_0 = r_m P / t \dots\dots\dots (1)$$

$$\sigma_l = r_m P / 2t \dots\dots\dots (2)$$

$$\sigma_c = \frac{2R + r_m \sin \alpha}{2(R + r_m \sin \alpha)} \cdot \frac{r_m P}{t} \dots\dots\dots (3)$$

ただし σ_0 : 円周方向の引張り応力($\alpha=0$ すなわち直管の場合)

σ_c : 円周方向の引張り応力($\alpha \neq 0$ の場合)

σ_l : 長手方向の引張り応力

P : 内圧力

t, r_m, R および α は第2図に示す各部の寸法

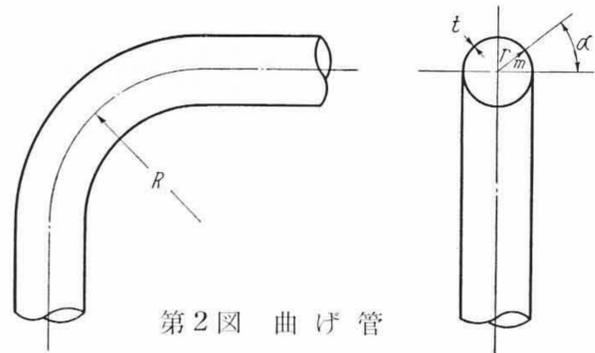
(1)および(3)式から曲げ管の外周, すなわち, $\alpha = +90^\circ$ においては直管の場合に比べて

$$\sigma_c / \sigma_0 = \frac{2R + r_m}{2(R + r_m)} \quad \text{となり。}$$

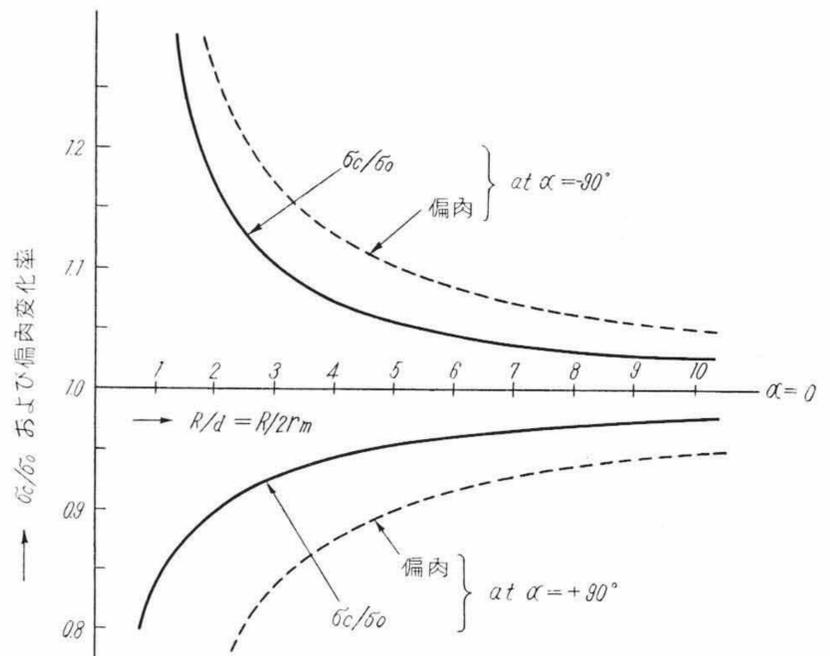
曲げ管の内側, すなわち, $\alpha = -90^\circ$ においては直管の場合に比べて

$$\sigma_c / \sigma_0 = \frac{2R - r_m}{2(R - r_m)} \quad \text{となる。}$$

すなわち, 曲げ管の外周と内周に生ずる引張り応力と直管の場合の引張り応力の比は曲げ半径 R と管の直径 $d = 2r_m$ との関数となり第3図の実線で示される。したがって内圧のみから管の肉厚を決める場合には, 曲げ部の内周に発生する応力を考慮して決定すべきで



第2図 曲げ管



第3図 曲げ管の応力と偏肉の変化率

第3表 管の曲げ加工時に於ける肉厚減少率

試料 No.	材質	管寸法 0・D × t (mm)	曲げ半径 R (mm)	R/ (0・D t)	肉厚減少率 (%)	
					実測値	計算値
1	HCMT	400 × 87	1,600	5.1	3.5	9.8
2	STB-39	63.5 × 5.2	141	2.42	15.5	20.7
※3	STB-39	63.5 × 5.5	141	2.43	14.3	20.7
※4	STB-39	63.5 × 6.3	141	2.47	12.5	20.2
※5	STB-42C	50.8 × 5.5	51	1.12	18.0	44.6
6	STB-42C	50.8 × 5.0	83.5	1.82	15.0	27.5

注: ※印は冷間曲げその他は熱間曲げによる。

ある。しかし実際には, 後述するように曲げ加工によって内周の肉厚は増加するから, 定量的にこれらの関係を検討の上, 管の肉厚を決定すべきである。

3.2 管の曲げ加工時における偏肉

第2図に示すような曲げ管を加工する場合, 中立軸の円弧の長さ l と最も肉厚の減少する外周の弧の長さ L_0 および最も肉厚の増加する内周の弧の長さ L_i との関係は(4)および(5)式のようになり, 単位幅の体積が変わらないと仮定すれば中立軸に対する内, 外周の肉厚の増減率と曲げ半径 R との関係は第3図の点線で示すようになる。

$$L_0 / l = (R + r_m) / R \dots\dots\dots (4)$$

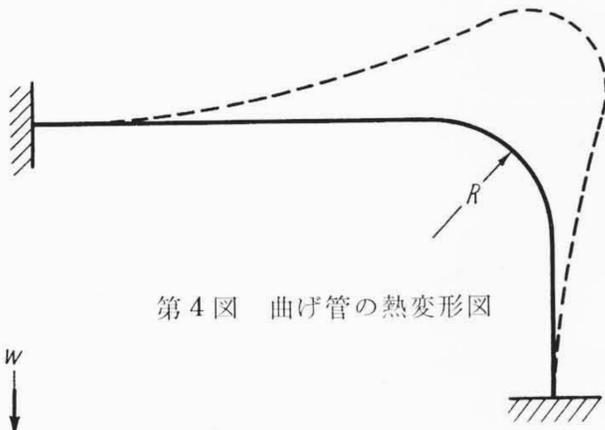
$$L_i / l = (R - r_m) / R \dots\dots\dots (5)$$

しかし実際には全円周の肉厚はこの仮定値よりさらに平均化され, 肉厚の変化率はもっと小さくなるはずである。われわれの実験値の一例を示すと第3表のとおりである。この実験値からわかるように, 肉厚減少率は必ずしも安定した結果が得られず, 加工時の複雑な条件によって大幅に変ってくる。

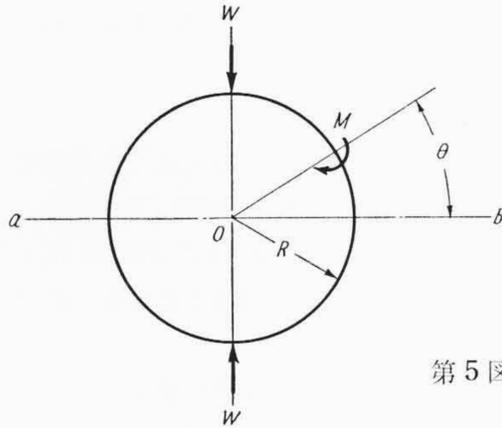
3.3 管系の熱膨脹と曲げ管部の応力

管系の熱応力に対する考察は後述するので, ここでは曲げ管の曲げ半径と, ここに発生する熱応力の定性的関係について述べる。

第4図の実線で示すような配管を考えると, 運転時には配管の熱膨脹により点線で示すように変形し熱応力が発生する。この場合管



第4図 曲げ管の熱変形図



第5図 外力を受ける円環

の曲げ部についてのみ考えれば、ちょうど第5図に示すように円環状の両面から外力Wでこの円環を押しつぶす時に発生する応力と類似の傾向となる。

第5図の円環において、外力Wとこれに直角に交わる基準線a～bからθなる角度の円環上に発生するモーメントMは近似的に(6)式で示される⁽⁶⁾。

$$M \doteq \frac{WR}{2} \left(\cos \theta - \frac{2}{\pi} \right) \dots\dots\dots (6)$$

この式から明らかなように、曲げ管においては極端な応力集中が生じない程度の曲げ半径のものであれば、曲げ半径Rが小さいほど、発生する熱応力も小さくなる。このことは各種の熱応力計算方法によって求めた計算値でも同様の傾向を示している⁽⁷⁾。

3.4 肉厚の決定

直管に対する内圧による肉厚の計算は設置の目的によって規定された法規を適用すればよいが曲げ管に対しては前述の各項を考慮して肉厚を決める必要がある。

管の熱膨脹による応力は配管の径路を適当に設計することにより解決される問題であるから、曲げ管の肉厚は内圧による応力の分布と曲げ加工時の偏肉から決定するのが实际的である。

前述のように曲げ加工時の偏肉の実際は理論値よりはるかに小さいものであるから、加工条件の管理を安定させ十分信頼できる偏肉値を求め、この実際値と曲げ管に生ずる内圧による応力分布の関係によって肉厚を決定することが最も望ましい。

曲げ管の偏肉の実際値はそれぞれの配管製造者によって異なるものであるから、一般的には偏肉の理論値を基礎にする以外に方法はない。すなわち第3図の実線と点線の関係から曲げ半径に対する内圧による応力の減少と肉厚の減少率を求めその差を直管における最小肉厚の計算値に加算すれば良い。たとえば大口径鋼管に対し一般に採用されているように曲げ半径を称管径の5～6倍にとる場合には直管に対する最小肉厚に約5%増しの鋼管を選べばよいことになる。

4. 配管の熱応力および反力の計算

配管、特に高温配管の設計では内圧による応力のほかに管系の熱膨脹によって生ずる応力に対しても十分な考慮を払わなければならない。

配管の熱応力および反力の計算方法はいろいろな方法がすでに発表されており、その計算結果は必ずしも一致するものではないし、

第4表 許容応力の係数

プラント運転期間を通じての年間スタート、ストップの平均回数	係数 f
7,000回以下の場合	1.0
14,000回以下の場合	0.9
22,000回以下の場合	0.8
45,000回以下の場合	0.7
100,000回以下の場合	0.6
250,000回をこえる場合	0.5

またその解法技術の点においてもきわめて簡単なものから非常に複雑なまである。したがって実際の設計に際しては、これらの計算方法を適当に使用することにより配管の安全を確保しなければならない。

ここでは代表的な計算方式について簡単にその概要を述べるとともに、使用の適否を考察する。

4.1 予備的事項

(a) 最大せん断応力の計算：破壊は最大せん断応力によって生ずるから(7)式により最大応力に等価な引張り応力を計算し、この値が後述する(b)項の許容応力より小さければ安全である⁽⁸⁾。

$$S_{eq} = 2\sqrt{S_s^2 + \left(\frac{S_{max} - S_{min}}{2} \right)^2} \dots\dots\dots (7)$$

- ここに、 S_{eq} ： 最大応力に等価な引張り応力
- S_s ： ねじりモーメントによるせん断応力
- S_{max} ： 最大引張り応力で $S_{max} = S_B + S_i$ となる。
- S_{min} ： S_{max} の働く面に垂直な面に生ずる最小引張り応力で一般に零とみなしてよい。
- S_B ： 曲げ応力
- S_i ： 内圧による管の長手方向に生ずる応力。

一般にねじりモーメントによるせん断応力 S_s は最大引張り応力 S_{max} に比較して非常に小さいから最大応力に等価な引張り応力は(8)式で示す計算によっても十分実用化しうる。

$$S_{eq} \doteq S_{max} = S_B + S_i \dots\dots\dots (8)$$

(b) 許容応力： 鋼管材料の種々の温度における許容応力は発電用ボイラ技術基準および ASA などに規定されているが、これらの数値は内圧による応力のように一様に分布される配管の計算に適用されるものであり、伸びによる曲げ応力のように局所的な応力が生ずるような場合はもっと大きな応力が許容できる。すなわち、後述する熱応力の計算によって求めた値は次のような理由により実際に生ずる応力より、はるかに高い値を示すのが一般的である。

- (イ) 支持点は完全な固定ではない。
- (ロ) 通常の熱応力計算においては湾曲部の計算は角屈曲としてしている。
- (ハ) 湾曲管においては加工に際して管の内側に微細な波状のしわができるから管の柔軟性が増す。

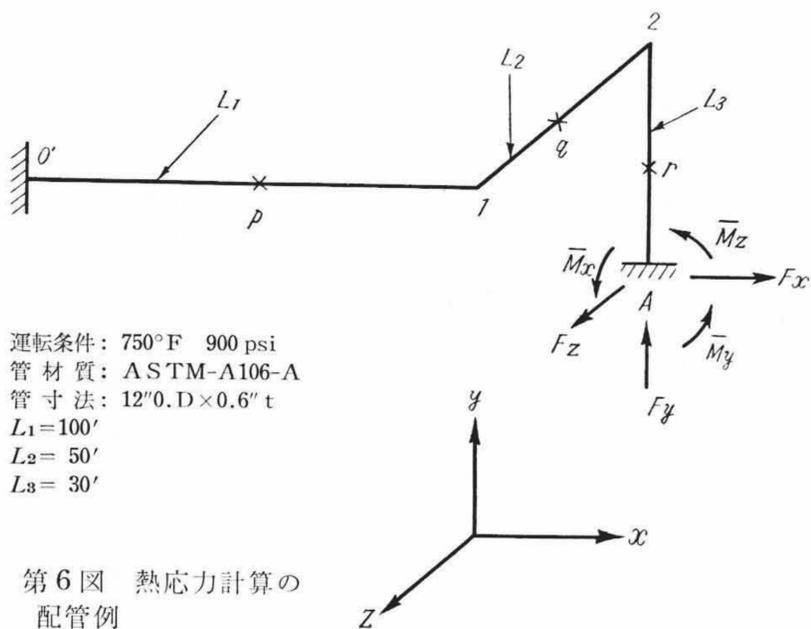
熱応力に対する許容応力については種々の計算式が発表されているが、最も一般に知られているのは(9)式に示す ASA の規定である。

$$S_A = f (1.25 S_c + 0.25 S_h) \dots\dots\dots (9)$$

- ただし、 S_A ： 許容応力
- S_c ： 管材の大気温度における許容応力
- S_h ： 管材の流体の温度における許容応力
- f ： 管系の常温から運転までのくり返し回数によって決まる許容応力の減少率で第4表に示すとおりである。

4.2 熱応力の計算例

例として下記の3つの方法を比較して見た。すなわち、



運転条件: 750°F 900 psi
 管材質: ASTM-A106-A
 管寸法: 12" O.D × 0.6" t
 L1 = 100'
 L2 = 50'
 L3 = 30'

第 6 図 熱応力計算の配管例

- (a) Piping Code による解法
- (b) The Spiel Vogel's Data Sheet による解法
- (c) The General Analytical Method による解法

以下第 6 図に示す配管例に対し上記の 3 解法につき概略の計算方法を述べる。

- (a) Piping Code による解法

O' 点と A 点とを結ぶ直線距離すなわち、固定間距離を U とすれば (10) 式が成立した場合に安全であり、また最大曲げ応力 S_E は (11) 式によって求められ、この値が許容応力以下であればよい。

$$\frac{DY}{U^2(R-1)^2} \leq 0.03 \dots\dots\dots (10)$$

$$S_E = \frac{33.3 DY}{U^2(R-1)^2} S_A \dots\dots\dots (11)$$

- ただし、
- D: 管外径 (in)
 - Y: 固定間の膨脹 (in)
 - U: 固定間の距離 (ft)
 - R: 管の展開長さとの固定間距離の比
 - S_A: (9) 式で得られる許容応力 (psi)

この計算式により第 6 図に示す配管の最大曲げ応力 S_E を求めると 13,600 psi となり (9) 式から得られる許容応力 21,625 psi より小さいからこの配管は安全となる。

この計算方法は配管がどんな複雑なものであってもきわめて簡単にその安全性が求められるが、最大応力の生ずる位置および反力は求められない欠点がある。したがって配管の径路を計画する際の配管の安全性をはあくするために非常に便利である。

- (b) The Spiel Vogel's Data Sheet による解法

$m = L_1/L_3$, $n = L_2/L_3$ とすればこの値を基にして (12) 式に示す各式の諸係数 k_b, k_l, k_x, k_y および k_z はデータシートから求められる。

$$\left. \begin{aligned} \text{曲げ応力 } S_B &= k_b \cdot C \cdot \frac{D}{L_3} \dots\dots\dots (\text{psi}) \\ \text{ねじり応力 } S_T &= k_l \cdot C \cdot \frac{D}{L_3} \dots\dots\dots (\text{psi}) \\ \text{反力 } F_x &= k_x \cdot C \cdot \frac{I_p}{L_3^2} \dots\dots\dots (\text{Ib}) \\ \text{反力 } F_y &= k_y \cdot C \cdot \frac{I_p}{L_3^2} \dots\dots\dots (\text{Ib}) \\ \text{反力 } F_z &= k_z \cdot C \cdot \frac{I_p}{L_3^2} \dots\dots\dots (\text{Ib}) \end{aligned} \right\} \dots\dots (12)$$

ただし C は Expansion Factor で

$$C = \frac{100 f_t \text{ に対する熱膨脹 (in) } \times E}{1,728 \times 100} \text{ で求められる}$$

- I_p = 管の断面の慣性能率 (in⁴)
- E = 運転温度における管のヤング係数 (psi) である。

第 5 表 配管の座標の一例

配管要素と含まれる面	x y 平面に平行 0' ~ 1	y z 平面に平行 2 ~ A	x z 平面に平行 1 ~ 2
重心の座標	a	$x_0 = -50$	$y_0 = -25$
	b	$y_0 = 0$	$z_0 = -50$
	c	$z_0 = 0$	$x_0 = 0$
配管要素の長さ	L	+100	+50
各面に含まれる 横座標との角度	α	0	0

第 6 図の配管に対し本計算式から求めた曲げ応力 S_B およびねじり応力 S_T はそれぞれ次の値となる。

$$S_B = 3,900 \text{ psi}, S_T = 720 \text{ psi},$$

また内圧による応力 S_i は 8,100 psi となるから最大応力に等価な引張り応力 S_{eq} は (7) 式より 12,060 psi となり許容応力 21,625 psi より小さいから安全である。また反力はそれぞれ $F_x = 475 \text{ Ib}$, $F_y = 126 \text{ Ib}$, $F_z = 257 \text{ Ib}$ となり一般の機器に対して問題とならない値である。

この例に示すように、本方式は比較的簡単に配管の最大応力と、固定点における各方向の反力が求められ便利な方法であるが、配管が複雑な経路の場合は最も近似の単純な形状に変換して計算を進めなければならない。この変換を誤れば信頼できないものとなるから注意を要する。

- (c) The General Analytical Method による解法

(i) 基礎的事項: 第 6 図の配管において固定点 O', A に働く応力およびモーメントを求めるのにまず O' 点を固定とし A 点を自由と考える運転に入ると熱膨脹のため A 点は $\Delta X_A, \Delta Y_A, \Delta Z_A$ ずつ変位するものとし、この変位した A 点に力 (F_x, F_y, F_z) およびモーメント (M_x, M_y, M_z) を与えてもとの A 点にもどすものと考えると O' 点および A 点の両端を固定した配管の A 点における逆符号のモーメントが求められる。この基本的な考え方から解法を進める。

(ii) 各点の座標: 各メンバーの重心の位置を p, q および r とし、1 の点を原点として各面に対するそれぞれの重心点および各メンバーの長さの座標を求めると第 5 表のとおりになる。

(iii) 形状係数とモーメントおよび反力の解法: 各メンバーは直角に交わり、配管の剛性 E · I は一定であり、 $\alpha = 0$ であるから各形状係数は簡単に求められる。この形状係数から連立方程式を立てて表式計算によって解くと最初に選んだ原点 1 点のモーメントとこの配管の各方向の反力がそれぞれ求められる。すなわち、原点 1 におけるモーメントおよび固定点における反力は次に示す値となり、固定点における反力は前記 The Spiel Vogel's Data Sheet によって求めた値と近似となる。

$$\begin{aligned} \bar{M}_x &= +1,270 \text{ ft-Ib}, \quad \bar{M}_y = +17,000 \text{ ft-Ib}, \\ \bar{M}_z &= -6,800 \text{ ft-Ib}, \\ F_x &= -549 \cdot 2 \text{ Ib}, \quad F_y = +157 \text{ Ib}, \\ F_z &= +240 \text{ Ib}, \end{aligned}$$

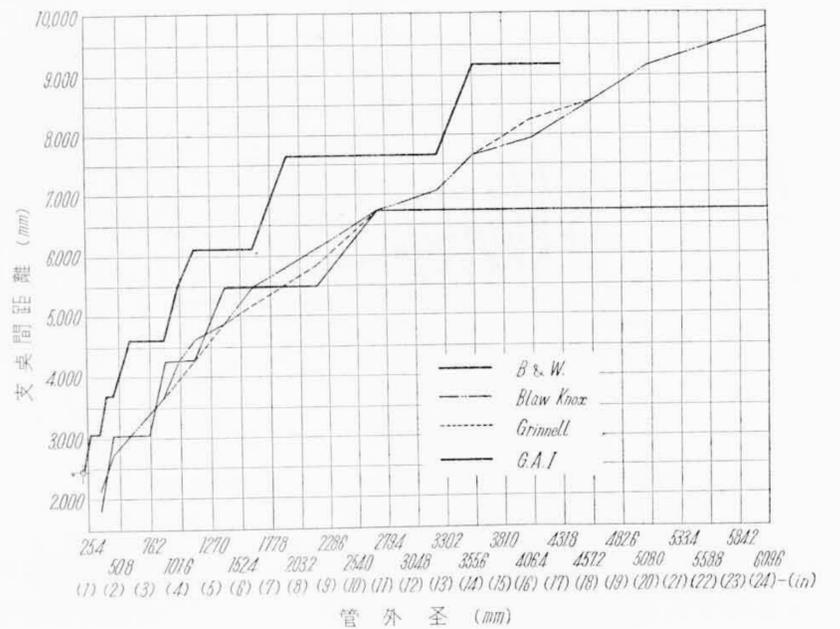
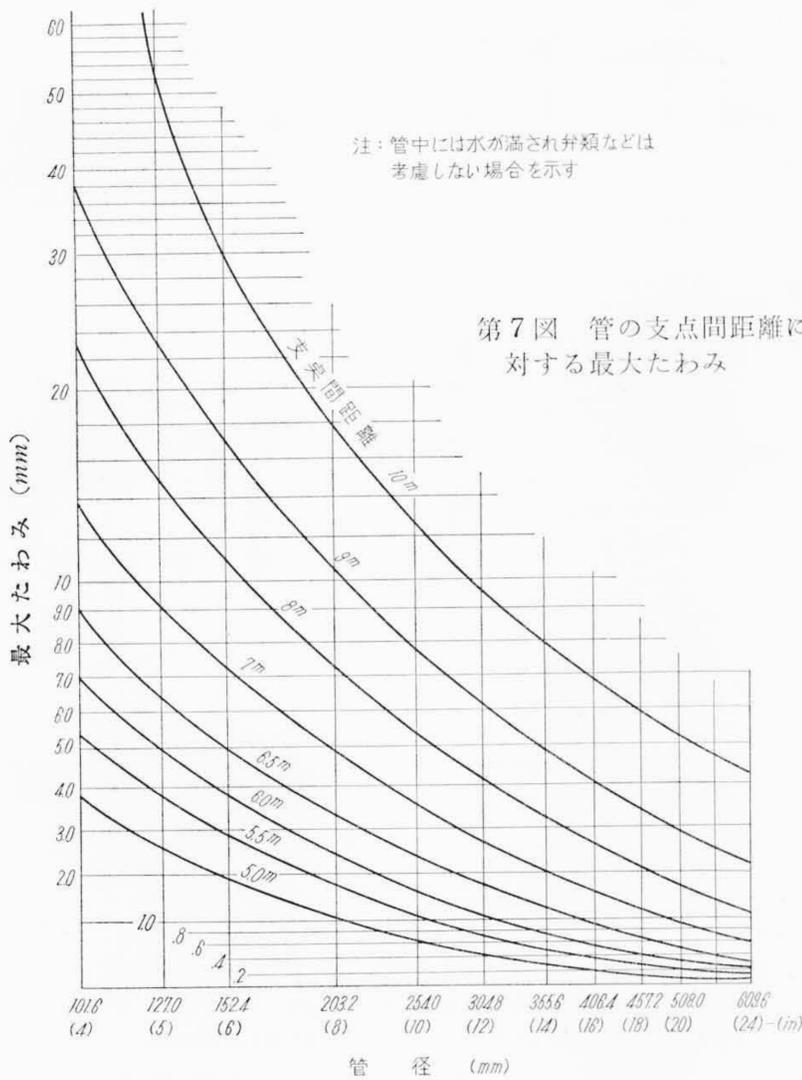
このようにして最初に選んだ原点のモーメントが解ければほかの点については順次 (13) 式によって解くことができる。

$$\left. \begin{aligned} \bar{M}_x &= M_x + F_y Z_A - F_z Y_A \\ \bar{M}_y &= M_y + F_z X_A - F_x Z_A \\ \bar{M}_z &= M_z + F_x Y_A - F_y X_A \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

第 6 表 各点のモーメントの計算値

モーメント	点	0'	1	2	A
\bar{M}_x		+1,270	+ 1,270	- 6,580	+ 5,420
\bar{M}_y		-7,000	+17,000	-10,460	-10,460
\bar{M}_z		+8,830	- 6,800	- 6,870	※+20,590

注: ※印がモーメントの最大値。



ここに、

$\bar{M}_x, \bar{M}_y, \bar{M}_z$: 求めようとする点のモーメント

M_x, M_y, M_z : 最初に原点として選んだ点のモーメント

X_A, Y_A, Z_A : 求めようとする点の最初に選んだ原点からの座標

(13)式から、今例題としてあげている第6図のO'点、2点およびA点のモーメントを求め先に計算した1点のモーメントも含めて整理すると第6表のようになり、モーメントの最大の点はA点の \bar{M}_z であることがわかる。

(vi) 応力の解法: 前記計算により最大のモーメントがわかれば、このモーメントについて曲げ応力を求め、この値に内圧による応力を加えれば配管の運転時における最大応力が解ける。いま第6図に対する最大応力に等価な引張り応力 S_{eq} を求めると12,350 psiとなる。

以上の3方法による最大応力を比較すれば、

- (a) 13,600 psi
- (b) 12,060 psi
- (c) 12,350 psi

となり若干の差違があるが、簡単な方法としては(a)法、単純な配管形状のものに対する詳細な解法は(b)法、複雑な配管形状に対する正確なる解法は(c)法ということができる。今後電子計算機を利用することにより複雑な計算も数分にして計算できることを考えれば、できるだけ正確な計算法により材料を極力節約する方向に進むべきであろう。

5. コールドスプリング

管が室温における長さからその使用温度における長さまで伸びる際に起る曲げ応力を軽減するために最初から適当な量だけ短く製作しておくことをコールドスプリングというが、この調整量をいくにするかは場合によって異なり、100%調整するのが最も簡単で有効である。すなわち使用温度においては圧力による応力が作用する

とともにクリープリミットにより許容応力がおさえられるから伸びに配当される応力は非常に小さくなる。これに反して常温においては圧力を考慮する必要がなくまた許容応力も高くとれるから数倍も有利である。100%調整をするときは使用温度においては圧力による応力が作用するだけであるから管厚決定は圧力のみを考慮すればよく最も経済的な設計ができる。アメリカなどでも蒸気配管には100%調整し常温における局部曲げ応力は降伏点付近にとっているものもある。もし100%調整すると応力および反力が過大になる場合はこれを90,80%に下げて使用温度においても若干の曲げ応力を負担するようにすればよい。通常高温のものは約80%を採用しクリープがあまり問題にならぬ低温のものに対しては約67%を採用している。

6. 配管サポート

配管サポート計画に際しては支持点決定、支持力計算、支持装置計画などが重要な問題となる。

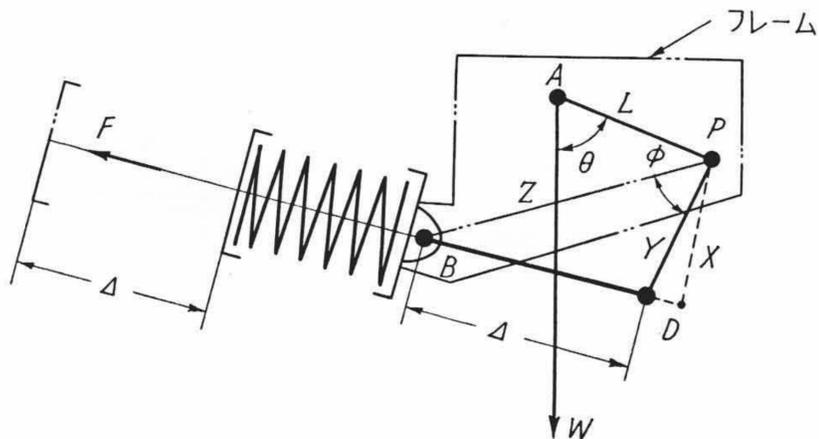
6.1 配管支持点

蒸気管はドレンを生ずるからこれを抜きとる必要がある。管中のドレンはいわゆるウォーターハンマの現象を起して振動、騒音を発し、気密を害し、はなはだしいときは管を破壊するに至り事故の最大原因となる。また蒸気タービン内へドレンが流入し重大な事故の因をなすものであるから配管はこのドレンの蓄積する部分をさけるようにし、このため配管にこう配をもたせてドレン抜を設ける必要がある。ドレンこう配は通常両支持点間のたわみを計算し $1/100 \sim 1/150$ 程度とする。第7図は管中に水が満された弁類などを考慮しない場合の管径、支持点距離および最大たわみを示している⁽⁹⁾。この場合管系の熱膨脹量あるいはコールドスプリングなども考慮してこう配を決めなければならない。また管系はその性状弁および接手の多寡に応じて伸縮に無理を生じないように固定ささえ、可動ささえを配置するが、管の方向を変えるところ枝管の出る所または弁の近くでささえるようにする。

第8図は管の支持点間距離の各社標準の比較表でいずれも弁フランジのほか特別な集中荷重が働かない場合の管に水を充満した直管に適用している。特殊の場合は管路のたわみを計算して適当なる支持点距離を決めかつなるべく均一な荷重分布となるよう考慮すべきである。

6.2 配管支持点の支持力

配管支持点の支持力を算出することはサポート自体の設計に必要なばかりでなく接続部にかかる荷重に制限を与えられた時の支持点



第9図 コンスタントハンガ機構図

の位置の決定、あるいは正しくバランスされた支持点を見出すためにも必要である。配管の重量と支持力については下記の条件を満足しなければならない。

- (1) 配管の計算重量の合計は支持力の合計に等しい。
- (2) 配管の重力によるモーメントと支持力のモーメントの合計は零である。

一般に配管の重量算出には下記条項を正確に算出し加算する必要がある。

- (1) 管自重, 弁自重, 接手自重
- (2) 輸送する流体の重量
- (3) 水圧試験用水の重量と保温材重量のうちいずれか重いほう。ただし給水配管の場合は(2)項と水圧試験用水のうちいずれか重いほうをとりこれに保温材重量を加えるものとする。

以上の条件を基にして当初計画せる相隣れる二つの支持点につきそれぞれモーメント, 反力, 荷重を計算し順次各支持点にかかる荷重を計算する。もしある支持点における荷重を増減する必要がある場合はその支持点における相隣れる支持点位置を変化させることによりその目的を達する。当然この場合には変動後の各点にかかる荷重を新たに計算しなおさなければならぬ。

6.3 配管支持装置

管系は重量および熱膨脹量が増大し複雑な変位を生ずるようになり、管系の過度な応力の発生をさけ安全に運転するためには支持装置の性能がきわめて重要となってくる。これら伸縮いかにかわらず膨脹を十分のがしてやるとともに管を固定することなく、しかも必要な負荷をにない管に無理な力が発生しないよう常に一定の荷重で支持する装置が必要でありこのためコンスタントハンガが使用されている。これは管の荷重をスプリングとレバーの組み合わせによりスプリングの圧縮量にかかわらず常に荷重を一定にするようにしたものである。第9図はコンスタントハンガ機構を示し原理は次のとおりである。図において $\overline{AP} \cdot \overline{PD}$ はレバーでそれぞれ L, Y の長さを有し、 P のまわりに回転しうるものである。 B は軸でスプリング受けをささえ、 P はフレームに固定されている。つり合の条件としては第(14)式を満足するものでなければならない。

$$W \cdot L \cdot \sin \theta = F \cdot X \dots\dots\dots (14)$$

W : 荷重

L : レバー \overline{AP} の長さ

F : スプリング反力

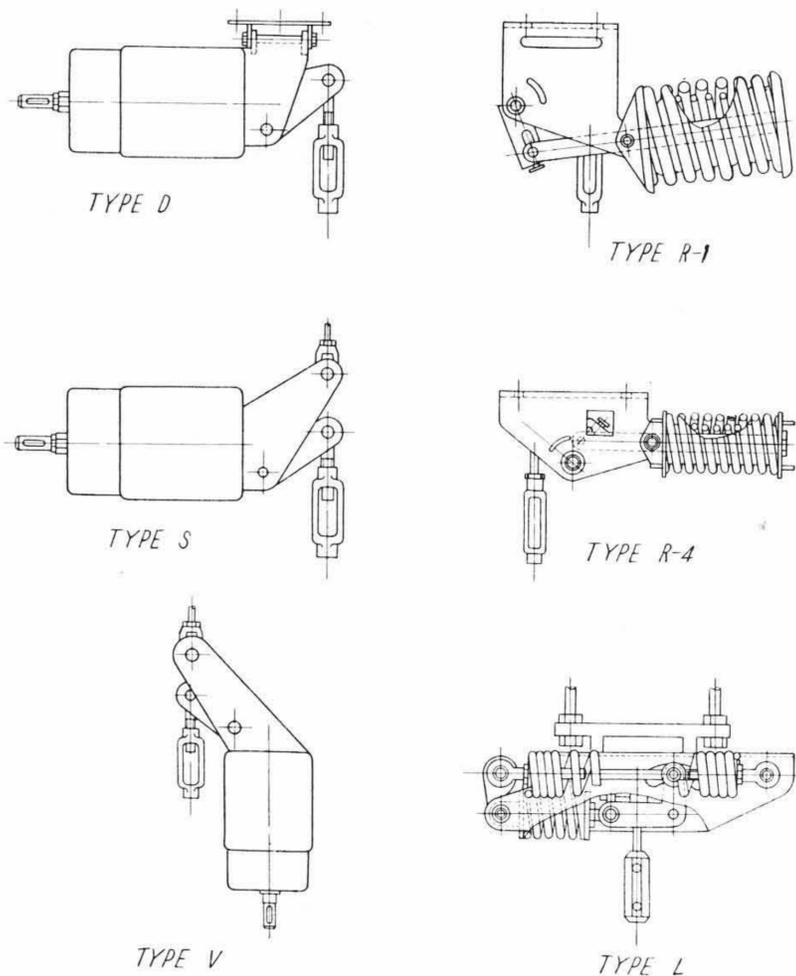
X : P より \overline{BD} に下した垂線の長さ

$\theta = \angle PAW$

いま Δ と等しく \overline{BD} , $\theta = \angle DPB = \phi$ となるように設計すれば第(14)式は第(15)式のようになる。

$$W = \frac{\sin \phi}{\sin \theta} \cdot \frac{Y \cdot Z \cdot K_s}{L} \dots\dots\dots (15)$$

Y : レバー \overline{PD} の長さ



注: TYPE R-1, R-4 L は Grinnell
TYPE D, S, V は Blrw-Knox および Navco

第10図 コンスタントハンガの形式

Z : \overline{BP} 間の距離

Δ : 初期圧縮量

K_s : スプリングコンスタント

この式で右辺は常に一定となるからコンスタントハンガとしての目的が得られる。

第10図は各種形式のコンスタントハンガを示すが使用場所、使用条件に応じそれぞれ最も適した形式を選定すればよい。

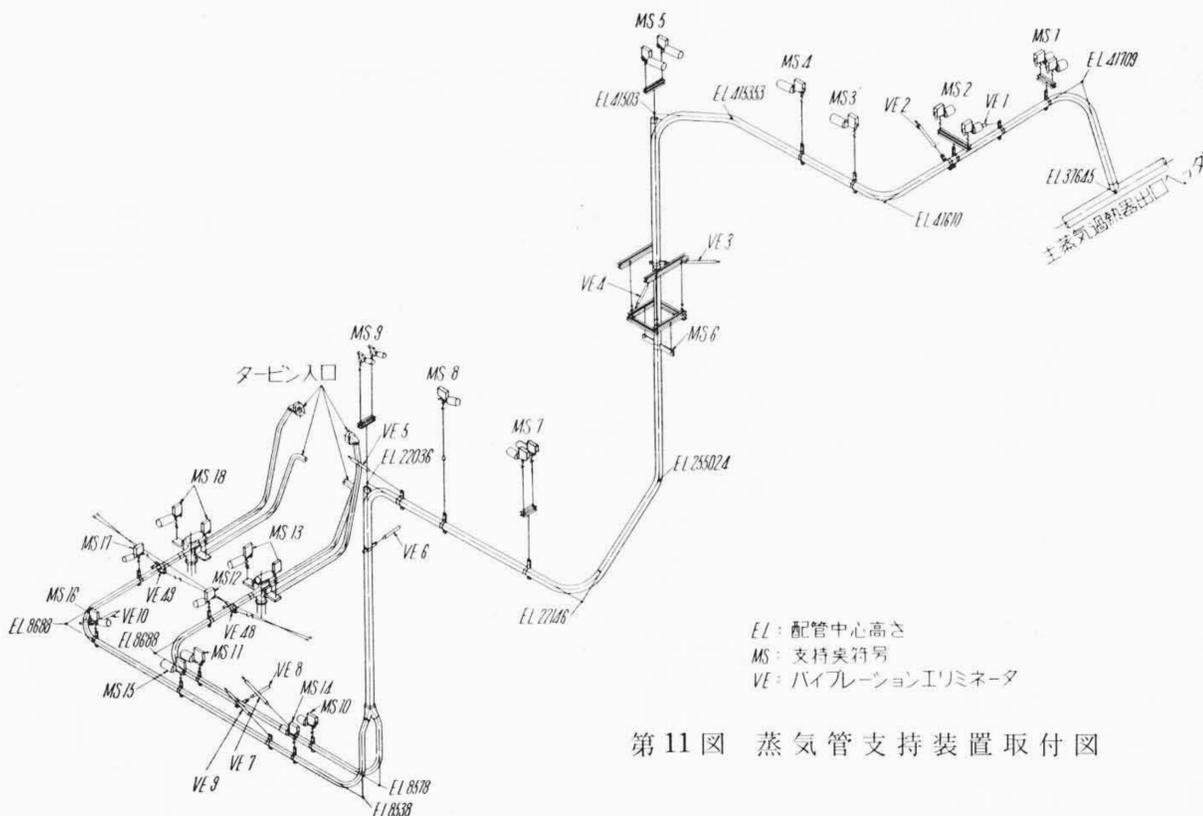
同一条件、同一形状の管においても支持法のいかににより管に生ずる応力は安全にも不安全にもなるものであるから、このコンスタントハンガをいかなる場所を使用するかは管自体に生ずる総合応力を検討して決めるべきである。コンスタントハンガを使用すればきわめて制限されたスペース内でもなんら支障なく、経済的な配管の設計ができる。また配管の応力計算はきわめて複雑なものであるがコンスタントハンガの使用により簡単な計算でしかも安全な配管が可能となる。以上はスプリングを使用したハンガであるがこれをさらに小形化しかつ性能を向上させ、スプリングによるばかりでなくさらに進んだ機構のものについても研究開発されようとしている。第11図は蒸気配管の支持装置の取付状態の一例を示す。

7. 管の振動

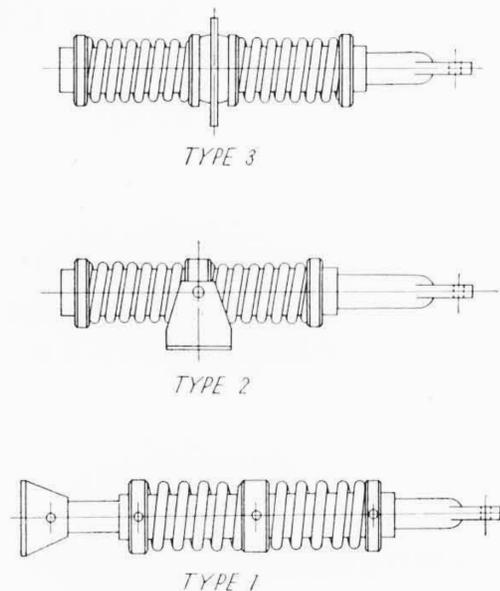
通常振動の形式は三つのおもな形式すなわち自由、強制および自励振動とに分けられるが管系では強制外乱力について特に注意すべきである。

7.1 外乱の発生

回転機械には回転部分のいくぶんかの不つり合質量が存在するため不つり合な遠心力により回転数と等しい振動数をもつ強制力が発生し付近の構造物の振動を起すようになる。もし回転数が付近の構造物の自然振動数と近い場合は共振現象が起き思わぬ災害となる。またこの流体を送る管系の自然振動数に圧力変動の振動数が近づくと共鳴を起し大きな周期的圧力変動を生ずる。この周期的圧力変動は直接基礎や建家に伝わる。また流体が曲管部を通るとき運動量の



第11図 蒸気管支持装置取付図



第12図 バイブレーションエリミネータ形式

変化に等しい周期的外乱力を生ずることになり管系自身やそれが接続されている機器または建家に大きな被害を与える。したがって管系の機械的自然振動数が付近の回転機械の発生する強制力と近かったり、音響学的自然振動数が流体の脈動の振動数と等しいようになることは種々の手段でさける必要がある。また流体が管の軸と直角に当たる時にカルマンのうず作用による強制力が発生する。この周期的外力は流れの方向と直角に働き、通常非常に小さいものであるが振動数が管系の自然振動数に近い場合は共振を起すので比較的大きな振幅となる。上述せる機械的または音響学的外乱力は多かれ少なかれ系統的な性質を持ち、この発生が予想されるときは設計の際に考慮されるがこのほか思いがけない外乱力が不定常運転に際しては発生することがあるから注意すべきである。

7.2 振動防止と制御

振動問題にとって外乱力の振動を絶縁するかまたは無くしてしまうことが最も望ましいことは明白であるが、これを完全に行うことは困難である。全管系にわたり精密な振動解析を行うことも困難であるが管系の自然振動数が強制力の振動数の近傍でないことを確める必要はある。振動の防止あるいは制御法として緩衝器を用い支持点を適当に設計することにより不慮の災害はさけられる。しかし中間固定をすれば熱膨脹が自由にならず管系の総合応力に対して不利となるため最近バイブレーションエリミネータ(防振器)が使用されるようになった。これは性能のまったく同一なコイルばねにそれぞれ同一の圧縮荷重が加えられてかつ反対方向に作用するよう取付けてあり、振動力が圧縮荷重以下の場合には振動が完全に防止される。なおばねはそれぞれお互に力を打ち消し合うように作用するので圧縮荷重によって管系に無理を及ぼすことはなく、また圧縮荷重以上の大きな振動力が発生する場合は軸方向に対してばね常数の2倍に

当る防振係数によって振動を減衰させる構造のものである。第12図はバイブレーションエリミネータの形式の一例を示す。これらは管系の熱膨脹による移動に対しても自由に支持方向を変えることのできる装置、あるいは荷重調整装置を備え取付位置により適当な形式を選定して使用する。このバイブレーションエリミネータは配管の熱に対する移動量が小さいと予想される点あるいは地震などによって発生する過度な動揺をさげねばならぬ方向に、熱間状態で調整して取付けるものである。

8. 結 言

以上配管の主要な問題点について概説したが、実際の計画に当たっては、その配管の運転条件および周囲の状況によりさらに多くの問題に注意を払う必要がある。

本文が今後の火力発電所および配管設備の有する各種プラントの安全と高性能および経済性の確立にいくらかでも役に立てば幸いである。

参 考 文 献

- (1) Carl H. Rulfs ほか: ASME Paper No. 59-SA-27
- (2) Crane Co.: Flow of Fluids, Technical Paper No. 410 (1957)
- (3) Pipe Friction Manual: Hydraulic Institute, (1954)
- (4) Tube Turns: Flow of Fluids,
- (5) M. W. Kellogg Co.: Design of Piping Systems, P-60 (1956)
- (6) 日本機械学会: 機械工学便覧, P4-78 (昭, 29)
- (7) M. W. Kellogg Co.: Design of Piping Systems, P-113 (1956)
- (8) Code for Pressure Piping, ASA B31-1-1955, P-96,
- (9) Power: Feb. 1935 P-92

Vol. 42	日 立	評 論	No. 7
目	次		
クロスバ小特集	◎形鋼矯正機の矯正圧力について		
◎電々公社町田・児島局納クロスバ自動交換機	◎自動光度滴定装置		
◎関西電力株式会社納AXC-4Bクロスバ自動交換装置	◎4t, 6t標準形蓄電池機関車について		
◎日本鋼管株式会社水江製鉄所納クロスバ自動交換機	◎日立LS形全自動シャフト専用倣旋盤		
◎クロスバ交換機用機器の概要	◎トランジスタ検波回路		
論 文	◎20kVゴムプラスチックケーブルの末端構造		
◎新しい復水器について	◎アルミニウム合金の放射化分析		
◎母線保護継電方式	◎工業用電動機・発電機の据付けおよび試運転(その4)		
発行所 日立評論社			
取次店 株式会社オーム社書店			