大形ボイラ空気予熱器の振動と対策

Vibration of the Large-Capacity Boiler Air Heater and Its Remedy

1/ Yoichi Kobori

梗

出力 66,000 kW の蒸気タービンを有する火力発電所のボイラ 2 次空気予熱器において, 負荷 60,000 kW 以 上で激しい振動が発生した。振動の全振幅はケーシング外壁で最大約 0.4 mm,振動数は約 42 c/s であった。 ケーシング各部の振動およびケーシング内空気の温度,風速,圧力脈動などを測定し検討した結果,振動の原 因は予熱器内気柱に,空気の流動に伴う音響学的定常波が生成したことにあることがわかったので対策として この定常波を消滅させることが計画された。定常波は予熱器内空気の流れに直角な1波長の粗密波であるとい う考えのもとに、流れに平行な仕切板2枚を粗密波のノードに相当する位置に設置された。その結果振動の振 幅は対策前の約1/30に低減し、対策が完了した。

1. 緒 言

定格 280 t/h の発電用大形ボイラの節炭器あるいは空気予熱器に おいて流動する不安定なガス流れのため器内に音響学的共鳴が生 じ, 器壁が器内気柱の固有振動数で大きく振動し, 同時に大音響を 発生することがある(1)。著者は数年前某火力発電所においてこの現 象に遭遇し,実情を調査する機会を与えられ,その結果ほぼ完全な 対策を実施することができた。ここに詳細内容を紹介し,この方面 技術関係者の参考に供することにした。

2. ボイラ(2), 空気予熱器用送風機施設および 予熱器振動概要

2.1 施 設 概 要

このボイラ施設は出力 66,000 kW タービン発電機用蒸気発生設 備として計画されたもので、つぎの仕様を有している。

(a) ボ イ ラ

蒸発量(最大連続負荷,以下同様) 280 t/h

蒸気圧(過熱器出口)

 $91 \,\mathrm{kg/cm^2g}$

蒸気温度(過熱器出口)

513°C

ボイラ効率

92.6%

給水温度

200°C

重油消費量

15,550 kg/h

石炭消費量

39,050 kg/h

火炉容積

 $1,510 \text{ m}^3$

火炉負荷

136,700 kcal/m³h

(b) 押込通風機

数量

2台

形式

両吸込形ターボファン

風量

 $2,835 \, \text{m}^3/\text{min}$

305 mm WG

風圧 空気温度

38°C

回転数

最大 980 rpm (極数を 6 から 8 にすること により常用回転数 735 rpm とすることがで

羽根数

16 枚 (案内羽根 12 枚)

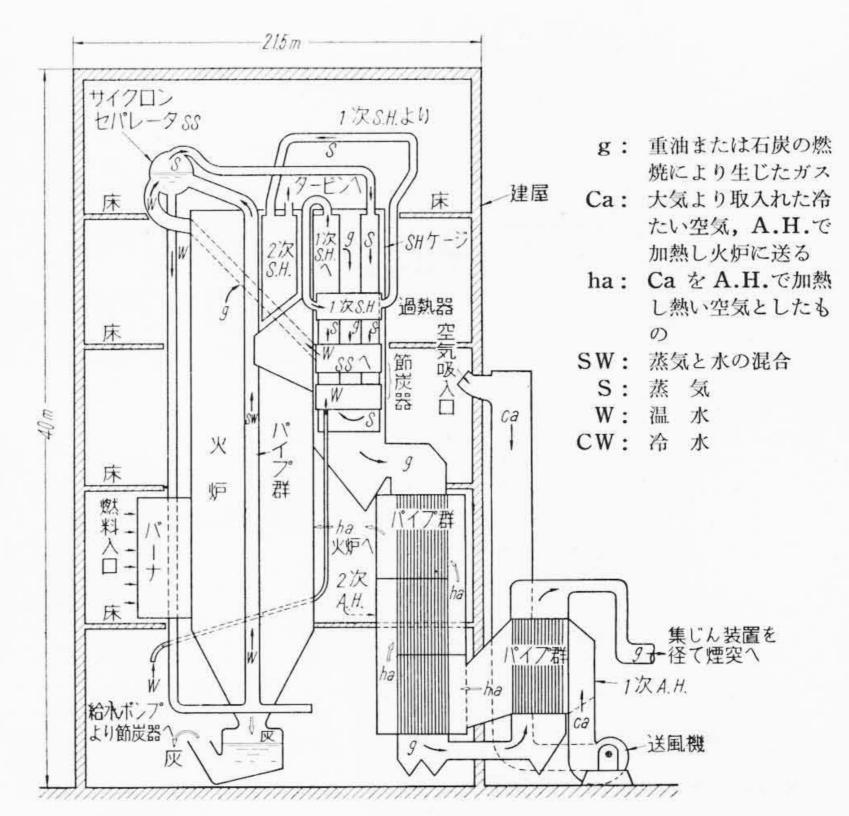
電動機

 $250/105 \,\mathrm{kW} \, (^{6}/_{8}\,\mathrm{P})$

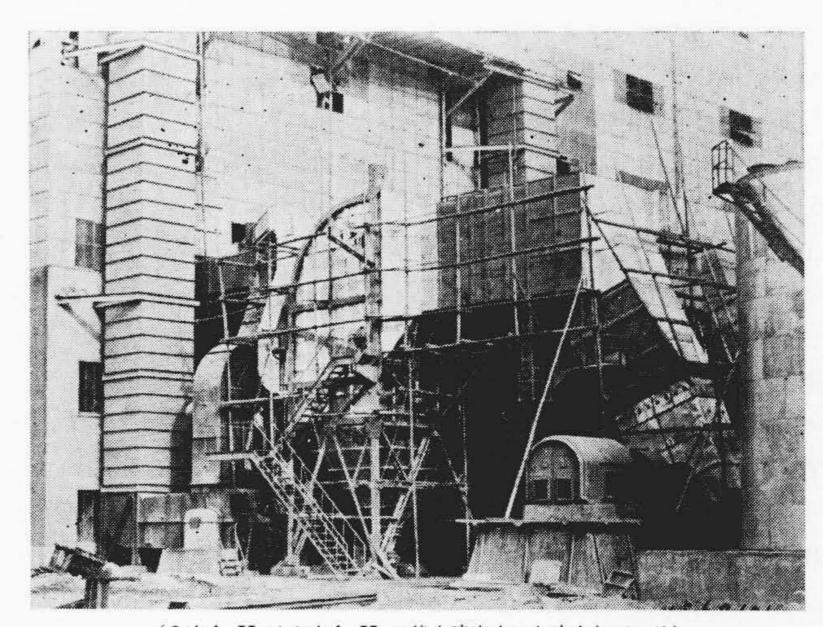
通風調整方式 ベーレ式自動燃焼装置によるベーンコント

ロール式と電動機の極数変換との併用によ

る。



第1図 ボイラ内ガス,蒸気,水,空気など循環系統図

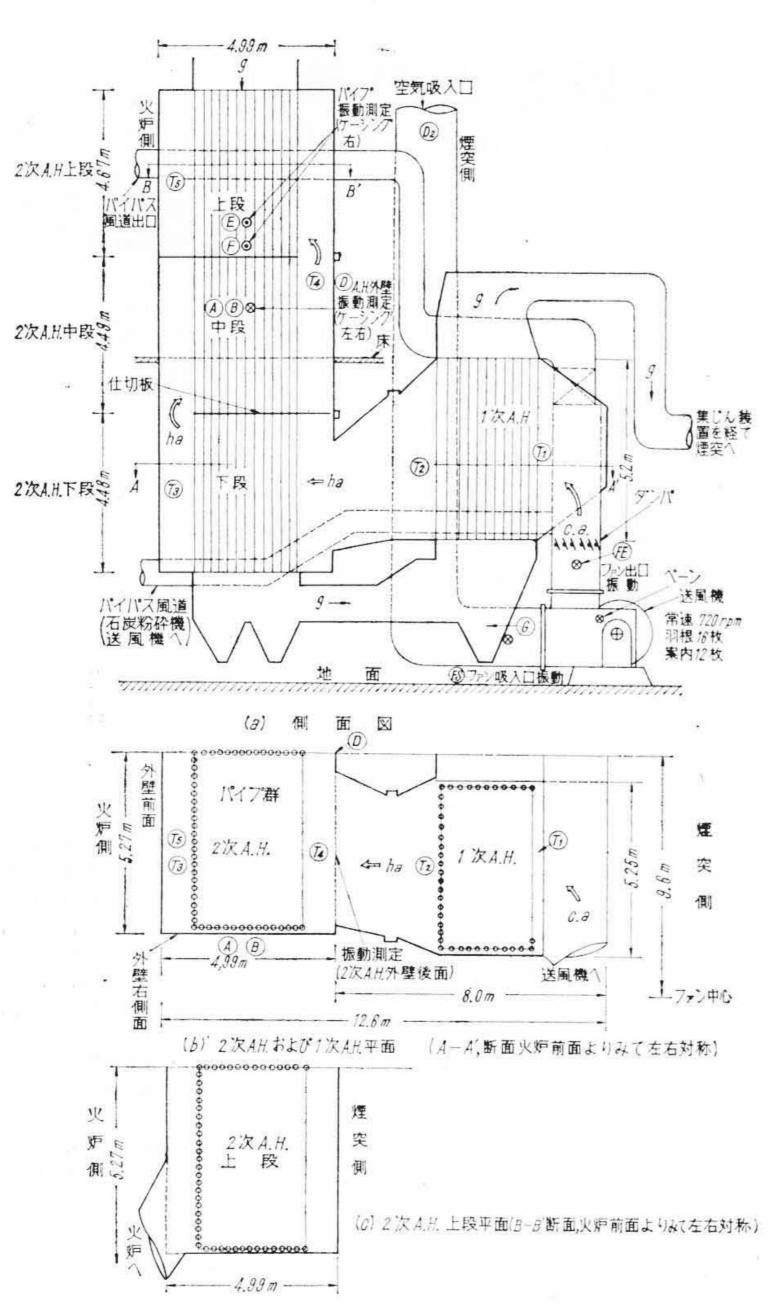


(2次A.H.は1次A.H.の後方建家内に収容されている) 第2図 1次A. H. および送風機外観

第1図はボイラ内ガス,蒸気,水および空気の循環系統を示す。 問題の振動は負荷約60,000kW以上において,主として2次予熱器 (図中央下方, 2次 A. H. と略す)に起っている。第2図は1次 A. H.

日立製作所日立研究所

日

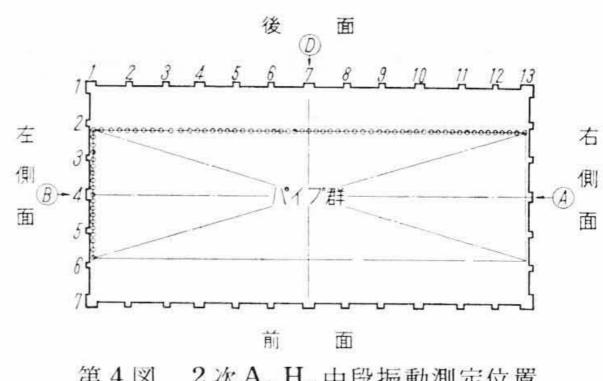


第3図 A. H. 詳細 図

および送風機の外観で, 2次 A. H. は1次 A. H. の後方にあり屋内 に収容されている。第3図(a)~(c)に1次 A.H.および2次 A. H. の詳細および振動測定位置(後記)を示す。1次 A. H. は高さ (上下)約5.2 m,幅(左右)約5.25 m,奥行(前後)約8.0 m なる 寸法の2個のケースより成り(上下,左右および前後方向はいずれ も火炉前に立ち、屋外煙突方向を見ての方向とする。以下同様) こ のケースの前側は2次 A. H. に接続し、後側は送風機よりの風道に 接続している。 2次 A. H. は高さ約 13.5 m, 幅約 10.5 m, 奥行約 5.0 m の 1 個のケースより成り, 内部は 2 枚の水平な仕切板により, 上、中および下の3段にほぼ等分されている。ケース下段後部は1 次 A. H. に接続し、上段前部は火炉に向かう風道に接続している (第1図参照)。第1図に示すように火炉より送られた熱いガスgは 過熱器 (S. H. と略称する) および節炭器を通って、2次 A. H. のパ イプ群の管内を上から下に通過し、さらに1次 A. H. のパイプ群の 管内を下から上に通って熱交換を終って煙突に抜ける。熱ガスがパ イプ群内を流れる間に、送風柱より送られた冷たい空気 Ca (温度は P. S. 建家内室温) は 1 次 A. H. より 2 次 A. H. へと両 A. H. 内パイ プ群の間をパイプに直角方向に通り抜ける。この間 Ca はパイプ外 表より熱を奪い, 熱い空気 (2次 A. H. 上段出口において約250°C) となって膨脹しつつ火炉のバーナに送り込まれる。1次 A. H. の管 数は外径 63.5 mm 中のもの 4,516 本, 2次 A. H. は各段とも同寸法 のもの 4,838 本あり、配列の詳細は後記する。

2.2 振動状況概要

(1) 振動はタービン全負荷時において A. H. 各部およびこれに



2次A. H. 中段振動測定位置

連結した風道において生じ、とくに2次 A. H. ケーシングは至る ところ激しかった。 2次 A. H. は屋内にあり、かつケーシング外 表面積が大なるため、振動に伴って発電所内にかなりの騒音を放 射していた(40~50 c/s の低い音で約85 ホン)。負荷40,000 kW 以下ではほとんど振動なく,一般のボイラ施設と同等で異常は認 められない。

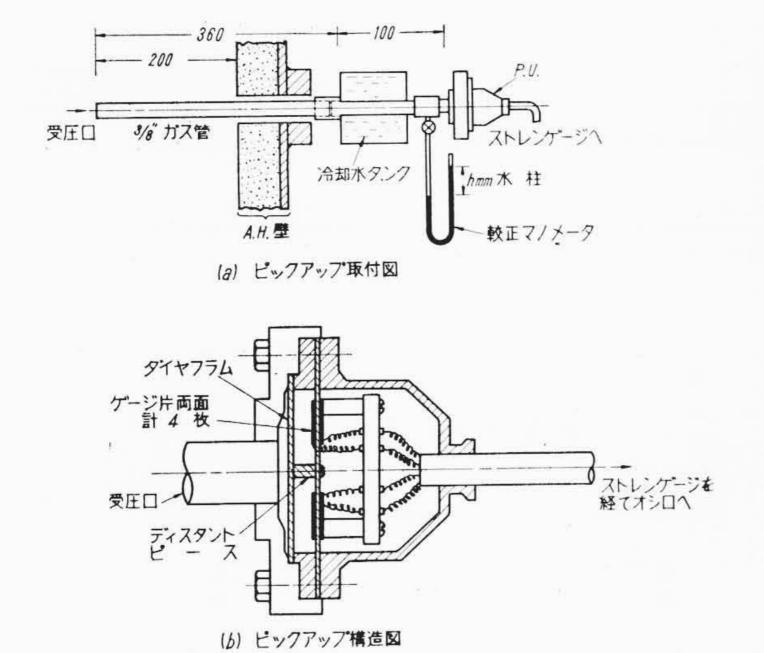
- (2) 振動発生中の1次 A. H. ケーシング外壁の振動数は手持振 動計によると(現地据付工事担当者の測定)約40 c/s, 両振幅は 場所により異なるも, 比較的大きいところで 0.25 mm あった。 (2次 A. H. について測っていないのは, 当初振動の発生位置は送 風機および1次 A. H. にありと速断し、この方面の調査に気をと られたためである)。
- (3) 振動発生中でも、送風機よりの風量を一部側路風道に逃が し、1次 A. H. にはいる量を減らすと全般に振動が止まることが わかった。

測 定 方 法

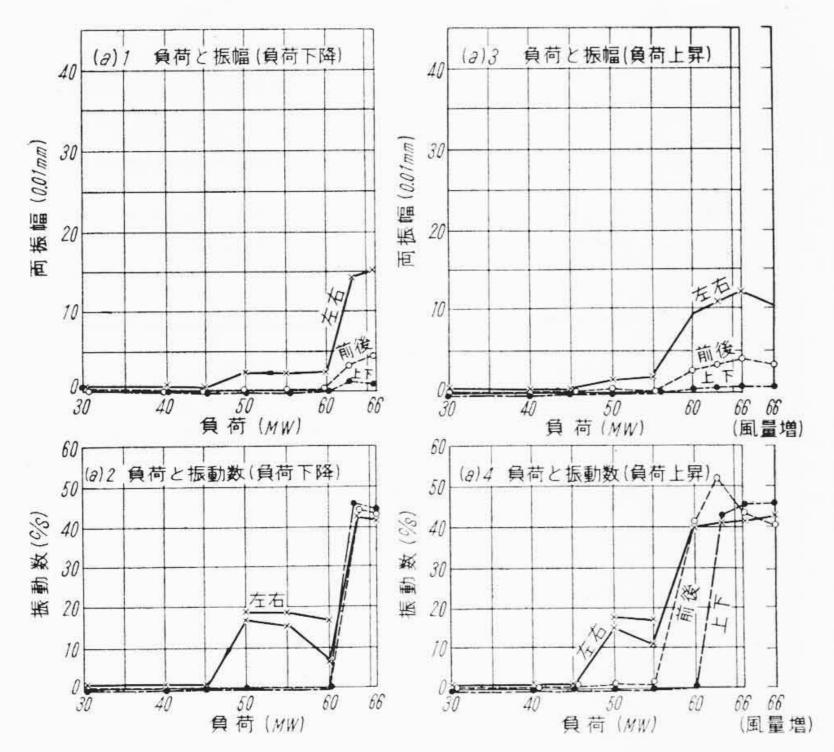
3.1 振 動

文献(1) ならびに前記振動状況の実際を考慮して、振動の発生場所 は2次 A. H. にありと推定し、主として2次 A. H. について現地で 可能な限りの測定を行ない, この結果より原因を明らかにし具体的 対策案を定めることにした。まず A. H. ケーシングの振動として, 手持振動計(明石製作所製ハンドバイブログラフ)により,外壁各 部の振動数,振幅を測定した。位置は2次 A. H. 中段の外壁で,第 3図に示すように左右側壁中央 (A), (B)において負荷と振幅の関係を, 振動大なるときの外壁の振動振幅の分布については, 第4図に示 すように®を中心として左側壁7箇所, ®を中心として後面13箇 所で測定した。

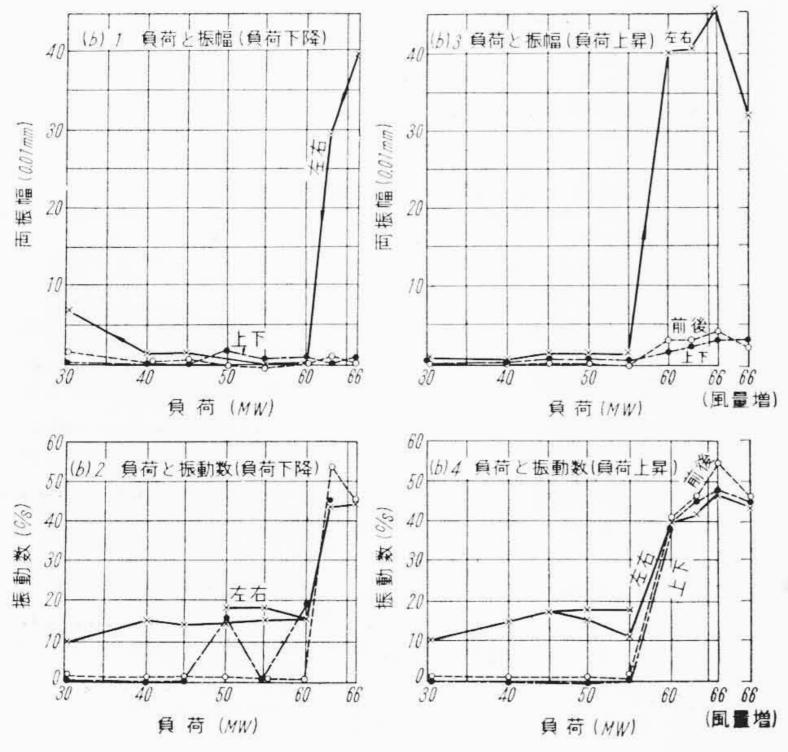
振動の原因は A. H. 内を通る不安定気流にあり、この気流が原因 となってケーシング内気柱の固有振動が励起されたと想像される が、それには二つの経路がある。一つは気流によって気柱が共鳴す るいわゆるリードのついた管楽器の原理によって起るもの,他の一 つはパイプ群は振動せず、ただ渦を生起さすだけでこの渦がケーシ ング内気柱の固有振動を助長するように作用するいわゆるリードの ついていない管楽器(風琴管)の原理によるものであると判断され る。もし原因が前者にあればパイプの最低固有たわみ振動の振動数 は気柱の固有振動数の一つ(1次, 2次あるいは3次のいずれか) に一致しているであろう。また風圧の変動のサイクル(送風機回転 数または回転数×羽根数)とパイプの最低固有振動数は一致してい るであろう。そして外壁が振動を起しているときは、パイプ群が猛 烈な振動を起していなければならない。そこで A. H. 内パイプの適 当なものを選んで振動を直接測る必要が生じ,位置として第3図©, 序 外壁右側面より,振動音探索用鋼棒(直径8 mm,長さ1.5 m)を さし込み、これにパイプの左右方向のたわみ振動を伝達せしめ、この 振動をプロノメータを介して電磁オシログラフにより記録した。な お送風機および1次 A. H. の振動は手持振動計により第3図 G,



第5図 A. H. 内空気脈動圧測定装置

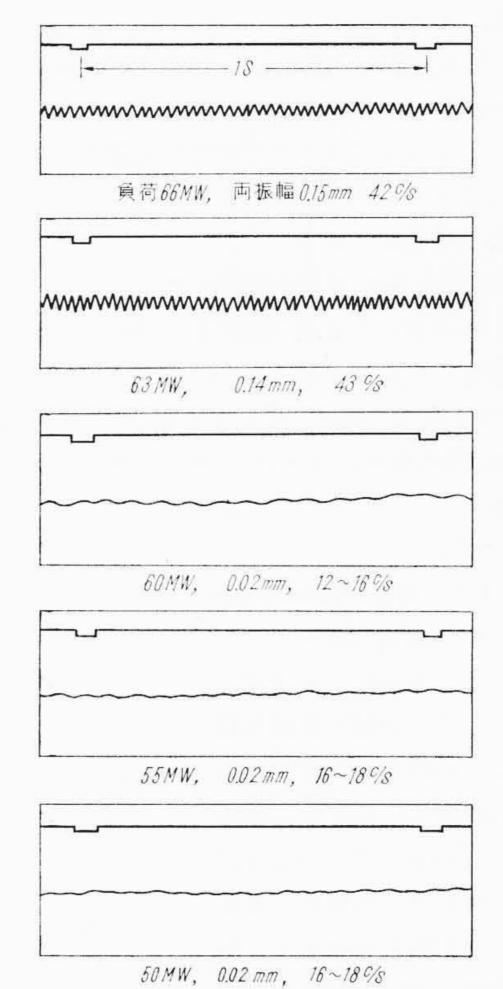


第6図(a) 2次A.H.左側外壁の振動(ダンパ左右全開,ベーン開度左5~28°,右19~32°)



第6図(b) 2次A.H.右側外壁の振動 (ダンパ左右全開)

 $(\widehat{\mathbf{F}}_{\mathbf{S}})$ および $(\widehat{\mathbf{F}}_{\mathbf{E}})$ 位置において, $(\widehat{\mathbf{G}}_{\mathbf{E}})$ は左右方向について測定した。



第7図 2次A.H.左側外壁振動オシログラム (各負荷とも斉一な正弦波ではない)

3.2 A.H. 内圧力変動

2次 A. H. 外壁の約 $40 \, \mathrm{c/s}$ の振動はケーシング内気柱の定常波生成による圧力変動が直接原因であるという推定を確認するため,第 5 図に示す圧力感度 P. U. と抵抗線ひずみ計を用いて,ケーシング内気柱の脈動圧力を電磁オシログラフにより記録した。測定位置は第 4 図 の A. H. 後面 $6\sim12$ に対応する位置 $6'\sim12'$ で 6' は 6 と 7 の間 12' は 12 と 13 の間である。

3.3 風 速

A. H. 内気流の速度の測定はパイプのまわりに生ずるカルマン渦の発生周期を推定するうえに必要である。第3図(a)のバイパス風道 (D_1) および空気吸込口 (D_2) において動圧を測定し、これより吸入全空気量とバイパス風道より逃げる空気量を求める。この両空気量の差が1次 A. H. の入口からはいる空気量になる。したがって、A. H. 内各部の空気温度 $(T_1) \sim (T_5)$ を測れば計算によって温度測定位置における風速を求めることができる。

4. 測定結果と考察

4.1 負荷と2次 A. H. 外壁の振動

2次 A. H. の左右両壁面において各負荷に対し振動の振動数ならびに振幅を測定した結果を第6図(a),(b)に示す。図より負荷が比較的小(約55 MW 以下)の場合は振幅も振動数も比較的小でそれぞれ 0.01~0.03 mm および 0~20 c/s であり、振動加速度としては値が小さいから、構造物の振動としては問題にするほどのものでないことがわかる。しかし負荷が大きくなり、負荷下降時で 63 MW 以上、負荷上昇時で 60 MW 以上になると、振幅、振動数ともに急増し、それぞれ 0.1~0.45 mm および 40~55 c/s となり、この値は一般の構造物の振動としてはかなり強度のものである(回転機で両振幅 0.1 mm、振動数 50 c/s は早急に修理を要することになっている)(3) ことがわかる。オシログラムの一例を第7 図に示す。これより負荷と壁体の振動数すなわち風圧と気柱の振動数との関係についていえば、だいたいの傾向としては、気柱は左右方向(固有振動数は

立

両端閉の半波長の定常波として、 $1次: n_1 = \frac{420}{2 \times 10} = 21 \text{ c/s}$ 、 $2次: n_2 = 2 n_1 = 42 \text{ c/s}$)に、風圧が比較的小さいときは1次振動の定常波を形成しており、風圧がある程度大となるときは突然2次振動の強い定常波が現われると説明することができる。このような現象は1 - 1 = 1のない風琴管特有の現象である1 = 1

4.2 全負荷時 2次 A. H. 外壁の振幅分布

全負荷 66 MW において2次 A. H. 中段後壁および左側壁の振幅を測定した結果を第8図(a),(b)に示す。(a)図の横軸には A. H. 後面左端より右端に至る距離をとってあり,(b)図の横軸にはA. H. 左側面の前端より後端に至る距離をとってある。後壁の振幅分布のオシログラムを第9図に示す。

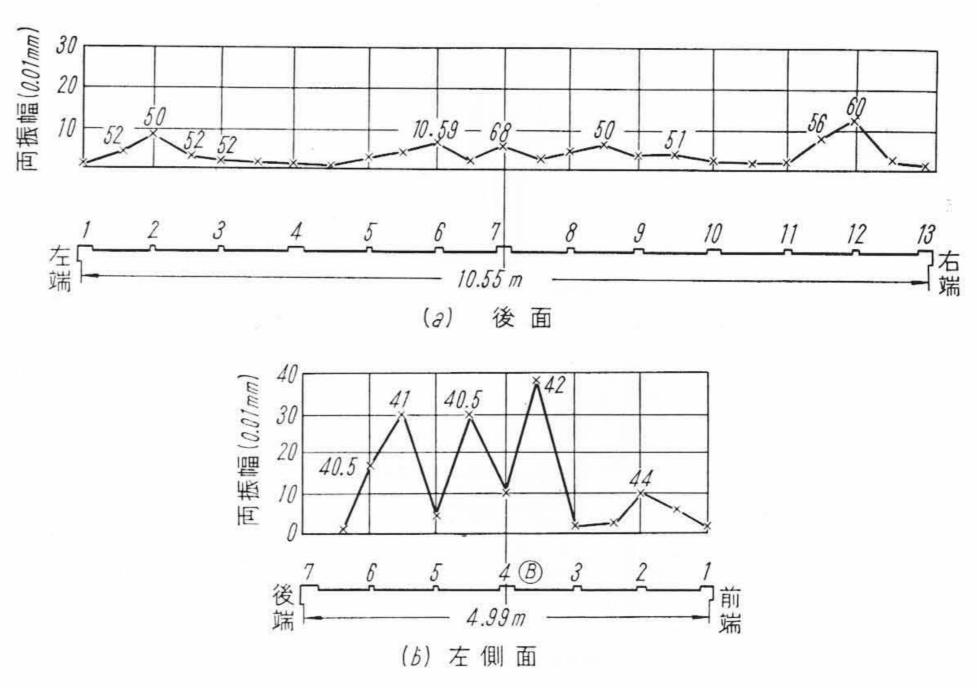
第8図(a)より、後壁の振幅は中央と両端付近(両端より少し内側)の3箇所で最大になっており、両端および両端よりだいたい全長の1/4の位置において最小になっていることがわかる。両端で振幅が最小になったのは壁

体の曲げ剛性がこの位置で大きいから で, 剛性がどの位置も一様ならば振幅 分布は両端および中央で最大,1/4位置 で最小となり, 気柱は1波長の定常波 に比例するような振幅分布を示すであ ろう。なお振幅数は50~68 c/s で一定 でなく,前記側壁の振動数約40c/sよ りかなり高くなっている。このように 側壁の振動数に比べ,後壁の振動数が かなりバラツキ多く、しかも値が異な っているのは, 気柱に生ずる音響学的 定常波が普通の閉管または開管におけ るような完全な条件の気柱から生じて いないためである。すなわち前後部で は気流が上下に流動するから, 開放さ れた条件になっており、これに対し側 壁部は完全に閉じられた形式になって いるから, 側壁部のほうが定常波らし い安定した特性を示すのであろう。後 壁で振動数が高く出ているのは定常波 の振動以外にこの付近の空気の流動に より壁の固有たわみ振動が励起された

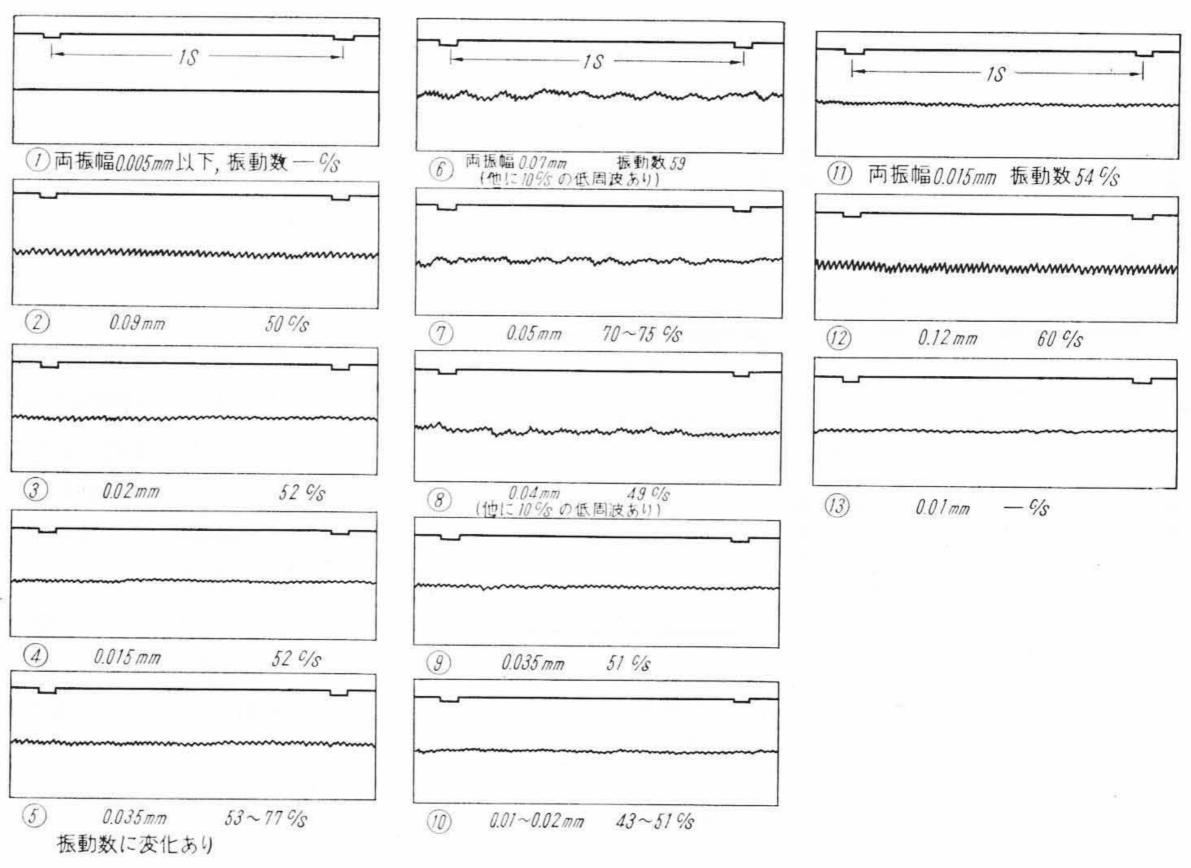
ためで、このほうが定常波による振動より優勢になってしまったためと考えられる。したがって定常波の振動数としては側壁の振動の振動数をもって代表させたほうが合理的である。

4.3 送風機付近風道の振動

送風機出入口風道外壁において手持振動計により測定した結果を第1表に示す。この振動の波形は不規則で、振幅、振動数ともかなりバラツキがあるので表示することにした。振動数おは1秒間の平均の値をとってある。表から負荷が比較的小さく、振動が大きくならない範囲(59.5 MW 以下)では出口側、吸込側とも振動数は約27 c/sで、(これは送風機の回転に伴って生ずる回転数あるいは回転数×羽根数の強制振動ではない)振幅は比較的小さく、波形は不規則である。負荷が増し全負荷付近63~66 MW になると振動数は両側とも約42 c/s、すなわち2次A.H.の振動の振動数と等しくなり、振幅も増している。この場合吸込側振幅は出口側よりはるかに小さいから、問題の大きな振動の源は送風機自体にあるのでなく、出口側より先方、すなわちA.H.側にあることがわかる。この場合のオシログラムを第10 図に示す。



第8図 2次A. H. 振幅分布 (曲線上の数字は振動数 c/s)

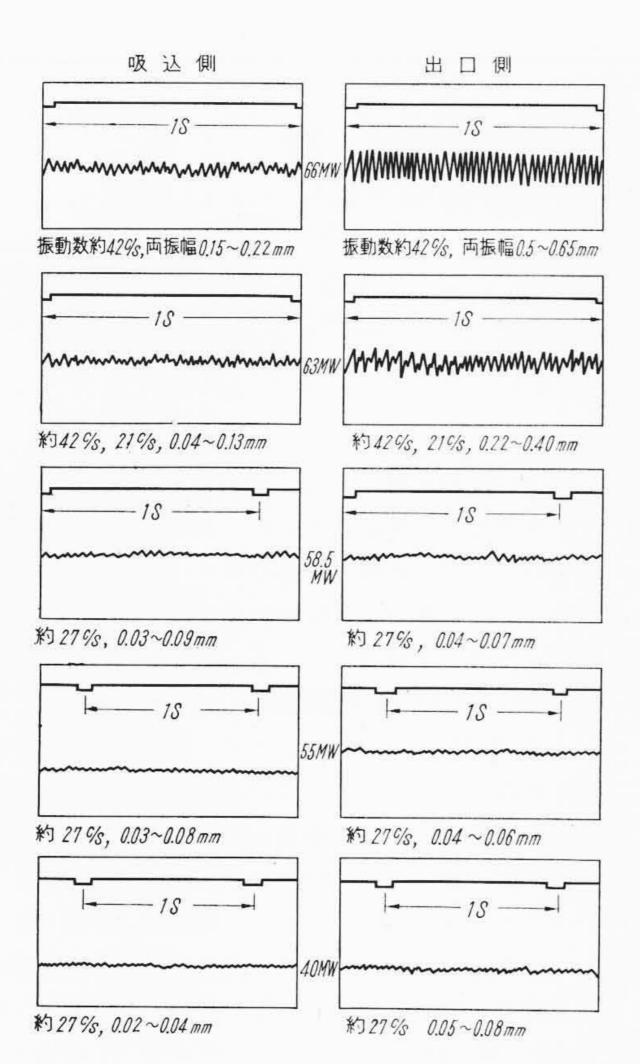


第9図 2次 A. H. 後壁の振動オシログラム

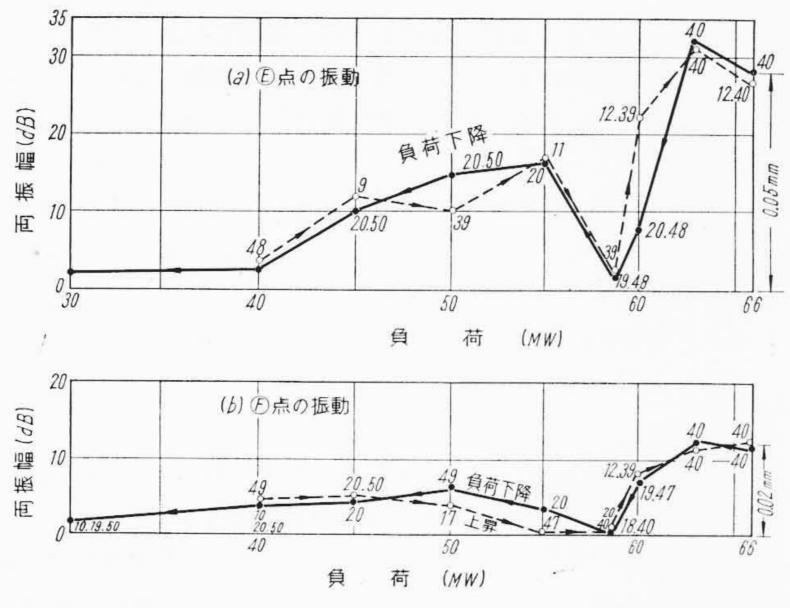
第1表 送風機付近風道の振動

負荷	出	口側	吸	込 側	備考		
(MW)	振 動 数 (c/s)	両振幅 (0.01mm)	振 動 数 (c/s)	振幅 (c/s)	(記事は断わらないものは出口) 側,吸込側とも共通		
40	27	5~8	27	2~4	波形不規則,規則的な部分を選ん で記してある。		
45	27	3~10	27	2~8	波形不規則,規則的な部分を選んで記してある。		
50	27	5~7	27	2~8	波形不規則,規則的な部分を選んで記してある。		
55	27	4~6	27	3~8	波形不規則,規則的な部分を選ん で記してある。		
53.5	27	4~7	27	3~9	波形不規則,規則的な部分を選んで記してある。		
59.5	27	4~6	27	8~12	波形不規則,規則的な部分を選んで記してある。		
60	21 42	8~20	21 42	4~13	波形やや規則的となる。21 c/s と 42 c/s の合成		
63	42	22~40	21 42	4~13	出口側波形規則的となり,振幅増 大する。		
66	42	50~65	42	15~22	波形規則的,出口側振幅きわめて 大となる。		

注: 常用回転数 735 rpm=12.25 c/s,回転数×羽根数=12.25×12=147 c/s



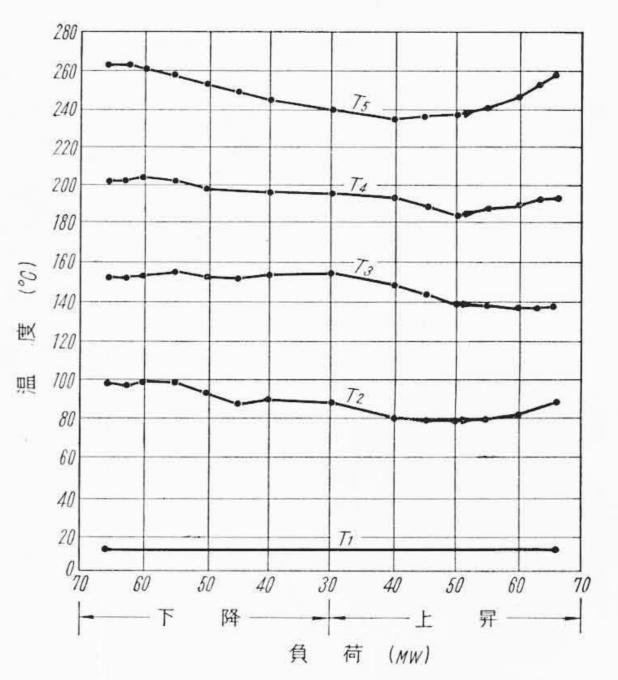
第10図 送風機付近風道の振動のオシログラム



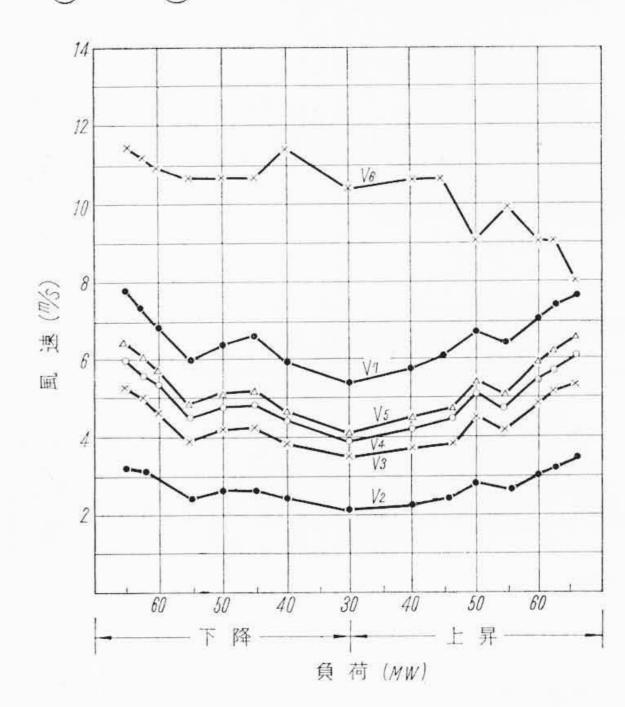
第 11 図 パ イ プ の 振 動 (曲線上の数字は振動数を示す。プロノメータによる測定, ダンパは左右全開)

4.4 2次 A. H. 内パイプの振動

2次 A. H. 上段側面外壁に近いパイプ2本の左右方向の振動を測定した結果を第11図(a),(b)に示す。図の縦軸の振幅の単位はdBで,dBと実振幅との関係は(a)図では66 MWでの値28 dBが両振幅で0.05 mmに相当し,(b)図では66 MW,12 dBが0.02 mmになっている。振動数は両曲線とも各測定点に数字(c/s)で示してある。負荷が40~58 MWで振幅が比較的小さいときは、パイプはいろいろなサイクルで振動するが、比較的生じやすいのは20 c/sとその2倍より少し高目の40~50 c/sである。そして振動数、振幅とも負荷に対する特性は前記第6 図(b)の場合とよく似ており、予想されたほど大きな振幅で振動していないから、A. H. 内気柱の振動に対し管群はリードのある風琴管のリードの役割をしているものでなく、むしろ管群は気柱の圧力変動で強制振動を受けていると考えたほうが妥当である。



第 12 図 2 次 A. H. 内 温 度
(T5, T4, T3およびT2はそれぞれ測定位置(T5), (T4),
(T3)および(T2)の空気温度を示す。第 3 図参照)



第 13 図 2 次 A. H. 内 風 速 V_6 はバイパス風道 D_1 , V_7 は吸込風道 (D_2) , V_5 , V_4 , V_8 は それぞれ 2 次 A. H. 上中下段パイプ群前後位置の, V_2 は 1 次 A. H. パイプ群前方位置の風速計算値を示す。位置は温度測定 位置と同じ。

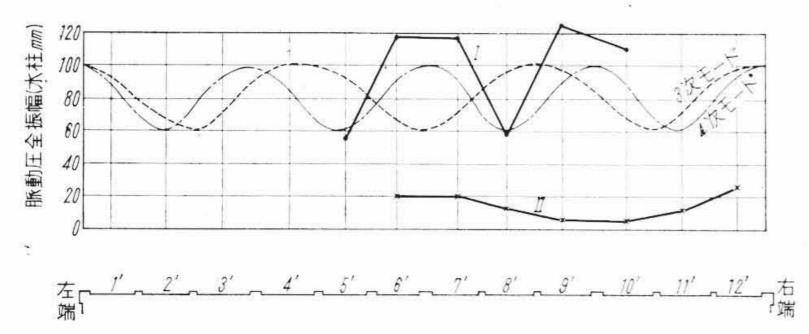
4.5 A.H. 内温度および風速

A. H. 内空気の温度を (T_1) ~ (T_5) 位置で測り (**第 12** 図参照),この結果と (D_1) , (D_2) 位置における動圧測定結果より求めた両 A. H. 内風速(この風速はパイプ群の中のそれでなくパイプ群前後のパイプのない位置の平均風速で,パイプ群中の風速はわからない)を**第 13** 図に示す。

第12図および第13図より負荷30MW~66MWにおける A.H. 各段の空気の温度と速度を求めると第2表のようになる。表より空気温度は下段より上段に至るに従い上昇するが、負荷に対してはほぼ一定であり、速度は段を上るにつれ、また、負荷を増すにつれ逐次上昇することがわかる。

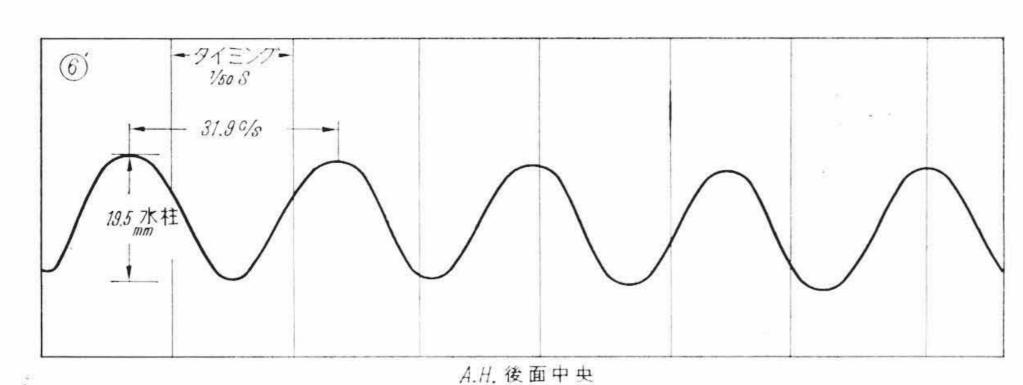
4.6 2次 A. H. 内空気脈動圧振幅分布

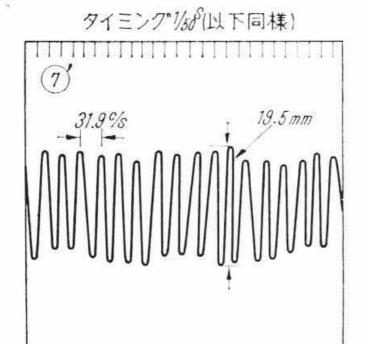
2次 A. H. 中段後壁面でケーシング内空気の脈動圧の振幅分布状況を測定した結果を第14図に、またオシログラムの一例を第15図に示す。測定点が不十分で、完全な振幅分布をは握することは困難であるが、第14図より気柱内に定常波が形成されていることは容易に推定されるであろう。このときの測定条件は冷気運転(空気温

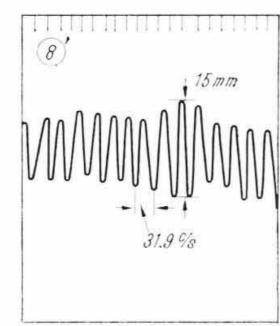


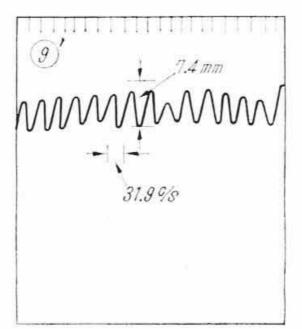
Ш	ファン		脈	動	定			
線	線 (rpm)	振動音響	c/s	振幅 水柱 (mm)	水柱。波	ダンバ	その他	気柱の振動数計算値 (c/s)
ſ	950 高速	激しい音をと もない振動大	46.0	120	2	左右とも 90° (全開)	15°C 340m/s	$f_1 = \frac{340}{2 \times 10} = 17$ (粗密波 半波長 $f_2 = 2f_1 = 34$ (粗密波1波長
I	720 常速	前に比べ音, 振動ともに小	31.8	23	1	左 40° 右 90° (全開)	15°C 340m/s	f3=3f1=51 (粗密波1.5波長

第14図 2 次 A. H. 2 段後面空気脈動圧分布



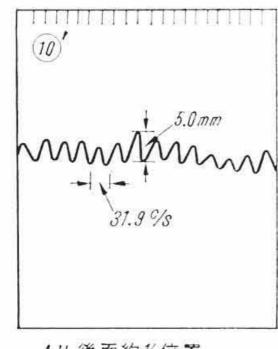


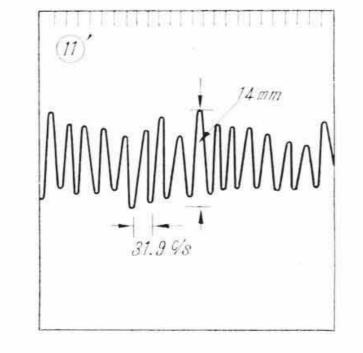


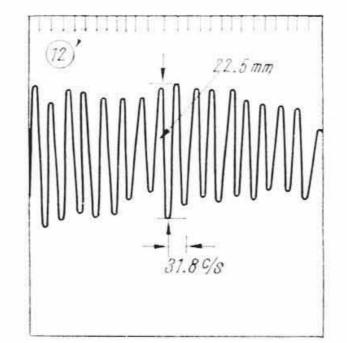


A.H. 後面中央

A.H. 後面約1/4位置







A.H. 後面約4位置

A.H. 後面右端

(各図左上○印は測定位置を示す。第14図の曲線 I はこのオシログラムを基にしたものである)第15図 2次 A. H. 空気圧脈動オシログラム

度 15°C)で、曲線 1 はダンパ開度が全開、ファンは高速で、条件としてはきわめて過酷で、大きな振動と騒音 (約85 ホン)を生じていた。脈動の振動数 46.0 から判断すると備考に示すように 3 次振動に相当するから、振動モードは図の点線のようになるはずであるが、こうならないのは、生成された定常波が 3 次から 4 次へ移行する過度状態にあったためかと判断される。曲線 $\|$ は風量を絞った場合で、振幅は前の場合の約 $\frac{1}{5}$ となりかなり静かな状態である。振動数は約 3 2 c/s で、この値は 1 波長(2 次振動)の振動数とほぼ一致しており、振動モードも振動数に対応している。

第2表 A. H. 内空気温度と風速(°C, m/s)

負 荷 (MW)	1次月	А.Н.	2次A.H.								
	温度	風 速	下 段		中 段		上 段				
(101 00)			温度	風 速	温度	風 速	温度	風 速			
30	50	2.1	120	3.4	170	3.9	215	4.1			
55	50 2.		120	4.0 170		4.3	220	5.0			
60	60 50 2.9		120	4.5	170	5.5	222	5.9			
66	63 3.3		120 5.3		170	6.0	222	6.5			

備考: 負荷60 MW の温度と風速が2次A.H.に振動を起させるか 否かの限界条件である。

第14図の曲線 「および 』に示す定常波のモードはいずれも半波長の偶数倍のものである。本来両端閉管の定常波は半波長の整数倍のものがすべて生成されるはずであるが、この場合の実験の結果では半波長の偶数倍のものだけがよく生成されている。この理由はわからない。

4.7 パイプの固有振動数

2次 A. H. に使用したパイプと同一寸法および支持条件を近似させたパイプについて、別に実験室で打撃によりたわみ振動の固有振動数を測定した。パイプは鋼管で外径 63.5 mm、肉厚 2.0 mm、長さは 2次 A. H. 各段スパンの平均 4.5 m にしてある。端条件は支持であるが、かたく支持した場合とゆるく支持した場合で振動数は多少異なる。測定の結果では 1 次振動数は 10.0~11.5 c/s、2次は 36~41 c/s となった。 2次 A. H. 中段のパイプは両端をゆるく支持したものと考えてよい。 2次振動数が問題の振動数に近いが、風によって両端支持管に自励的に生ずる振動の振動数は別に実験したところによれば必ず最低の振動数で、高次振動では振動しないという結果から、気柱の振動は管の振動により励起されたものでないことがわかる。

以上の実験結果の考察からA. H. の振動の原因はA.H. 内気柱に1波長の定常波が生じたことにあり、この定常波はリードのない風琴管におけるようにくさびの代りに管群内に生ずるカルマン渦によって気柱の定常波が励起すると推定される。

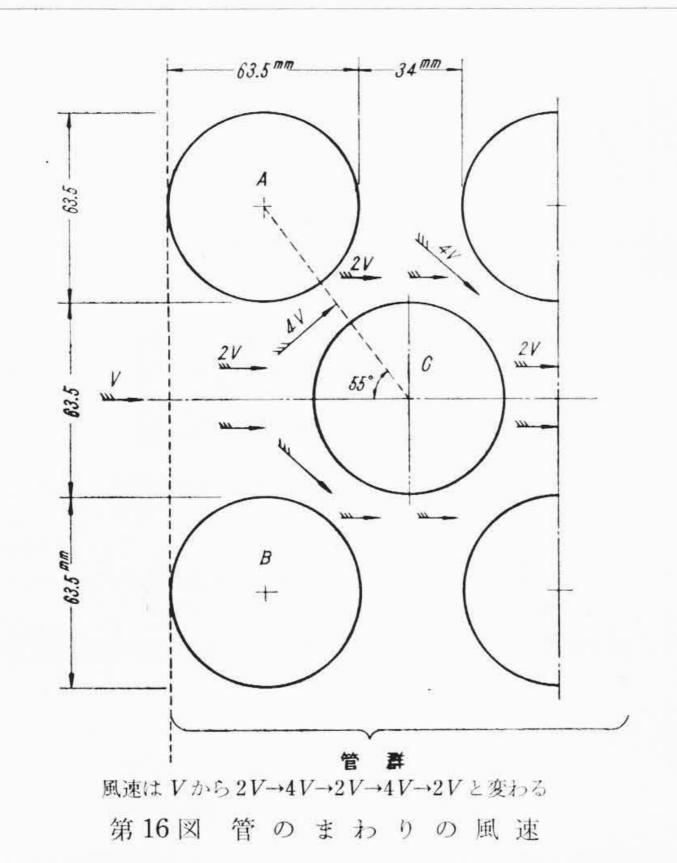
5. 結果の検討

5.1 気柱の固有振動数とカルマン渦の発生サイクル

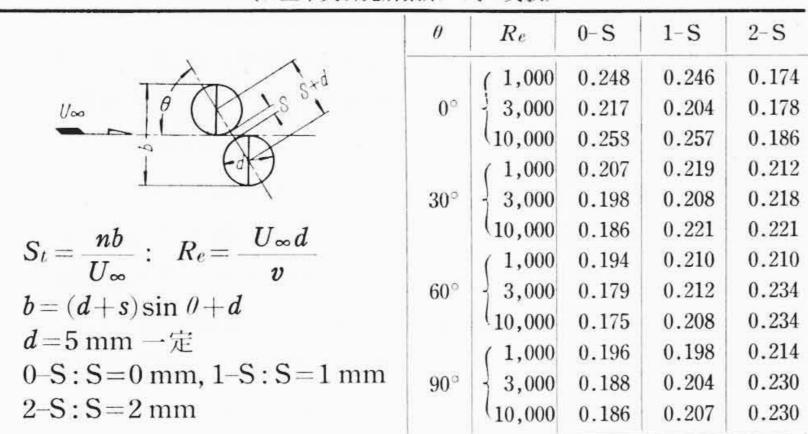
前記実験結果の考察より、振動の原因は管群に生ずるカルマン渦と気柱の固有振動とが共鳴し、ケーシング内に空気の流れと直角方向に音響学的定常波が生成されたためであると推定した。そこでこの共鳴についてさらに検討することにする。

第3表 60 MW における気柱の共鳴振動数およ びカルマン渦発生サイクル

FIL	空気温度 (°C)	音 速 (m/s)	気柱長 (m)	共鳴	振動数(c	(s)	/#:	-14
殁				1次	2次	3次	備	考
下	120	397	10	30	40	60	1次振動	数= $\frac{C}{2l}$ (c/s)
1	170	422	10	21	42	63	2次振動	数= $\frac{2C}{2l}$ (c/s)
Ŀ.	220	444	10	22	44	66	3次振動	數= $\frac{3C}{2l}$ (c/s)
段	管群前後平 風速 V(実測m/	速		レイノル	ズ数 Re	サイク	マン渦発生 ル (c/s)	備考
下	4.5 9.0~12		~12.0	(22.4~29	.8)×10³	30~39 平均 35		$f_k = S_t \frac{v}{d}$
ф	5.5	5.5 11.0~14.6		$(22.5 \sim 29)$	$.9) \times 10^{3}$	37~48 平均 42		$S_t=0.21$
Ŀ	5.9	5.9 11.8~15.7		(22.0~29	.2) $\times 10^{3}$	39~52 平均 46		d = 6.35 cm



第4表 平行円柱の幅 b で整理した St の値 (日立中央研究所堀栄一氏の実験)



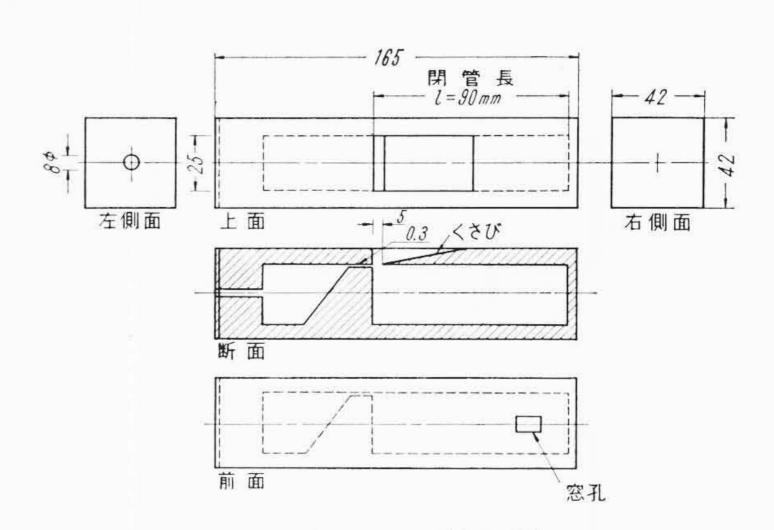
振動の発生は負荷 60 MW においてであるから、このときの風速 および空気温度における気柱の共鳴振動数ならびにカルマン渦の発生サイクルを調べればよい。これらの値を第2表の 60 MW の値を 基にして計算した結果を第3表に示す。第3表より、ケーシング内 気柱の2次振動数下段40 c/s、中段42 c/s、上段44 c/s に対し、カルマン渦のサイクルの平均は下段35 c/s、中段42 c/s、上段46 c/s であるから、対応する各段のサイクルはかなり接近しており、とく に中段ではほぼ一致していることになる。

第3表で管群内平均風速を管群前後平均風速の2倍ないし2.66倍としたのはつぎの理由による。最初温度と動圧を測定して求めた風速は管群前後の平均値で(これをもってカルマン渦のサイクルを直接求めることはできない),これをVとすれば第16図の管の配置関係より,管群内の管Cの前後面および左右側面(火炉側より見て)位置では風速は2Vになる。一方前面から約 55° の位置の隣接する管の間では風速は4Vになる。したがって平均としてはごくおおざっぱであるが,

$$V_m = \frac{2V + 4V + 2V}{3} = 2.66 V$$

になる。しかし実際は円管面のまわりの流れの性質を考慮すればこれは大にすぎるから、 $2V \ge 2.66V$ の中間の値になるとみなすのが妥当であろう。

つぎにカルマンの渦のサイクルの係数(ストローハル数) S_t を 0.21 としたのは,平行円柱に対する S_t と同様この場合も約 0.21 に なると推定した結果による。第 4 表は日立中央研究所堀栄一氏が直径 5 mm,円柱間げき $0\sim2$ mm の平行円柱についての風洞実験によ



第17図 指示騒音計較正用笛

り S_t を求めた結果で、これによると θ =60°、 R_e =10,000、1-5 で S_t =0.208 なる値を得ている。本報では R_e が 22,000~30,000 である がこの範囲でも S_t =0.208 なる値は変らないとし、0.21 と仮定した。

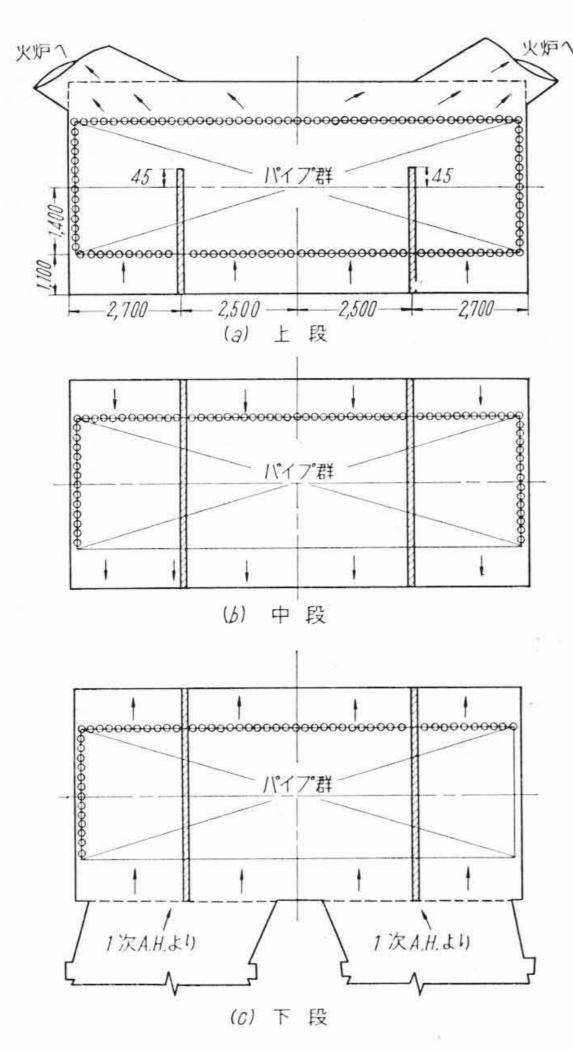
5.2 気柱の固有振動の渦による共鳴の確認

前節でケーシング内気柱が管群のまわりの渦により共鳴を起し, ケーシング内気柱に定常波が発生し,これが振動の原因になってい ると推定した。はたして気柱は渦により簡単にその固有振動数で共 鳴を起すものであろうか、かかる現象については風琴管における共 鳴としてよく知られているのであるが、今回改めて確認の意味で模 型実験をしてみた。風琴管の気柱は渦またはリードの振動によって 励振されるもので、この場合渦はくさびの先端から2分して交互に 生ずる。そのときのサイクルと風速の関係は円柱に生ずるカルマン 渦の場合と同様で、ただストローハル数(単一の円柱では $S_t = 0.20$) だけが異なる。指示騒音計(日本電子測器 K. K. ポータブル騒音計) に付属した較正用笛(第17図参照)について実験した結果では、最初 吹込圧 0.006 kg/cш² 以下では音は生じないが, この値を越して, 0.038 kg/cm² までは一端開一端閉の気柱の振動数 960 c/s の音が現 われ, 次に吹込圧が 0.10 kg/cm² までは 1 次振動数 960 c/sと 2 次 振動数 2,220 c/s の混合した振動数の音が現われ、さらに吹込圧が 上がり、 $0.1 \, \text{kg/cm}^2$ 以上になると、2 次振動数のみの音が現われ る。960 c/s は 1 次振動数計算値 c/4 l=35,000/36=972 にほぼ一致 しているが、2,220 c/s は2次振動数計算値2,820 c/s よりかなり低 い。この理由は笛の構造の特殊性(たとえば窓孔など)によるもの と考えられる。結果的には2次 A. H. の定常波におけると同様(第 15 図 参照) 1 次の波の振動数は計算値とほぼ一致するが、高次の波 では振動数は計算値よりかなり低くなっている。

以上の検討結果より, 2次 A. H. の振動の原因はケーシング内気柱が管のまわりに生ずる渦によって共鳴を起し, これがケーシング内部に強い音響学的定常波, すなわち定在的圧力波動を生ぜしめたことにあると結論される。

6. 振動防止対策の実施

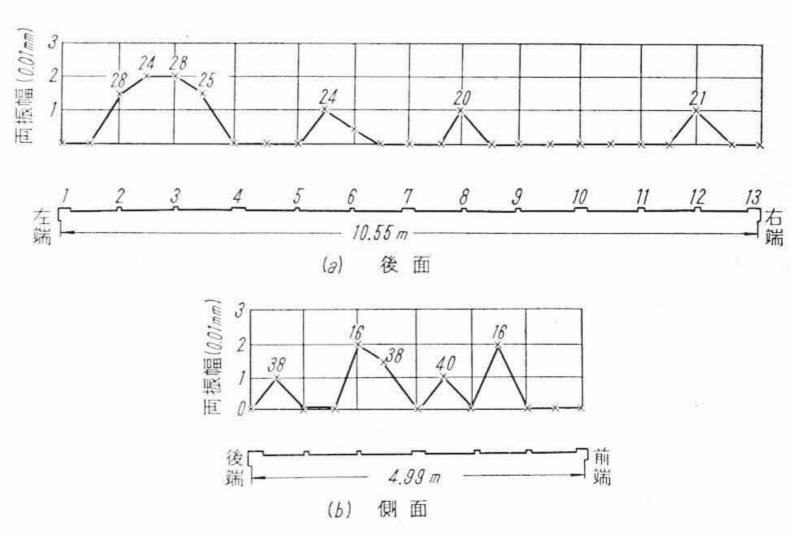
第13 図に示す 2次 A. H. 後面の空気脈動圧分布の測定結果ならびに気柱の固有振動数とカルマン渦の発生サイクルの検討結果より、2次 A. H. ケーシング内に 1 波長の音響学的定常波が生成されていることが確実となったので、これの防止対策を実施することにした。原因が明らかになったからこの場合の対策は比較的簡単である。第18 図に示すように、ケーシング左右両端から、気柱全長の14の位置に気流と同じ方向に仕切板を設置すればよいわけである。こうすることによって 1 波長の定常波が完全に消滅することは、前記14位置で空気分子の振動速度が最大になっているという理由からも、またこれまでの側壁の振幅分布の測定結果からも明らかである。対策終了後効果確認の意味で 2次 A. H. ケーシングの振幅分布を



第18図 ボイラー2次A. H. に設置した仕切板

手持振動計で測定してみた。結果を 第19回に示す。振幅は対策実施前 (第8回参照)と比較し、約1/30となっており、この程度の振動ならばボイラの運転になんらの支障を与えないとみなしてよいであろう。なお仕切板設置にあたって管群の一部を抜きとったためボイラの熱効率が若干低下するのではないかという懸念も生じたが、タービンの運転結果によるとなんら問題にすべき変化は現われないことがわかった。対策実施以来発電所は数年後の現在でも健全に稼動している。

本報に述べたような現象はめったに起らないが,ひとたび起ると対策にかなりの手数を要する。ボイラ設計担当者としては,もちろん設計段階においてあらかじめ気柱の固有振動数とカルマン渦のサイクルを検討しておき,本報に記したような振動の発生のおそれありと判断したときは,A.H.構築時においてすでに仕切板を設置しておくか,あるいは振動発生時に容易に対策を実施しうるような構



(曲線上の数字は振動数,設置前の第8図と比較すると 振幅は1/30程度に減少していることがわかる)

第19図 仕切板設置後の2次A. H. 外壁の振幅分布

造にしておくことが望ましいと考える。

7. 結 言

出力66,000 kW の蒸気タービンを有する火力発電所のボイラ2次空気予熱器において負荷60,000 kW 以上で激しい振動(ケーシング外壁で振動数約42 c/s,最大両振幅0.4 mm)が発生した。ケーシング外壁の振動およびケーシングの内空気の温度,風速,圧力脈動などを測定した結果,振動の原因は予熱器内気柱に空気の流動に伴う音響学的定常波の生成にあることがわかったので,対策としてこの定常波を消滅さすことを計画した。定常波は空気の流れに直角な1波長の粗密波であるという考えの下に,空気の流れに平行に仕切板2枚を粗密波のノードに相当する位置に設置した。その結果振動の振幅を対策前の約1/30に低減さすことができ対策が完了した。

本研究にあたり、バブコック日立株式会社、日立製作所日立工場 火力設計部、呉工場設計部ならびに呉工場検査部および川崎工場の 関係者より多くの便宜を与えられ、また日立研究所今尾技師長より ご指導を、北川部長よりご激励を賜わった。ここに厚くお礼申しあ げる。

参 考 文 献

- (1) Raymond C. Baird: Combustion, 25, 38-44 (April 1954)
- (2) 関口,青羽: 日評 39,419-425 (昭 32-4)
- (3) T. C. Rathborne: Engineering, 46, 721–724 (1939)
- (4) H. Geiger und Karl Scheel: Handbuch der Rhysik, Band VIII Akustik S. 276~280 (1927, Jlius Springer)
- (5) 栗原嘉名芽: 音響学序説 245~251 (昭 27-1, 共立出版社)

Vol. 44 日立許論 No. 3 (次号予告)

論 (O) > ○デ 装 理 置 〇同 制 御 0 ◎電子計算機による流量オリフィス・ベンチュリの計算 ◎ ウ 処 1 0 理 ◎ジルコニウム中のハフニウムの定量分光分析 (i) = ス炉ガス ◎直流逆作用形電磁ブレーキの性能について ◎電気車用新形リボン抵 ◎試作 DM 15 形 ダ ン プ ト ラ ッ ク

◎凹円孤歯形をもつ彭形ウォーム歯車(第2報) ◎NV 6076 ch 搬 送 電 信 ◎高 出 力 TrS 電 力 線 搬送 電 蓄 ◎直 視 形 積 7448 ◎ブラウン管の静電的偏向 拡 大 ◎タングステン線の 粗 結 大 ◎OFケーブル系統の絶縁油漏えい点検出方法 ◎交流高電圧ブリッヂによる絶縁不良点の検出 ◎バリウムフェライト磁石の熱的性質について ◎Al 合 金 熔 着 金 属 の 割 れ と 添 加 元 素

発行所 日 立 評 論 社

取 次 店 株式会社 オーム社 書店

東京都千代田区丸の内1丁目4番地振 替 ロ 座 東京71824番東京都千代田区神田錦町3丁目1番地振 替 ロ 座 東京20018番