

タービン発電機セットのフィールドにおける振動と対策

Vibration and Balancing of Turbine Generator in the Field

林 田 穰* 瀬 戸 利 男*

内 容 梗 概

近時、タービン発電機の水素冷却化により、二極機のユニットの容量が急速に増大し、タービンも発電機も軸間距離が長くなり、ロータの重量も大きくなってきた。かゝる高速大容量機では、保守上からも静寂な運転が望ましいので、振動に対しての需要家の関心も高くなってきたが、製造側においても動的釣合作業には、仲々高度の技術を必要とするようになった。

振動については色々の問題があるが、本稿では、現地で起り易い4種の問題、すなわち(1)不釣合重量のある場合、(2)軸受油膜により振動が発生する場合、(3)回転数の1/2周期の振動が出る場合、(4) Thermal Balance を必要とする場合。以上について、現象、測定法および対策について述べ、さらに、“不釣合重量はできるだけその近くから取り除いてやるのでなければ、低速から定格速度までのあらゆる速度で静寂に運転できない”という鉄則があることに言及した。

〔I〕 緒 言

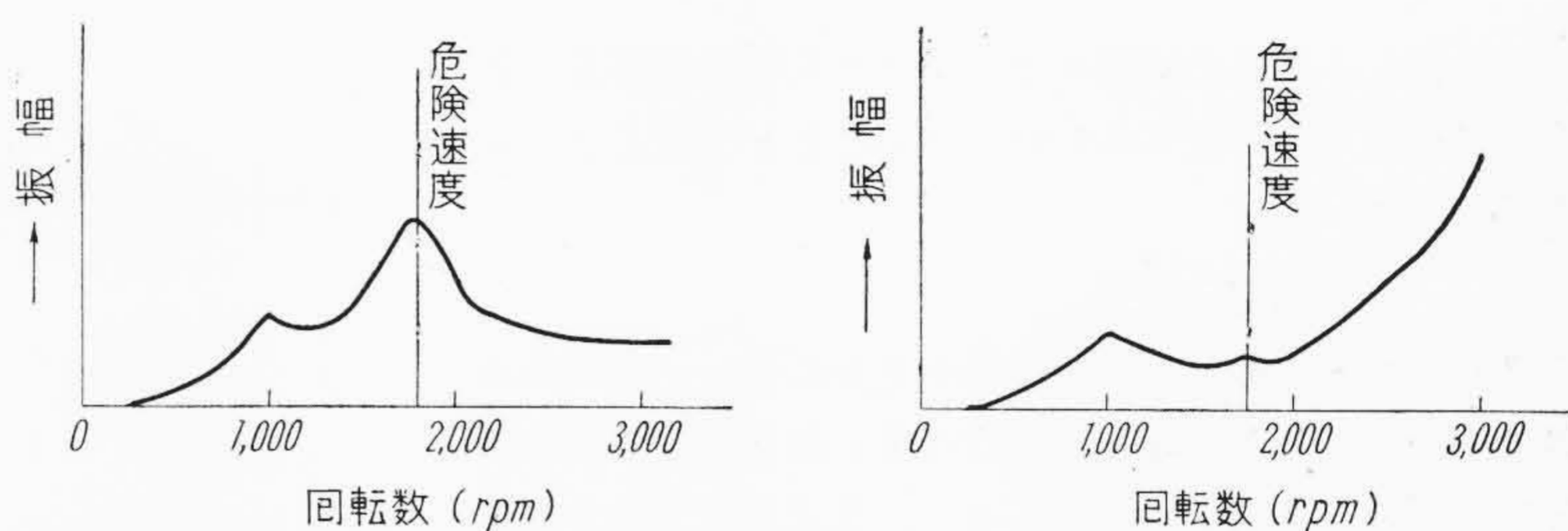
タービン発電機は、高速安全運転をはかるために、その回転部分は、振動力学的に不釣合重量に鈍感であり、かつそれを誘発する原因を生じないような構造に設計、製作されるが、納入先発電所に据付後の試運転に際しては、据付、駆動蒸気の温度および負荷電流等の諸条件の差異のため、工場において良好な釣合状態が得られた機械でも、最初から必ずしも良好な動的釣合状態を期待できるとは限らず、現地で動的釣合作業を行う必要がある場合があり、大型機ではむしろこれが常識となりつゝある。以下現地で起り易い振動を4種類に分け、その特性と対策の概要を述べる。

〔II〕 回転数と同じ周期の振動

現地で起きる大抵の振動は、この種のものであつて、タービンと発電機の直結不良、長年月の使用で生じた機械的な不釣合重量、ダイヤフラム、ラビリンスパッキングなどの摩擦などにより軸に変形をあたえたことなどによるものが多い。この場合には第1図に示すごとく、回転数—振幅曲線の上に、危険速度附近に同相不釣合重量の振動が、定格速度附近に逆相不釣合重量の影響が、顕著に現われるものである。さらにこの振幅曲線の上には、軸受系の上下、左右および各軸受相互間の剛性の差に基づく振動が、あたかも危険速度の振動の緒かのごとくでてくることがある⁽¹⁾。たとえば第1図において1,000 rpm附近に現われているピークがそれである。

発電機にあつては、固定子を入れるケーシングの横振

* 日立製作所日立工場

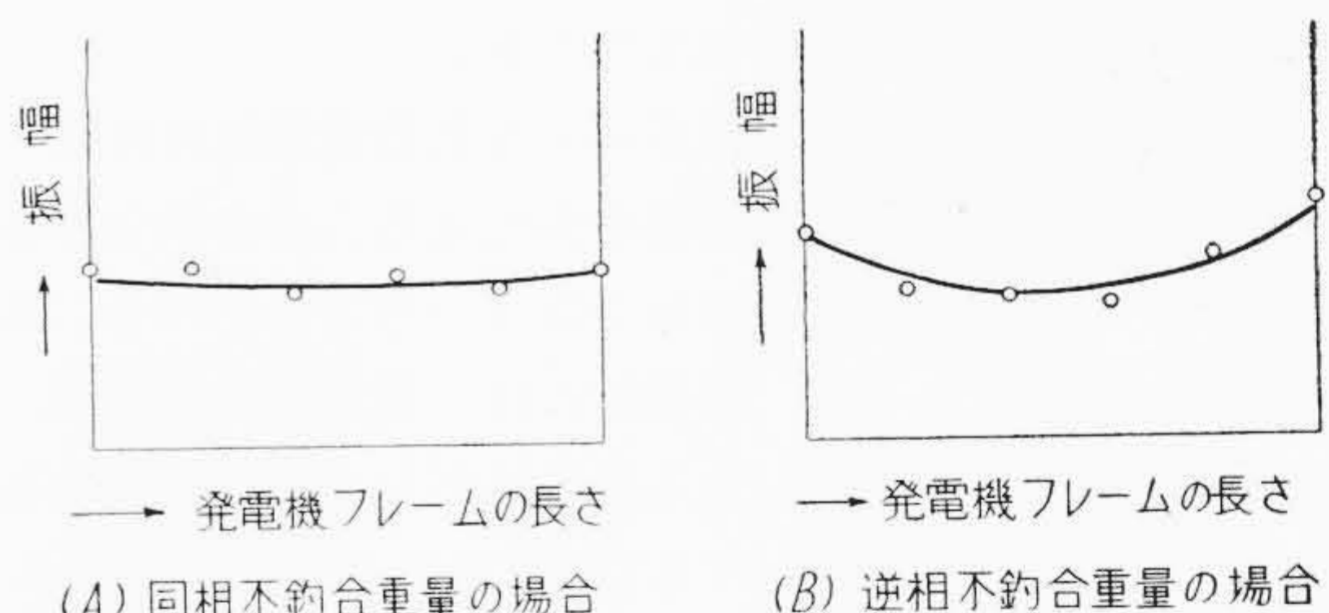


(A) 同相不釣合のある場合

(B) 逆相不釣合のある場合

第1図 回転数振幅曲線に与える不釣合重量の影響
Fig. 1. Shapes of Speed-Vibration Curve with Different Types of Unbalanced Weight

- (A) Case of Simple Unbalance
- (B) Case of Couple Unbalance



第2図 定格速度における発電機ケーシングの振動と不釣合重量

Fig. 2. Amplitude of Lateral Vibration of Generator Frame Measured Along the Frame Length While Running at Operating Speed

動が、力学的に第2図のごとく顕著に現われることがあるので、不釣合重量の種類に決定に利用される。

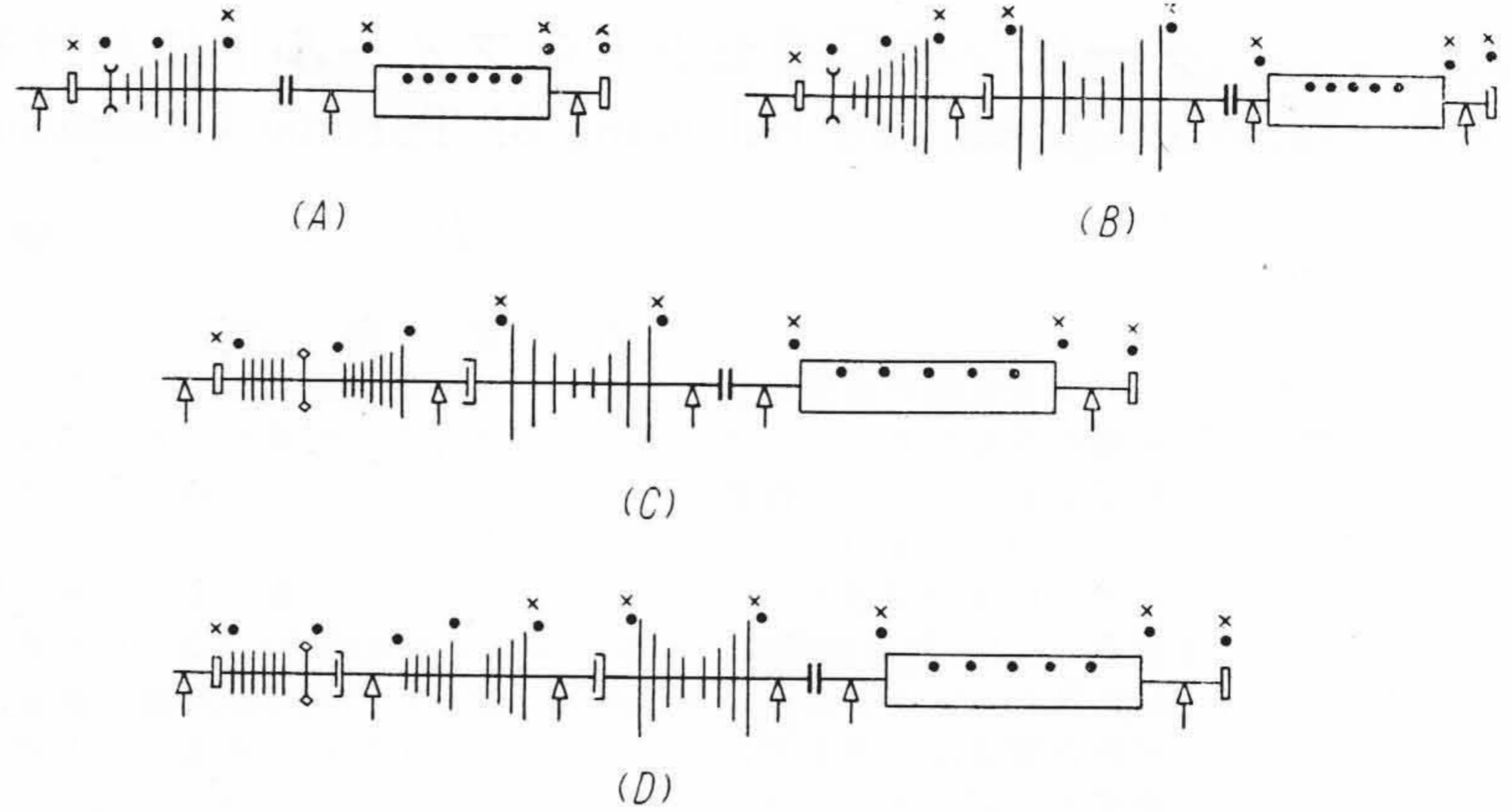
(1) 釣合重量の位置

代表的なタービン発電機セットの釣合重量の位置を第3図に示す。図でわかるように、可撓軸の不釣合重量を、できるだけその近くに釣合重量をつけて、とり除くことができるように、全長にわたって釣合重量取付場所が設

第3図 タービン発電機セットの釣合重量の取付位置

Fig. 3. Schematic Diagrams of Turbine-Generator Sets Showing Positions of Balance Pockets

- ...For Balancing in the Shop
- ×...For Balancing in the Field



けてある。これらの場所には、いづれも現地で容易に釣合重量を取りつけたり外したりすることができるように考慮されている。

(2) 振動測定と対策

タービン発電機セットの暖機を充分に行い、軸受給油温度を一定として運転し、軸受の最大許容振幅以下の振動で、増速できるようになるまで、低速度にて釣合作業を行い定格回転数まで増速できるようになりしだい、回転数—振動曲線を求める。通常大きな振動は、大きい重量を有する部分すなわち発電機あるいは低圧タービンの不釣合に起因し勝であり、これらの大きな振幅に注目して、曲線に現はれた危険速度の点より 100 rpm ぐらい低い速度で、同相不釣合重量を、定格速度において動的な釣合重量をとることが効果的である。

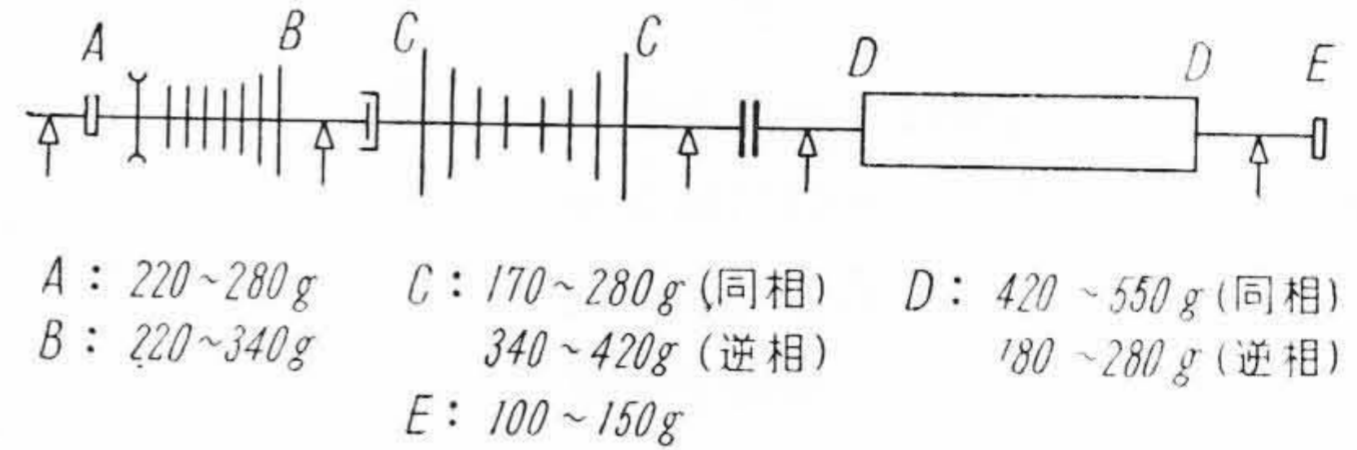
この作業では、この振動系にある釣合重量取付位置のうち、振動に最も鋭敏に影響をあたえる二つの釣合平面をえらび、この面に試験重量を取りつけるいわゆる二面釣合法が有効であるが、最終的には、発電機の集電環から高圧タービンの前側に至る全長にわたって、重量を取り付けて安定な回転体とする。試験重量の一例を示せば、第4図のようになる。

(3) 釣合重量の求め方

(a) 振幅のみを使用する場合

二面釣合法で、各面についての3回の試験運転でえられる測定値6箇と、最初試験重量を付けない状態での測定値1箇を使用し、図式解法で不釣合重量の位置と大きさを求めることができる⁽²⁾。

また軸受の剛性が上下と左右の方向ではなはだしく異なる場合には、一般に楕円振動を生ずるので、水平動とか上下動とか一方向の測定で振幅および振動位相を測定しても、釣合がとれないことがあるが、このような場合には、振動の軌跡を解析し、振幅をそれぞれ正相起振力によるものと逆相起振力によるものとに分解して、普通の



第4図 3,600 rpm 60,000 kW 級タービン発電機セットの試験重量の大きさ位置

Fig. 4. A Numerical Example of Turbine-Generator Set of 3,600 rpm 60,000 kW Showing Magnitudes and Positions of Test Weight

方法と同じように、不釣合重量を求めて行くことができる⁽³⁾⁽⁴⁾。しかし振動の軌跡の楕円を測定するには、特別の振動計を必要とし、また時間がかかるので、このような場合には軸受の振動を測らずに、別の方法で軸それ自身の振動を直接測定し、計算に使用する便法を用いることができる。

(b) 振幅および位相を使用できる場合

前者と理論的には全く同じ考え方であるが、位相が測定されるときは、各方面における試験運転は1回づつでよく、試験重量を取り付けない最初の状態の測定値1箇と計3箇の測定値で、ベクトル量の二元一次連立方程式を解くことによつて、釣合重量の大きさと位置が決定される。この過程を図示すると第5図のごとくなる。

第5図のごとき釣合試験を行つた結果、A面に $W_A\theta$ 、B面に $W_B\phi$ の釣合重量を取りつけて、釣合がとれたとすると、

$$\left. \begin{aligned} a\theta W_A + \beta b\phi W_B &= -N_1 \\ \alpha a\theta W_A + b\phi W_B &= -F_1 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ここに

$$a = A/W_A, \quad b = B/W_B$$

これを解くと

$$\left. \begin{aligned} \theta &= \frac{\beta N_1 - F_1}{1 - \alpha\beta} \cdot \frac{1}{A} \\ \varphi &= \frac{\alpha N_1 - F_1}{1 - \alpha\beta} \cdot \frac{1}{B} \end{aligned} \right\} \dots\dots (2)$$

をうる。(2)式の右辺は既知数であり、釣合重量の位置を算出する。この方法の適用に当つては、軸受の振動軌跡が円形に近いことを確認する必要があることを忘れてはならない。

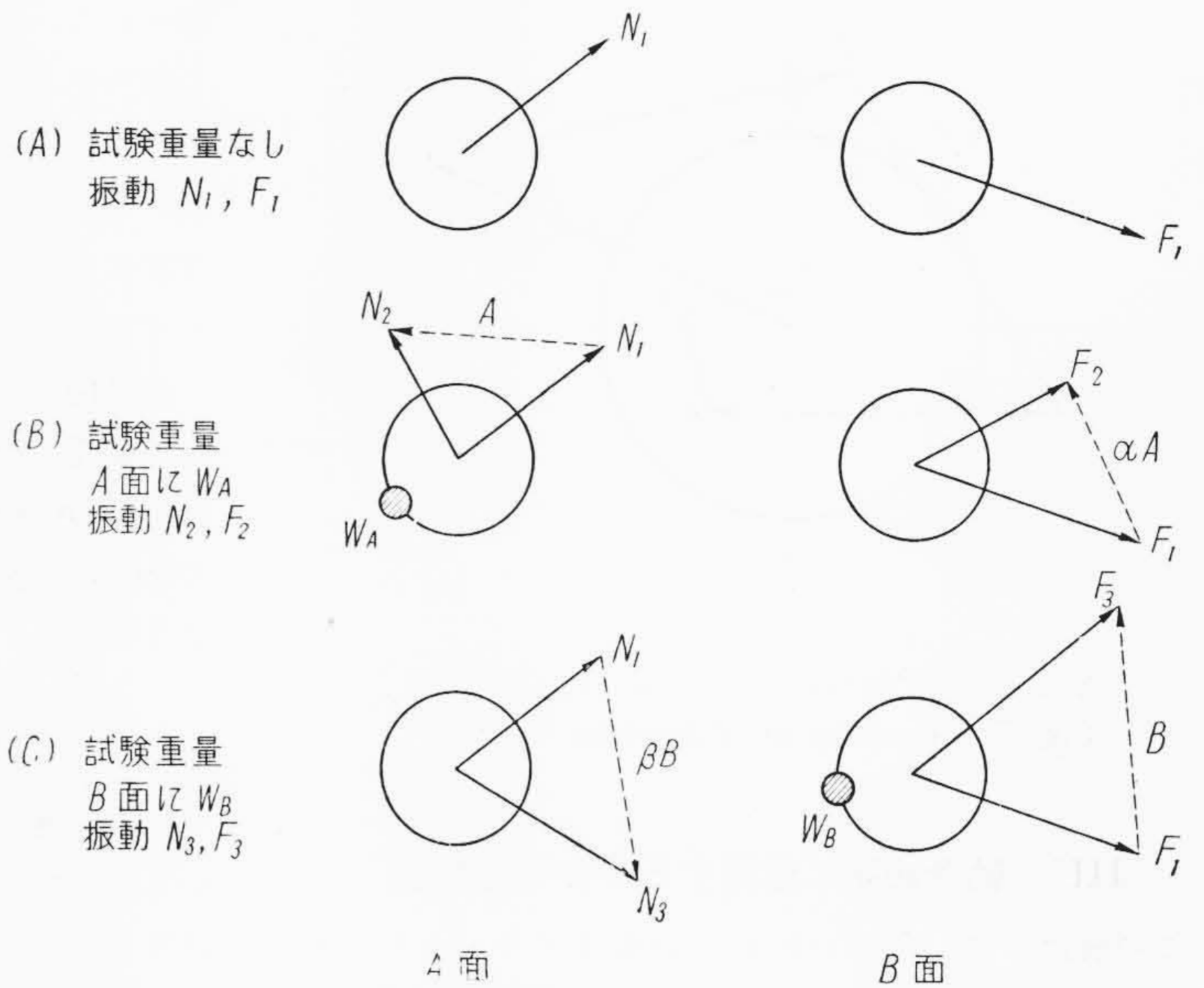
(c) 多面釣合

前項の過程で、一つの軸受(または軸)の近くの試験重量が、他の軸受(または軸)の振動にあたる影響が、数値的にベクトル・オペレーターとしてわかるので、これを考慮に入れて、試験重量が各軸受にあたる振動を、試験重量——振幅、または試験重量——振動ベクトルのベクトル・ローカスを作りながら、統計的に図式で解いて行く方法が行はれる。この考え方は、いずれも全く同一であり、理解の便として後者について述べれば、軸受振動が円振動である場合に生れる多元一次連立方程式の解を、厄介な行列式として解いて行くことに相等する。多くの場合この多面釣合は、振動調整の最終的仕上として行なはれるもので、各種の原因が振動追求をかき乱して来るので、これらに阻害されないで考えを進めるために、以下述べる自然現象に注目すべきである。

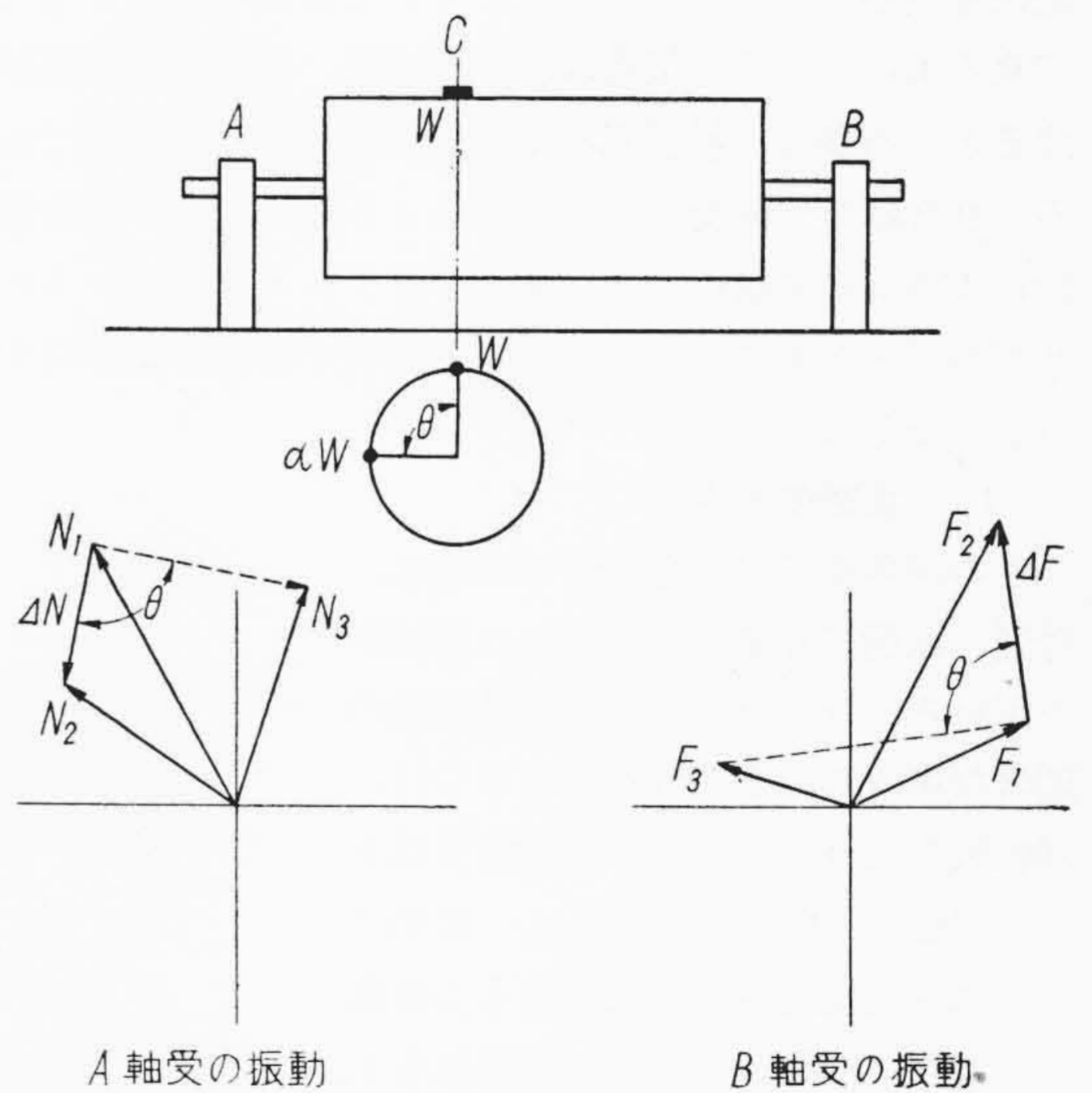
一般に、ある一つの面に試験重量をとりつけた時、各軸受に現はれる振動ベクトルの変化分は、その試験重量をその面内で α 倍の大きさにし θ だけ角度を進めた位置に移すと、移す前のベクトルの α 倍の大きさになり、角度も θ だけ進ませたものになる。第6図において、初めAおよびB軸受の振動がそれぞれ N_1, F_1 だったとする。この回転体のある面Cに W の試験重量をつけたら、A、B各軸受の振動がそれぞれ N_2, F_2 になったとする。すると W による各軸受の振動の変化分は、 $\overline{N_2} - \overline{N_1} = \Delta N$ 、 $\overline{F_2} - \overline{F_1} = \Delta F$ である。このとき W を α 倍にし θ だけ進ませたなら、A、B各軸受の振動は N_3, F_3 になるということである。

したがって、釣合作業の各段階において、この現象を確認しつつ進めれば、介入して来る擾乱を検知することができ、また排除することができる。

かくして、各軸受の振動ベクトルがことごとく小さくなるように釣合重量を求めつつ、第7図(次頁参照)のように収斂させて行けばよいが、一方の軸受の振動を小

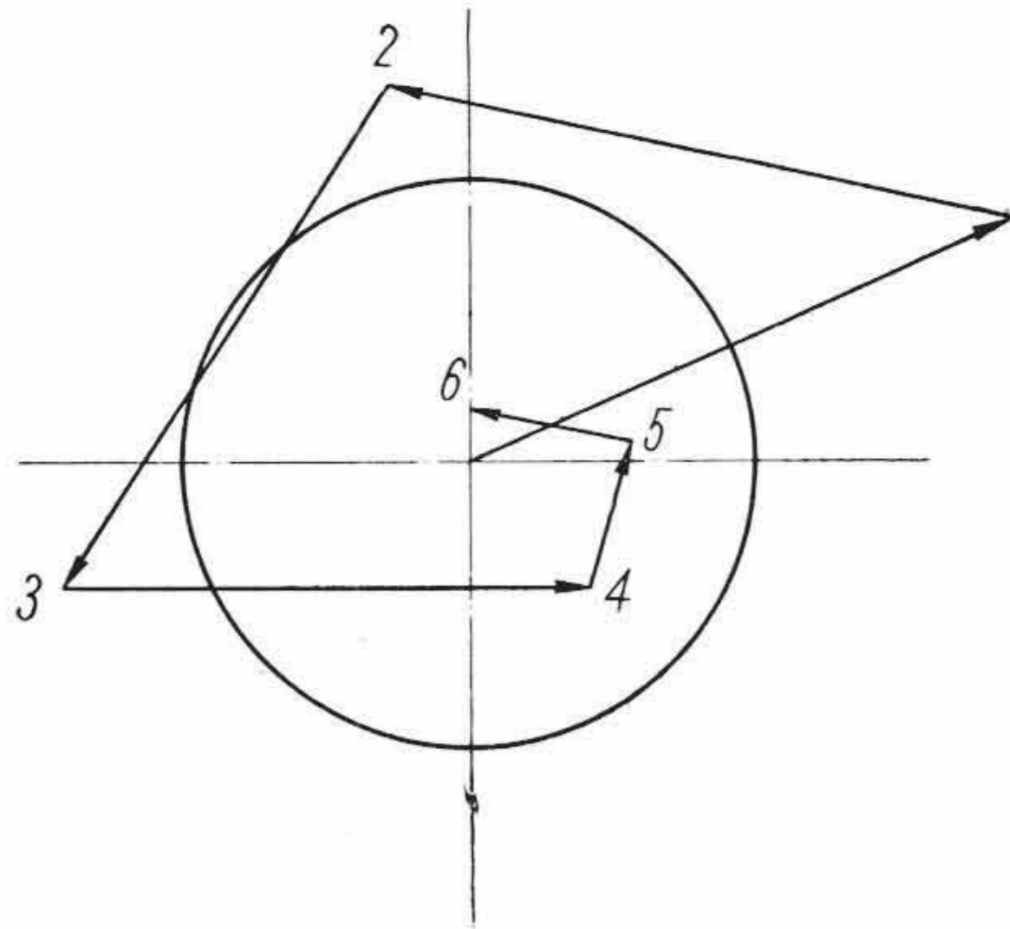


第5図 釣合作業過程の振動の変化
Fig. 5. Vector Representation of the Vibrations and the Changes of Vibrations During Balancing Procedure



第6図 試験重量が軸受の振動ベクトルに与える一般特性
Fig. 6. General Characteristic Between Vibration Vectors of Bearings and Test Weight

さくさせるような釣合重量が、他方の軸受を正反対に大きくするような結果を生ずる場合がある。このようなときは、その面は釣合重量を取りつけるのにあまり適当でないことを意味するゆえ、面の選定を変更した方が効果的である。



第7図 振動ベクトルの追跡
Fig. 7. Tracing of Vibration Vector

〔III〕 軸受油膜に起因する不安定な振動

この振動には、通常いわれているオイル・ホイップ (Oil Whip) およびオイル・ホワール (Oil Wherl) なる振動が含まれる⁽⁵⁾。前者は危険速度以上の速度で現れ始める振動で、振動数とその時の回転数とは無関係に、いつもセットの危険速度の振動数 (固有振動数) に一致し、危険速度の2倍以上の回転数になれば後者の特性をもつて来るものである。後者は軸受の油圧、油の粘度に関係するところ多く、軸受部は不安定な軌跡を画く振動であるこれらは全く軸受の油膜作用によるもので、不釣合重量によるものでない。またダイヤフラム・ラビリンスの摩擦のごときものは、この振動を抑制するように作用するものである。

(1) 振動の測定

この現象を手早く発見するために、普通、振動子片型回転計または周波計を用いる。今、セットの比較的振動の顕著な場所に、上記計器をとりつけ、回転数を上昇して行くと危険速度以上で、回転数と同じ振動数をもつ振動片の他に、危険速度の振動数をもつ振動片が大きく振動しはじめ、回転数を上昇させて行つても振動数が変わらないことで、容易に観測される。

(2) 対策

この振動は、軸受の安全運転許容範囲で、潤滑油の軸受入口条件の変化、すなわち油圧の上昇、あるいは油温低下によつて、応急的に止めることができる場合もあるが、根本対策として、軸受内面の加工が行われている⁽⁶⁾。すなわち、軸受メタルの上半に油ダムを

作つたり、油膜の楔型形状を変えたりしてやつて、新しく創り出される油圧で、ジャーナル部を抑えつけて、振動を防止するのがねらいである。また比較的軸受荷重の低いものでは、軸受の軸方向の寸法を小さくしたり、下半面に円周方向に油溝を加工したりして、軸受圧力を高くする方法もある。

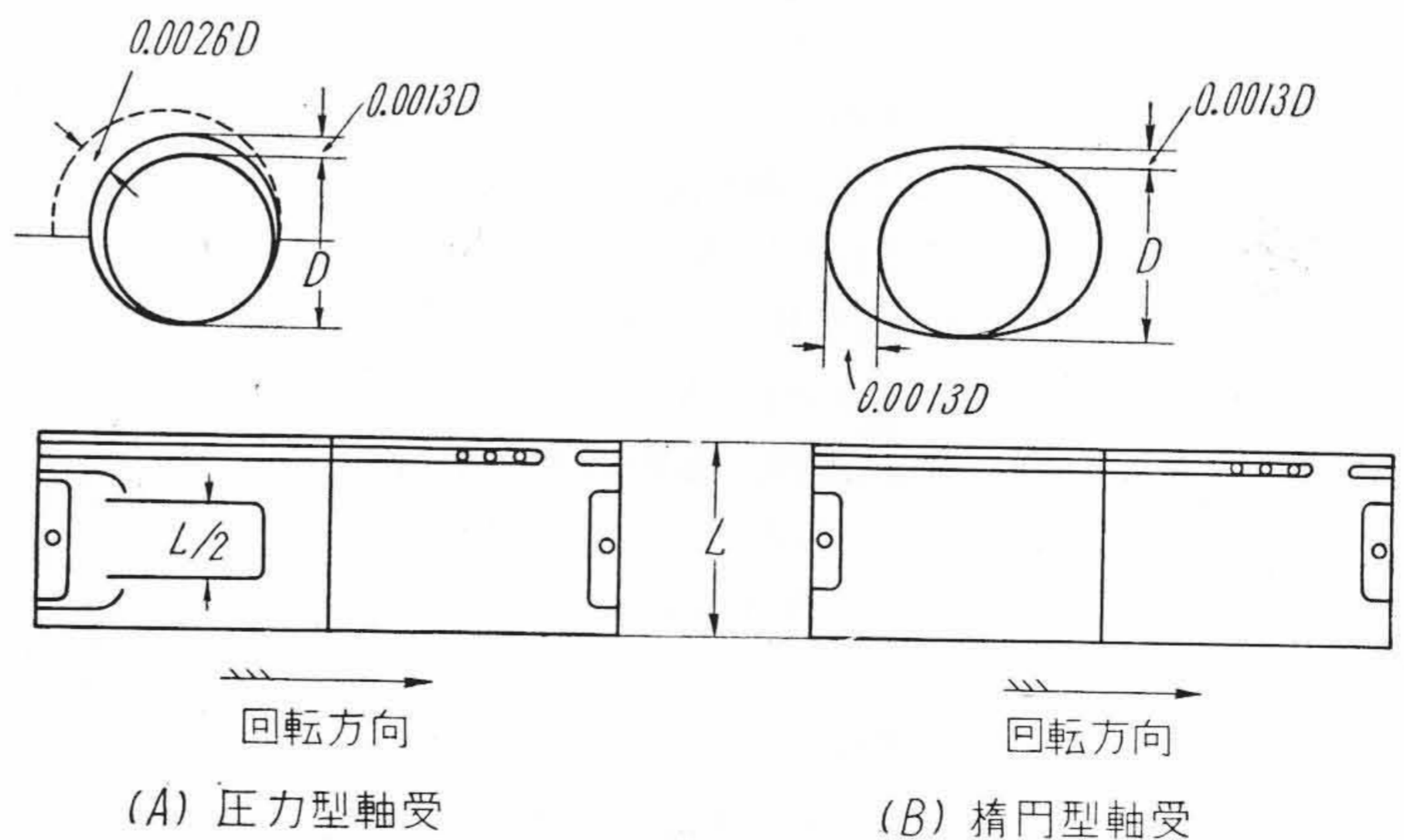
第8図は、油膜作用により振動を防ぐ軸受の例で、圧力型軸受 (Pressure Type Bearing) および楕円形軸受 (Elliptical or More Stable Bearing) と呼ばれるものであり、これらについては各社独特の技術を持っているようである。

〔IV〕 回転数の1/2周期の振動

危険速度が比較的低くて、その2倍近くで運転されている機械では、定格回転数の附近で回転数を上げてても下げてても常に回転数の1/2の周期の振動が生ずることがある。たとえば、危険速度が1,200 rpmであるセットが、3,200 rpmで運転されるとき振動1,600 rpmが発生し、3,800 rpmに増速されたとき1,900 rpmの振動を生ずるような現象がある。かゝる低い危険速度は普通は採用しないが、軸受部の上下方向より左右方向の剛性がいちじるしく小さいような場合、低い危険速度が現われることがある。いづれにしても、このような振動に対しては前章に述べた対策がはなはだ有効である。

〔V〕 回転数と同周期で振幅の変化する振動

発電機はタービンに較べて、回転部分がかかなり複雑な組立構造になつているので、大容量になるにつれて、サ



第8図 油膜作用により振動を抑制する軸受の例
Fig. 8. Examples of Bearings Suppressing Vibration by Means of Oil Film Action
(A) Pressure Type Bearing
(B) Elliptical Bearing

ーマル・バランス (Thermal Balance) の必要が唱えられている。筆者などの経験では、60,000 kW まではこの必要を認めていないが、容量が増大し発電機の軸長が長くなるにしたがつてこの必要性が高まってくるであろう。しかしこの調整は、現地においてよりも先づ工場試験の際に行う必要性を生じるであろうと考えられる。

この問題は、発電機の銅損、鉄損、風損そのほかによる発熱量と冷却効果が、局部的に不均一となり、熱歪の差が長軸の回転子に曲がりを生ぜしめる場合

に発生する。たとえこの曲がりも僅かであつても、回転子の中央部で百分の数 mm 重心が移動すれば、質量が龐大であるため、非常に大きい不釣合重量が生じたことになり、可なり大きい振動を生ずる原因となる。100,000 kW, 3,600 rpm の発電機では、わずか $1/4^{\circ}\text{C}$ の温度差が振動の原因であつたと報告されている⁽⁷⁾⁽⁸⁾。

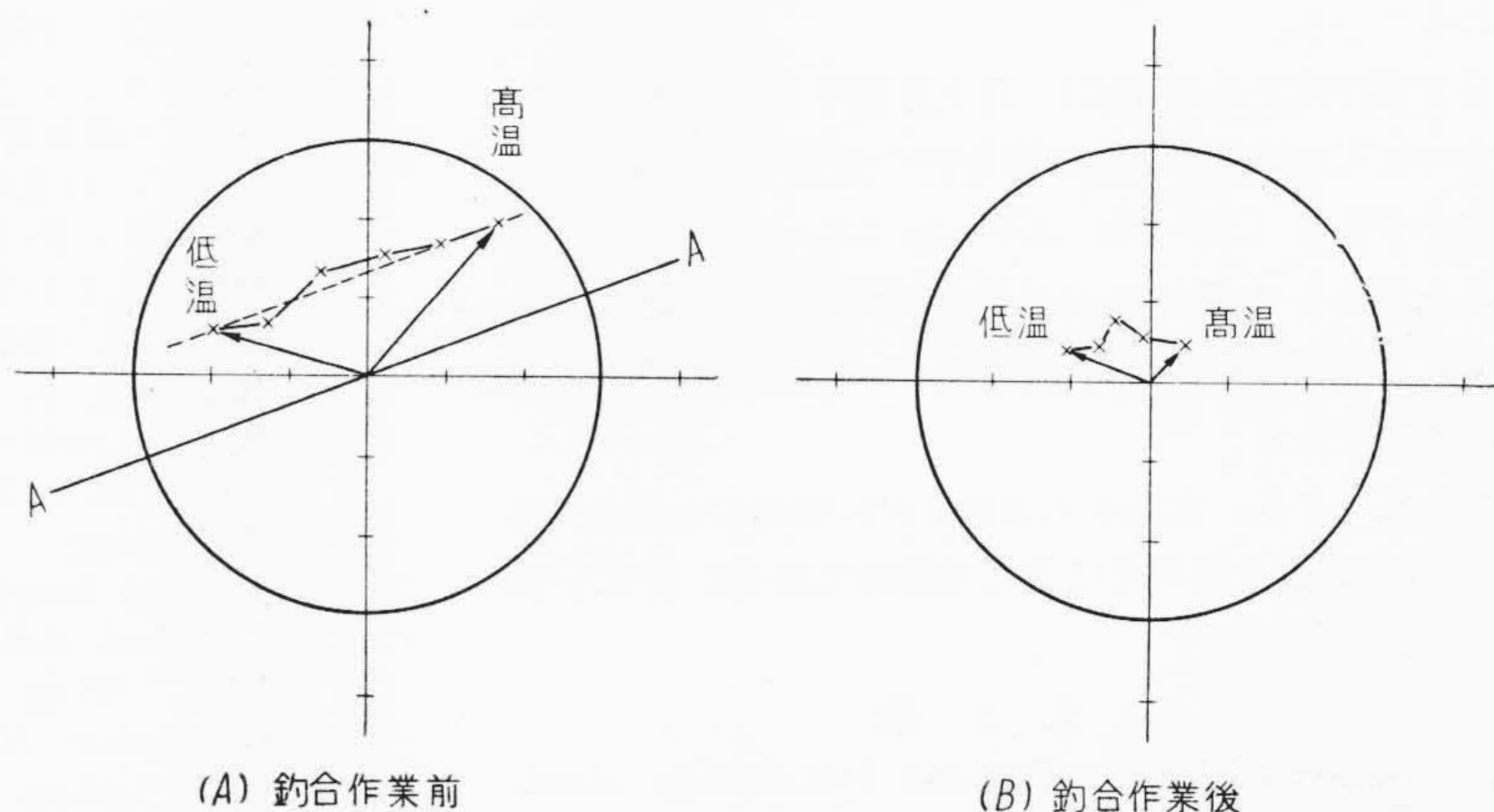
(1) 振動の測定

発電機の熱変形に基く振動を把握するためには、つぎの測定が行われる。すなわち発電機の負荷を一定にし、力率を変え、換言すれば励磁電流を変えて、振動の変化を見る。もし変化をあたえた直後に振動が大きく変化する場合には、回転子と固定子との磁気吸引力の効果と見るべきで、界磁巻線の一部短絡のごとき磁氣的の事故が推論される。これと反対に、振動が徐々に変化する場合には、熱変形による軸曲りの疑いが濃厚であるから、一般的に軸が曲がると軸方向の振幅が変化する傾向があることを念頭において、この振動の変化の有様を測定すべきである。この場合の時間は、機械の熱容量を考慮して、充分長くとることが望ましい。

つぎに励磁電流を一定にして負荷を変え、振動が変化しないことを確認すべきである。もしただちに振動が大きく変わる場合には、タービンとの直結不良に基因することが多いことを附言する。

(2) 対策

この振動は、〔Ⅱ〕において述べた同相不釣合重量によるものと同一であるので、おのずから類似の考え方をすればよいが、今の場合には熱が原因であるので、試験重量のかわりに、回転子の冷却孔の面積を変えることになる。普通行われ、理解しやすいものにつぎの方法がある。すなわち、励磁電流が変つて、回転子の温度が変化しつ



第9図 温度と振動ベクトルの変化
Fig. 9. Change of Vibration Vector due to Temperature Variation of Rotor

(A) Before Correction (B) After Correction

ある場合の軸受の振動のベクトルを、温度とともに極坐標軸にプロットして行く。第9図(A)はこの模様を示す。この図からわかるように、軸の曲りはA-A線に沿つて起つてることが判る。つぎにA-A線の位相を回転子の位置に関係づけるために、ある任意の冷却孔の面積を変えて、同じく記録をとれば、新しく生じた変化がわかるので、〔Ⅱ〕の場合と同じように、熱釣合のために面積を変えるべき冷却孔の位相が求められる。釣合作業の終つた振動の様子は、例えば第9図(B)のごとくなる。

〔VI〕 結 言

以上現地で起りうる各種振動について、総括的に概要を述べたが、これらの問題は、大概据付を終つて調整中に処理がなされてしまうが、中には長年月の間に、各部材料中の内部応力が解放され歪となり、直結不良や軸曲りを生じたり、または絶縁物の枯れなどのため内部変形による不釣合重量の生成などがあつて、しだいに振動が増大するようになる場合がある。

動的釣合法については、今までに多くの人々によつて、理論的にも実際的にも論ぜられてきたが、実際のセットは可撓軸系が非剛性軸系にて支えられ、かつ数箇の機械が直結されているので、関連性がきわめて複雑となり、釣合作業も非常に微妙になつてくる。筆者などは、いかなる速度においても、低速、危険速度、定格速度まで、静寂な運転のできるものが、負荷時においても良好な運転状態がえられるものであるという平易な鉄則と経験から、大型機では、その不釣合重量は不釣合重量に最も近い所から除くという方針で、タービンの最前部から発電機の集電環までの全長に亘つて、精密釣合調整を行うこ

とにしている。

日立製作所が最近完成し、目下稼働中の大型セットは、みなこれらの考えで釣合作業を行つたもので、軸受の振動はいずれも 1/100 mm 以下となつている。

以上筆者らの努力の一過程を御紹介したに過ぎないが、火力発電機器に興味を寄せられる諸兄の御参考となれば幸甚である。

終りにのぞみ、本稿を火力特集号に発表する機会をあてられた日立製作所日立工場松野工場長に謝意を表す。

参考文献

- (1) General Electric Turbine Installation Hand-Book.
- (2) 林田： 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 Dec. 1948, No. 5, Vol. 30, P. 203

- (3) 林田： 回転機の楕円振動とフィード・バランスについて，日立評論振動特集号 Jun. 1951, No. 5, Vol. 33, P. 367
- (4) 林田： こわさが非対称な軸受を有する回転機の振動解析，機械学会誌昭和 25 年 5 月，第 53 巻，第 376 号，P. 163
- (5) B. L. Newkirk: Oil Film Whirl. A. S. M. E. Paper 54-LUB-4
- (6) A. C. Hagg: The Influence of Oil Film of Journal Bearing on the Stability of Rotating Machine. A. S. M. E. 1946 Vol. 68
- (7) W. F. Wing: Thermal Balance of Large Generator. Allis-Chalmer Ele. Rev. 1947
- (8) C. M. Laffon: Modern Practice in the Balancing of Large Turbo-Generator. A. I. E. E. Trans. 1951, Vol. 70

最近の電気機器はその単位当り容量を極度に減少するため高度の絶縁性と高温高圧に耐える絶縁材料が要求され、その適否は電気機器の能率と寿命を左右する重大な役割を果している。絶縁材料としては、従来は主として天然材料に依存していたが、最近では合成化学のいちじるしい発達により現在では合成材料があらゆる方面に使用されるようになった。

ここに最近の電気絶縁材料の性能および諸特性に関する諸問題中より特に下記題目を執りあげ日立評論別冊 No. 13「絶縁材料特集号」とし、三月下旬皆様の御手もとへ御贈り申上げることになりました。何卒その発行を御期待下さい。

なお従来よりの御愛読者諸兄には発行と同じに御送附申上げますが、特に本特集号のみ御希望される向きがありましたら至急下記に予約御申越下さい。

◎電気絶縁材料の最近の趨勢

◎不溶性高分子物質の研究序論

◎ポリエステル樹脂に関する研究 (第3報)

◎ワニスクロス類の二三の特性

◎コイルワニス含浸の作業管理について

◎合成ゴムの絶縁電線への応用 (第6報)

◎電力ケーブル用絶縁紙の熱劣化特性

◎電線用熱可塑性物質の流線分布

◎フェノール樹脂成型品の電気的性能

◎フェノール樹脂積層品の電気的性能の

二、三について

◎メラミン樹脂積層棒 RU-54N の二三の特性

◎耐熱性絶縁材料の二、三の特性

◎絶縁材料の吸湿について

◎シリコンワニスの諸問題

◎ビニル重合体の耐熱性について

◎ヒタフランの特性と応用

◎ポリエステル樹脂の研究

誌代特価 1部 ¥100(送料¥12)

日立評論社

東京都千代田区丸の内1ノ4
(新丸の内ビルディング7階)