

柳 河 原 發 電 所

豎型發電機の推力軸受部の改造に就て

大和田盛胤* 菊地彌十郎**

About the Alteration of Thrust Bearing of Vertical Generator in Yanagawara Power Station

By Moritane Owada, Yajuro Kikuchi

The Japan Electric Generation & Transmission Co. Ltd., Hitachi Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

The Westinghouse 20,000 kVA alternators of Yanagawara P. S., The Japan Electric Generation & Transmission Co. Ltd., which had been in service for over twenty years, had begun to show fatigue in their screws supporting the thrust at the top end of the shaft, accompanied with the breakage of screw threads.

To prevent possible accidents due to the fatigue of the screws, the repair was attempted by a certain maker, but resulted in failure.

In remodelling them again this time, careful studies were made from many angles, which brought the conclusion that the plan shown on the right of Fig. 3 was the best. In carrying out this work, however, the difficult problem of machining the main shaft at site had to be met.

For this purpose, a special arrangement and careful tests in the shop were thought out, but no enough time was available to follow the plan, and there was no other way then to employ an ordinary horizontal boring machine.

The result was, how successful, with a very precise finish.

Upon completing the assembly of the thrust bearing, vibration of the machines, which had been annoying the operators ever since the installation, was entirely eliminated by means of the field balance method.

Thus the 20,000 kVA alternators have been rebuilt into such a perfect condition as never had been before.

In Japan, alternators of such construction amount to a considerable number, and the breakage of screw threads, which are not rare cases, is harassing the engineers concerned.

In this paper the writers detail on the comparison of various remodelling plans worked out, and also give cautions necessary for the machining of main shafts at site.

* 日本發送電株式會社黑部川支社次長

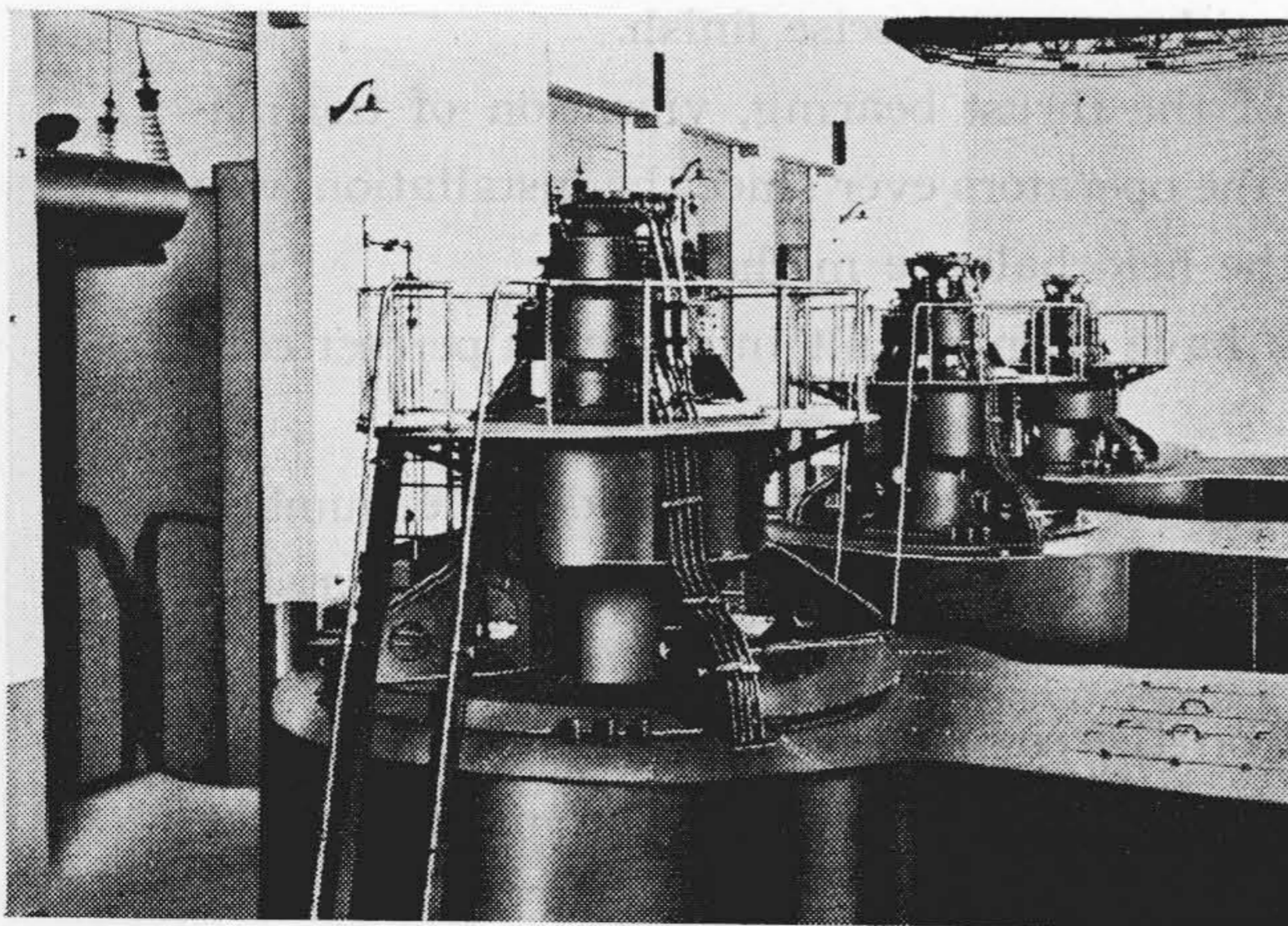
** 日立製作所日立工場

[I] 緒言

立山連峰の水を集めて流れる日本の景勝黒部峡谷の急流を堰止め、有効落差 125.8 m、水量最大 51.90 m³/s、常時 19.48 m³/s を以て、舊日本電力株式會社により發電計畫が立てられ、昭和2年10月使用認可、送電開始となつた柳河原發電所は、黒部川の急流に建設された最初の發電所であつて、發電機の仕様は

20,000 kVA, 11,000 V, 1,050 A, 0.9 P.F, 3φ, 20 P, 300/360 R.P.M., 50/60 〃, ウェスチングハウス社製、1927年(大正15年)、3臺

である。發電機の外觀並に構造を示せば第1、2圖の如く、試運轉以來振動等の問題はあつたが、現在迄無事故のまま運轉を續けて來た。しかしながら運轉開始以來20餘年を経過し、構造上の無理から發電機主軸の頂部に設けてある推力を支持すべきねじの部分によりやく疲労が起り、ねじ山の一部が缺損し、このまま放置すれば重大事故を起すおそれがある状態となり、早急に改造を要することとなつたものである。こゝにねじ山の缺損を起すに至つた原因を追求すると共に、改造の詳細について検討を加え、同一構造の推力軸受を持つ發電機は相當多く、これらが同一の経路を辿り、ねじの缺損を起しつつあるものもあり、既に改造が加えられながら充分の成



第1圖 發電機外觀

Fig. 1 General View of 20,000 kVA A.C. Generator.

果が得られなかつた實例もあり、こゝに改造の詳細を述べ参考に供したいと考える。

[II] 推力軸受の構造並にねじ破損の原因

推力軸受はいわゆるキングスベリー式の構造で、第3圖左側断面で示す通り、静止部分については特に變つた點はないが、回轉部分は最近一般に用いられているリングキーの方式とは趣を異にし、主軸の頂部にねじを切りこれに吊り金具を兼ねたナットをはめて締め付け、全推力荷重をナットに受けさせ、ナットの下にスラストカラーを入れて、このカラーの下部を摺動面とし6個の扇形ベヤリングシユールによつて支持せしめているものである。このねじに軸方向の推力荷重が作用する場合のねじの應力は、深く考えて行くと色々むづかしい問題はあるが、極く簡単な一般式⁽¹⁾によつて見ると

ねじの谷の直徑・31.7 cm,

推力荷重・200,000 kg

であるから、

ねじの谷に起る引張應力は 281 kg/cm²,

ねじの部分においては、ねじ山の數・24、ねじの平均直徑・32.25 cm、ねじ山の高さ・0.54 cm、ピッチ・1"につき3山、すなわち 0.847 cm

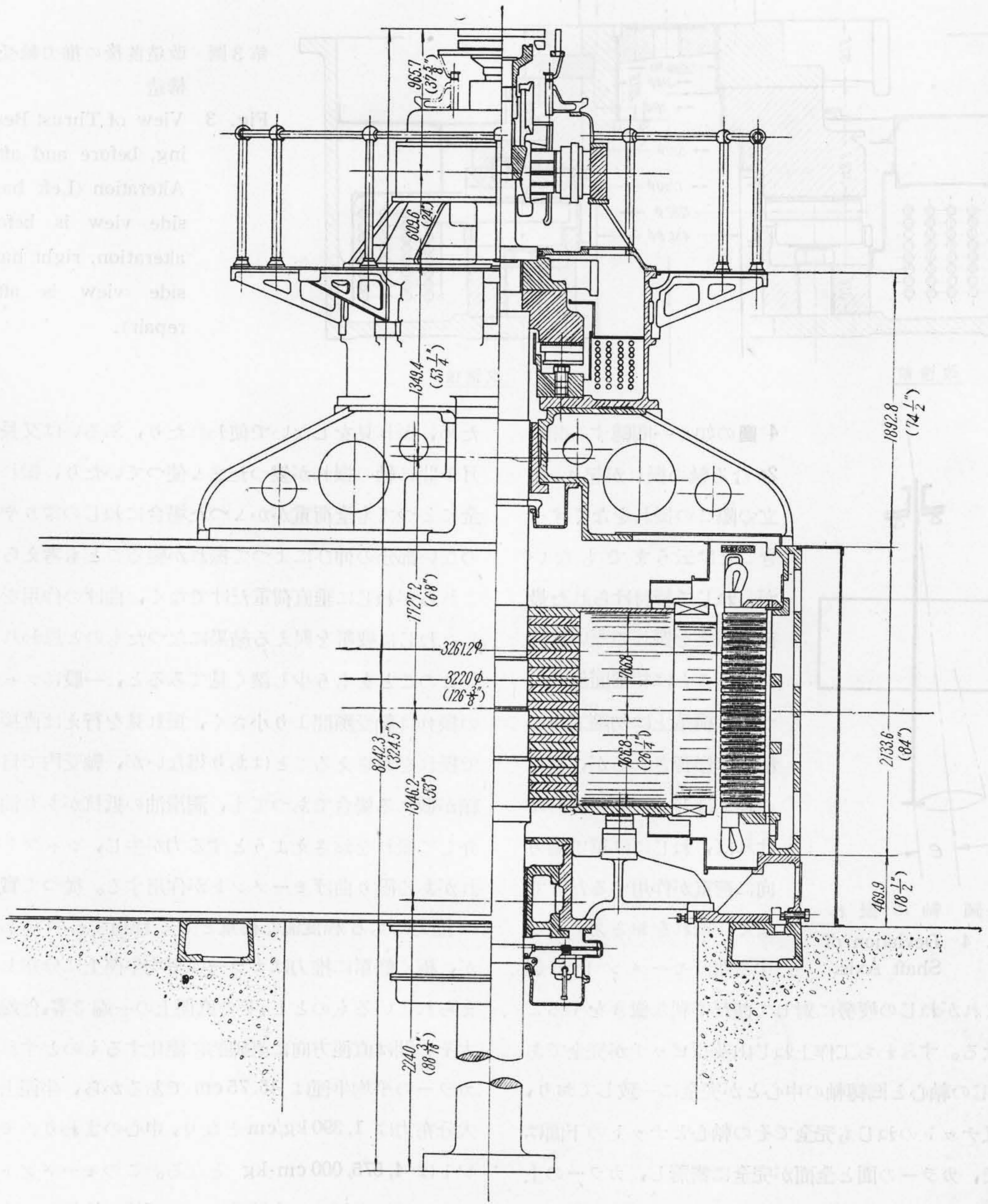
であるから、

ねじの接觸面の壓力は 166 kg/cm²

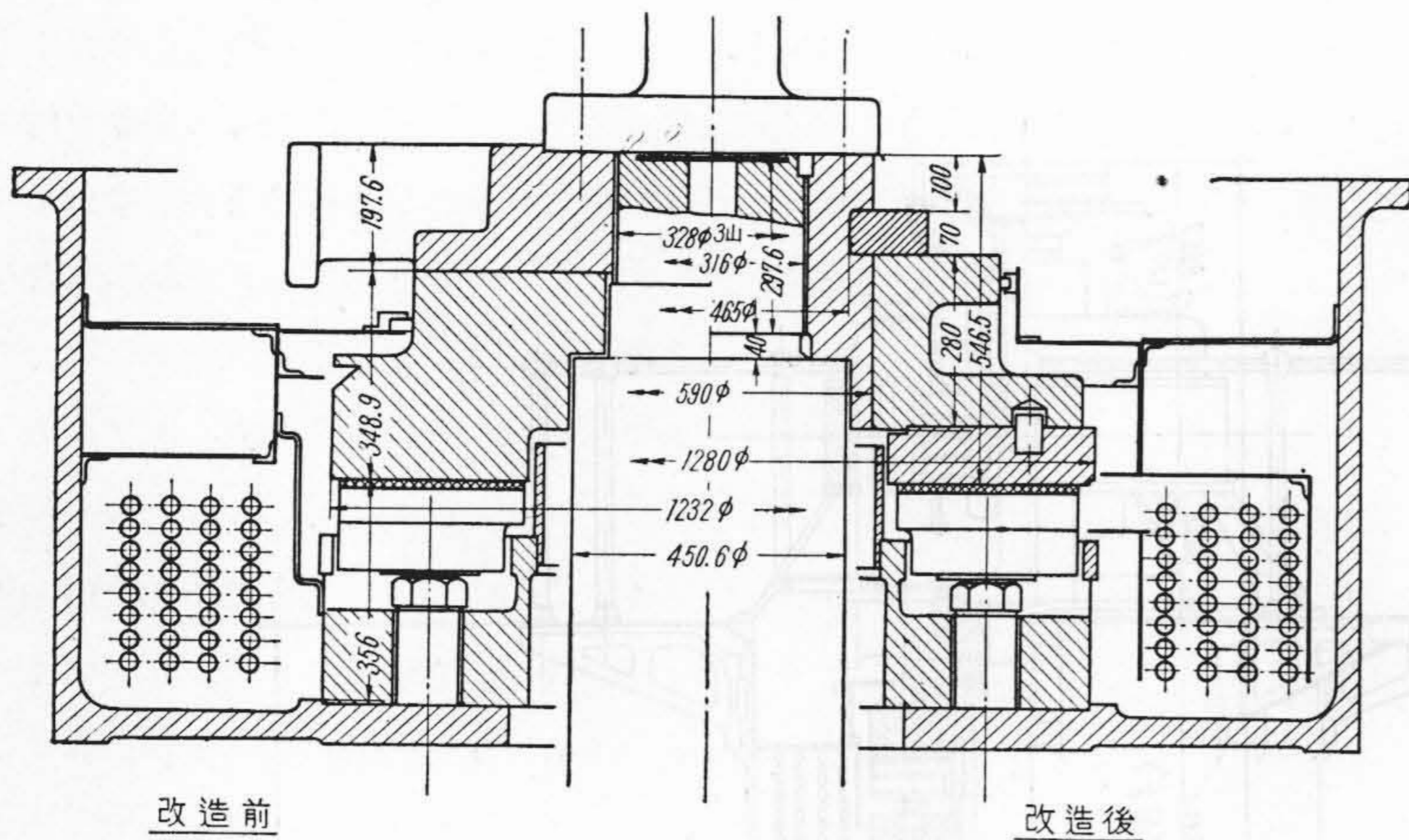
ねじ山の剪斷應力は 106 kg/cm²

であつて、シャフトの材質は不明であるが、假に SF 44 と考えても、これらの値は切欠効果あるいは軸方向の振動による衝撃等を考えても弾性限より遙に低く、ねじの破損を起すことは全然考えられない。

従つて別の力が作用しない限りねじが破損すると云うことはあり得ない。この力として考えられるものは軸方向の荷重だけでなく、曲げモーメントである。その原因はいわゆる軸の振れによるものであると見られる。すなわち回轉軸中心と摺動面とが完全に直角でない場合には第

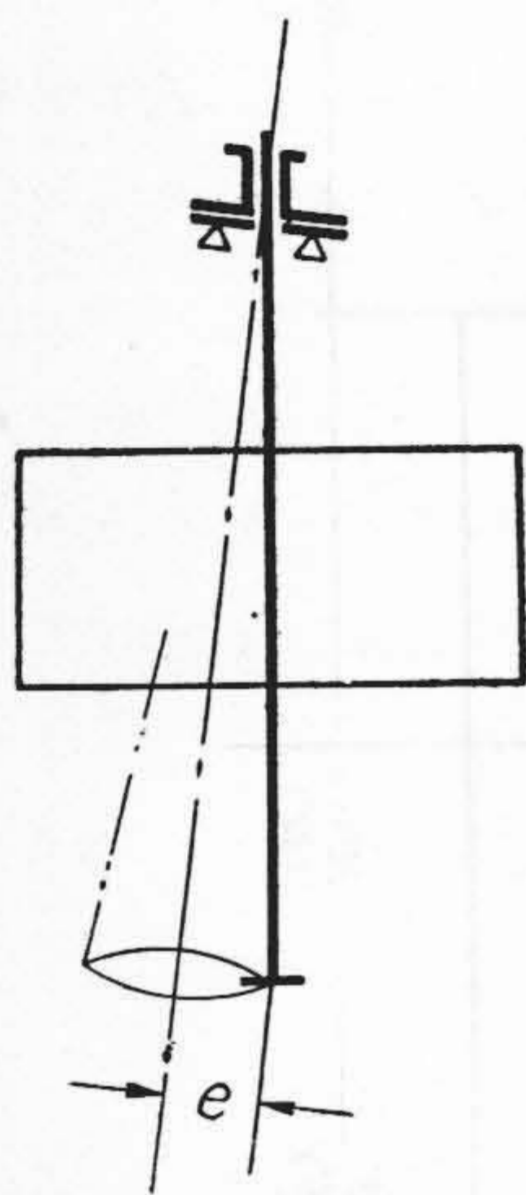


第2圖 發電機構造圖 Fig. 2 Construction of Generator.



第 3 圖 改造前後の推力軸受の構造

Fig. 3 View of Thrust Bearing, before and after Alteration (Left hand side view is before alteration, right hand side view is after repair).



第 4 圖 軸の振れ
Fig. 4 Deviation of Shaft Axis.

4 圖の如く一回轉する間に $2e$ なる軸の振れが起り、組立の際この振れをなくすべきことは云うまでもないが、ねじで締付けられた最後の結果を振れのない状態にすることは相當面倒であつて、構造上は勿論工作の精度に影響されるが、据付の際よほどの注意を拂わなければ、ねじには單に軸方向に荷重が作用するだけでなく、振れをおさえようとする曲げモーメントが起

り、これがねじの疲労に對して甚だ不利な働きをすることになる。すなわち工作上ねじ山及びピッチが完全であり、ねじの軸心と回轉軸の中心とが完全に一致しており、更に又ナットのねじも完全でその軸心とナットの下面は直角で、カラーの面と全面が完全に密着し、カラーの上下兩面は平行であることが必要であつて、如何に優秀な工作機と技能を以てしてもこれだけの條件を満たすことは、期待すること自身無理であつて、當然これらの綜合結果として生ずる軸の振れは、カラーとナットの接觸面をすり合せによつて調整しなければならないのであるが、これを行うことはねじが禍いして非常に面倒である

ため、振れ見をしないで使われたり、あるいは又長い年月の間に軸の振れが變つたまま使つていたり、振れを完全にとつても全荷重がかゝつた場合にねじの當りやねじのない部分の伸びによつて振れが變ることも考えられ、これらがねじに垂直荷重だけでなく、曲げの作用を及ぼし、ねじに疲労を與える結果になつたものと思われる。

このことをもう少し深く見てみると、一般にシャフトの振れは軸受隙間より小さく、振れ見を行えば直接軸受で振れをおさえることはあり得ないが、軸受内で自由に軸が振れる場合であつても、潤滑油の抵抗があり油膜を介して振れをおさえようとする力が生じ、シャフトに振れがある限り曲げモーメントが作用する。従つて實際には推力はある程度偏心荷重として作用するのであるが、極く簡単に推力はカラーの平均半徑上に分布して支えられているものとし、その直徑上の一端で零、他端で最大その間は直徑方向に直線的に變化するものとするれば、カラーの平均半徑は 45.75 cm であるから、半徑上の最大分布力は $1,390 \text{ kg/cm}$ となり、中心のまわりのモーメントは $4,575,000 \text{ cm}\cdot\text{kg}$ となる。このモーメントがねじ山の平均半徑上に中性點からの距離に比例した力として働き、しかもこの力は軸方向に直線的に變化し、ねじの端で零になると考えれば、各ねじ山の最大分布力の平均は 468 kg/cm である。勿論これはねじ山が正確な場合であつて、分解の都度ねじの精度を失ひ、ねじの有効山數がへり不均一荷重がかゝるようになる。實際最近の

ねじ山を見ると 1/3 も當つてない状態であつて、今 1/3 のねじ山がきいていたとすると、最大分布力は 1,404 kg/cm となり、単にこの部分の剪断應力を考えてみると、有効断面は 7.94 mm 従つて剪断應力は 1,770kg/cm² となる。切欠等の影響を考え材料の感度係数として 1.5 をとれば、最大剪断應力は 2,650 kg/cm² となる。偏心荷重以外に振動やねじ山の當り具合等が影響し、極端な數値例を用いたのではあるが、充分破損の起る危険のあることが考えられる。

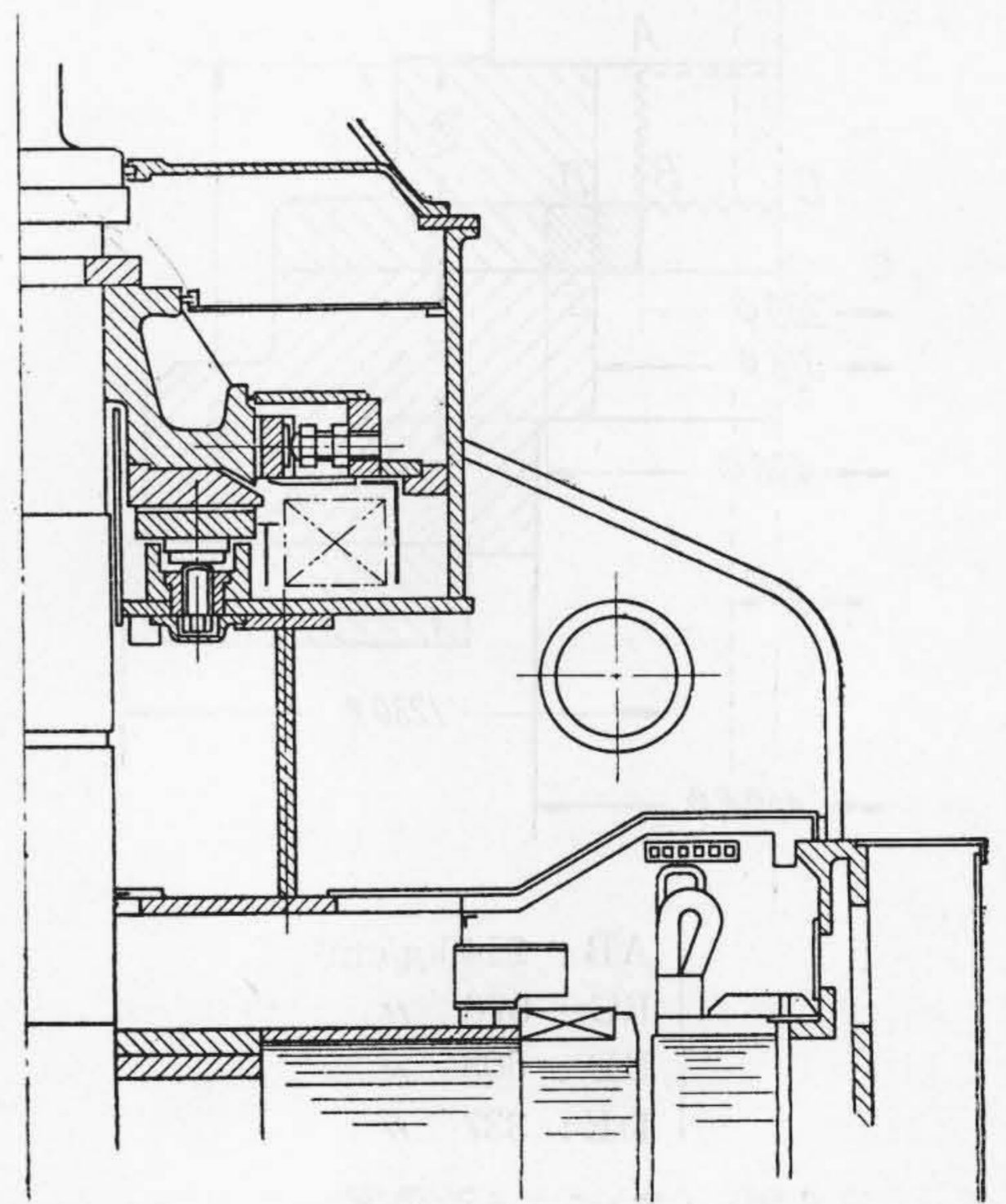
[III] 改 造 案

この構造を採用したウェスチングハウス社自身既にこの方法を止めていることでも明らかであるが、ねじで推力を受けることは前述の如き構造上の無理があることは勿論、分解の都度ねじの精度を失い、組立には特別の考慮と努力を要し、長い年月の間にはどうしてもねじ山の欠損等の問題が発生することは當然で、本発電所もその例にもれず運轉開始以來 20 餘年、遂にねじの一部に破損が起り、このまゝ放置すれば遠からず重大事故を起すおそれあり、発電機の生命がおびやかされるに至つた今日、これを早急に改造する要あり、如何にして更生するか種々の方法が考えられ、何れを採用すべきかあらゆる角度から検討を加え、最後に第 3 圖に示す如き改造案を採用するに至つた。その経過の詳細を述べてみる。

(1) シャフトを新製して取換えること。これは經濟的に許され、且停電の期間の餘裕があれば、最も抜本的方法で確實であり安全であることは論をまたない。繼鐵は積層板であり、輻鐵に相當する部分も又積層板を使用し、夫々をボルトで締付け兩者を鳩尾溝で結合しているため、分解組立は容易でなく、この嵌合部分を分解してから測定し、しかる後工作しなければならないために相當の期間を必要とし、又リングキーの構造とするためには現在の推力軸受の構造を變えねばならず、相當長い停電期間を要し、しかも大々的な改造となり、これは他に方法がない場合の最後の方法と考えるべきである。

(2) 上部ブラケットの新製による改造。シャフトを新製する代りにシャフトのねじの部分を取り、徑の

大なる部分にリングキーの溝を設け、それに伴つて推力軸受の構造をかえると共に、シャフトが短くなつたことを補うため、上部ブラケットの高さを低くし肉厚を増し機械的強度あるいは振動上から構造に合理性をもたしたものとする方法で、シャフトを新製するより現地の加工作業に要する停電期間は少く、又現地ではねじの部分を取り取り、リングキーの溝を加工する作業のみであるから比較的容易である。後述の如く現在のブラケットは振動の點から充分強固なものではなく、又現在の軸受油の循環方式は下部ガイドメタルの部分からギヤポンプによつて各軸受に送る古い方式であつて、これの調整に非常に苦心している現状であり、上部ガイドメタルの取付けも構造上の無理があり非常に厄介で、ブラケットの改造によつてこれらが徹底的に改造されれば、將來の保守あるいは分解組立の容易と云う點非常に助かり、シャフトの安全度等あらゆる點から最も望ましい方法であり、興味ある改造問題ではある。しかし、これも又かなり大がかりな改造となり、保守に當る勞務者の苦勞或は軸受の安全性から長い年月には充分原價償却して餘りがあることゝは思われるが、最初の費用が少し大き過ぎると云う點で矢張りもつと簡易で使用に耐える方法のない場合の方



第 5 圖 上部ブラケット改造案

Fig. 5 Alternation Plan of Upper End Bracket.

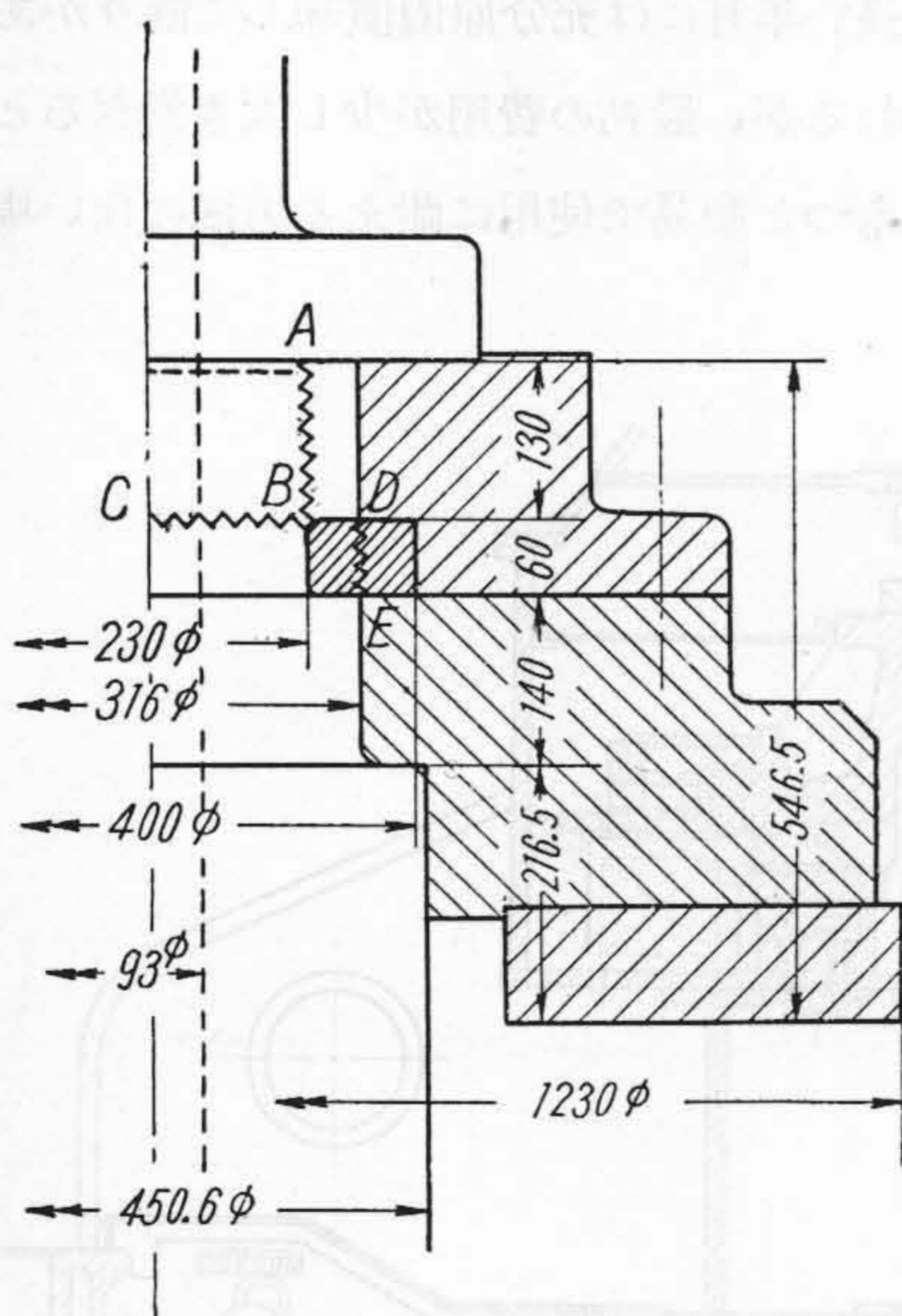
法である。

この方法を用いた場合の一例を示せば第 5 圖の如し。これはゼグメント式軸受を用いた例を示したが一般の圓筒型でも差支えない。

(1), (2) の方法は相當徹底した方法であるが、現在のシャフトと推力軸受の大部分を生かし、改造を最小限に止める方法を考えるとすれば、次のような種々の方法が考えられる。

(3) **ねじ山を削り取りそのあとヘリングキーを取付けること。**誰れもが先づ考える方法で、現在あるねじ山を削りとつて、そこヘリングキーを入れる溝を新に設ける方法で、これで設計してみると第 6 圖の如くなる。この方法は最も簡単な方法であるため各部の應力等に難點がなければ非常に都合がよい方法であるから、もう少し詳細に検討してみたい。

各部の應力が大體釣合のとれた値となるように設計した寸法及び應力の値は第 6 圖の如くなる。勿論これは見かけ上の平均應力であつて、切欠効果及び水平、直角が



AB	: 214 kg/cm ²
BC	: 576 "
BD	: 603 "
DE	: 337 "

第 6 圖 (3) による改造案

Fig. 6 Alteration Plan by (3).

Stress of Each Section.

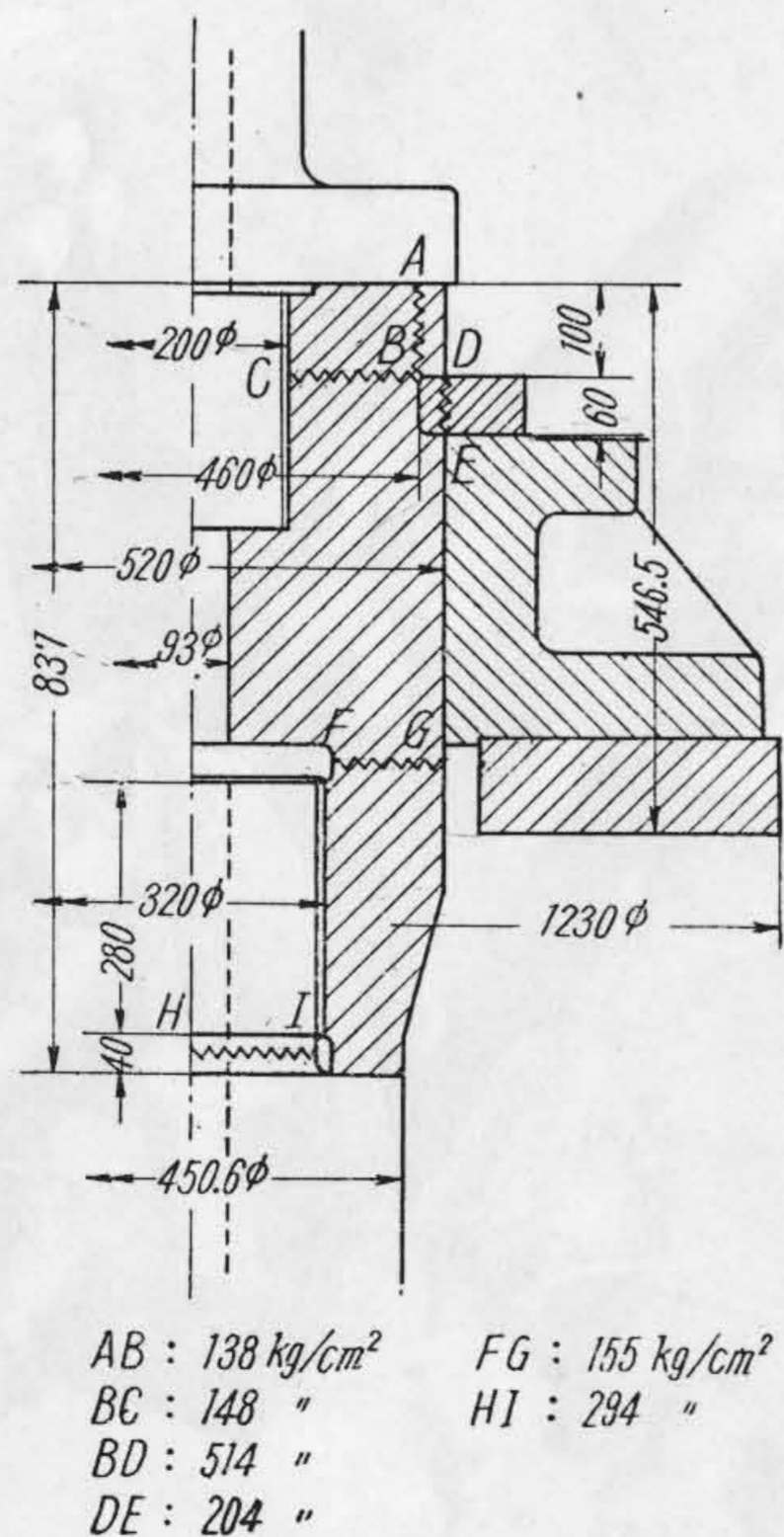
完全でないための偏心荷重による局部的荷重の影響等は考えない。従つて見かけの應力だけで判断すべきでないことは云うまでもないことである。この事は日發木曾川地区須原発電所においてこの方式の改造が行われ、頸の部分より切斷した例がある。須原の事故は他社の改造によつたもので詳細は不明であるが、その経過の概要は昭和 16 年 6 月改造が行われ、運轉後次第に振動が発生し増加の傾向にあり、リングキーに赤錆の發生甚だしく、2 年後遂にキー溝上部より主軸切斷の事故を起した。この時の切斷部の平均應力の安全率は 21.6 もあり問題とならない値であるが、頸の付根の R が 1.5 mm で非常に小さかつたこと、及び赤錆がリングキーの部分から出たことで、これはキーの入る溝とキーとの間にがたがあつたか、振れが完全にとれてなく局部的に當り、振動で常にたゞかれていたことによるものと思われ、現地の加工は相當慎重に精度の高いものをつくる必要がある。更に昭和 18 年 6 月切斷部を削り取り径の大なる所へ溝をつけ R を 5 mm に大きくし、軸受の高さを低くしてスプリング式の可撓軸受に変更された。この時の安全率は 50 もあり充分の強度のものに改善され、20 數回メタル燒損の事故を起して外部より油を循環せしめる方式にしてようやくおさまり、今日に至つていようである。この場合も矢張り多少キーの部分から赤錆の粉が出ていようで、現在の所安全率は充分あるので早急に問題となることはないが、赤錆の出る所以を考えると完全に安心するのは未だ早過ぎるのではないだろうか。要するに赤錆が発生したり、安全率が 20 以上もあるのに切斷したことは、溝部の現地加工の検討が不充分で局部的荷重を受けたことにあると思われる。従つてこの例から見てたとえキー溝の加工は軸心に直角に出来たとしても、圖に見られる通りシャフトとシャフトカラーとの嵌合は二つの面にせざるを得ず（この嵌合ががたであれば危険である）、この二つの面を同時にきかすことはむづかしく、又運轉中リングキーが動かないようにおさえることも困難で、現地加工に対する餘程の確信がない限り須原の例にならうおそれが多分にある。又工場で新しく製作する場合ですら一般にこれらより低い許容應力を以て、安

全率を大きくとつて萬一の場合に備えている程で、まして現地加工においては行いたくない。

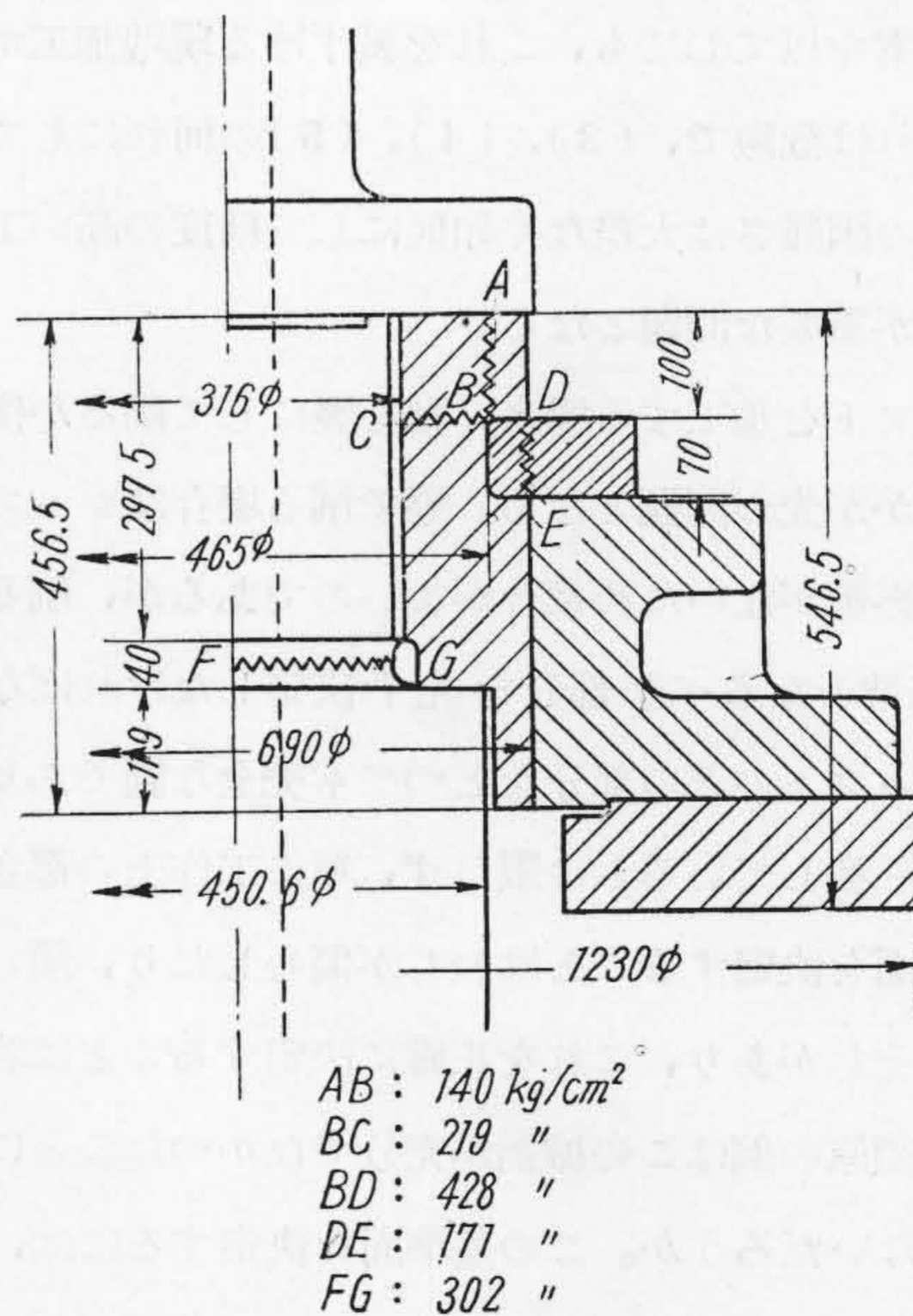
(4) つぎシャフトとすること。(2), (3)の方法をとらないとすると何處かでシャフトをつぐ方法を考えねばならない。この方法も何處かで採用されたことがあると聞くが詳細は不明である。この方法で設計して見ると各部の平均應力及び寸法は第7圖の如くなる。この場合はリングキーの部分は充分低い應力を取り得るが、問題はねじによつてつながねばならない所にある。ウェスチング社の設計のねじ部の應力は前述の如く 281kg/cm^2 であつて、大した變りなく問題とならなず、(3)の方法に比して安全であることは、應力を比較してみれば明らかである。現地におけるねじ切り作業の困難があるが、これも(3)よりむしろ容易と考えられる。しかしこの場合ねじの心とシャフトの心とが一致しなければ、つぎシャフトがかなり長いため、軸の振れが頂部で相當擴大されることになり、この偏心又は振れをつぎシャフトと主軸の接合面で調整するには、軸を豎にして廻わすか、あるいは長い特別の測定装置を用いねばならず、廻わし

てみるにはこの部分の不良によるものか、それとも軸受部のシャフトとカラーの面の直角度によるものか分離が困難であつて、これを分離して考えずに在來の如くカラーとランナーの接觸面のすり合せによつて調整すれば、シャフトに無理が起り不慮の應力が起る危険がある。後者によるとすれば相當長い部分を測らねばならないから、測定装置が非常に面倒になり、測定誤差も大きくなるのではないかと云う心配がある。

(5) 現在のねじの部分に新しいねじを削り出し、ねじを切つたスリーブを入れ、このスリーブの外周にリングキーを設けること。(3)より(4)がまさつていることは應力その他より明らかであるが、(4)をもう一歩進めたものとしては、つぎシャフトの代りにねじを切つたスリーブを用いるようにすれば(4)で心配したことが少くなるばかりでなく、資材の面からも有利である。この改造案によつた場合の構造及び應力を示せば第8圖の如くなる。圖に示す如くねじ山の數を増し、シャフトとスリーブの接合物を充分すり合せて締付けておけば、振れ等から起る曲げの力はこの面で受け、ねじには無理な力が働かない。なおねじには一度入れたら分解の都度



第7圖 (4)による改造案
Fig. 7 Alteration Plan by (4).
Stress of Each section.



第8圖 (5)による改造案
Fig. 8 Alteration Plan by (5).
Stress of Each section.

抜く要がないため、ねじの磨耗等もなく完全な最初の嵌合のまま保持される。應力は(4)の場合と殆ど變らずねじの應力は現在のものより約7%増になるだけで充分安全であり、むしろ分解する時は必ず要なくシャフトと一體と考えられる點、今迄よりも安全であると云い得る。従つて以上述べた如く、種々の點から検討した結果は本方法が最上のものであるとの結論を得、これによつて改造を計畫したもので、改造前後の構造を比較すると第3圖に示す通りである。このようにすればねじの部分は充分安全であることが保證され、他の部分は一般の構造と變りなく、軸の振れはシャフトカラーとランナーのすり合せで容易に調整し得るから、これさえ充分調整すれば、前に心配した如き曲げ作用も起らず、最後に不平衡力による振動をとつておけば、全然不安のないことは勿論、前よりも取扱い易い機械となることは當然のことである。

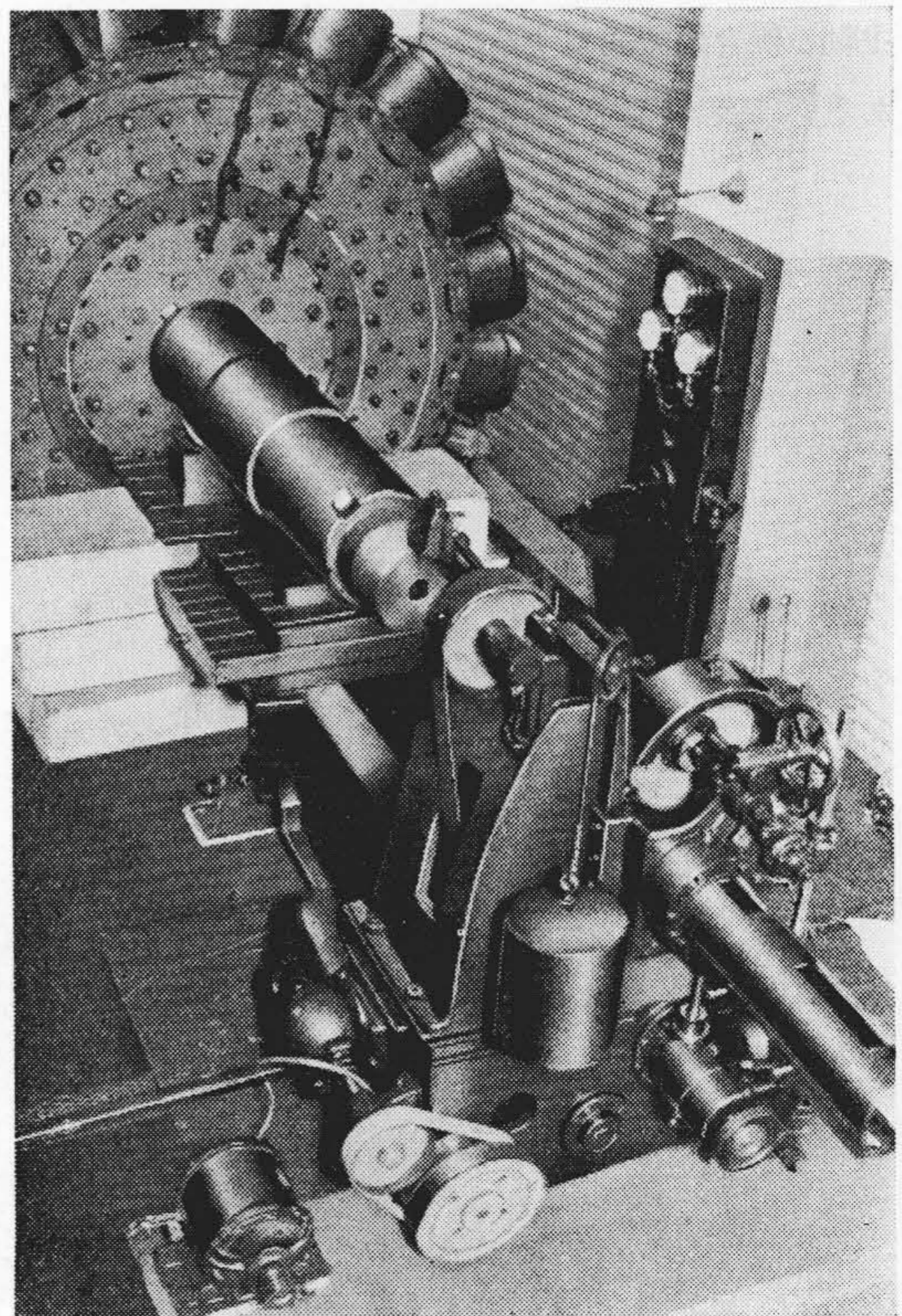
[IV] 現地のねじ切り作業

シャフトを取換えない限り、何れの改造を行うにしても現地でシャフトを加工しなければならない。如何にすぐれた案を以てしても、これを裏づける現地加工が充分でなければ危険で、(3)、(4)、(5)の何れにしてもその加工の困難さは大差なく如何にして精度の高い工作をなすかが重要な問題となる。

シャフトを加工する場合、軸を豎にして削るか横にして削るかが先づ問題となる。豎で削る場合はシャフトのみ撓の影響がないため都合がよいのであるが、削る前に軸の基準となるべき部分を先づ決定しなければならない。シャフトのどの部分をとつても完全な圓であり、中心線が一致しているとは限らず、單に工作上の都合のみで基準面を決定することはねじが偏心したり、傾いたりするおそれがあり、これを正確に決定することは容易でない。須原の例はこの検討が充分でなかつたことによるのではないだろうか。この基準面を決定するには、恐らく軸を横にしない限り特殊の測定装置なしでは、正確な心と面は見出せない。これだけの注意を拂つて基準面を定めこれを案内として軸のまわりに刃物を廻す装置を取

付け、これらの重量に對して少しの變形もしないようにしておかねばならない。ねじの近くに基準面がとれれば比較的容易であるが、必ずしも希望するような條件が得られるとは考えられず、軸が撓まないと云う利點以外に特に豎で削る利點はないように思われる。従つて今回は横にしたまま削る方法を講じた。

横で削る場合回轉子を廻して削ることが出来れば、都合がよいのであるが、100t以上もある重いものを廻すことは望み得られず、注文決定より僅か2カ月の餘裕しかなく、この間に改造部分と共に積雪前に搬入する要あり特殊の装置を準備する暇もなく、工場の中ぐり盤を用いて、回轉子の軸心に中ぐり盤の心を合せて据付け、削る方式を用いることにした。本來なれば工場において試削し、具合の悪い點を調整して充分の自信を以て現地作業に當るべきであつたが、期限に全然餘裕がなかつたため一應の削る装置を用意するのみで、急いで工作機械の搬入を行つた。

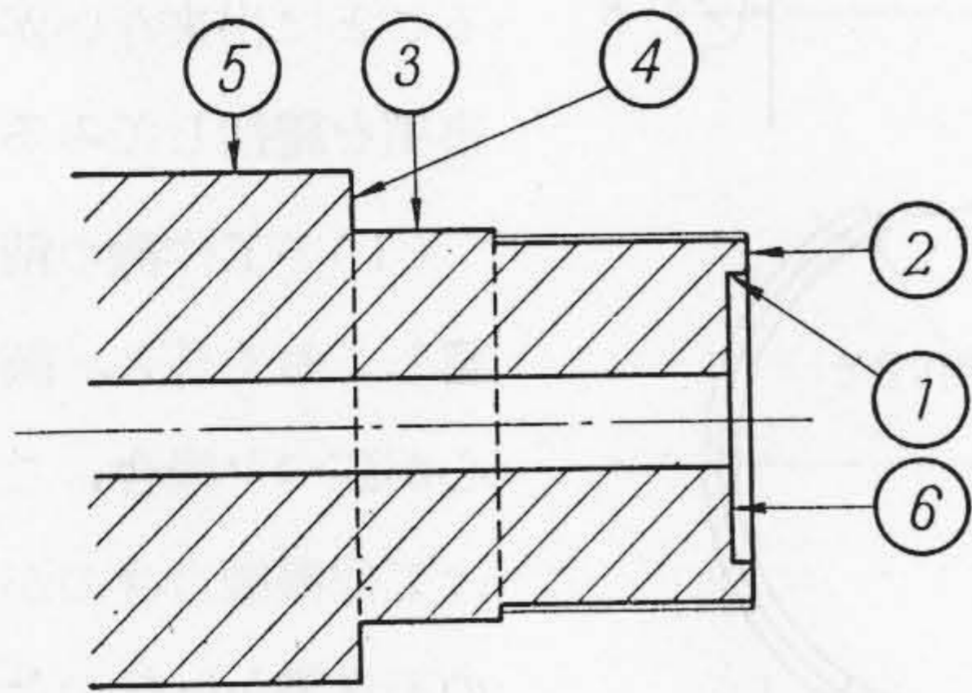


第9圖 シャフト加工装置

Fig. 9 Machining Apparatus of Shaft.

先づ第9圖の如く回轉子を横にしこれをほゞ軸受の部分で支持し、この軸心に合わせて工作機の心を出そうとした。重量物を支持するには軸の撓み以外に支持物の變形及び温度の影響等が入り、これらが影響しないような構造に変更する必要が先づ起つた。

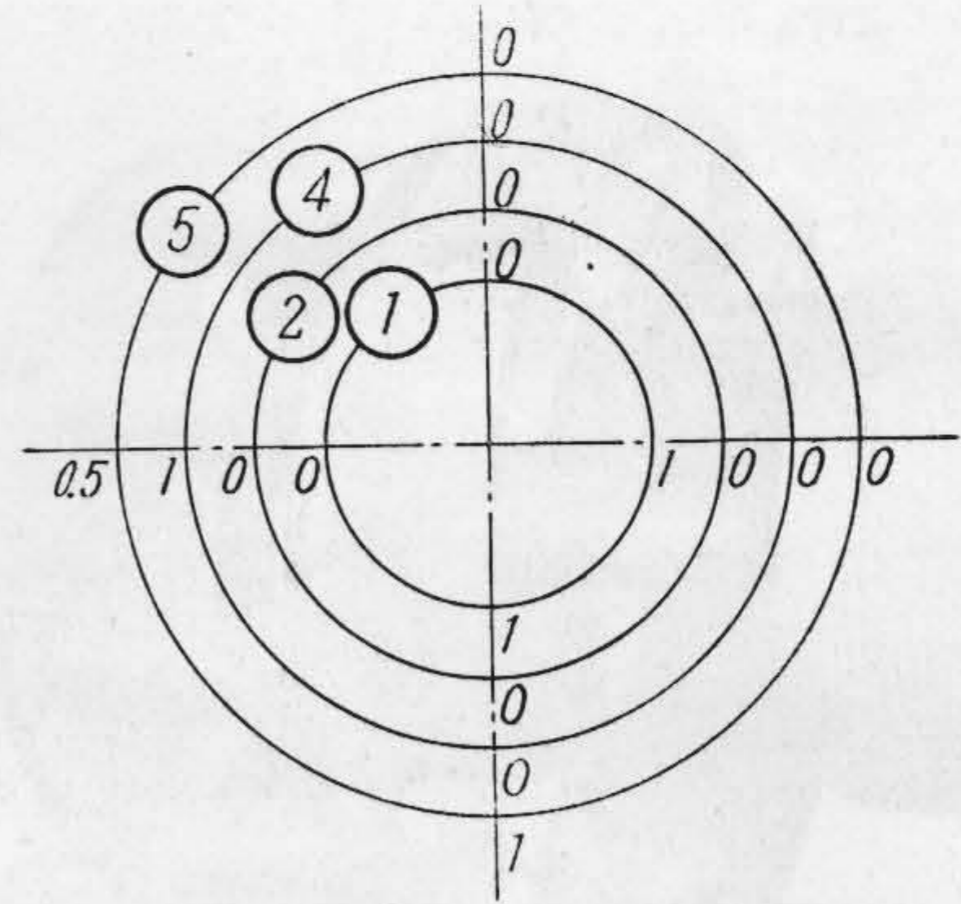
次に基準面の決定であるが、基準にとり得る部分は軸端を示す第10圖の①～⑥の面がある。③と⑥の面は荒れていて参考とする程度で、①、②、④、⑤の何れを選ぶべきかを定めるため、先づ④、⑤に工作機の心を合わ



第10圖 軸端の基準面
Fig. 10 Basis Surfaces No. of Shaft End.

せて①、②の振れを見た。振れは工作機の軸からアームを出しその先にダイヤル・テスト・インディケータを付けて讀んだ。この際アームがインディケータの重さ及び自重で撓みがかかりの量あり、この量の正確な値を確め得ず困つたのであるが、アームの構造を変え、同時に工作機の基礎その他を更に調査し充分自信のあるものにして、心の調整を行つた所、幸いにして①、②、④、⑤の何れの値も殆ど一致した値を得たので、何れの面も正しいことを確認し、これらを基準として心出しを行い、工作中も常にこれをチェックするようにした。アームの撓みを補正したこの數値を示すと第11圖の如くである。

次に問題となつたものは、充分の心の調整を終つたものが次の日に見ると狂つている現象を見たことで、これは2、3號機が運轉しているため基礎が振動し、支持物が完全に水平でなくブロックを積み重ねていたため、1日に 5/100 mm 程度の極く僅かの變位をしていたことが判明した。結果から見ると簡単なことで馬鹿ら

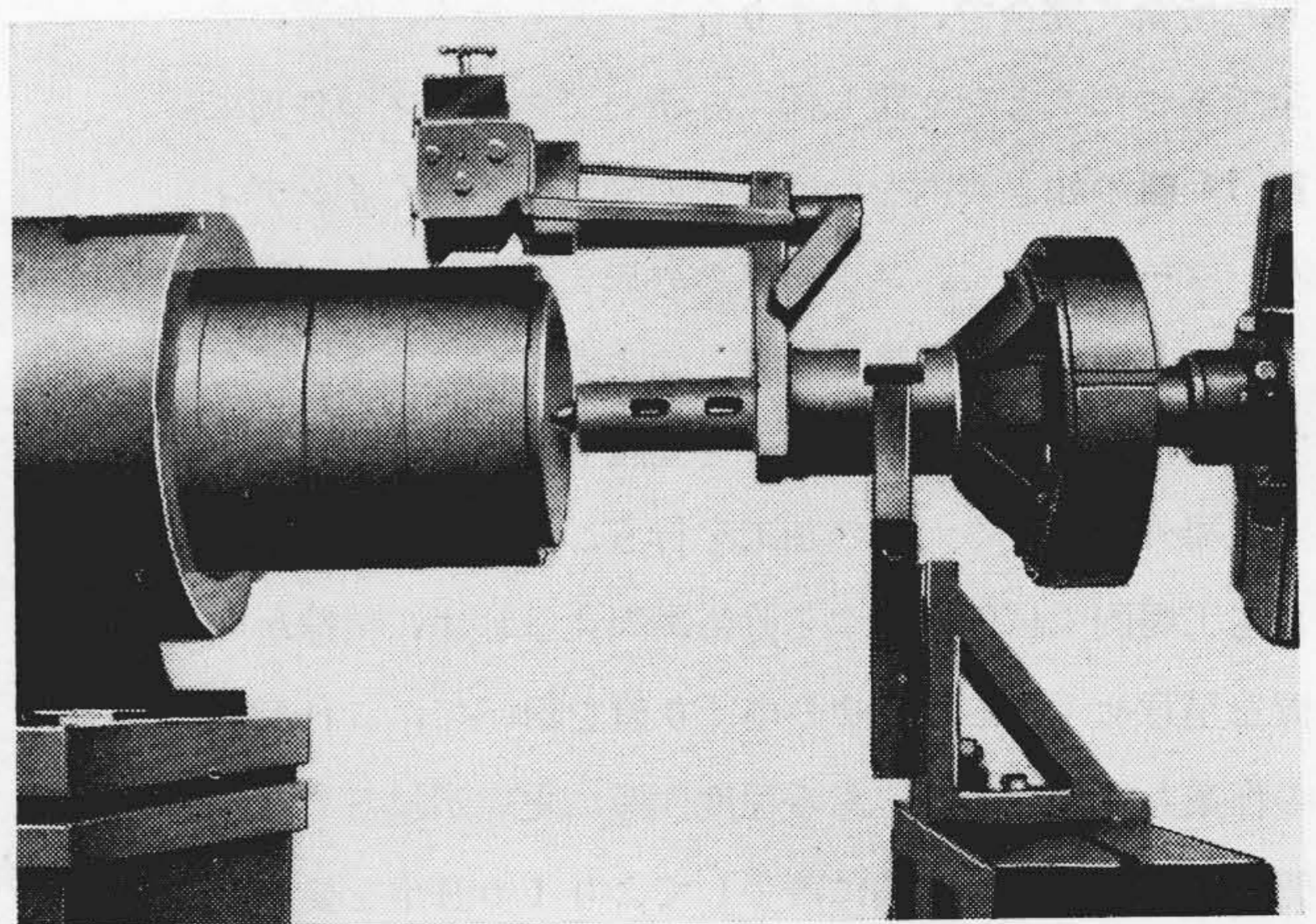


第11圖 軸端各面の振れの讀み
(單位 1/100 mm, ①等は測定面の番號を示す)

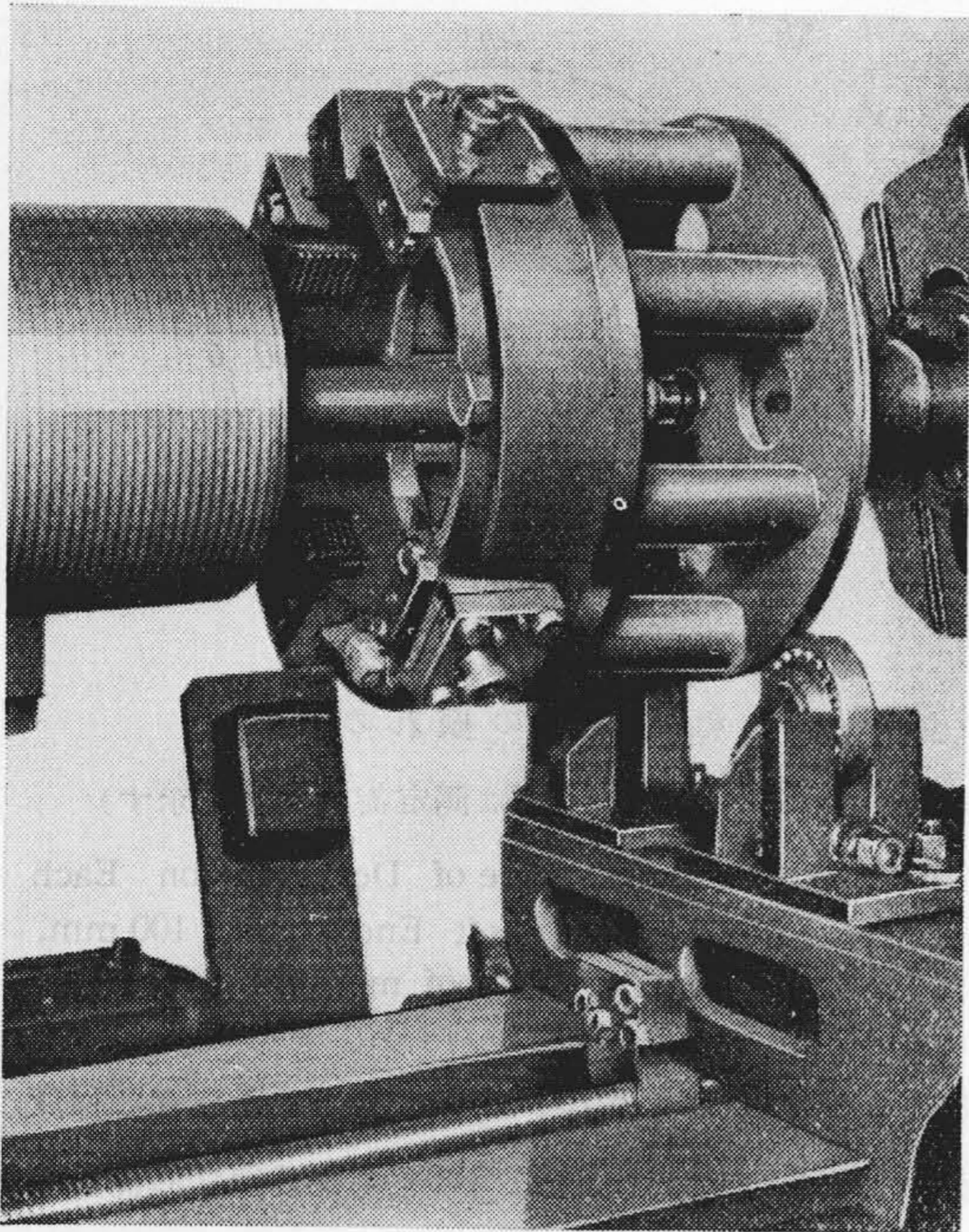
Fig. 11 Reading Value of Deviation on Each Surface of Shaft End (unit 1/100 mm, ① etc. are No. of measuring face).

しいことであるが、6/1000 と云う殆どわからない程度の僅かな傾きの支持臺の上に 100 t もある重い回轉子があつて、これが僅かの振動で變位することは一般常識としては考えにくく、この回轉子の近くの2號機の運轉を止めても矢張り狂いがあり、工作機が動くのか、回轉子が動くのかを判別するにはある程度の時間を必要とした。毎日起る狂いが大體同一方向に起つていることを統計的に見出してこの問題は解決した。

機械加工に入つてバイトあるいはダイスの仕上作業で問題となつたのは、これらを取りつけると重さのために



第12圖 荒仕上装置
Fig. 12 Rough Finishing Apparatus.

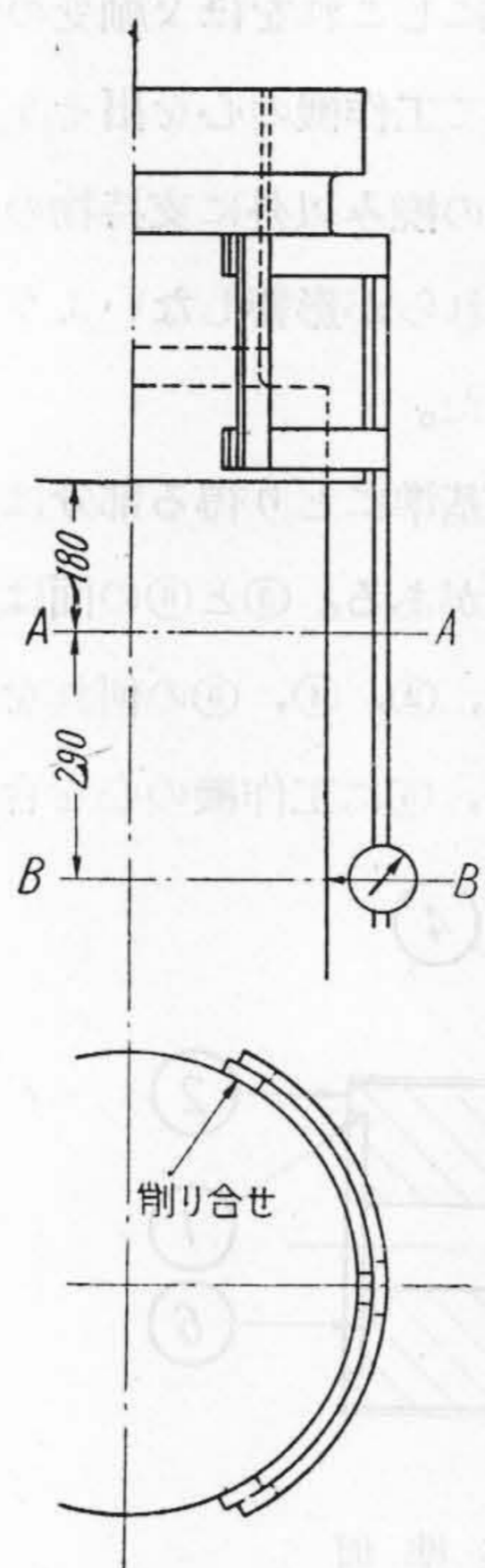


第13圖 ダイスによる仕上装置
Fig. 13 Dies of Finishing Threads.

スピンドル等が歪み、これを避けるために種々の対策を講ずる必要が起り、第12圖、第13圖の如き方法を行つた。第12圖はバイトの荒仕上に対する装置、第13圖はダイスの構造及び取り付け状態を示す。

これらの色々の障害を克服して、最後にゲージでチェックし、スリーブを入れて充分締付け、④の面の當りを見た所全く完全で、特にすり合せの要もなく、作業の完全であつたことを立證し得た。續いてスリーブの外周に第14圖の如き案内をつけ、その先に圖の如くインディケータをつけて、スリーブの外周とシャフトとの關係を調べた所、これも第15圖の如き値を得、完全に同心であり作業の完全であることを立證し得た。

工場外でかゝる大物の加工を行うことは珍らしく、しかも工場内で試作検討する餘裕が與えられず、特殊な装置を用意せず、あり合せの中ぐり盤を用いて、これだけの作業を行つたので、ある程度作業に支障が起ることは覺悟していたが、作業に着手してより1カ月半を要し、4月12日完成を見た。以上の貴重な數多くの經驗は、工場外の如何なる機械加工に対しても充分の自信を得る



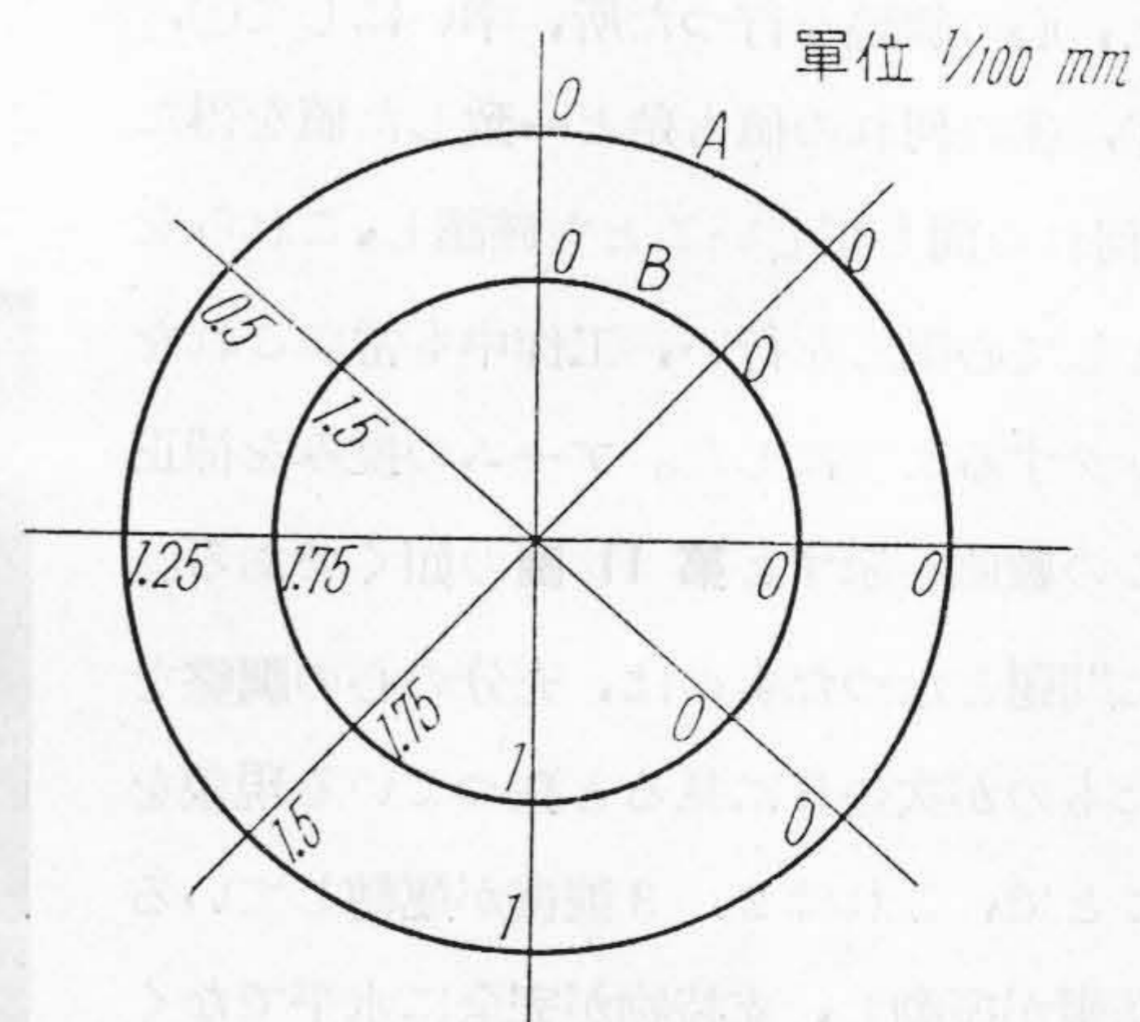
第14圖 スリーブ基準、シャフト振れ測定装置
Fig. 14 By Taking the Sleeve Surface as the Basis, Measurement of Shaft Deviation.

と共に、この種の作業に対しては非常な短期間になしとげ得る確信を得た。このことは次回の改造に於て充分證明し得るであらう。

今回の經驗から回轉子を横にして削る場合に注意すべき數多くの貴重な資料を得た。これらの全部を述べることは出来ないが、主な事項を總括してみると、

(1) 工作機の精度を確認しておくこと。調整せる心が狂つた場合、この狂いは工作機械自身のがたや面の不良等から起つたものでないと云う確信がないと、狂う度にこの誤差が中に入つて迷わされる。

(2) 工作機の基礎の調整。これは水平方向(シャフトの方向)と之に直角な方向と上下方向とを完全に分離して調整出来るように仕



第15圖 シャフト振れ測定結果 (スリーブ外周基準)
Fig. 15 Measuring Data of Shaft Deviation. (Sleeve outer surface basis)

上げた面で支えておくべきで、調整後は楔等で絶対に動かないようにしなければならない。少し水平方向の調整をしたい場合に、この方向に移動しようとする上下にも變り、そのために調整が困難となり、不必要な苦勞をしなければならないだけでなく時間的にも損である。

(3) 同轉子の支持は出来るだけ強固なものとする。支持臺は強固であると共に二つの支持臺の構造は大體同じにしておくことを要する。異ると熱の容量が異なるため、外氣に早く順應するのとししないのでは、伸びの差が生じて、そのため同轉子が動くことになる。支えるものは木では如何に堅くとも湿度の影響等が入り不具合である。又シャフトを支える支持が積み重ねたものである場合は相互に動かないようにしておかねばならない。これには強固な床に直接ローターを休ませ、シャフトを遊ばせるのがよい。

(4) 心を出す場合の測定具。測定するダイヤル・テストインディケータを取り付けるアームが撓まないように注意すること、あるいはアーバー(バイト取付用金具)を移動する案内のスピンドルとの滑合面の公差及び釣合と云うことも充分考慮を拂つて行わねば基準面の測定に誤差が出る。

(5) 長いスピンドルを用いる場合、比較的細く長いスピンドルにダイス等を取付けて削る場合、ダイス等の重さがかゝらないようにすると共に、バイトのびり等も考え第12圖の方法は止めるべきでバイトはダイスに取付けるようにすべきである。

以上のような點を確認しておきさえすれば、まごつく點もなく、工作機の誤差を補うように少し注意すれば、充分高い精度の仕上がをなし得ることは勿論で、前述の如き正確な結果が得られる。

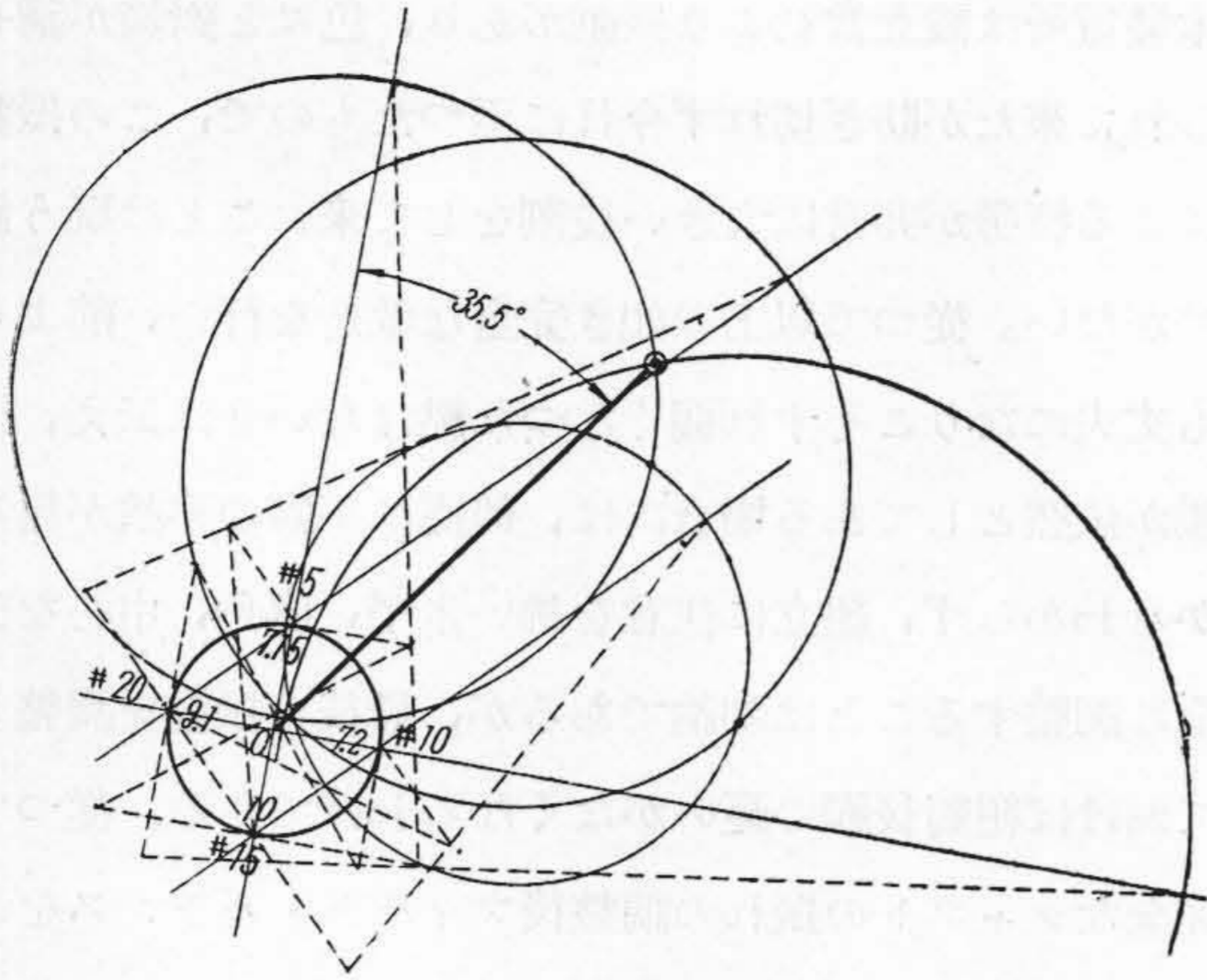
[V] 振動調整

ねじの部分の應力が充分安全であることは前述の通りで、これが破損を起すに至つたことは、軸の振れの調整等によるものもあるが、

本発電所は設立當初より振動があり、色々と對策が講ぜられて來たが防ぎ切れず今日に至つたもので、この振動による疲勞が非常に大きい役割をして來たことは疑う餘地がない。従つて以上の如き完全な改造を行い、前よりも丈夫になりこそすれ弱くなつた點はないとは云え、振動が依然としてある場合には、何處に不慮の事故が起るかもわからず、組立に注意を拂い水平、直角、中心を完全に調整することは勿論であるが、最後の振動を調整しておけば絶対後顧の憂いがなくなるわけである。従つて完全なシャフトの振れの調整後フィールド・バランスをとることにした。フィールド・バランスの方法は林田氏の述べている方法⁽²⁾を用いた。この方法は振動計だけあればよいから現地でバランスをとるには非常に便利なものである。こゝで方法の詳細を述べることの重複を避け、計算結果等のみを示すことにする。唯この場合上部ブラケットが二つ割であり、4本アームで非對稱な形で同轉子を支持しているため橢圓振動をしておる。従つて振幅の大なる一方向の振動を消そうとすれば、他方向に振動が大きくなると云う現象が起るため、これまで仲々バランスがとれず振動が消えなかつた。これについては矢張り林田氏の述べている方法⁽³⁾によつて行つた。この方法即ち橢圓振動を起す原因は非對稱な支持によるものと考えられ、その振動の中から不平衡力によるものを分離せし

第1表 スラストタンク(上)及び下部オイルパン(下)の振幅 (320 r. p. m. 試し重量、上 10,800 gr、下 10,080 gr)

試し重量	振 幅 の 読 み 1/1000 mm								
	1		2		3		4		
	上	下	上	下	上	下	上	下	
上側	5	14.4	1.0	13.4	1.0	14.8	1.0	15.2	0
	10	18.0	2.0	15.8	2.0	16.8	2.0	18.2	1.5
	15	20.3	2.0	21.6	2.0	20.4	2.0	18.3	2.0
	20	15.8	2.0	22.7	2.5	23.2	2.5	15.0	1.5
下側	5	9.1	1.0	6.1	1.0	7.3	0.5	9.8	0.5
	10	15.3	2.0	13.0	1.5	15.2	1.5	17.0	1.5
	15	19.0	3.0	22.0	3.2	20.2	2.5	15.5	2.3
	20	16.9	2.0	23.2	1.5	22.2	1.5	14.8	2.0
重量ナシ		20.2	—	19.5	—	19.0	—	19.0	—



第 16 圖 フィールドバランス圖式解例
(320r. p. m. テストウエート 10.8kg, 上側へつけた場合の上側の振動に対する不平衡力)
Fig. 16 Example of Graphical Method of Field Balance (320 r. p. m. Test Weight 10.8 kg, Fined Unbalance Weight for Upper Side When the Test Weight was Held on the Upper Side).

める方法で、これの理論には未だ充分でない点もあるが、御嶽発電所で共に苦勞して成功した経験があり、この方法によつて行つた。

振幅の測定には明石式振動計を用いた。読みは 1/1000 mm である。測定位置は上側はスラストタンクの側壁、下側は下部オイルパンの側壁で行つた。これらの側壁を 8 等分して各部の振幅を測り楕圓振動の形を調べた。

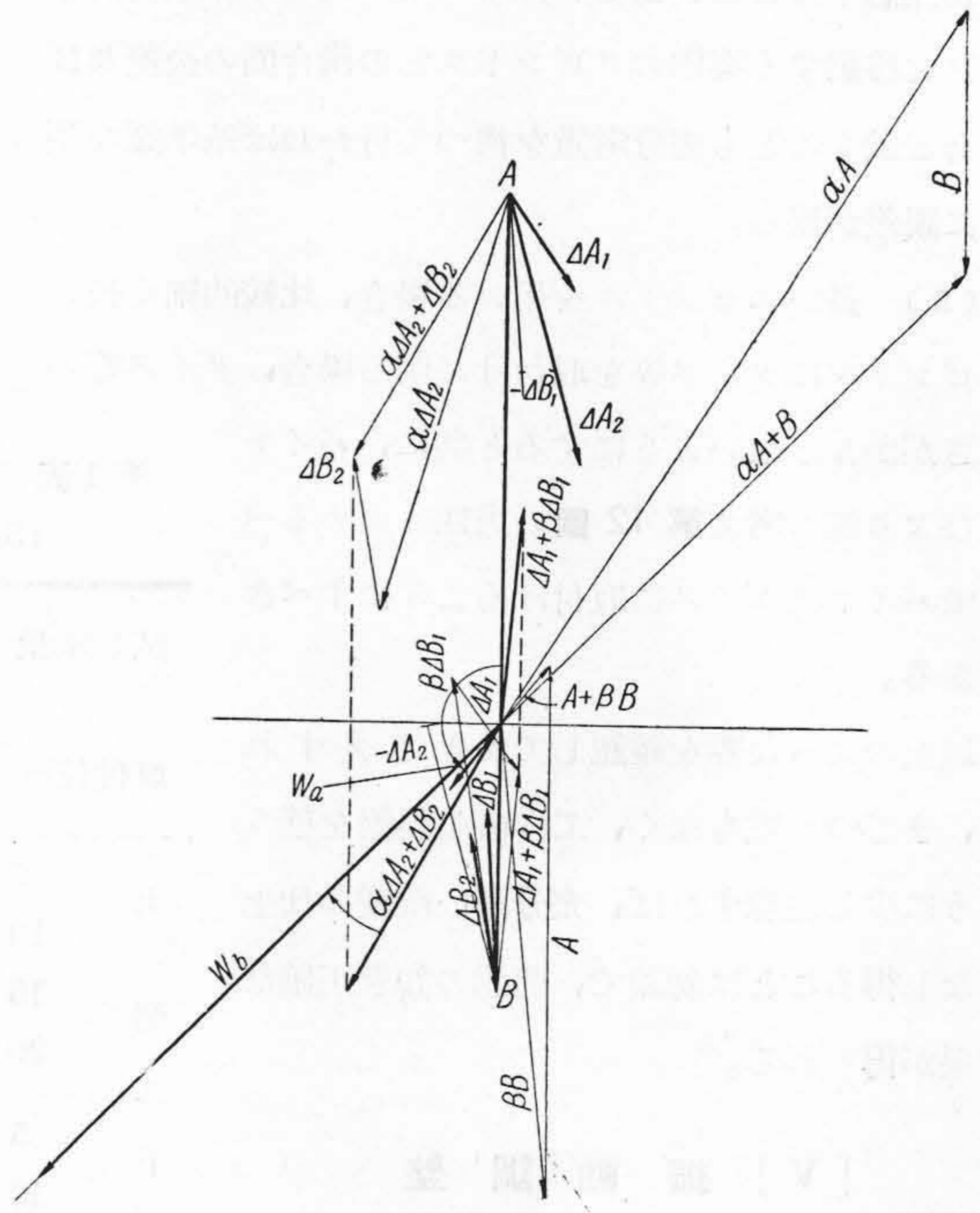
先づ組立後回転を上げて行けば 300r.p.m. にて 15320 r. p. m. にて 19~20 の振れあり、これ以上ではバランスの精度が落ちるおそれがあるため、320 r. p. m. で 10,800 gr の試し重量で試験を行つた。下部のブラケットは上部に比し非常に強固で殆ど振動出ず、出来るだけ大きい所を探して讀んだのであるが、振幅が小さく正確な読みを得ることは困難で、データも若干不揃であるが結果は第 1 表の如く、これによつて計算を行つた。表中の番號は 8 等分した測定場所を川上より順次 1, 2, ……とし川側を 3 とするようにした。上下共同じ番號とした。試し重量は磁極の番號に合わせて回転子を 20 等分しリード線の所を 1 とし順次右廻りに番號をつけて行つた。この試験結果から上側に重量をつけた場合の上側

の振動を消そうとする場合の圖式解を具體的に示すと第 16 圖の通りである。圖中圓の外側の番號は磁極の番號、内側の數字は楕圓振動から導き出した振幅である。同様にして上、下に重量をつけて、夫々上下の振動を消そうとするための第 16 圖の如き圖式解が四つ得られ、5 番を基準にしてこれらを合成すると第 17 圖の如く、#5 より上側 3.5kg/156°, 下側 21 kg /15° の結果を得た。

第 2 表 振動調整後の振動 單位 1/1000 mm
(下側測定せず、測定位置は第 1 表と同一)

r. p. m.	1	2	3	4	5
360	7.1	7.1	5.8	5.9	7.1
370	7.2	7.0	6.8	6.8	7.3

角度は反時計方向が正。この結果は 350 r. p. m. まで良好であつたが未だ振動力あるため、今一度上側のみでバランスをとり、370 r. p. m. にして、最後のバランス仕上をした。370 r. p. m. 以上でバランスをとりたかつたのであるが、これ以上では回転が安定しないため 370



第 17 圖 上下の不平衡力の合成法の圖式例
Fig. 17 Example of Graphical Method, for Combining Upper and Lower Unbalanced Weight.

r. p. m. で止めた。定格は 360 r. p. m. (60 \sim) である。最後の振動の状態は第 2 圖の通りである。360 r. p. m. は振動計の感度に対してはサイクルが低く實際の振幅は読みより大きいものとは思われるが、読みの 5 \sim 7/1000 mm は殆ど振動を感じない程度である。上部ブラケットが弱いため、回轉のサイクルとは違つた低いサイクルの振動が入つておるが、これはブラケットをつくりかえない限り避けられないものと思われる。

[VI] 結 言

シャフト頂部にねじを設けこれによつて推力を支持する方式をとつた発電機も、長い年月の間にこの部分に疲労があらわれ、その対策として改造の可能性のある色々の方法を述べ第 3 圖の改造圖に示すものがあらゆる角度から検討して最良であることを述べた。この方法で改造を行い、色々の障害にぶつかつたがすべてを克服し非常に精度の高い工作を得、劃期的な改造をこゝに完成することを得た。この方法ははじめて行われた方法ではあるが、充分信頼のおける改造であることは色々と前に述べたことから了解される通りで、恐らくこれからの長い年月の運轉は、この改造の優秀さを物語ることを疑わない。更にこの貴重な經驗から工程も充分短縮出来る自信

が得られ、簡單にして安全な改造の方途を得たことを喜んでいる。日本にはこの方式を持つ発電機も數多く、これが長い年月の酷使によろやく疲労を來たし、その対策に腐心せられていることを耳にする。これがその一助になればと比較的詳細に種々の點を報告した次第である。参考となれば幸いである。

終りに敢て本改造を積極的に支持せられ、御援助を頂いた日本發送電、本店早川水力課長、北陸支店荒井次長、佐川工務部長、高木發變電課長、黒部川支社、谷川支社長、柳河原発電所盛本所長、北陸、小曾根兩給電所關係各位、及び實際に改造に當つて種々苦勞せられた柳河原発電所従業員各位に對し深厚の謝意をさしげる。

参 考 文 献

- (1) 日本機械學會、機械要素部門委員會著：機械設計、上卷、160 頁、(昭 25)
- (2) 林田稷：振動位相測定器を用いない高速電機の常速平衡法、日立評論、第 5 卷、第 30 號、203 頁 1948.
- (3) 林田稷：こわさが非對稱な軸受を有する回轉機の振動解析、日本機械學會誌、第 376 號、第 53 卷 163 頁、昭 25 (1950)

日 立

第 13 卷 (1 \sim 2 月號) 第 1 號

- (1) E 16 型日立メガー
- (2) 大型齒車の高周波表面焼入法
- (3) 自動車用カーボンパイル式電壓調整器
- (4) 防爆型區分開閉器
- (5) 日立スーパープラグ
- (6) 船用清淨機
- (7) 山邊變電所水力發電用機器
- (8) 日立 4 號電話機の出来るまで
(附戸塚工場案内)

東京都品川区
大井坂下町 2 7 1 7

日 立 評 論 社

誌代 ¥ 30.00 千 6.00
六册 ¥ 200.00 (送料共)