

ターボ発電機の振動

高林 乍人* 松田 正彦**

The Vibration of the Turbine-Generators

By Hayato Takabayashi, Masahiko Matsuda
Hitachi Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

About the vibration of the turbine-generators, many researches were made already. But this papers will be wished to add something to these. The contents are

- (1) The vibration when pass the critical speed of the rotors, increasing or decreasing its speed.
- (2) Asymmetry shaft's vibration character's analysis.
- (3) An example of calculation of the critical speed of the combined shafts.
- (4) And others.

〔I〕 緒 論

回轉機には危険速度のある事が知られているが、低速小容量のものでは、此の危険速度は常用或は定格速度よりずつと高い所にあり問題にならない。然し乍ら回轉数の高いターボ発電機では 4000~5000 kW 以上の容量のものになると、危険速度が定格の 3000 又は 3600 r.p.m. より低い所に存在するようになる。そのためターボ発電機では特に振動に對する理論やバランスを取る技術が研究された。

危険速度は運轉中の軸の撓みを考えると分る。定常運轉に於て、此の回轉體が偏心していると軸の撓みと遠心力との釣合により次の式が成立する。

$$k\delta = M(\delta + e)\omega^2$$

* ** 日立製作所日立工場

但し k は軸を横に曲げた時のバネ定數 δ は軸の撓み M は回轉體の質量。但し集中しているとする。 ω は回轉の角速度 e は偏心

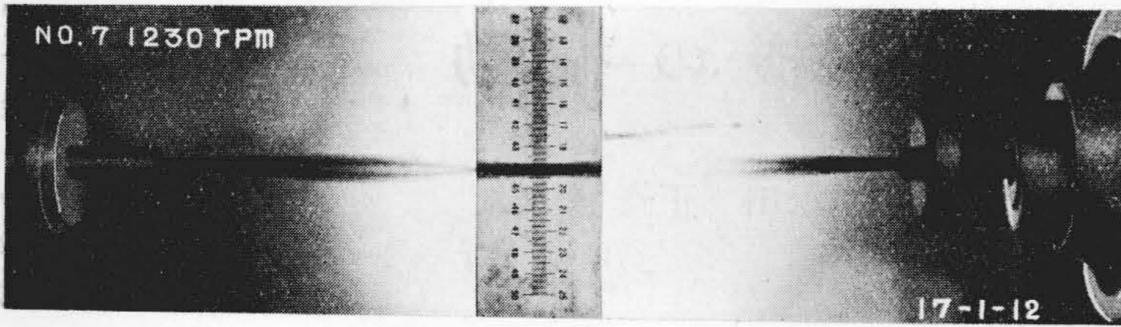
此れより

$$\delta = \frac{e\omega^2}{k/M - \omega^2} \dots\dots\dots (1)$$

依つて $\omega^2 = k/M$ の時、撓みは無限大となる事になる。

上記の回轉體の質量が中心部に集中していると考えた時の事であるが、ターボ発電機では細長い胴體部を考えねばならず又剛體として考えるわけにゆかず、此の質量が分布して、撓み軸と考へてゆかねばならない。

此の時には棒の横振動と大體同様な特性を示し、危険速度は一次二次三次と澤山表われて来る。大容量のター



第 1 圖 第 2 次危険速度に於ける軸の振動形態
(細い軸を電動機にて回轉させての實驗)

Fig. 1 The Form of the Second Critical Speed.

ボ發電機では第一次の危険速度はずつと低下し、第 2 次の危険速度が定格速度に近づいて設計上色々と問題が出て来る。参照のため第 1 圖に第 2 次の危険速度での軸の振動形態を示し第 1 次と第 2 次の危険速度の関係は、兩端を自由に支持した(丁度軸受で回轉子を支えているに相當する)一様な棒の場合は其の危険速度の次數 n に對し n の自乗の関係で表われて、第 2 次は第 1 次の 4 倍の速度の點に表われるが、ターボ發電機では、此の比が小さくない。一般には第 2 次は 1 次の 3~3.8 倍位となる事が多い。

危険速度は別な表現をすれば、結局その回轉機の固有振動である。振動發生の原因は必ずしも偏心のみという事は出来ない。外部的條件も考えねばならないが、大きな振動として表われるのは此の危険速度の點であるか

ら、危険速度は定格速度、即ち常用速度より離しておかねばならない。

ターボ發電機に就て 2, 3 の問題を取り上げて述べて見よう。

〔II〕 危険速度通過時の特性

ターボ發電機では通常、その定格速度が第 1 次の危険速度より高く、運轉に入る場合又は停止する場合に

は必ず危険速度の點を通過せねばならない。此の時の速度上昇率或は速度降下率と振幅とに就て若干の解析と實驗とを行つて見た。

此の解析の結果は $t=0$ の時危険速度を通過するとして

$$e^{-at} \int_{-\infty}^t e^{at + \frac{h}{2}t^2} dt \dots\dots\dots (2)$$

で振動振幅が示される事が分つた。

但し h =角速度の變化率

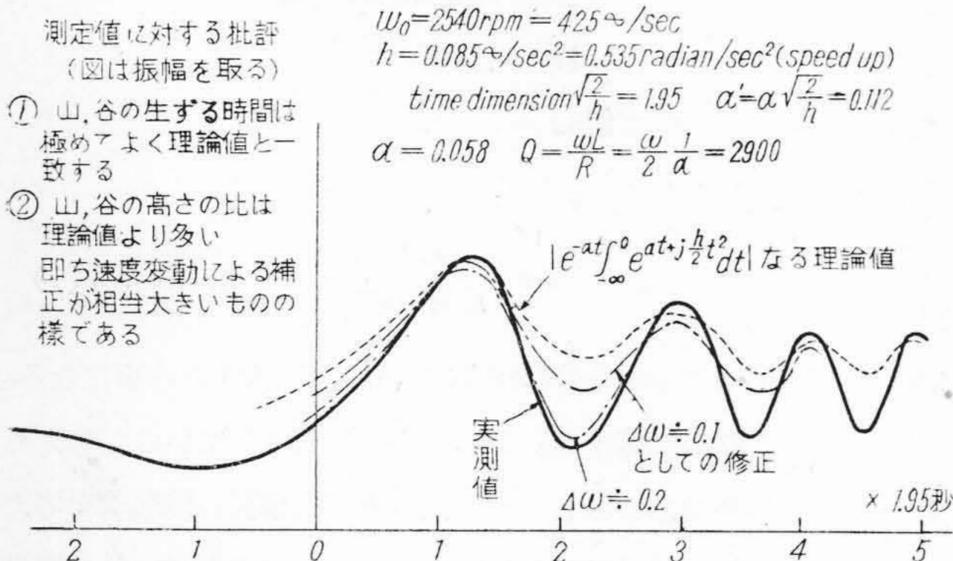
α =回轉體の振動に對する減衰率

第 2 圖は 15625 kVA 3000 及び 3600 r.p.m. 兩用のターボ發電機の試験結果をまとめたもので、危険速度 2540 r.p.m. を通過する時の狀況である。但し此の時圖に示されている記號 $\Delta\omega$ は危険速度通過時の角速度の變動を考慮に入れた時のものである。詳細は文献(2)を参照されたい。

此のターボ發電機の減衰率は $\alpha=0.058$ となる。或は共振特性としてよく電氣回路で用いられている $Q=\omega L/R$ に相當する數字を計算して見ると約 2900 となつている。此の數字は概ね考え得るやうなものであつて、他のターボ發電機でも同様な程度と見てよいであらう。

此の共振體としての特性を示す Q が分れば、その回路としての性質は分り、電氣回路の理論を應用して色々な事を知る。即ち最も重要なのは運轉開始或は停止の場合、此の危険速度の點をどれ位の加速度で通過させれば

オシロ測定結果



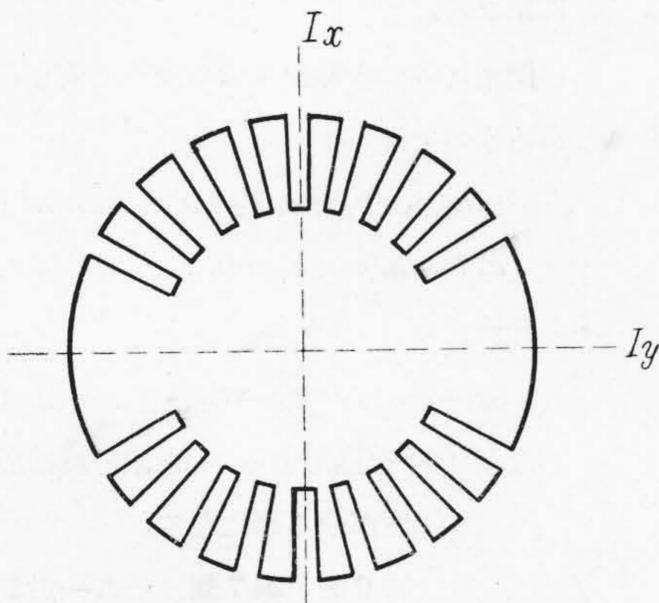
第 2 圖 15625 kVA ターボ發電機に於ける危険速度通過時の振動振幅の實測値と理論的解析結果

Fig. 2 The Experimental Result of the Passing the Critical Speed at Hitachi Power Station (15625 kVA).

よいか分かる。(2)式にその危険速度の共振特性としての Q が約 3000 位となる事を入れて計算すれば、大體 0.1 秒位で速度を変化させれば、此の危険速度の點に於ても他の所の速度で表われる振幅の 2, 3 倍位となる。

〔III〕 回轉子の斷面の慣性モーメントが
任意の軸で對稱でない場合

ターボ発電機でその回轉子の斷面が第3圖の如く界磁コイルを納める所だけ溝を掘り、磁極の所は溝を掘らないで、磁極の軸に對する慣性モーメントと、それに對して直角なる軸に對する慣性モーメントとが異なる場合がある。普通のターボ発電機回轉子で計算すると、此のモーメントの最大と最小との兩方の場合の危険速度は 10 ~ 15% 位違つた價に出るが、高い方の危険速度を下げ概ね等しくするよう磁極面にローター軸に直角に適當に溝を掘りステツフネスを小さくしているものゝ數%は必ず違つて來るであらう。



第3圖 2極回轉子の任意の軸に對して慣性モーメントが對稱でない例 (極には溝を掘らないもの)

Fig. 3 Asymmetry Shaft.

此のような非對稱の軸に就ては幾多の研究が既になされておられ、大容量になると全周に溝を掘つて振動特性をよくせんとしている。

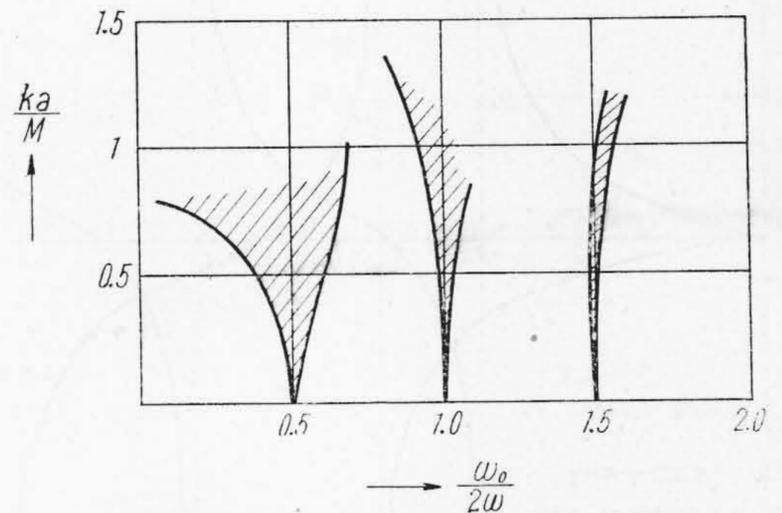
即ち回轉子の重力による靜的な撓みは、回轉子の回轉位置に依つて慣性モーメントの變化により變動を生じ、ある回轉數に依つては共振状態になるが、そのモーメン

トの周期的變化をフーリエ級數にして最初の項のみ取つた最も單純な形で式を立てれば

$$M \frac{d^2 \delta}{dt^2} + r \frac{d\delta}{dt} + k(1 + o \cos 2\omega t) \delta = 0 \dots \dots \dots (3)$$

此の方程式は Mathieu の式と言つてゐるものであつて、その特性は研究されている。

今此の慣性モーメントの平均を考へて取つた危険角速度 $\omega_0 = \sqrt{k/M}$ と、 a と ω との關係によつて (3) の解は色々な現象が表われる。第4圖はその特性を示し此の (3) 式の解はその係數の關係が圖の斜線部の所に來ると、發散する。解が發散するという事は振動が増大するという事を示し、取りも直さず危険速度の範圍を示す事になる。



第4圖 Mathieu の方程式 ((3)式) の解斜線部は不安定領域を示し此の範圍では危険なる事を示す。

Fig. 4 Analysis of Mathieu's Equation (3).

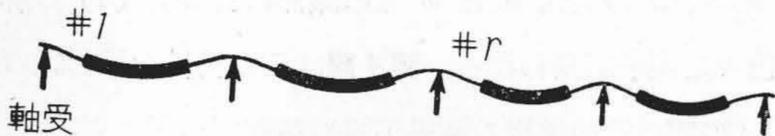
此の Mathieu 方程式を利用して、斷面の慣性モーメントがどの軸に對しても對稱にならない場合の狀況は分りその回轉子の第1次の危険速度 ω_0 に對して、其の ω_0 の $1/2$ 又は 2 倍等にも危険速度が存在し得る事が分るが、その程度は量的に概算する事が出来る。通常 $1/2$ 附近にあるものは實際に生じる事があるが2倍以上のものは非常に小さな量となり、簡單には表われないものである。

〔IV〕 組合せ危険速度

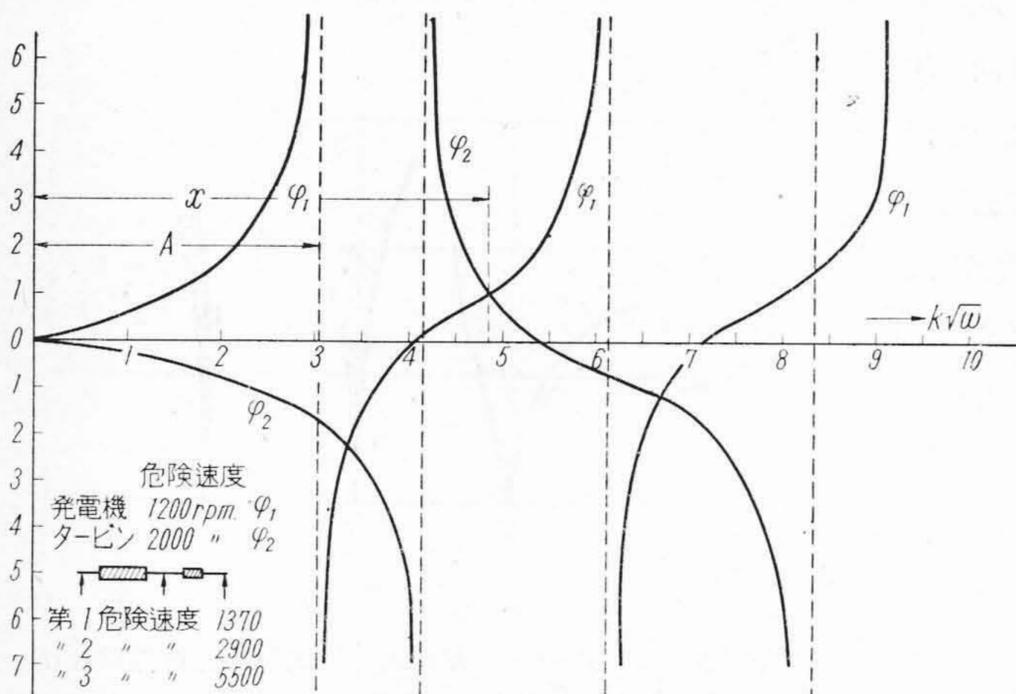
ターボ発電機とタービンとが直結されて、その直結された附近と夫々の兩端と計3つの軸受けで支えられたセ

ツトがある。此のようなものでは個々の危険速度でなく
て組合せられたものとして求めなければならない。勿論
その危険速度としての特性は何等變りはない。

夫々の第1次の危険速度だけを考える範圍ならば、比
較的簡単に求まるが、第2、第3次と高次のものを考慮
せねばならない時はその様子を見るのは一寸厄介であ
る。筆者は概算法をテモセンコの振動論(邦譯)290頁の

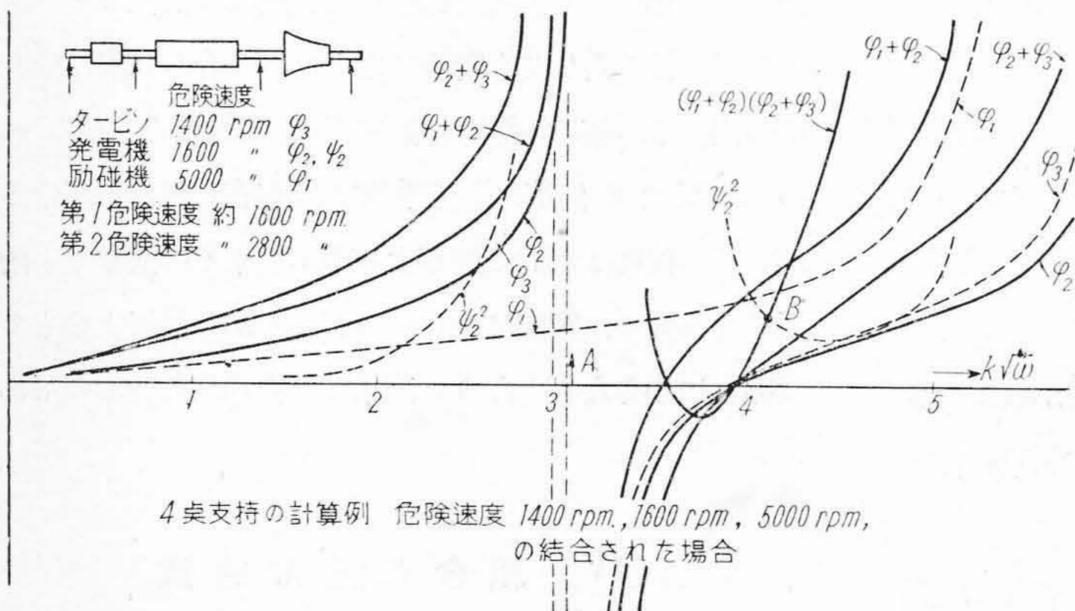


第5圖 組合され直結された回転軸
Fig. 5 Combined Rotating Shaft.



3 桌支持の計算例 危険速度 1200rpm と 2000rpm との結合された場合

第6圖 組合回転軸の危険速度の計算例(1)
Fig. 6 The Calculation of the Critical Speed of Combined Rotating Shaft (1).



4 桌支持の計算例 危険速度 1400 rpm, 1600 rpm, 5000 rpm, の結合された場合

第7圖 組合回転軸の危険速度の計算例(2)
Fig. 7 The Calculation of the Critical Speed of Combined Rotating Shaft (2).

計算式を利用して若干調べて見た。但しオーバーハング
はしてないとする。

$$\left. \begin{aligned} \text{先づ } \phi_r &= \cot h k_r x - \cot k_r x \\ \psi_r &= \operatorname{cosec} h k_r x - \operatorname{cosec} k_r x \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

なる函数をその直結されている各軸に就て考える。

但し r は直結されているものゝ番號を示す。(澤山直
結されているとする。) 第5圖を参照されたい。そして

$$x = \sqrt{\omega} \quad \omega = \text{回轉角速度}$$

k_r は直結されている個々のものが單獨である時の危
険角速度を ω_r とすれば $k_r = \pi/\sqrt{\omega_r}$ なる關係より求め
る。そうして a_i を任意の常數として次式に於て

$$\left. \begin{aligned} -a_2(\phi_1 + \phi_2) + a_3\psi_2 &= 0 \\ a_2\psi_2 - a_3(\phi_2 + \phi_3) + a_4\psi_3 &= 0 \\ \dots\dots\dots \\ a_{n-1}\psi_{n-1} - a_n(\phi_{n-1} + \phi_n) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots (5)$$

を満足する ω を求むれば、此れが求める危
険速度となる。これは圖式計算をすれば容易
に求まる。

例えば3つの軸を4つの支えで支えられて
いるものでは

$$-a_2(\phi_1 + \phi_2) + a_3\psi_2 = 0 \dots\dots\dots (6)$$

$$a_2\psi_2 - a_3(\phi_3 + \phi_3) = 0 \dots\dots\dots (7)$$

此れより

$$(\phi_1 + \phi_2)(\phi_2 + \phi_3) - \psi_2^2 = 0 \dots\dots\dots (8)$$

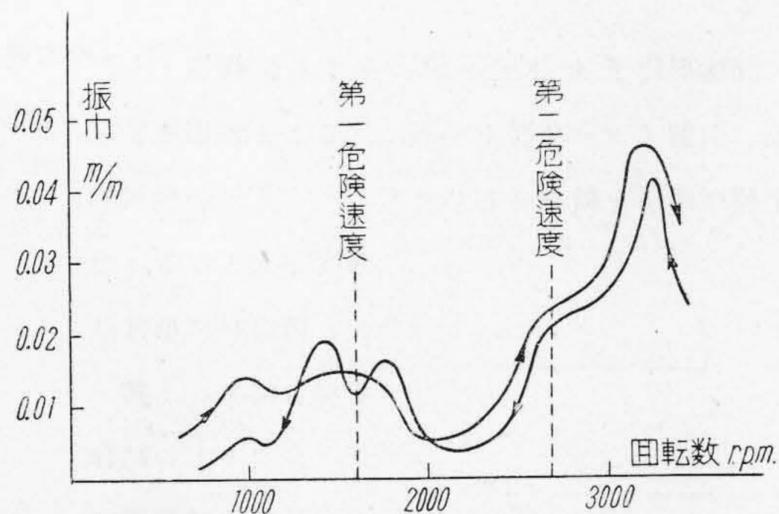
となり(8)を満足する ω を求むれば危険角
速度が分る事になる。

第6圖、第7圖はその一計算例で
あつて、此の場合第2次は第1次の
4倍、第3次は第1次の9倍という
ように危険速度の夫々の關係が、理
想的な一様な棒の横振動の關係の如
くある場合は問題ない。然しターボ
発電機等では先に述べた如く此等の
關係が崩れているのが普通である。
その時は丁度その第1次、第2次の
危険速度に於て、前の $k_r\sqrt{\omega} = \pi$ に
なるように k_r を變化させる。圖解

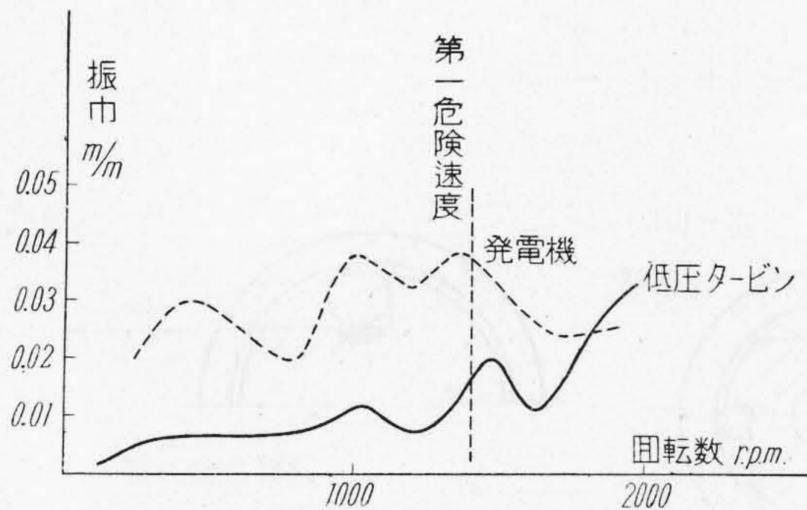
する時は x のスケールを適當に修正すると概算としての見當はつけられる事になる。

〔V〕 其 の 他

一般にターボ発電機を運轉開始時又は停止時、各速度に對する振動振幅をペデスタルの所にて測定する場合、



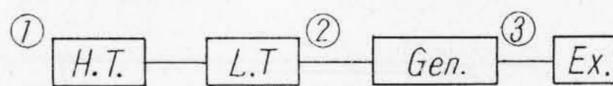
第8圖 速度上昇及下降時の速度振幅特性 (1)
(オシログラフにて測定する) 12500kW
Fig. 8 Speed-Amplitude Character when Increasing or Decreasing its Speed at Hitachi Power Station 12500 kW.



第9圖 速度下降時の速度振幅特性 (2)
50,000 kW 1800 r. p. m.
Fig. 9 Spee-Amplitude Character when Decreasing its Speed. 50,000 kW 1800 r. p. m.

必ずしも危険速度の所で大きくなるとは限らない。第8圖、第9圖に實測した例を示している。(圖中の危険速度は計算値である。) 此のように表われたものゝ解析は二次の微分量を追求せねばならない事であり普通大した量でない故述べる事は省略する。が實際現象としては相當良くバランスを取つた回轉子では、此の色々な原因で起る二次的な高次の振動が表われて來て、觀測して見ると振動の軌跡は可なり面白いものである。第10圖は此の1例を示す。

此のような事に就ては何れ適當な機會に、筆者等その他の見解を附して論議したいと思う。



| | ① | ② | ③ | 備考 |
|-----------|---|---|---|-----------|
| 無励磁 | ○ | ○ | ∞ | H.T.側より見る |
| 無負荷 | " | ○ | " | " |
| 5000 kW | " | ○ | " | " |
| 10,000 kW | ○ | ∞ | " | " |

第10圖 12500 kW 3600 r.p.m. タービン發電機の振動軌跡

Fig. 10 The Locus of the Vibration at the 12500kW 3600 r.p.m. Turbin-generator.

参 考 文 献

- (1) ターボ發電機回轉子の回轉形態並びに平衡
後藤恒夫：日立評論 昭19年5月
- (2) 回轉機の危険速度通過時の振動波形
高林乍人：日立評論(論文集) 1949 No. 7
- (3) チモセンコ 振動論
- (4) 周波數變調 前田一林編

登録新案第 359460 号

原 政 次

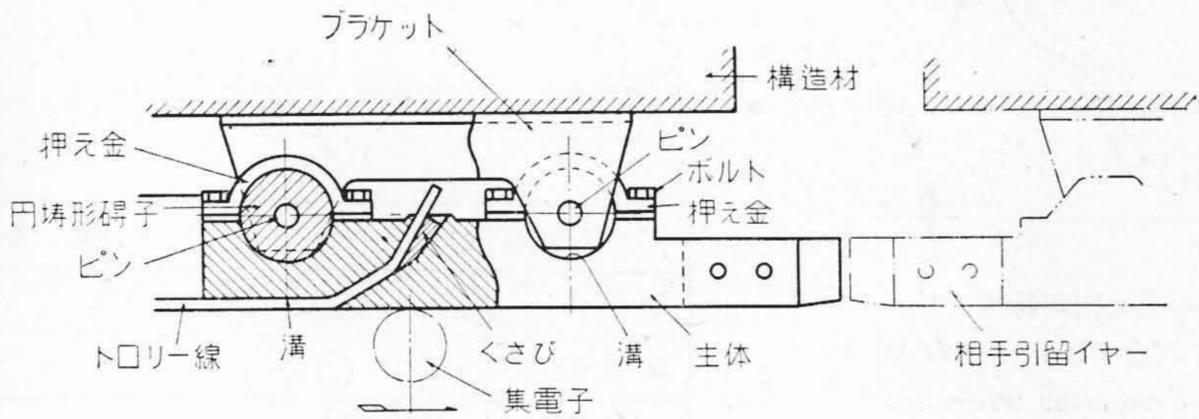
引 留 イ ヤ ー

本考案は、走行起重機等に電力を供給するために用いられるトロリー線を、必要に応じて区分する場合、その区分点に使用される引留イヤーに関するものである。

絶縁物として小形で強度の大きい圓錐形碍子を使用し、これを主體の上面に設けた断面半圓形の溝におさめ、押え金及びボルトにより締付ける。

圓錐形碍子の中央孔にかん入したピンは、ブラケットの両側に架設するトロリー線は、主體の下端の溝を通過せしめ、その終端部をくさびにより抑える。

圓錐形碍子を主體の溝におさめる構造とした故、引留イヤー全體を小形にすることが出来、又主體に碍子を植立せしめたものにくらべ、機械的強度が大となる。なお、構造材に取付ける場合にも、主體とブラケットとの結合が容易なので簡単に取付け得る。(富田)



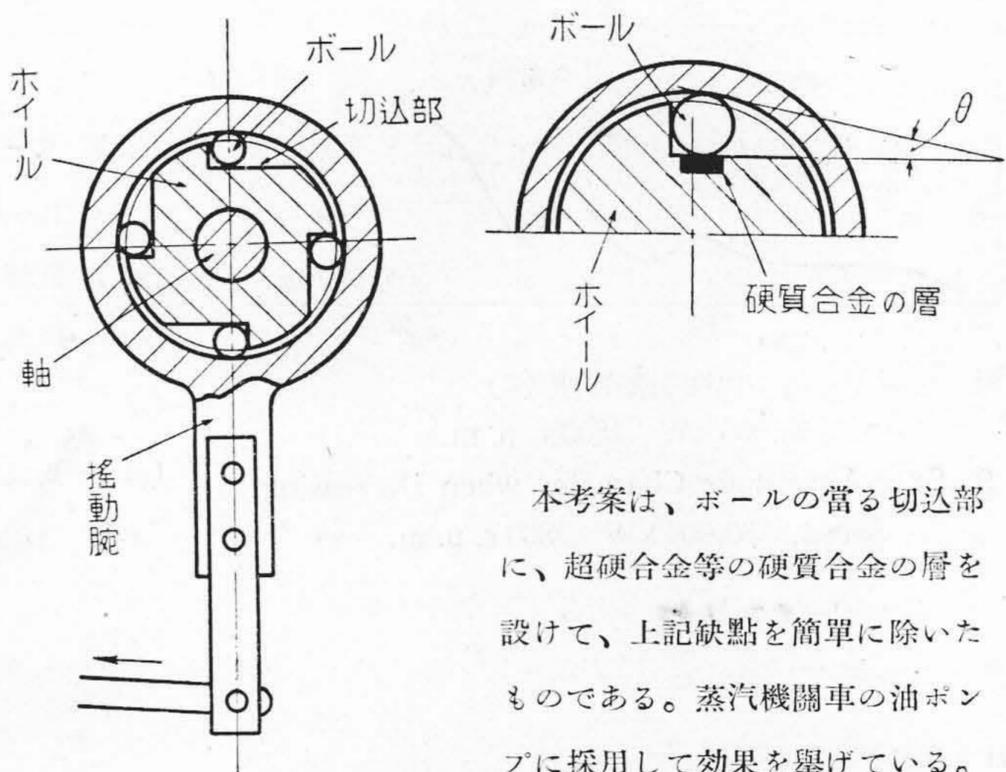
強度が大となる。なお、構造材に取付ける場合にも、主體とブラケットとの結合が容易なので簡単に取付け得る。(富田)

登録新案第 369324 号

岡 田 哲 郎

高 速 揺 動 フ リ ー ホ イ ー ル

ストローク運動をさせる揺動腕と、被動機構に運動を與える軸を備えたホイールの切込部との間に、ボールもしくは「ころ」を設けた高速揺動フリーホイールは、長期間使用すると、ボールの當る切込部の當り面に、磨耗のため凹痕を生じる。この凹痕は、ボールをはさむ揺動腕の内周壁面と切込部の當り面との間の角度(θ)を増大させるため、ボールのくいこみが不完全となり、ホイールと揺動腕との結合を破り空轉のもととなる。



本考案は、ボールの當る切込部に、超硬合金等の硬質合金の層を設けて、上記缺點を簡単に除いたものである。蒸汽機關車の油ポンプに採用して効果を擧げている。

(富田)