

大型送風機の軸応力の測定

野崎 松郎* 家坂 秀信**

Measurement of Stress on Shafts of Large Fans

By Maturō Nozaki and Hidenobu Iesaka

Kameido Works and Kawasaki Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

Making the use of the resistance wire strain gage which was recently brought in the field of practical use in this country, the writers measured the stress on the rotating shaft of the fan. By the special courtesy of Mitsubishi Mining Co. we used for the experiment the 1,500 HP double suction main turbo-fan of 14,000 m³/min air quantity, 300 mm Aq pressure, 435 r. p. m., in actual service at their Sakito mining plant. The results of the measurement were as summarized below.

- (I) The difference between the measured and the calculated value proved to be 0.15 kg/mm² or less.
- (II) Bending stress of the machine was only 150 kg/cm² having nothing to do with the driving speed.

[I] 緒 言

坑内ガス中には、腐蝕作用の甚しい Cl' や SO₄'' や炭塵等が含まれており、炭鉱の通風に使用される両吸込大型送風機の軸が、この種の腐蝕疲労によつて亀裂を生じた事もあつた。腐蝕疲労は空気中の疲労とは異なり、繰返応力が小さくても、腐蝕と繰返応力とが互に因果関係をなして亀裂が進行してゆくものであるから、これらの腐蝕ガスに曝されて繰返応力を受けている送風機軸に於ては、応力が小さいからといつても、腐蝕作用により誘起される予期しない振動応力が生ずるかも知れない。日立製作所では、この種の腐蝕疲労に対しては、軸に防銹スリーブを施し(特許番号 No. 182140, 主軸保護防銹スリーブ)既に解決済である。

一般に回転軸の危険速度は軸受部の中心を支点と考えた軸の撓み線図から求めるのが普通であるが、据付の不良の場合や、又軸受全長に拮つて均等に荷重が掛るように据付けられた軸受に於ても、長期間使用による磨耗等の為支点が移動してくることも考えられるので、相当広い範囲に亘つて回転数を変える場合には、危険速度の

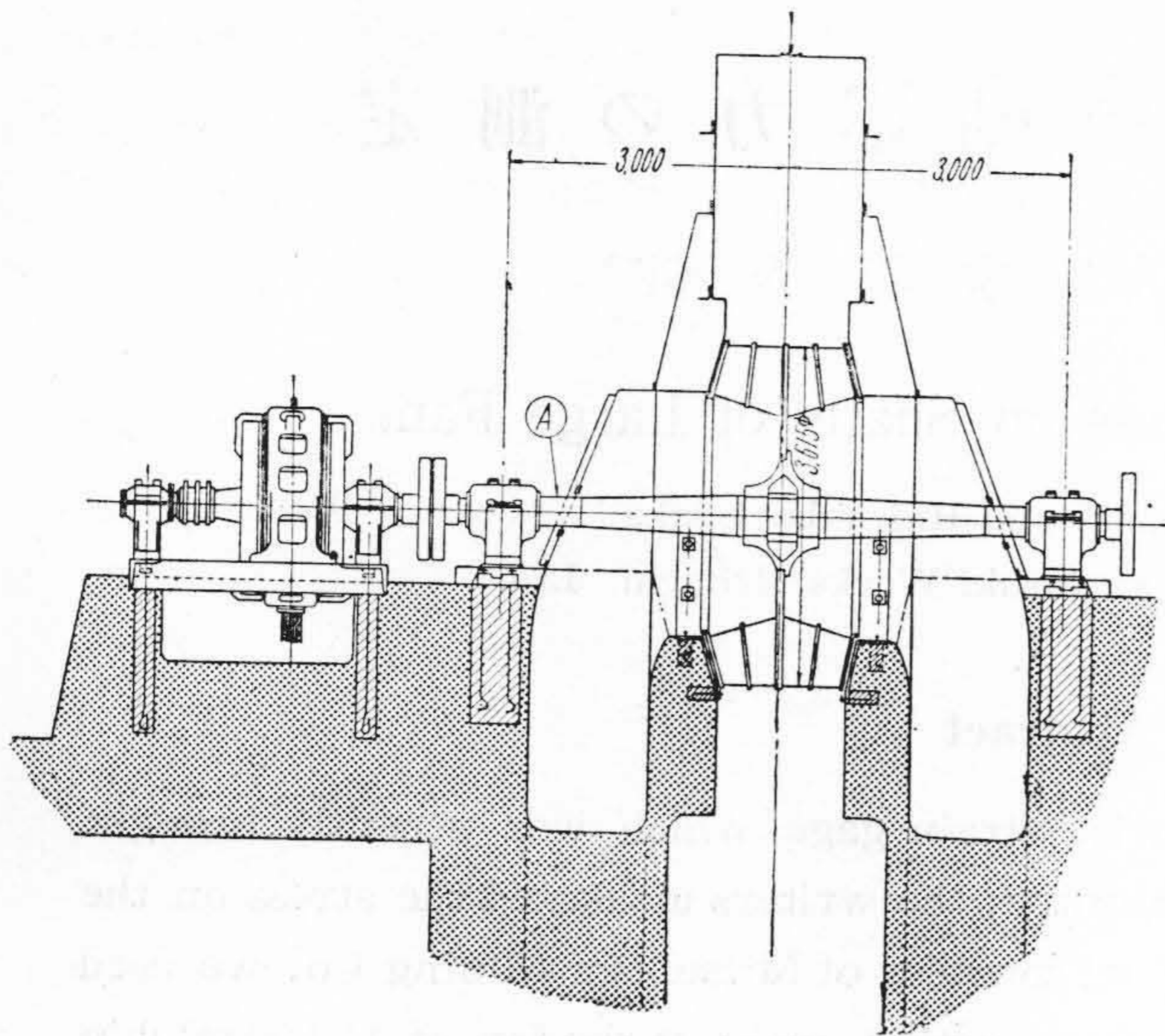
1/2 に相当する速度で回転する心配もある。この場合共振によつてどの程度の振動応力が生ずるものかは、実験により測定する外はない。

常にこれらの点を実験的に解明したいと念願していたが何分にも回転部分のみで拾数屯もある大きい機械だけにその測定が困難であり、現在迄大型回転軸の振動応力は実測出来なかつた。

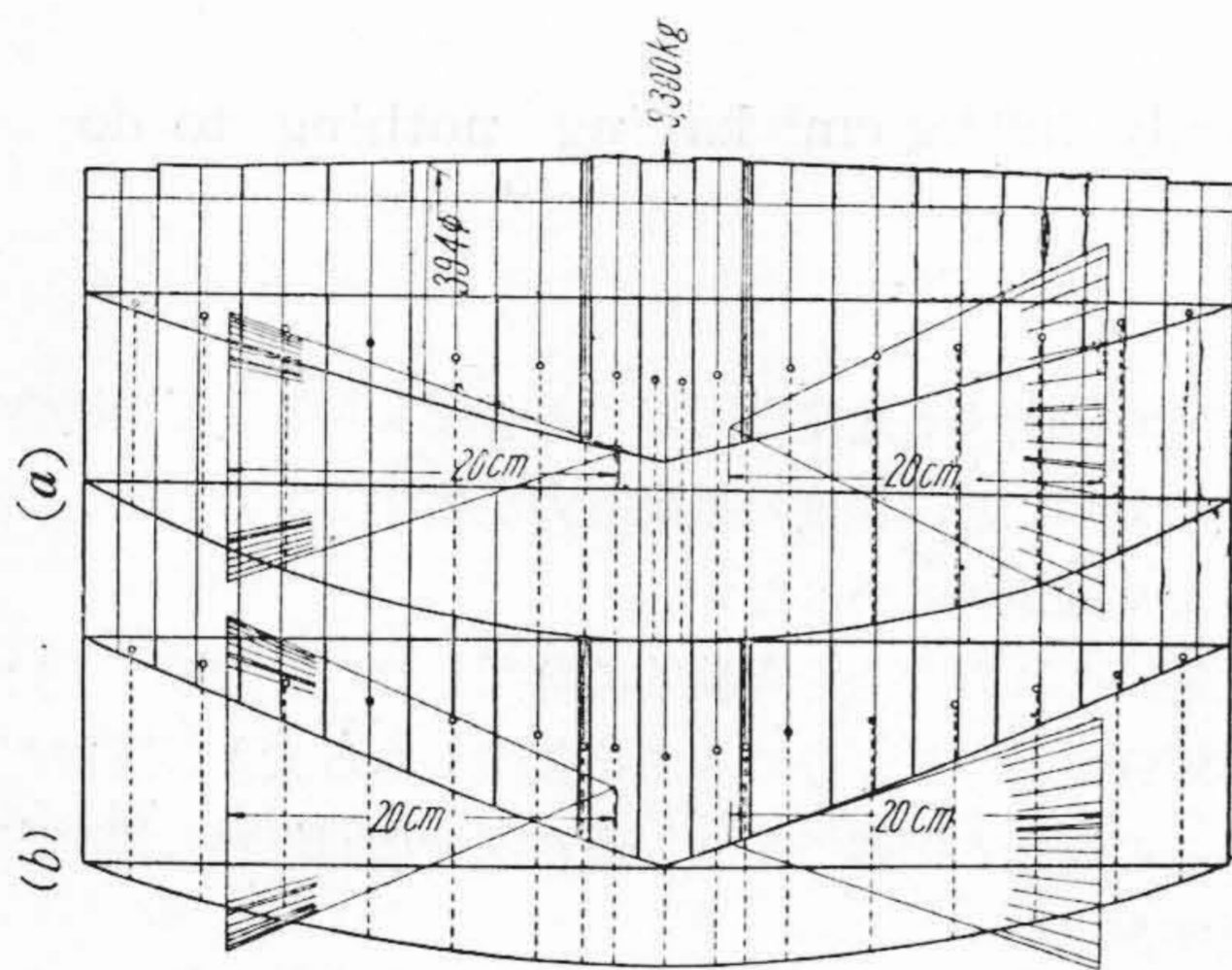
最近我国に於ても抵抗線歪計が実用の域に達し、これに依る回転中の軸の応力測定が考えられるようになった。今回三菱鉱業の絶大なる援助のもとに、同社崎戸礦業所の 1,500HP 主通風機の運転中の軸の応力を測定する機会を得た。実験に供された送風機は両吸込型ターボ送風機で、その仕様は風量 14,000 m³/min, 風圧 300 mmAq, 回転数 435 r. p. m. で同駆動用電動機は、1,500HP, 60 ω , 回転数 435r. p. m. のものである。第1図(次頁参照)は据付図の概略であり、軸受距離は 6 mで、応力を実測した個所は羽根車中心から 1,185 mm 距つた軸径 394 ϕ 部分である。前述のようにこの機械の軸受の中心を支点と考えて、図式解法により軸の撓み曲線を求めたのが第2図(次頁参照)(a)である。この静的撓み曲線を基にし、角速度 $\omega=100$ rad/sec の時の遠心力に依る撓みを求めたのが第2図(b)である。軸を撓ませる力は

* 日立製作所亀戸工場

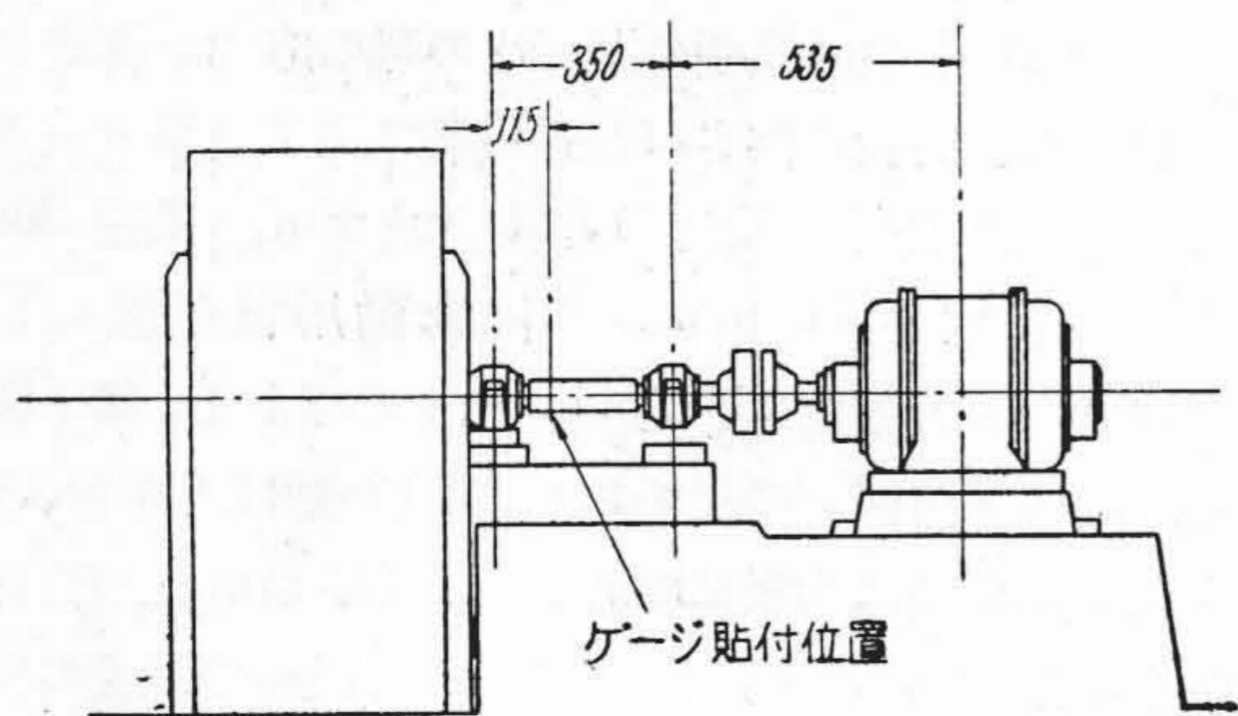
** 日立製作所川崎工場



第1図 #24 両吸込型送風機
Fig. 1. Size #24, Double Suction Type Turbo-Fan



第2図 危険速度計算図
Fig. 2. Critical Speed Diagram



第3図 #4, 片吸込型多翼送風機
Fig. 3. Size #4, Single Suction Type Sirocco-Fan

撓みに比例する関係を利用し、この軸の危険速度を求めると 670 r.p.m. となり、従つて危険速度と運転速度との比率は 1.54 である。又軸径 394φ 部の曲げ応力は、曲げモーメント線図から 165kg/cm² であり、振動及び強度上からは安全に設計されているが、常用回転数に達する途中 1/2 危険速度を通過するので、その際、先にも述べた共振により大きな振動応力が誘起されるかも知れない。この点を実際に確認するために、運転状態に於ける軸の曲げ応力を測定した。

抵抗線歪計は日立製作所では、中央研究所が各種の研究を行い成果を上げているが、今回の実験では

- i) 回転体の動的応力を測定するので、測定器に信号を取り出すため滑動環又はその代りになるものを使用する必要がある。
- ii) 応力は、わずか 150 kg/cm² 程度のものである。
- iii) 被測定物が大型であり、このような実験を予期して製作したものでない為、滑動環の取付、その他種々問題がある。

以上の点から実験には相当の困難が予想されたので、中央研究所の協力を得て、被測定物として #4, 15HP 片吸込型多翼送風機を使用して工場内予備実験を行い、ついで現地実験を行つて、一応の成果を得た。その概要に就き紹介したいと思う。

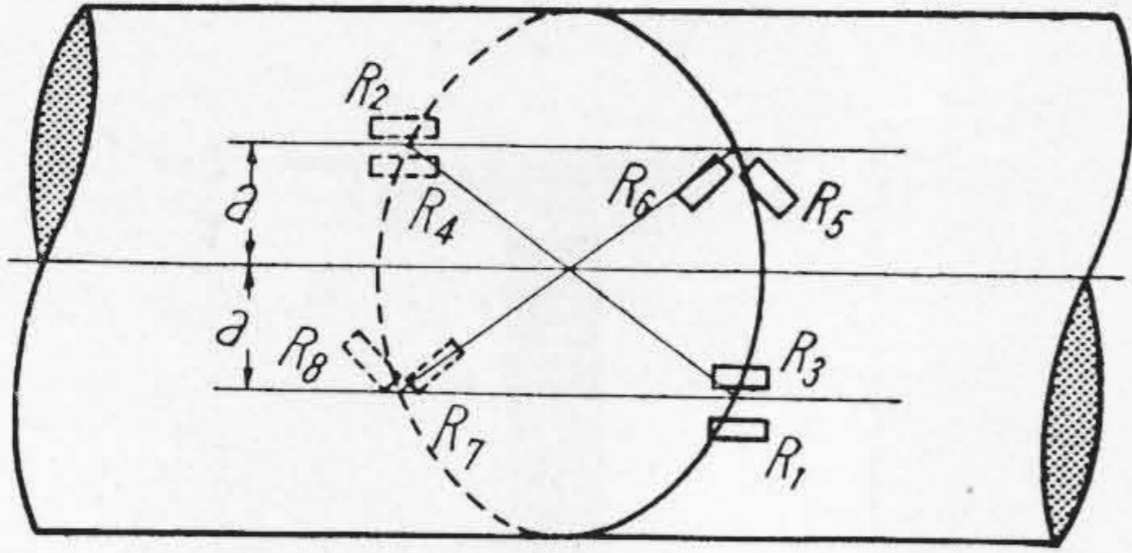
[II] 実験装置

実験に使用した機械は、現地試験は先に述べた第1図の #24, 1,500HP 両吸込型送風機に就いて行つたのであるが、予備実験には、#4, 15HP 片吸込型多翼送風機を使用した。その概略図を第3図に示してある。

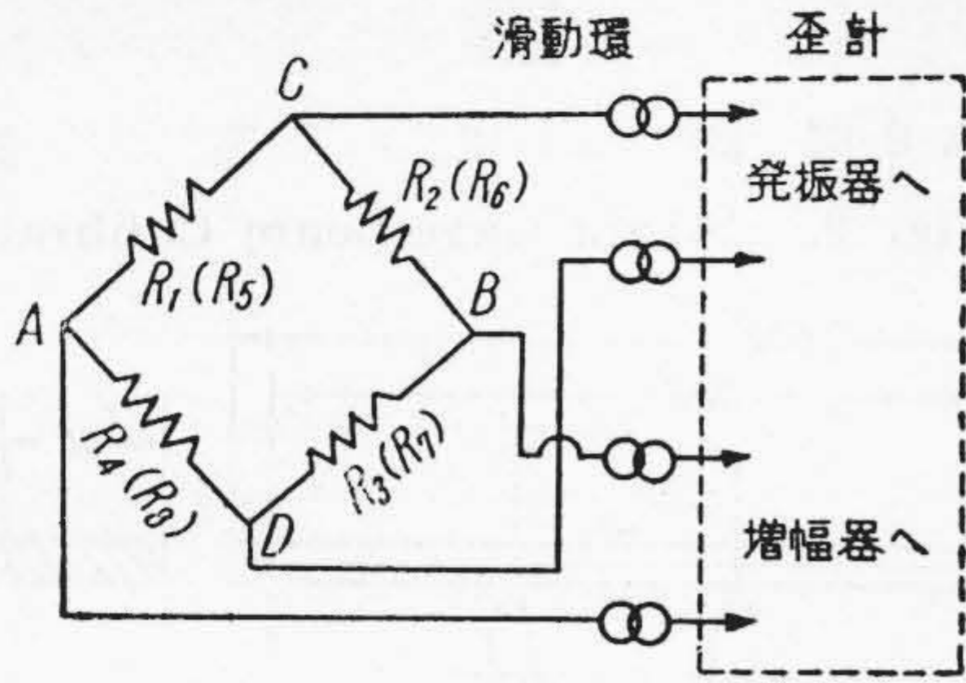
軸の曲げ及び振り応力の測定は、先に述べた抵抗線歪計を使用した。この歪計のゲージは紙に貼つた極めて細い抵抗線である。これを軸に固着し軸の歪が直接線の抵抗変化を生ずるようにしたものである。応力を測定したい軸上の個所に4枚のゲージを貼付し、それらを電橋回路とし、例えば、ケースと軸受箱との間隙等を利用して取り付けた滑動環により外部に引き出し、増幅器を経てオシログラムに記録し、較正装置の目盛に比例させて軸の応力の大きさを知るわけである。この歪計に就いては、最近多数の文献⁽¹⁾が発表されているが、回転体に応用した例は少いようであるから、その概要を説明する。

(1) ゲージの組合及び接続回路の説明

第4図は引張、圧縮、振りを測定する場合の軸に於けるゲージの関係位置を表わしている。記号を図のようにとれば、例えば R_1, R_3 が引張歪をうけると R_2, R_4 は



第4図 ゲージ関係位置
Fig. 4. Relative Position of Gages



第5図 電橋回路
Fig. 5. Bridge Circuit

圧縮歪をうける。軸が振りをうけると軸の表面の主歪は軸線に対し 45° の方向に起る。従つて、かりに R_5, R_7 が圧縮力をうけるなら、その圧縮応力の線に直角に配置された R_6, R_8 は引張力をうける事になる。これらの抵抗線歪計を第5図のように結線し、CD間に交流電圧 E を加えた場合を考え、 R_n で表わした各ゲージのインピーダンスを z_n とすれば、AB間に現われる不平衡電圧による電流 I_s は周知のように、次式にて表わされる。

$$I_s = \frac{E}{\delta} (z_1 z_3 - z_2 z_4)$$

$$\delta = \begin{vmatrix} -z_4 & -(z_1 + z_4) & (z_1 + z_4) \\ -z' & (z_1 + z_2) & -z_1 \\ (z_3 + z_4 + z') & (z_3 + z_4) & -z_4 \end{vmatrix}$$

ここに、 $z_n = (R_n + jX_n)$; 各ゲージのインピーダンス、 X_n ; リアクタンス、 z' ; 検出回路のインピーダンス、

この回路が平衡する時は $z_1 z_3 = z_2 z_4$

すなわち

$$R_1 R_3 = R_2 R_4, \quad X_1 X_3 = X_2 X_4 \quad \text{又は} \quad R_1/R_4 = R_2/R_3, \\ X_1/X_4 = X_2/X_3 \quad \text{である。}$$

今、このような状態で各ゲージが応力変化により抵抗が変化し、 z_1, z_3 がそれぞれ $(z_1 + \Delta z), (z_3 + \Delta z)$ に、 z_2, z_4 がそれぞれ $(z_2 - \Delta z), (z_4 - \Delta z)$ と変化したとすれば

$$I_s + \Delta I_s = \frac{E}{\delta'} [(z_1 + \Delta z)(z_3 + \Delta z) - (z_2 - \Delta z)(z_4 - \Delta z)]$$

となり、 Δz が少なる時は $\delta' \approx \delta$ であるから、応力により AB間に表われる電圧 ΔE は

$$\Delta E = z' \Delta I_s = \frac{E}{\delta} (z_1 + z_2 + z_3 + z_4) \Delta z z' = K \Delta z$$

となる。ここで、 Δz は ΔR と考えられるから ΔE は ΔR に比例する。更に上式で、 z_1 のみを $(z_1 + \Delta z)$ に変化させたとする

$$\Delta E = \frac{K}{4} \cdot \Delta z$$

となる。すなわち、第4図の配置のように、一時期に引張又は圧縮をうけるようにし、絶対値同一、符号反対の応力を測定し得る場合は、温度の影響を除き得ると共に感度をあげる事が出来る。

(2) 使用機器

(A) 歪計

日立製作所中央研究所で作つたもので、発振器はハートレー回路で 6F6 で電力増幅し、増幅器は 6SJ7×2 段、6F6×1 段の 3 段増幅である。又標識回路を設け使用に便利になつている。

(B) ゲージ

ゲージは長さ 20mm, 抵抗 120Ω, ゲージファクター

2

(C) オッシログラフ

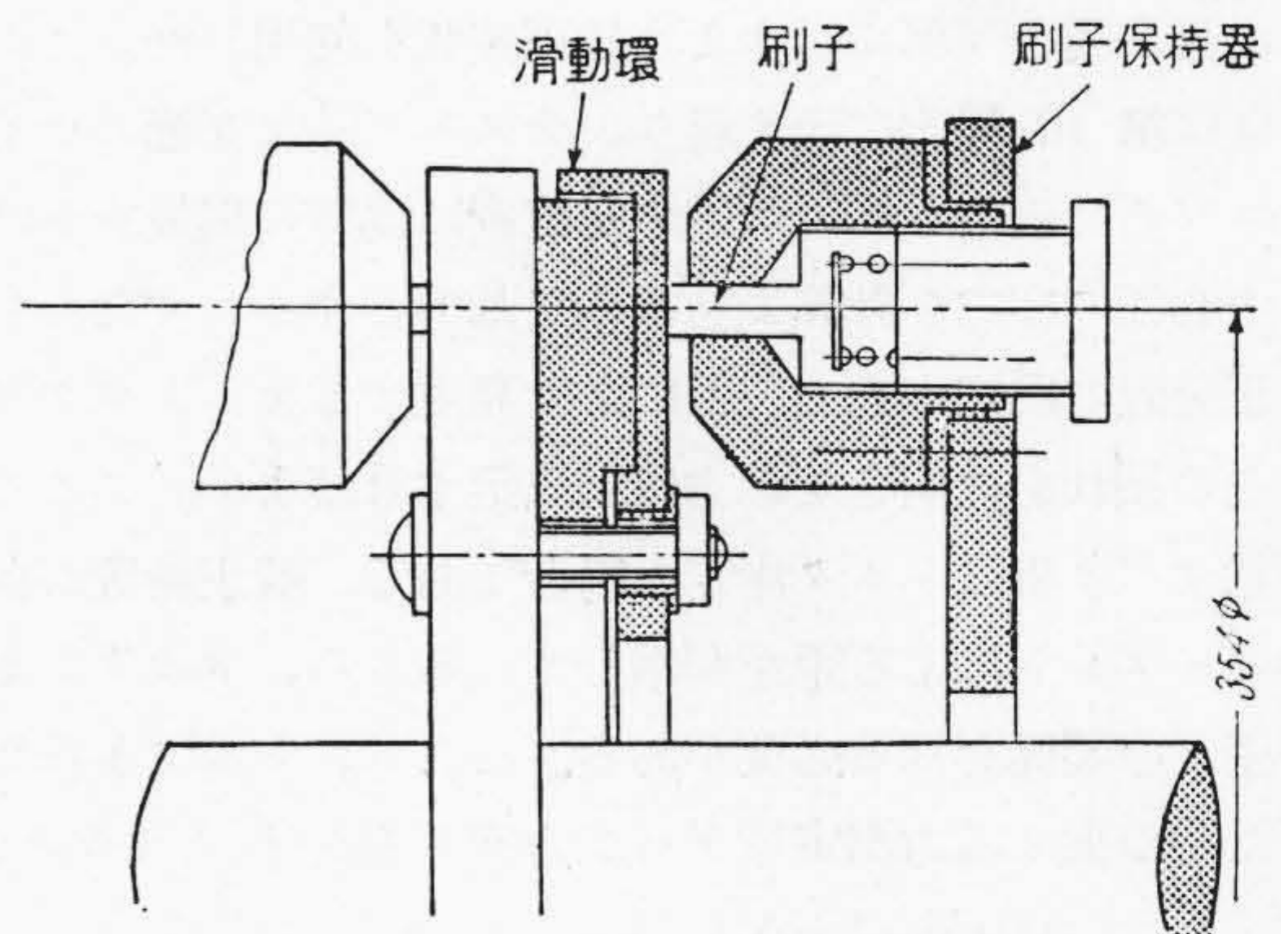
3 素子、D 型振動子

(D) 予備試験用送風機及び電動機

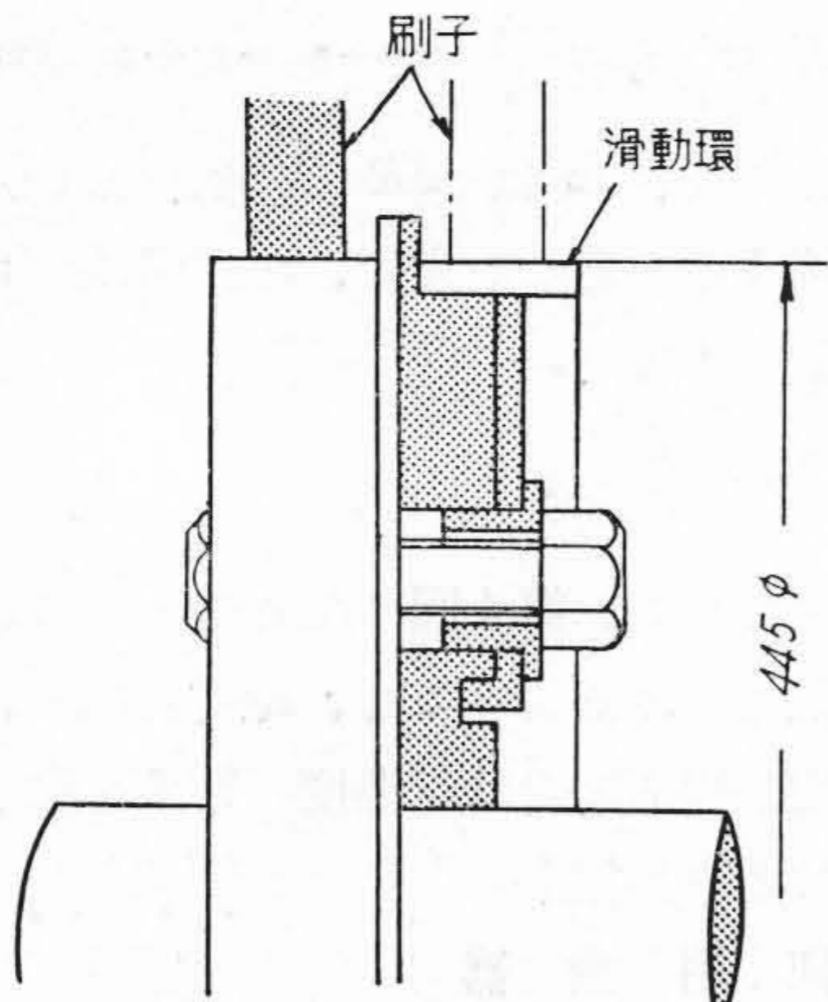
#4 片吸込型多翼送風機 (風量 330 m³/min, 風圧 60 mmAq, 回転数 950r. p. m.) 該駆動原動機 (15 HP, 6 p, 三相誘導電動機)

(3) 滑動環

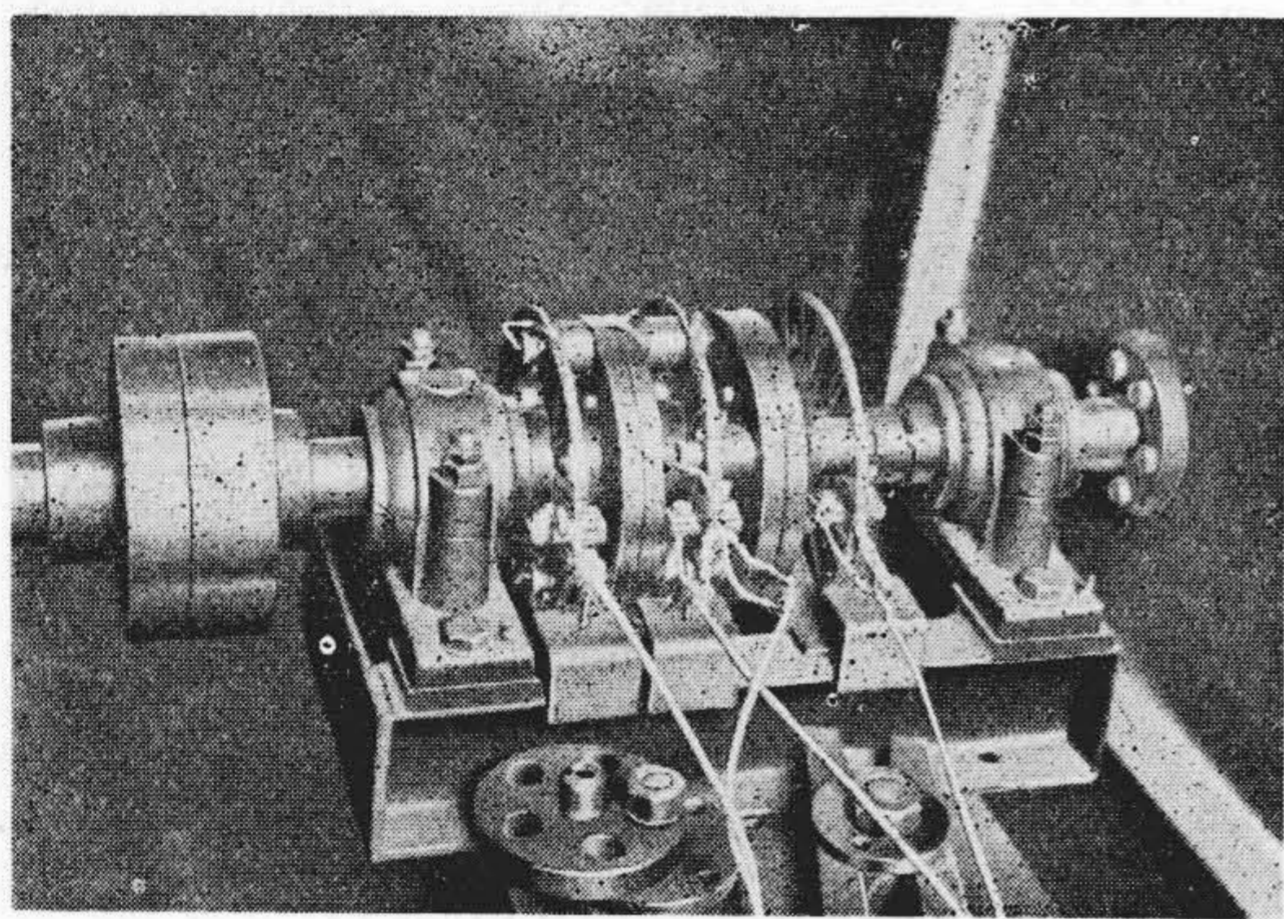
静止部分と回転部分を結ぶ 4 箇の滑動環は、実用性を加味し、銀によらず銅を使用した。滑動環と刷子との関係位置は、予備実験、現地実験の各々に対し、第6図、第7図 (次頁参照) の通りである。刷子面摺動速度はそれぞれ、7.7 m/sec 9.7 m/sec であり、第8図は予備実



第6図 滑動環と刷子 (工場実験時)
Fig. 6. Slip Ring and Brush, Installed for the Test at the Factory



第7図 滑動環と刷子(現地実験時)
Fig. 7. Slip Ring and Brush, Installed for the Test at the Site



第8図 滑動環と刷子部分(工場実験時)
Fig. 8. Parts of Slip Rings and Brushes, at the Test in the Factory

験時のこの部分を示す写真である。

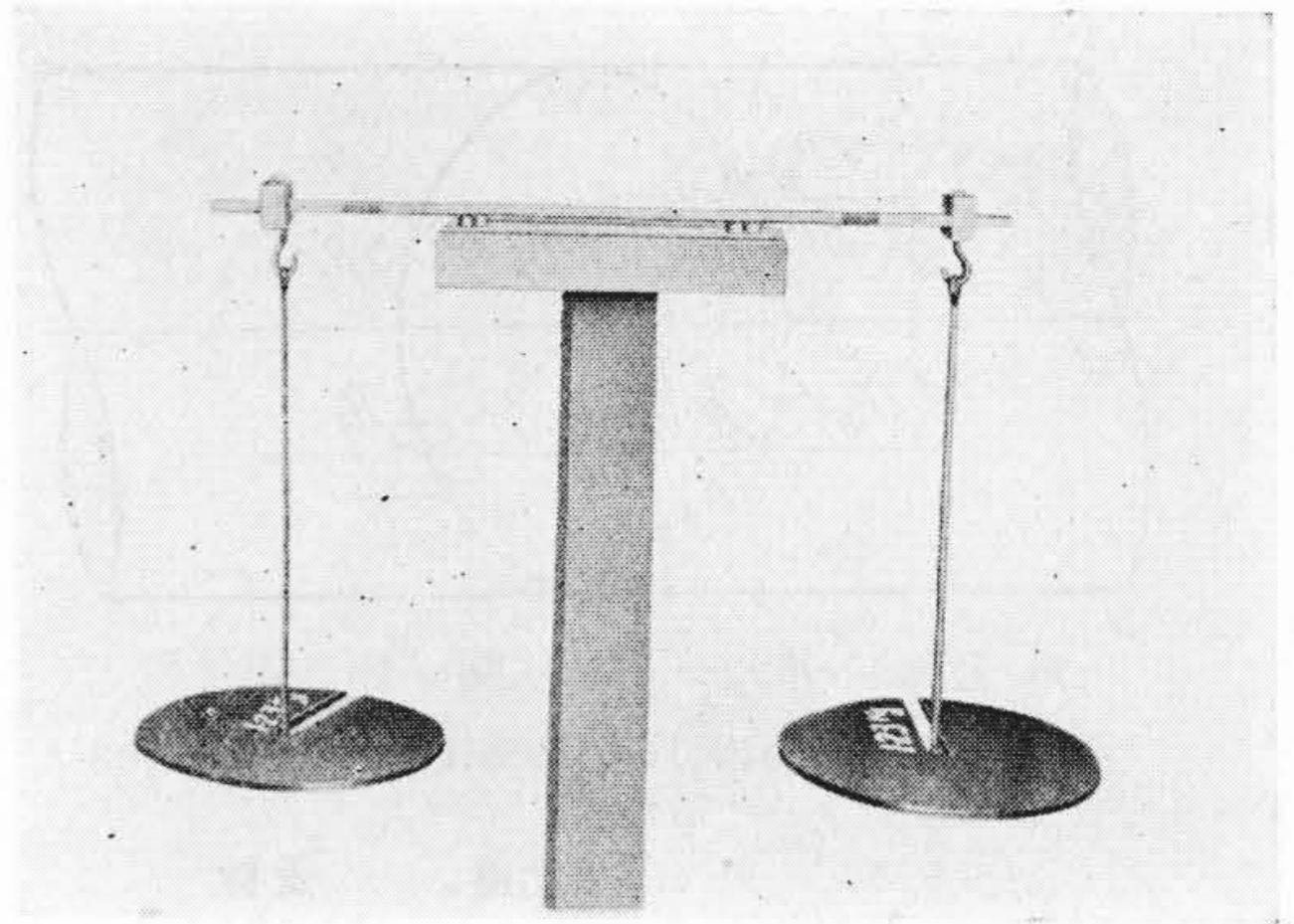
(4) 較正装置

被測定物の応力オッシログラムの数値を決定するために第9図の写真に示すよう較正装置を使用した。この構造は第10図⁽²⁾に示す通り、テストバーは2箇のナイフエッジで支えられ、両端の定位置に既知の重錘をかけ、中心部の応力を計算より求めて基準とする。すなわち較正装置の既知応力と、歪により発生するオッシログラム上の振れを比例させ応力値を決定すればよい。ここで注意すべき事はトルク測定の場合である。較正装置が曲げモーメントによる歪を利用しているから、トルクによる歪との関係を知る必要がある。ここで、トルクが作用した時の振り応力測定用ゲージ方向の歪を ε とすると、

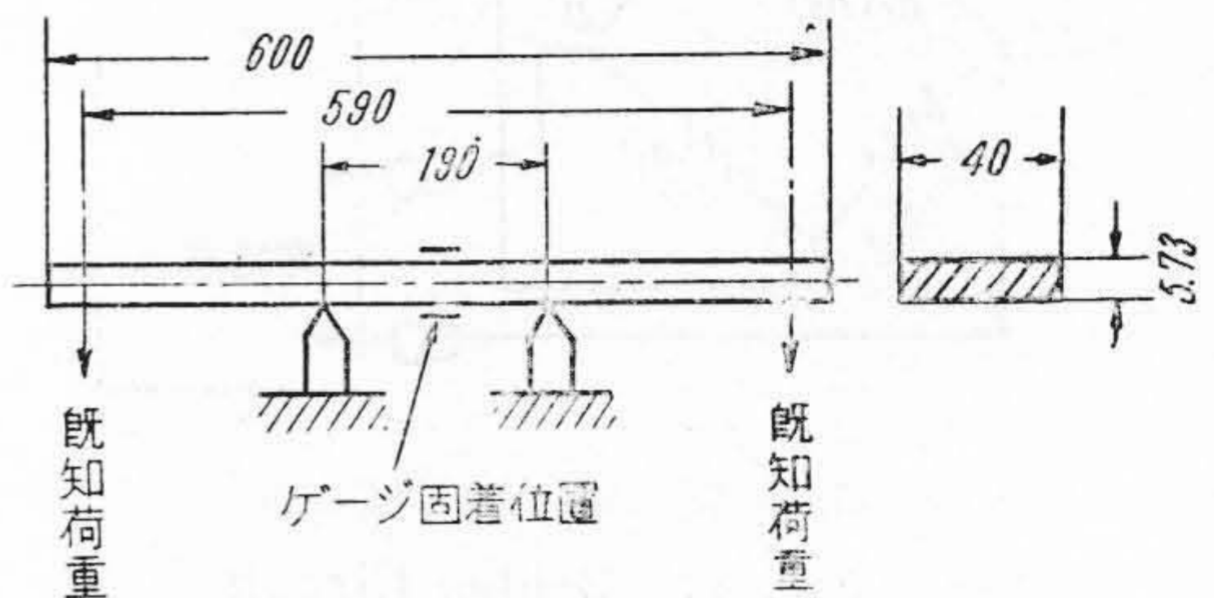
$$\varepsilon = \tau / E \times (1 + N)$$

なる関係がある⁽³⁾

ここに、 τ ; 剪断応力、 E ; 弾性係数、 N ; ポアソン比である。従つて振りによる剪断応力の場合は、上記の



第9図 較正装置
Fig. 9. Strain Gage Beam Calibrator



第10図 較正装置寸法図
Fig. 10. Size of Beam Calibrator

関係があるので、曲げ応力を使用した較正装置の応力尺度を $\frac{1}{(1+N)}$ 倍して使用すればよい。

【III】 試験結果及び検討

(1) 滑動環

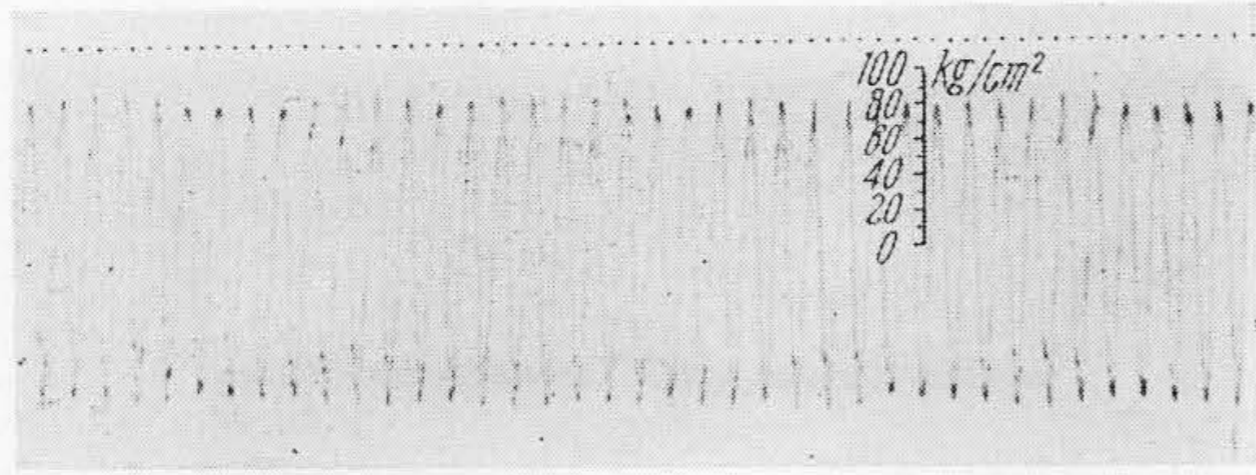
歪計とゲージ間に抵抗変化があると、測定値に影響を与えるので検討してみたが、刷子の接触抵抗が 0.1Ω 以下であれば実験に支障はない事が分つた。又、刷子の接触圧力は余り気にする必要はなく、却つて標準値より大なる方がよいようである。

(2) 曲げ応力

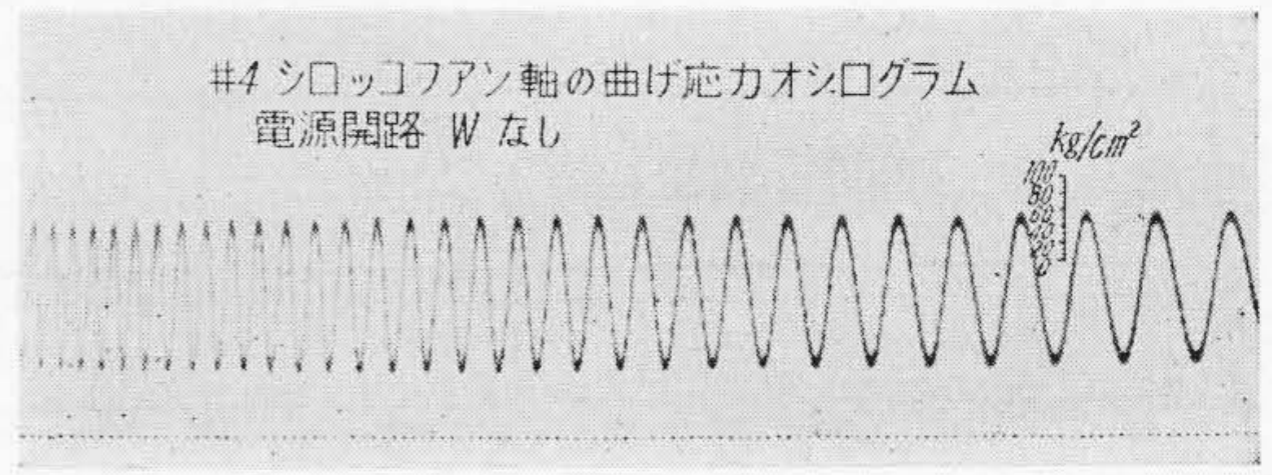
第11図は運転中の予備実験曲げ応力オッシログラムである。又電源遮断後のオッシログラムを第12図に示してある。共に曲げ応力は 82.3kg/cm^2 程度であり、一定の正弦波で保たれている。曲げ応力の計算値は 88.5kg/cm^2 で、実測値より多少高くなっている。

次に現地実験の場合は連続記録装置を使用し、起動から全速までの状態を記録した。これらを第13図(a)(b)(c)(d)(e)に分け、(a)~(d)迄は起動から全速迄を、(e)は電源遮断後のものを示す。これらから、曲げ応力はこの機械のどの運転速度でも一様である。実際の運転状態を数回繰り返して実験したので、その結果を纏めて第14図(第32頁参照)に示した。本図からも曲げ応力は

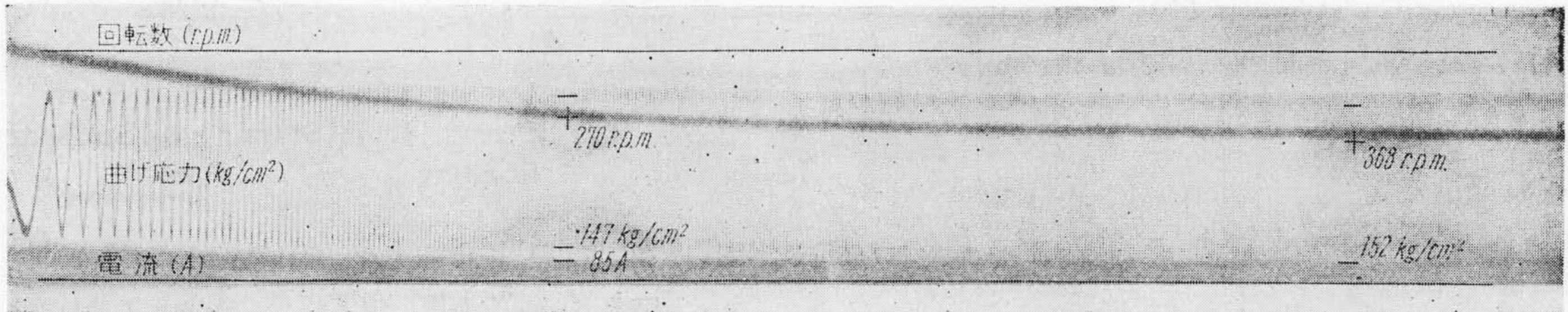
大型送風機の軸応力の測定



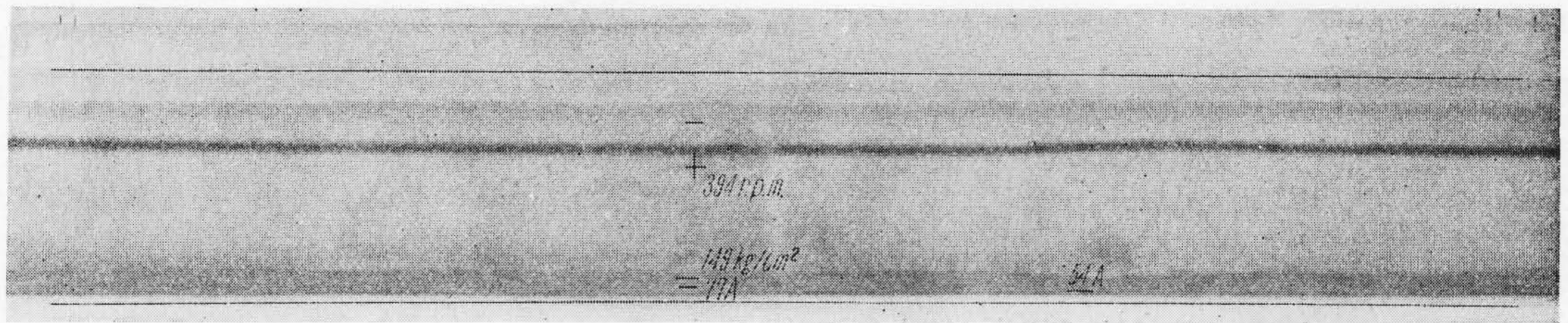
第11図 運転中の曲げ応力オッシログラム
Fig. 11. Bending Stress Oscillogram in Running



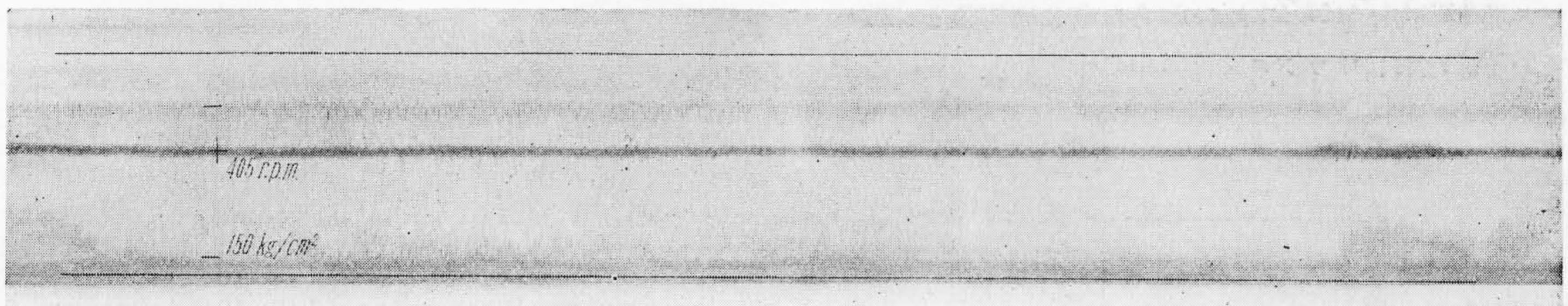
第12図 電源遮断後の曲げ応力オッシログラム
Fig. 12. Bending Stress Oscillogram (with Circuit Opened)



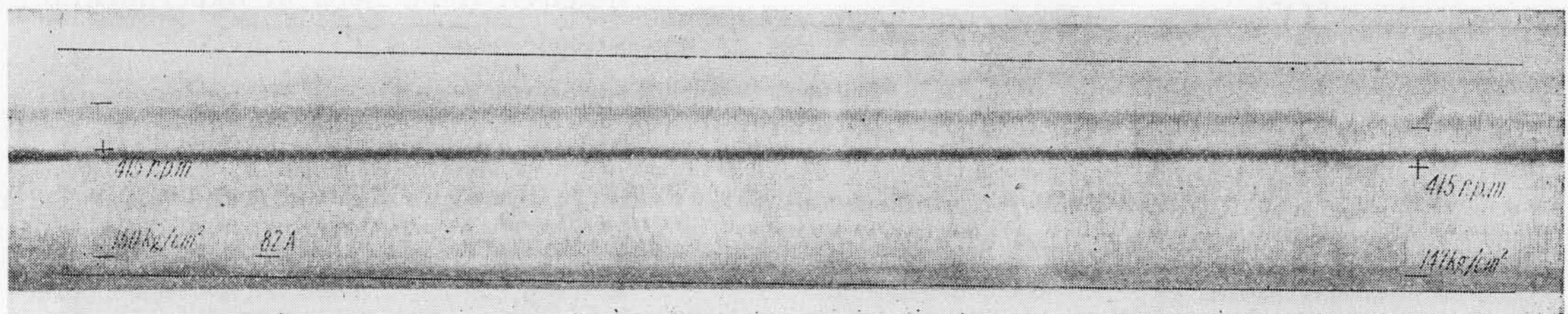
第13図(a) 0→368 r.p.m. に於ける曲げ応力オッシロ Fig. 13. (a) Bending Stress Oscillogram in 0→368r. p. m.



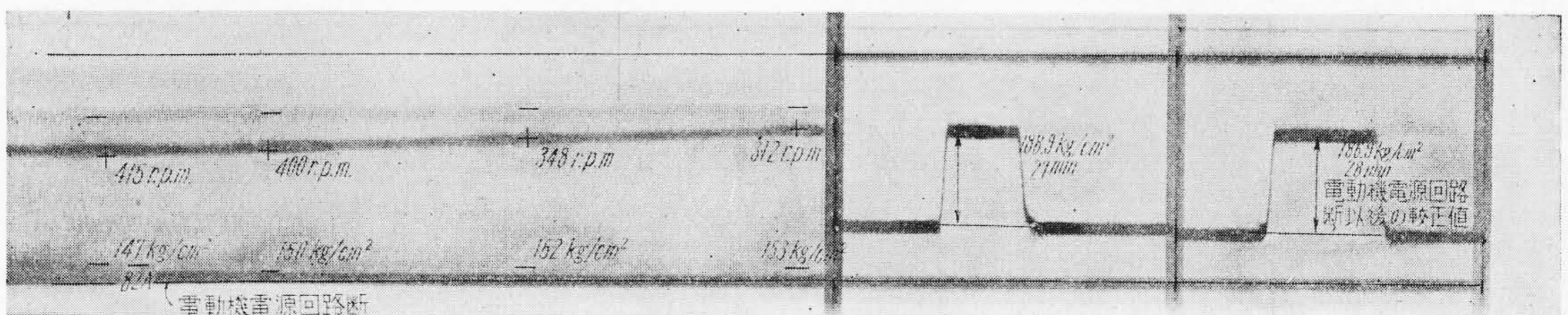
第13図 (b) 370 r.p.m.→400 r.p.m. に於ける曲げ応力オッシログラム
Fig. 13. (b) Bending Stress Oscillogram in 370~400 r. p. m.



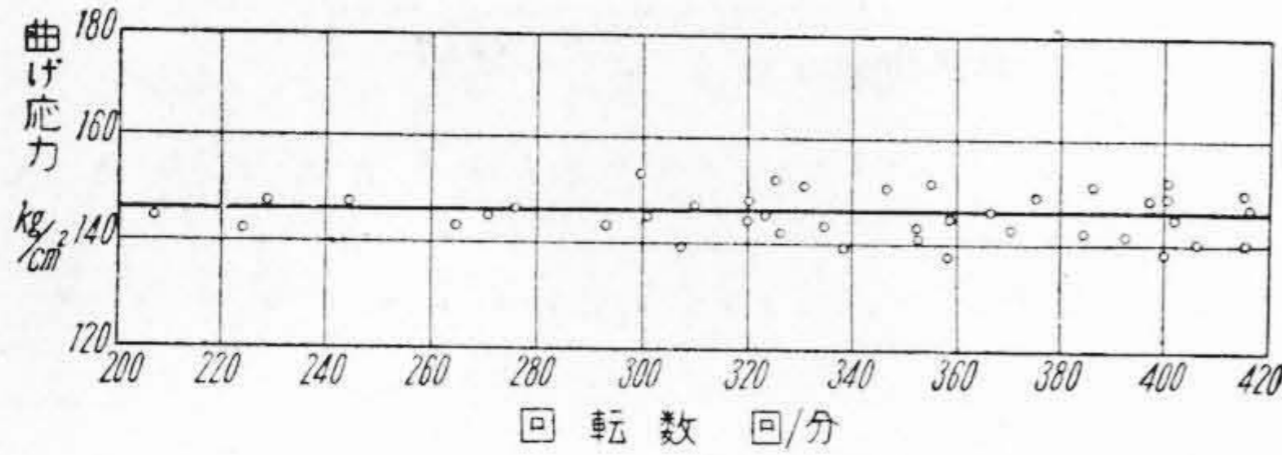
第13図(c) 400~415 r.p.m. に於ける曲げ応力オッシロ Fig. 13(c) Bending Stress Oscillogram in 400~415r. p. m.



第13図 (d) 415 r.p.m. に於ける曲げ応力オッシロ Fig. 13. (d) Bending Stress Oscillogram in 415r. p. m.



第13図 (e) 電源遮断後の曲げ応力オッシログラム
Fig. 13. (e) Bending Stress Oscillogram from 415 r. p. m. to 312 r. p. m. Circuit Opening



第 14 図 曲げ応力～回転数曲線(200 r.p.m. 以上)
Fig. 14. Bending Stress～Revolution Curve, over 200 r.p.m.

回転速度に関係なく、 150kg/cm^2 程度で、異常な応力の変動はなく、安全に運転されている事がわかる。曲げモーメント線図から計算した曲げ応力は 165kg/cm^2 で、予備実験と同様実測値の方が小さい。すなわち、強度を云々する時は全然問題とならない安全な運転状態と云える。

又、運転中の両軸承上の機械的振動を調査してみたが非常に振幅は小さく、殆ど手に感じない程度であり、 $1/1,000$ 単位の電磁型振動計では 1μ 以下であった。

(3) 振り応力

振り応力の予備実験のオッシログラムは第 15 図の通りである。図によれば、起動の時は被動機側の慣性に逆って加速するため、原動機の回転力がそのまま現われるが、全速になると、一定の回転力を示している事が分る。電動機効率を 90% とすると、電動機入力から計算した剪断応力は 107.2kg/cm^2 となり、実測値と一致している。なお、オッシログラム中の細かい波は曲げ応力が若干現われている。

現地機械の振り応力の計算値は 0.1kg/mm^2 程度で小さく、今回の歪計では、はつきりした数値は得られなかった。増幅率の大なる歪計も作つてあるので別の機会に測定したいと思う。

[IV] 結 言

抵抗線歪計を使用して、大型送風機の実際運転の軸の応力測定について述べたが、これを要約すれば

- i) 抵抗線歪計は回転軸の応力測定にも可能であつて計算値との開きを 0.15kg/mm^2 程度に止める事が出来た。



第 15 図 振り応力オッシログラム (起動から定常運転迄)

Fig. 15. Oscillogram of Torsional Shear Stress, from Starting to Stationary Running

- ii) 現地機械の曲げ応力は 150kg/cm^2 程度で小さく、實際上、運転速度に無関係で、安定して運転されている。尚、振り応力は 0.1kg/mm^2 程度の機械が普通であり、抵抗線歪計も現在、増幅率を数百倍大きくし、固有振動数の高い歪計も出来ている事であり、これらを実際に測る事は学術的にも興味ある問題であるので、更めて是非実験をやつてみたいと思う。

終りに、本実験のために、三菱鉱業株式会社の菊竹重役、大平所長、遠藤副長、岡崎課長の各位から、現地実験として望み得る最大の御援助を頂き、厚く深謝する次第である。又、御指導を頂いた九大の小野名誉教授、中央研究所の湯本部長及び河合研究主任、前田研究員、亀戸工場鈴木課長、関技術員、川崎工場伊藤部長の各位に謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) 例えば、Electronics : July 1945, 又は Hetenyi: Hand Book of Experimental Stress Analysis
- (2) Hetenyi; Hand Book of Experimental Stress Analysis, 1950 p. 179. Strain Gage Beam Calibrator に比例にさせ寸法をきめた。
- (3) 同上 p. 119

