



# 三菱電機

第 19 卷      昭和 18 年 3 月      第 3 號

## 内 容 目 次

回轉機巻線に起り易い	
バインド線の故障と其の手當	菅 沼 常 次 ..... 67 (1)
タービン發電機の振動原因探究と其の調整	米 野 俊 彦 ..... 72 (6)
硬質ゴムの機械的強度に及ぼす	
配合剤の影響	福 住 一 郎 ..... 80 (14)
最近のポンプ液漂船用電機品	山 本 八 郎 ..... 83 (17)
最近の斜坑用復胴巻上機	原 千 代 一 ..... 87 (21)
	山 縣 滿

# 三菱電機株式會社



# 三菱電機

第十九卷

昭和十八年三月

第三號

## 回轉機巻線に起り易い「バインド」線の故障と其の手當

神戸製作所 菅 沼 常 次

### 内 容 梗 概

起動停止逆轉を頻繁に繰返し酷使されがちな回轉機の電機子巻線は、使用し始めてから一、二年乃至數年経過すると、高温度の下で電氣磁氣的、機械的衝擊、振動などによつて絶縁物が乾燥收縮して「バインド」弛緩若くは線輪の撓損、接地故障などに生ずる傾向のあることは衆知のようである。例へば電車用電動機、巻上機用電動機、壓延機用電動機などの回轉子巻線にはこの傾向があり一旦修理工場などで修理或は巻替へを行ふと著しく壽命を縮め早期故障の頻發を見ることも少なくない。斯様な巻線の絶縁收縮による弛緩とか頻發的故障を阻止し、如何にして巻線の壽命を延長し得るかに就きその一斑として まづ「バインド」故障の様相とその原因を検討考察しこれに適應する手當の要訣を記述する。

### 1. 緒 言

電氣機器の巻線の壽命は果して何の位であらうかと言ふ問題は、各方面で屢々論議されるところであるが、さてこれを理論的に明確に解することは實際上甚だ困難な問題である。何故ならば巻線の構成が熱傳導と膨脹率の大なる金屬と、熱と機械的壓力によつて壓縮老化され易い絶縁物との組合せであり、而もその工作技術は概ね作業員の技倆によるところが多く、熟練と經驗に俟つことは勿論、使用状態に於ける機器の最高温度、電氣磁氣的機械的の振動、衝擊などによる絶縁物の收縮劣化の程度によつて大いに異なる。斯様な綜合的變化に伴ひ窮極絶縁耐力の減退に起因して絶縁破壊を惹起する場合が多く、負荷、状態や環境の如何によつては意外に壽命の相違することも稀ではない。

茲には、巻線の壽命に關聯しその一端として比較的重要な役割を持つ回轉子巻線の「バインド」故障の原因を考察し壽命延長の對策と絶縁物の選擇と修理要訣を概説する。

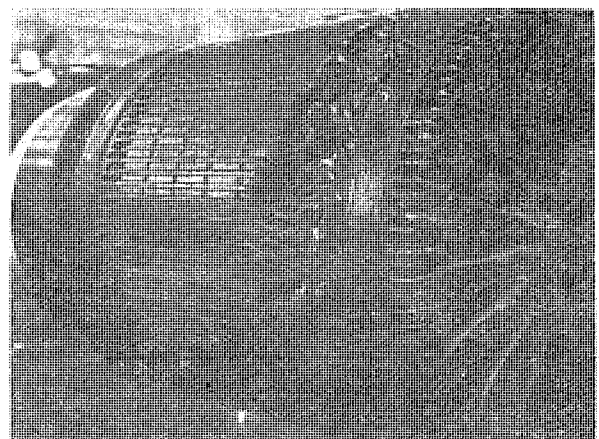
### 2. 回轉子「バインド」故障の様相

「バインド」の破壊は普通の場合「バインド」線の強度の不足のために巻線の遠心力に耐へずして切斷する様なことは極めて稀であり、主としてハンダ着の不完全に基く「バインド」線列の離間、或は局部的に分離した「バインド」線の單獨振動により巻始め、巻終りの線端を緩めて離散するに至ることが多い。一般に定速度の回轉機は使用後相當長期に

亘つてかかる故障に遭遇することは殆んどないようであるが、温度上昇の高い而も頻繁に起動、停止、逆轉、若くは急激な負荷の變動を繰返し酷使されがちな例へば電氣鐵道、巻上機械、壓延機用などの回轉機は保守に關係される修理工場などに於てその例を屢々見ることがある

(ア) 「バインド」線の切斷

「バインド」線切斷の故障には巻線の電氣的燒損に伴ふ斷線、材質の不良、過速度、局部的磨減などを挙げられる。電氣的燒損に伴ふ斷線は線輪の層間短絡又は接地故障に伴つて損傷することがあり線輪の熔損と同時に「バインド」の一部を熔融切斷することがある。第1圖は回轉變流機の電機子巻線に惹起した「バインド」熔斷の例を示したのである。「バインド」の故障はその状態の如何に拘らず一般



第 1 圖

にバインドの切斷と簡単に言はれることが多いのであるが、バインドの設計は普通巻線の遠心力に耐へる實際の計算數値の數倍若くはそれ以上の安全率を採つてあるからバインド線の局部的磨滅を生じた場合とか甚だしく粗惡な材料を用ひない限り、バインド線が切斷するようなことはその例を見ない。

局部的磨滅による斷線は、鐵心上のバインドに稀に生ずる故障で、線輪溝に納めた線輪が鐵心溝に適度の嵌合せが行はれて居らない場合、又は線輪の絶縁物が長期に亘る高温のため乾燥收縮して線輪と鐵心溝とに隙間を生じ、磁氣吸引力と遠心力との相對的關係によつて線輪の躍動を繼續するような場合に線輪上のバインドの裏側を頻繁に打撃してバインド線を磨耗することがある。

線輪を鐵心溝に嵌める場合嵌合せが容易なことゝか、比較的厚手のバインドクリップを鐵心齒の上に置くときはこの様な障害を蒙り易い。(バインドクリップを鐵心溝中の線輪の上に裝備するのもこの線輪の振動を努めて阻止するために他ならない。)尤も斯様な故障は線輪の絶縁が比較的完全である場合に限られ、大概の場合バインド線が磨耗切斷するに至る迄に、電機子線輪自体が層間短絡或は接地故障を惹起して修理を行はなければならない場合が多い。

以上のような故障を阻止するためには高温状態に於ても線輪の電氣磁氣的、機械的の振動を生ずる餘裕をなくするように可及的乾燥收縮性の少ない耐老化性の雲母、石綿、或は新興の無曹ガラス纖維のような無機質絶縁材料を撰び、更に線輪の絶縁作業を綿密に行ふは勿論、鐵心溝に納める直線部を豫め所要の大きさに加熱型押固めして適度の嵌合せとすれば好結果が得られる。

鐵心溝に對する線輪の嵌合せを適度にする必要のあることは、總ての電機巻線に就て特に考慮すべき必要要訣であるが、就中、電機用電動機、巻上機用電動機、壓延機用電動機などのように急激な負荷の變動、衝撃、振動の激しい回轉子の線輪は使用中高温状態に於ての電氣磁氣的、機械的振動にも充分耐へるよう加熱壓縮率を努めて少くし線輪の製作に際し鐵心溝に嵌裝する直線部の絶

縁材料の撰定と最小限度の大きさに加熱壓縮することは最も重要なことゝ言へよう。然しながら線輪を鐵心溝に一樣に緊密に合致させることは甚だ困難であり嵌合せ餘裕が少なければ巻線組立に於て線輪を疵つける惧れがあり一般に稍もすると餘裕を取り過ぎ易いようである。

故障を起し易い、例へば電車用電動機の電機子に鐵心溝と線輪の嵌合せの兩端、特に鐵心の後端部に往々赤褐色の酸化鐵粉が発生して居るのを見ることがある。この酸化鐵粉は、前述のように線輪が鐵心溝内に於て、高温の下に長期に亘つて加熱壓縮され隙間を生じ、線輪が躍動して溝壁を摩擦減耗して生じた鐵粉が酸化したものであり、纏て巻線の層間短絡とか、接地故障を生ずる赤信號と視るべきものである。

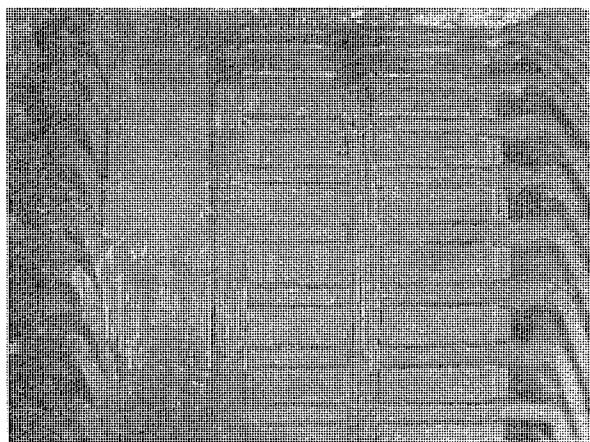
この現象は、鐵心溝の兩端、又は比較的餘裕の多い鐵心溝に著しいのを見ても線輪の躍動による結果であることが窺はれる。猶、場合によつては、この酸化鐵粉の發生現象は、軸と鐵心、軸と整流子、軸と鐵心押へ金等の嵌合せが弛緩した場合にも同様の結果を生ずることもあり、線輪の口出線と整流子片との接續部に斷線を生じたり、短期間に短絡又は接地故障を繰返し惹起することが多い。

斯様な場合は、如何に綿密に巻線の修理を施しても各々の嵌合せの弛緩を緊密に改めない限り短期間に繰返し惹起する巻線故障を完全に阻止することは絶対に望まれ難い。それで定期の點檢或は修理の機會に鐵心上のバインド、鐵心溝の兩端、若くは溝と線輪の嵌合せ部分に酸化鐵粉發散の危險信號を認めたならば躊躇することなく附加絶縁を施してバインドを巻替へるか、絶縁ワニス處理を繰返し行つて隙間を充填するなり、根本的の措置を講じて、線輪の躍動を阻止し故障の發生を未然に防止するように考慮しなければならない。

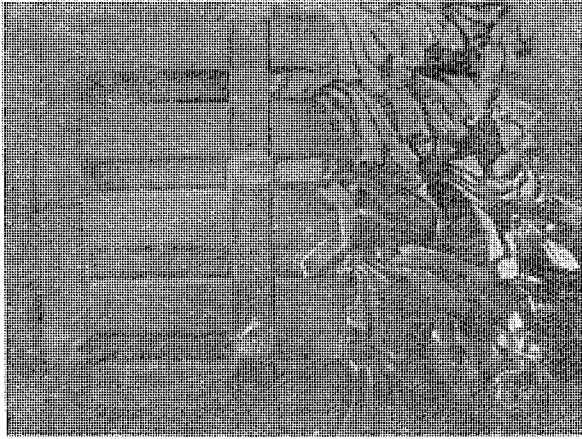
#### (イ) バインドの弛緩と運動

バインドが弛緩して運動する事故は、稀に前側の端巻線に生ずることもあるが、大概後側の端巻線に起ることが多いようである。何れにしても弛緩運動の原因は、バインドを巻く場合の張力の不適當なときは言ふまでもなく、又電機子線輪の構造によつては端巻線の形態が崩れて局部的に弛緩運動することもある。又、バインド下、端巻線の線輪支へ環などに運動性の絶縁物や、乾燥收縮性の多い絶縁物を用ひた場合、バインドの幅並にその配置が不適當な場合、端巻線が線輪支持環に緊密に固定して居らない場合等に線輪端部の躍動を生じ、鐵心側若くはその反對側へ運動することがある。第2圖は電車用電動機の電機子巻線の後側端巻線バインドの運動事故の状態を示したもので、線輪端部が變形し端巻線と支持環との間に緩みを生じ、端線輪が躍動したためバインドが次第に鐵心側に寄り動かされ、鐵心端に突當つて漸く止りを停止した状態が明かに認められる。

この様に進展性のあるバインドの運動は、その徴候を確認し得たならば逡巡することなく、なるべく早く端巻



第2圖



第 3 圖

線を完全に固定してバインドを頑丈に巻替へ線輪の振動を阻止しなければならない。若しこれを見逃すようなときは、端巻線が遠心力に耐へず、遂には傘状に展開して大修理を要する故障を惹起することも珍らしくない。(第3圖)

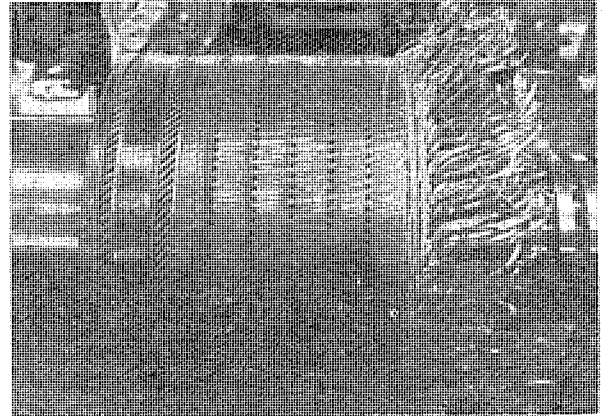
#### (ウ) バインド 変動の原因とその手當

バインド の変動は前項に述べたように電機子端巻線とバインド 下、若くは、端巻線と支持環とに用いた絶縁物の乾燥収縮、或は壓縮のため各々の間に餘裕を生じ線輪が微動するためであることは明かであると言へよう。又高速度の回轉機の端巻線のバインド は概ね幅廣く巻かれることが多く従つて、バインド 自体の変動は、比較的識別し難いが、些かでも線輪の振動が続けられるときは、バインド 自体の変動の徴候がなくともバインド 下の絶縁物のむり出し状態や、その程度によつてバインド 弛緩を窺知することが出来る。

以上のようにバインド 弛緩、或は変動の徴候を確認し得るときは、電機子線輪が微かながらでも躍動しつゝある危険信號であつて、假令バインド は直ぐに破損する危険性がなくとも巻線の壽命を次第に短縮し、臆て故障を誘致する素地となるから巻線の躍動を完全に阻止するように躊躇なく バインド を巻替へることが望ましい。斯様にバインド 弛緩の主なる原因が絶縁材料の加熱収縮と機械的壓縮によることが多く、線輪や端巻線支持環並にバインド 下敷などに用ひる絶縁物は、乾燥収縮したり、機械的に壓縮されることが少ない無機質の絶縁物を選ばし、加熱乾燥性の絶縁 ワニス を浸潤させて、絶縁の層間を互に密着し巻線を正しい圓壘狀に組立て、ワニス 処理を行ひ巻線を強固な一体とし使用中の高温による線輪の變形と絶縁物の劣化を防ぐことが必要である。

#### (エ) バインド の點檢

回轉子 バインド の點檢、修理に於ては、概ね復舊に緊急を要し故障發生の徴候やその傾向のあるものも看過され易く、殆んど應急修理に終ることが多いようである。従つて、これを充分に阻止することが困難となり故障の頻發を免れ難いではなからうかと思はれる。



第 4 圖

バインド の點檢は、比較的輕視されがちなようであるが、バインド 破損の甚だしき場合は、鐵心溝から電機子線輪が脱出し、界磁線輪や回轉子鐵心が原形をとどめない程の大故障を惹起する場合も少なくない。(第4圖)

新しい製品のときにも前述のような高温で而も振動、衝撃の激しい用途に供せられる場合は、その程度に多少の相違はあるが乾燥収縮の絶縁物を用ひられた場合は極めて緩慢であるが壓縮劣化の徴候を顯はし回轉子線輪が躍動する傾向がある。従つてバインド が弛緩した時、線輪の短絡故障を惹起することがないとは限らない。

起動、停止、逆轉を頻繁に繰返し運轉する回轉子のバインド は、使用し始めてから1年乃至2年位經過すると線輪その他に用ひた絶縁物が、高温と遠心力のために乾燥壓縮されて、バインド の弛緩する傾向のあることは免れ難いようである。バインド 弛緩の傾向の有無に就ては、新しい製品と、修理品とに拘らず1年乃至2年位に1回定期的に、若くは機會ある毎に、鐵心上並に端巻線のバインド に弛緩或は破壊の徴候なきかを慎重に點檢することが肝要である。

バインド の點檢に就て注意すべきことは、変動、線間の分裂、ハンダ 着の熔解、鋼線の腐蝕等外觀は勿論、バインド を檢査金槌で軽く叩き指先で觸れて感じる振動の多少によつて、バインド の弛緩の有無又は、その傾向を感察する。バインド が強固な場合は固く調子の高い響があつてバインド に觸れた指先に感じる振動が少ないが、弛緩して居る場合は、響が低調で指先に明瞭に振動を感ずることが出来る。若しバインド が緩んで居る傾向を認めたならば躊躇することなく、バインド を頑丈に巻替へて、加熱乾燥性の絶縁 ワニス 処理を2回以上繰返して、巻線を強固な一体とすることが必要であり最も得策である。

バインド の弛緩を看過すると線輪の緩みを促進して頻繁に躍動を始め、絶縁を摩擦損傷して遂に接地又は層間短絡のような故障を惹起する危険性が多い。回轉子巻線が古い場合のバインド 巻替へは、新しい巻線のバインド の懸け方と大差はないが、高温のため線輪の絶縁が枯れて居るようなときは、絶縁を損傷しない程度で而も振動を阻止するようにバインド の張力を撰びバインド 作業を周到に



行はなければならない。

### 3. バインドの巻方

#### (ア) 巻線組立

巻線組立作業に於て特に注意しなければならないことは、實際に使用中の負荷最高温度で、巻線が遠心力又は電気磁氣的の振動、機械的の衝撃による絶縁物の乾燥壓縮と線輪が變形し易く且つこれがバインド弛緩の素因となることを看過してはならない。

線輪の構造や大きさによつて變形の程度に相異はあるが、線輪の構造に應じて豫め所定の位置に完全に固定させることが重要である。その一手段として熱間バインド或は加熱假バインドを行ふことが最も適切なる方法と言へる。

#### (イ) 假バインドの巻方

回轉子巻線の線輪の構成と絶縁材料の乾燥收縮による躍動から生ずる故障を防止し、巻線の壽命を可及的延長せしめるためには、假バインドは重要な作業である。回轉子の大きさにもよるが、まづ回轉子を110°C 120°C位の温度で8時間から12時間位加熱乾燥して巻線が温かい間に假の丈夫な絶縁物を鐵心上及び端巻線の上にあて、バインド線に第1表の張力を加へ鐵心上の一端から他

第1表 巻線の様式とバインドの最大張力

巻線の様式	バインド張力(最大) 斤			
	バインド線の直径 耗			
	0.8	1.2	1.6	2.0
丸線及平角線(小)	37	90	115	—
平角線(大)及裸銅帶	37	90	180	220

端へ巻きながら木槌か皮槌で線輪を軽く叩き下げ鐵心溝の底と支持環に緊密にそはせ巻線の外周が、軸と同心で而も平らな表面となるように仕上げる。これは線輪が躍動するのを阻止するばかりでなく、回轉重さの平衡を計る點からも、バインドの弛緩を防止する必要上にも特に重要な譯である。

若し1回の假バインド作業で線輪が鐵心溝の底や支持環に充分に落つき完全に固定しない場合には更に一度繰返し巻きつけて確實に固定させることが肝要である。端巻線の線輪邊が互に迫り合つて持上り線輪支持環に緊密に添はなかつたり部分的に高低があり或は真中が弓形に凹み過ぎるなどは何れも振動の素地となり、巻線の壽命を縮め易いから考慮しなければならない要項である。

假バインドの巻回数は、少なくとも設計で定つた本バインド巻回数の70%以上を必要とし巻線全体に均一に壓力を加へ軸と同心の圓筒狀に仕上げなければならない。假バインドを終つてから加熱性絶縁ワニスで所要の回数繰返し處理をする。巻線の構造によつては假バインドをしてからでは、絶縁ワニス が巻線の内部へ完全に浸透し難いときは、ワニス處理を行つてから加熱乾燥し、回轉子が60°C から80°C位の温度を保つて居る間に假バインド

を行はなければならない。

鐵心溝に楔を打ち込み線輪を固定する回轉子で特に巻線を強固にする必要がある場合は、鐵心溝の幅に合せて作つた木材又は鋼材の平角棒を各鐵心溝の線輪の上に當てゝその上に假バインドを巻きつけて線輪を完全に溝の底に固定し、線輪が乾燥收縮して躍動する餘裕をなくすることが肝要である。

端巻線の線輪邊間に冷却間隙を設ける場合は、豫め隙間に適合する厚さの硬ツアイバ板又はプラスチックの短冊を線輪邊の間に挿入するか豫め線輪邊に巻き込んでおくこともよい。端巻線に間隔片を用ひるものは、バインドを懸けたとき線輪邊が迫り合ひ線輪支持環に完全に定着せず浮上つた状態を保つこともあるから、間隔片の厚さを正確に定めなければならない。小形の回轉子或は線輪支持環を設けない場合は線輪邊が互に迫り持つように考慮されなければならない。

線輪の口出線と整流子ライザとの接ぎ、均壓線の接續、ハンダ着等は總て假バインドを終り所要の位置に固定してから本バインドを巻く前に行ふ。

#### (ウ) 本バインドの巻方

假バインド作業を終つた回轉子を加熱乾燥性ワニスに浸漬し、常温で充分半を滴下してから110°C乃至120°Cの乾燥爐で乾燥する。場合によつては更に同様のワニス處理と乾燥とを數回繰返し行ひ、最後に回轉子が常温になつたとき假バインドを解き除いて次のように本バインド作業をする。

鐵心の上と兩側の端巻線にバインドの幅より10耗か15耗廣く切揃へた絶縁物を當て、麻紐で2,3回假に縛りつけバインド下敷絶縁の上に錫鍍鋼板(ブリキ板)のバインドクリップを15耗程の隔間に麻紐の下に挿込む。バインドの巻始め巻終りには溝毎にバインドクリップを4箇所、溝毎に1個宛4個續けて用ひる。

バインド下敷絶縁は端巻線のバインド下に何回にも絶縁テープを巻きつけたり何重にも絶縁物を重ねることは、絶縁物が乾燥收縮してバインドの弛緩を早めたり出したりする原因となる虞があるから必要以上の絶縁物是用ひないがよい。

鐵心上のバインドの巻始めは、バインド線の先端を迂らぬようにとめ、張力を加へないで2,3回巻きつけ充分に締つけ迂らなくなつてから第1表の張力を加へ、一端のバインド溝から巻始め線列に隙間の生じないように緊密に詰め寄せながら巻く。一端のバインドを巻き終つたならばバインド張力を加減することなく順次一區切づゝ一氣に巻きつけ、各區切のバインドが緩んだり緊張力が變らないようにする。各區切のバインドの巻始め、巻終りのクリップを線列に密着させて曲げつけ、假にハンダ着けて緊張力を緩めバインド線を切斷する。

各區切のバインドの巻始めと巻終りの先端を3耗以上の長さにならないように且つバインドの表面より高くないように平に鉤狀に折曲げ緩んで抜けないようにす

る。バインド線に加へる張力はバインド線の太さ巻線の構造などで異なるが大体80 疋から120 疋の張力第1表を加へ、線輪を鐵心溝の底と線輪支持環に完全に固定させなければならない。この場合、線輪の構造によつては端巻線を壓し潰して層間短絡、接地故障などを誘致しないように適当な張力を定めなければならないのは言ふまでもない。

鐵心上のバインドは前述の通り、電氣磁氣的振動と絶縁物の乾燥收縮とによる弛緩を阻止するためバインド下に石綿布テープ、ガラス纖維布テープなどの無機質耐熱性の絶縁物を敷き、その上に短冊形の錫鍍銅板を用ひバインドを強固な一体に仕上げるのが望ましい。この方法はバインド溝の幅よりやや廣く、兩縁が僅かに折曲る幅で、厚さ0.25 耗乃至0.38 耗の石綿布テープ或はガラス纖維布テープを1回巻き、その上にバインドの幅と同じ幅の短冊形の錫鍍銅板のバインド下敷を1枚あて、その上に本バインドを巻く。

大型の電機子では鐵心上のバインドが廣い場合は、二つ以上に分割して渦流損を減殺して、バインドの發熱を防止する必要がある。

鐵心上のバインド並に端巻線のバインドは、何れもバインド線列に隙間が出来ないように緊密に詰寄せて、バインドクリップを確實に抱き合せ曲げつける。

鐵心上のバインドクリップは75 から100 耗位の間隔の鐵心溝の線輪の上にあてて。高温状態で、起動、停止、逆回轉など酷使される回轉子は、鐵心溝の上側に嵌る線輪胴の頂部に機械的壓力に對する短冊形の保護絶縁を用ひる場合が多く相當の壓從性を具備して居て、線輪の上のバインドクリップが障害を及ぼす虞はない。若しバインドクリップを鐵心齒の上にあてた場合は、その兩側の溝に嵌められた線輪は、バインドクリップの厚さに相當する隙間だけ浮上り易い譯であり、線輪の絶縁が乾燥收縮するときは、それだけ早く線輪が躍動を始め易い傾向がある。バインドの巻始めと巻終りは、前述の通りバインド線の巻端から弛緩してバインド線の離散するのを阻止するため鐵心溝ごとに1個づゝ4箇所續けてバインドクリップを用ひ確實にと

めておくことが必要である。

#### (エ) バインドのハンダ着け

バインドのハンダ着けに於ては、ハンダ着けする面の綺麗な而も平滑であるハンダ鋳を撰び、350°C 以上に熱し過ぎないようにするのがよい。過度に熱した鋳を用ひると錫鍍銅線の錫鍍が變質して、ハンダ着けが困難となるばかりでなくバインド線の抗張力を減じ、或は又線列を局部的に膨脹して突出したり、線列の亂れを生じ易い。

電機用電動機、巻上機用電動機のように始動、停止を頻繁に繰返し苛酷に使用されたり、高速度回轉機で渦流による發熱の傾向がある電機子のバインドのハンダ着は熔融温度の高いハンダを撰ぶ必要がある。ハンダの熔融温度は、錫と鉛の配合割合によつて異なることは周知の通りであり、市場品は一般に半々を稱するものが多く、熔融温度が低く従つてハンダ着作業が容易であるが、高温に於ける機械的溫度が低く、温度上昇の比較的高い電機に用ひる場合は、バインド線間の分裂を生ずる虞がないとも限らないから一般向としては、熔融温度が高く而も比較的ハンダ着が容易に行はれる純錫を用ひるのが最も安全であらう。

ハンダ着用の溶劑は、松脂を變性酒精に溶かした液を用ひる。一般に酸性ペーストを用ひられることが多いようであるが、ハンダ着後の掃除が不充分であるとバインド線を腐蝕したり絶縁物を害する虞があるから酸性ペーストは絶対に用ひないがよい。

## 4. 結 言

回轉機巻線の故障は、頗る廣汎にして複雑多岐に亘り限られた紙面に其全貌を盡し難いが、巻線の壽命確保に比較的重要な役割を持つバインド故障の様相と其原因に就て雜駁な考察を試み、これに對應する修理要訣を概説した。もとより如何なる些少の事故と雖もその原因を省察し、適切なる改善を講ずるならば故障の頻發を阻止し、巻線として相應の壽命を確保することは強ち難事ではなからうと思惟し、敢て各位の御協力を請う次第である。



# タービン 發電機の振動原因探究と其の調整

長崎製作所 米 野 俊 彦

## 内 容 梗 概

火力發電所の運轉に於て、タービン發電機の振動が増加した場合、此の原因を早く除去して、被害を最小限度に止め、電力供給を確保しなければならない。

タービン、タービン發電機、勵磁機等同一軸に直結されて居る系統に振動が発生した場合、其の原因究明は簡単でない場合が少くない。

此等困難なる振動問題の究明に關して、筆者が最近経験したタービン發電機の、發生する振動の種々な型や現象を分類し、其の原因を技術的に分析し、之を除去する方法を述べる。

## 1. 緒 言

電氣機械が発達するに従つて記録的な大容量高速のものが此の十數年間に製作された。此等の機械製作に當り最も重要なものゝ一つに振動問題がある。

タービン發電機は此の代表的なもので、回轉子の軸受間隔が直徑に比し大となり、所謂可撓軸で剛性の軸に比べて平衡調整が困難で、靜的平衡も動的平衡も之を全速で調整せねば完全な平衡を得る事が出来ない。

釣合の技術も發達し、工場に於て此の數年間此等回轉子の釣合試験に可搬式釣合試験機<sup>(1)</sup>を使用し、全速に於て正確なる振動ベクトルが測定出来る様になり、種々なる回轉子の振動特性が明らかとなつた。

従つて平衡調整の方法も改善され、之に要する時間も著しく短縮された。

現場に於てタービン發電機、勵磁機、タービン等に振動が発生した場合、此の可搬式釣合試験機にて測定し振動ベクトルの變化の様子が判れば、振動原因を探究するのに役立ち今迄原因不明の振動も解決される様になつた。

## 2. 振 動 の 分 類

振動の現象や原因を種々の方面から分類する事が出来るが、今發生の狀況に依り次の如く分類して見る。

- (1) 常に一定なる、即ち安定なる振動
- (2) 時間的に變化する、即ち不安定なる振動  
又振動數に依り分ければ
- (3) 回轉數と同じ周波數の振動
- (4) 2 倍又は高次周波數の振動
- (5) 低い周波數の振動

更に(1)を分けて、(ア)質量的不平衡に依る振動、(イ)接手の振れ、或は心立の不良に依る振動等、(2)を分けて、(ウ)一定の狀態にて振動が變化するもの、(エ)狀態の變化、即ち回轉子や軸受の溫度の變化や負荷の變化等に依りて振動が變化するものとに區別する事が出来る。

運轉に少しく注意して居れば、發生して居る振動がど

の部類に屬して居るかを判別する事は難事ではない。或場合は此の中の二種類以上が同時に存在する事がある。此等の振動の變化は手の觸感に依りても分るが、正確なる振動計や釣合試験機を使用すれば、微細な變化をも捕へて原因究明に役立つ。

## 3. 安 定 な る 振 動

### (ア) 不平衡に依る振動

製作所で組立てた儘の機械は、完全な平衡状態にあるものは稀で必ず平衡調整を要する。

回轉子に不平衡があれば軸受到振動を發生する事は明らかである。發生して居る振動が不平衡に依るものか、或は他の原因に依るものかは回轉子に適當な試しの重量を適當なる位置に附加し、數回運轉して各軸受或は軸の振動ベクトルの變化を測定すれば分析出来る。

不平衡に依る振動は次の特性がある。

- (1) 此の數回の測定にて求めた平衡定數(單位の不平衡が回轉子軸受到及ぼす振動ベクトルの變化)が一定値を示す。
- (2) 之の平衡定數を用ひて各軸受の振動が、別々に又は同時に良好となる。

例 1 最も簡單なる場合である。某發電所米國製の古い 35,000 kW 1,800 RPM 單汽筒タービンに振動發生し現場に於て調査し平衡調整を行つた。

本機はタービン軸受前部及び後部に振動發生し發電機及勵磁機には振動がない。故にタービンのみ切離し運轉したのに振動減少せず。依て發電機や心立から生ずる振動でない事は明らかとなる。可搬式釣合試験機を取付け振動のピックアップはタービン軸受の前部及後部に取付け振動の大きい上下動を採つた。前部及後部の振動ベクトルを各々  $E_1$ 、 $E_2$  とする。

### (1) 最初の狀態

$E_1$	23.0 (別の振動計にて振幅 0.07 耗)	279°
$E_2$	29.5 ( " 0.09 耗)	267°

(2) 試しの重量 820 瓦を  $270^\circ$  に附加

$E_1$  14.8  $270^\circ$

$E_2$  22.0  $254^\circ$

(3) 1390 瓦を  $245^\circ$  に附加

$E_1$  15.8  $309^\circ$

$E_2$  16.2  $262^\circ$

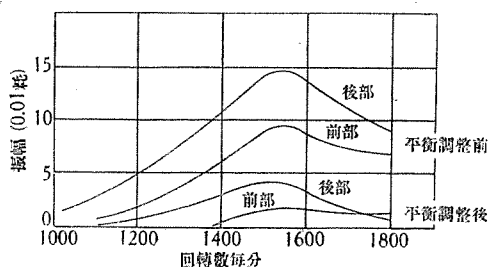
(1) — (2) より平衡定数を求めれば  $S_1 = 1.06$   $206^\circ$   $S_2 = 1.16$   $209^\circ$  (1) — (3) より  $S_1 = 0.9$   $173^\circ$   $S_2 = 0.972$   $208^\circ$  (各 100 瓦につき) を得る。

(4) 之に依り求めた平衡有効重量 2570 瓦を  $264^\circ$  に附加し運轉したるに

$E_1$  6.5  $44^\circ$

$E_2$  3.2  $239^\circ$

となり静的不平衡は完全に取去られ動的不平衡が僅か乍ら残つて居る。別の振動計にて計測したるに 0.01~0.02 耗で良好となつた。本例は最終段の第 17 段附近に不平衡が存在して居たので、人孔から入り之に平衡重量を取付けた。最初の状態では臨界速度 1550 回轉にて主閉塞弁ハンドルが振切れる如き振動ありたるも 4 回目の平衡調整後には之が無くなつた。第 1 圖は平衡調整前後の回轉數と振幅の關係を示す。



第 1 圖

此の様に平衡定数は略一定値で、之より求めた平衡重量を付ければ完全に振動が除去される。

一定なるべき平衡定数が僅か乍ら變化して居るのは計器及測定の誤差もあるが、主として回轉上昇直後である為暖汽は充分行ひたるも平衡重量調整の爲停止中の軸の曲りや浮箱式接手の鞘の位置が僅か乍ら運轉の度に變化する爲である。之の程度の誤差は實用上差支ない。

**例 2** 62,500 kVA 3,000 RPM タービン 發電機。現場に於てタービンにて運轉し平衡調整を行ふ。先づ振動發生の原因が不平衡に依るものか、又は他の原因に依るものかを分析するため發電機を組立てた儘簡単に平衡重量の附加出来る回轉子兩端の釣合環に試しの重量を附加し、發電機軸受の振動ベクトルの變化を見た。勵磁機側及びタービン側の振動ベクトルの讀みを各々  $E_1$   $E_2$  とする。

(1) 最初の狀態

$E_1$  6.0 (別の振動計にて 0.25 耗)  $295^\circ$

$E_2$  6.0 ( " )  $60^\circ$

(2) 純動的試しの重量 393 瓦を勵磁機側  $186^\circ$  タービン側  $6^\circ$  に附加し

$E_1$  7.2  $345^\circ$

$E_2$  2.0  $100^\circ$

次に勵磁機側に試しの重量を附加し平衡定数を求め

(3)  $E_1$  が減少する様な重量 1065 瓦を附加し

$E_1$  3.3  $350^\circ$

$E_2$  6.0  $70^\circ$

となつた。以上の測定の如く平衡重量に依り勵磁機側及タービン側の軸受の振動が個々につき減少する事が出来れば、平衡重量に依り同時に良好とする事が出来る。即完全な平衡状態が得られる。

更に純動的試しの重量を附加して、平衡定数を求め略一定値を得たので、之等の平均値を用ひ最後の測定

(4)

$E_1$  5.0  $20^\circ$

$E_2$  4.5  $40^\circ$

より兩側の軸受が同時に良くなる平衡重量を求めれば

$C_1$  1.15  $208^\circ$

$C_2$  1.08  $50^\circ$

$\lambda$  1.063  $158^\circ$

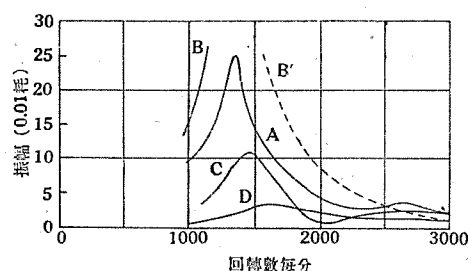
$a_1$  0.42  $185^\circ$

$a_2$  0.36  $93^\circ$

$a'_2$  0.384  $251^\circ$

$E'_2$  4.79  $198^\circ$

を得、作圖に依り<sup>(1)</sup>平衡重量を求めれば、勵磁機側 1460 瓦を  $62^\circ$ 、タービン側 633 瓦を  $77^\circ$  に附加すればよい事になる。



第 2 圖

此の平衡重量を附加して運轉したのに、第 2 圖 B 曲線に示す如き 170 回轉にて 0.27 耗の振動が發生し臨界速度を通過出来ぬので各重量を半減して運轉し、振動ベクトルを計測したるに

(5)  $E_1$  2.4  $18^\circ$

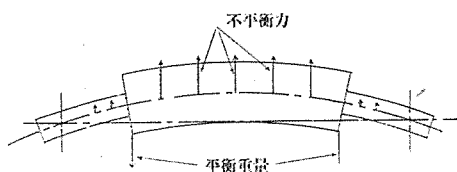
$E_2$  3.2  $30^\circ$

となり振動が半減した。故に此の計測並に計算作圖に間違なき事を示す。若し此の計算通りの重量を附加し臨界速度を通過出来れば B' 曲線の如く、規定の 3000 回轉にては静かな運轉が出来る事も明らかである。

此の回轉子の如く長さが直径に比し大きいものに於ては回轉子胴体の兩端の二つの平面丈では、各回轉數に亘りて完全な平衡状態を得る事は出来ない。

今之を明らかにするため第 3 圖の如き静的不平衡力が





第 3 圖

存在すると假定し之の不平衡と平衡重量の遠心力を考へて見る。回轉子胴体の不平衡の遠心力によりて重心が回轉軸から離れた状態を示す。此の力は  $0.00112 WeN^2$  で矢に示す不平衡である。

若し之を回轉子胴体の兩端に平衡重量を取付ければ之の不平衡力を打消す大さのものが必要である。

然るに之等の力は回轉子自身の弾性力と均衡を保つて居るのであるが、之の弾性力は回轉子に歪みを起す。此の曲りは永久的の曲りではないから、回轉子が止つて居る時は現はれない。即ち此の曲りは回轉數の 2 乗に比例して起る。

故に任意の回轉數で軸受の振動が出ない様に平衡を取れば、他の回轉數では振動が発生する。

以上の理由にて次に此の回轉子の胴体に平衡重量を附加して平衡調整を行ひ<sup>(1)</sup>、第 2 圖曲線 D に示す如く臨界速度の振動は激減して殆んど人体に感じなくなり、且規定の 3000 回轉にて勵磁機側 0.011 耗 タービン側 0.010 耗となり良好なる結果を納めた。

第 2 圖は此の發電機の平衡調整中の各回轉に於ける軸受の振幅を示したもので、胴体の不平衡を打消す平衡重量を回轉子兩端に附けた場合と、中央に附けた場合の違いを表す。曲線 A は兩端に靜的平衡重量 2.2 疋を付けてある最初の状態を示し、B は同じく兩端に規定回轉にて振動が無くなる様な重量 3.0 疋を取付けた場合である。曲線 C は兩端の靜的平衡重量を全部取去つて、胴体中央に 600 瓦を附けた平衡調整中で規定回轉にて A と同じ振幅のとき、曲線 D は中央に 1.35 疋を附加し平衡がとれた状態を示す。

#### (イ) 接手や心立の不良から起る安定なる振動

本項の振動は豫め接手の振れや、心立を正確に調整して置けば防ぎ事が出来る。運轉中の各軸受の温度が異なる爲に据付時と心立が變化する事もあり、又軸頭の徑が異り油隙や軸受壓力の関係で軸が運轉中に油膜に依り持上げられる高さが異なるため、靜止時と運轉時に心立が變化する事もある。或は基礎の不等沈下や軸受台下の絶縁物の枯れ等のため心立が狂つたりする。

直結相手の機械と切離して單獨で運轉出来れば此の種の振動であるかどうかは判斷出来る。

今接手や心立の不良から起る安定な振動は如何なる性質のものであるかを考へて見る。

#### (1) 固定銑接手の振れに依る振動

固定接手の面が軸と直角で無く振れて居る儘相手の接手と ボルト にて締付けた場合を考へて見れば明かなる如

く、重心軸を回轉子個有の位置から移動し軸を曲げる傾向がある。此の軸を曲げ様とする力は回轉子に不平衡が出来たと同じであり、不平衡に依りて生ずる振動と全く同じ性質の振動である。此の振れは通常極めて僅かであるから、不平衡調整の場合と同じ方法にて、其の軸受の振動は減少出来るが直結相手方軸受到振動を発生したり、又直結の工合を變へれば再び平衡重量の調整を行はなければならない。

此の様な接手は面を削り正すか、調整用の ライナ を接手間に挿入して正しく直結せねばならない。

接手が軸の付根に直角に取付けてあつても、軸に曲りを生じてゐて曲つた儘平衡調整を行つてあれば接手の面が振れて居る場合と同じ現象を呈す。此の様な場合は軸の曲りを直して平衡調整を行はねばならない。

#### (2) 固定銑接手の心立の不良に依る振動

心立の不良、即ち軸受の位置が適當でなく、面や面の狂ひがある時は接手の振れの場合と異つた現象を呈す。

此の場合軸を曲げる力は働くが、此の曲りは軸と一緒に廻らない。即一定の方向にある事は回轉子の重力が常に下に向つて居るのと同じことである。

之を全速力にて運轉すれば軸に異状な曲げ内力を生じ軸を疲労破壊する恐れがある。

軸断面の方向により剛性の異なる如き構造の 2 極機に於ては、回轉數の 2 倍周波數の振動を生ずる。

此の外安定なる振動の部類に軸頭の歪み、軸受油隙の過少過大、軸受壓力の不適當、可撓接手の ピッチ の不同、油壓の變動等があり各後述の項に關係が深いから其の時述べる。

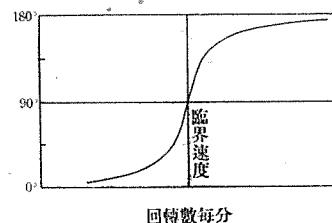
此の種の振動は回轉數の周波數と同じ振動數でないとか、振動 ベクトル の變化が不平衡の存在する場合の如く合理的でない。

### 4. 時間的に變化する振動

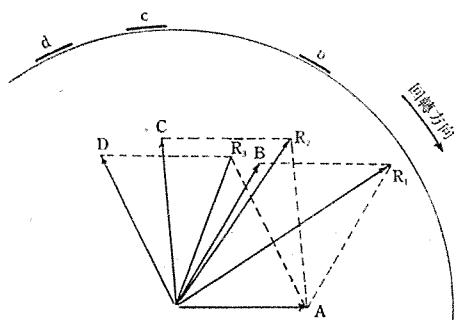
#### (ウ) 一定の状態にて變化する振動

回轉子の温度や負荷に關係無く周期的に發生する特殊な場合である。

回轉子軸の振動は圓、橢圓其の他種々なる軌跡を描き乍ら回轉して居るのである。今最も簡單なる場合を考へ、一個の圓板が剛性軸に取付けてあるとする。回轉子に多少の不平衡があれば軸に振動を生じ回轉の低い間は重たい點と同じ方向が振れて廻る。(此の振れを方向をハイスポット と云つて居る) 回轉が上昇するにつれて ハイス



第 4 圖



第 5 図

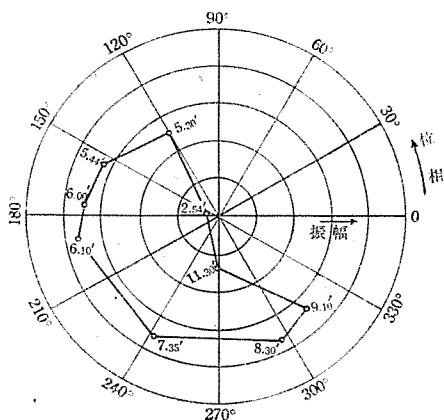
ポットは重たい点から遅れを生じ臨界速度にては  $90^\circ$  に達し尙回転を上昇すれば  $180^\circ$  近くまで遅れる (第 4 図) 事はよく知られて居る。

若し油止め、蒸汽止め等の静止部分が運転中軸に當れば、軸の全周囲に當るのでは無く一部分のハイスポットに當る。

然る時は此の局部が加熱され、周囲に温度差を生じた結果軸方向に一時的の曲りを生ずる。此の曲りは當りが軽く局部の温度上昇が急でなければ永久的な曲り<sup>(2)</sup>とはならず、原因が除去されれば此の曲りは消える。

永久的な曲りで無くとも、此の曲りに依る不平衡は軽視出来ない。

此の様な一時的の軸の曲りに依る不平衡と、以前から存在する不平衡の合成が新しい不平衡として回転子に生じ、ハイスポットも移動する。第 5 図は此の状況を示したもので、A は以前から存在する不平衡で此の時のハイスポットを b とする。然る時は軸の此のハイスポット部分が加熱膨脹し、b の方向に軸が曲り新に不平衡 B が出来る。A と B との合成  $R_1$  なる不平衡にて此の回転子は振動する。従つてハイスポットは c に移動する。同様にして次に合成不平衡  $R_2$  が出来てハイスポットは d に移動する。此の様にして時間の経過するに従つて不平衡の量と位相が変化し、ハイスポットは軸の周囲に漸次移動する。或る点迄移動すると合成の不平衡が減少し、振動も減少し静止部分の當りも無くなり、初めの位置に戻る。或場合は其の合成不平衡が異状に増大し急激に大なる振動を発生し直に減少する。



第 6 図

此の様な現象が或る周期を以て繰返される。此の場合、可搬式釣合試験機を以て振動ベクトルを計測すれば第 6 図<sup>(3)</sup>の如き環状の軌跡を示す。時間の経過につれて連続的に振幅、位相が変化して居るのは合成不平衡の大きさ及び位相が変化して居る事を表はして居る。

平衡調整を行ふ時、此の様な移動する軸の當りがあれば平衡定数は合理的な数値を示さない。又第 6 図の如く振動ベクトルの變化する事で明らかとなる。

**例 3** 某発電所獨逸製 25,000 kW 3,600 RPM タービン発電機。現場に於て軸受の振幅がタービン高圧汽筒前部に於て 0.045 耗、後部に於て 0.03 耗にて負荷運転中、突然前部 0.30 耗、後部 0.20 耗の非常に大きな振動発生し危険となりたるも約 5 分間に消滅した。同様な異状の振動が 6 乃至 10 時間互に現はれ直に消える。依てタービンを解放点検したるに高圧汽筒各段のラビリンスが軸に當つて居た。

#### (エ) 状態の變化につれて發生する振動

或タービン発電機に於ては負荷の増加につれて振動が變化する。此の原因を、(1) 回転子の温度上昇や軸受温度の變化に依るもの、(2) 回転力の増加に依るもの、(3) 界磁電流の増加に依るもの、等に分けて考へる事が出来る。此外二三に就ても述べる。

##### (1) 温度上昇に依る振動の變化

此の種の原因に依るものは、負荷に關係無く温度のみに影響するから、發電機に短絡電流を通すか、或は進相機として運転し、回転子の温度を上昇するか、場合に依ては木箱にて覆ひ加熱運転し、振動ベクトルの變化を測定し、他の原因に依る振動と明らかに區別する事が出来る温度上昇に依り振動が變化する原因は

a. 回転子軸に内部應力が存在して居て温度上昇と共に歪を發生する場合。インゴットの中心が仕上回転子の中心と一致せぬ様な場合や或は不完全な組立式回転子は此の様な現象を起す事がある。

b. 線輪溝の楔と軸の材質が異なる爲一方の楔間の隙が過少であれば温度上昇につれて回転子胴体に不釣合の突張力を生じ、軸を曲げる。

c. 同様に線輪の軸方向へ對する延びに無理があれば胴体と線輪との膨脹係数の差に依り、軸方向に自由に延びず、壓縮又は張力を生じ軸を曲げる力が働く。

d. 回転子の冷却作用が全周に亘り均一で無い時は温度差に依り軸を曲げる。

以上は原因を除去せぬ限り各温度にて良好な平衡状態は得られない。全負荷状態の温度にて平衡をとれば、無負荷状態では振動発生し、室温状態で平衡をとれば温度上昇時に振動を發生する。

e. 軸受の温度が上昇するに従つて各軸受の温度が一樣でない爲に心立に變化が來て振動を發生する場合がある。

**例 4** 62,500 kVA 3000 RPM タービン発電機を工場にて平衡調整中に、平衡定数が一定しないので、其の原因



探究のため、規定回転にて回転子に電流を通し温度を上昇し乍ら、振動ベクトルの變化を測定した。

第7圖は此の状態を示したもので、温度が上昇するに従ひて、靜的不平衡が増加し、冷却すれば元に戻る。此の原因を調べたに、線輪端の絶縁板を押へる發條の取付が一部分不適當なため、發條の作用をしないので線輪の延びが全周に亘り、軸方向に一樣で無く、軸に曲りを生じたものである。此の様に極めて些細な事でも不平衡の原因となる。此の原因を除去した處、常溫から120°C迄の溫度に亘り振動の變化は殆んど認められなかつた。

此の種の振動の變化は溫度の變化に伴ひ徐々に變化する。

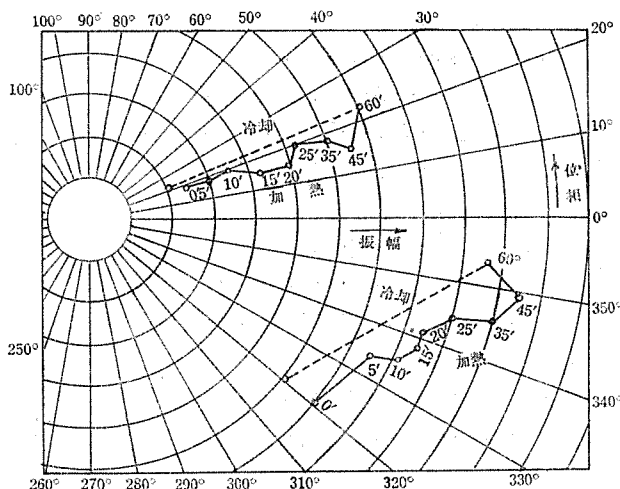
## (2) 回転力の増加に依る振動

### a. 咬合接手のピッチの不同に依る振動

咬合接手は可撓接手の一種であるが完全な可撓性はない。此の種の接手に於ては心立が正しくてもピッチに不同があれば咬合片が同時に咬合せず、先づ初めに咬合ふ片に力がかゝり、回転力が増加するにつれて軸を曲げて他の片に力がかかる様になる。此の軸の曲りは回転と共に廻る性質のもので、固定鋳接手に振れのある時と同じ性質である。併し此の場合は、無負荷に於ては此の軸の曲りは少いから、よく平衡した回転子に於ては振動が少いが、負荷の増加につれて軸の曲りが増大し従つて振動も増加する。此の變化は負荷の増加につれて、接手に不平衡が増加したのと同じ振動ベクトルの變化がある。クロスリープ型咬合接手に油垢が固着したり、ピン型接手のブッシュのゴムが劣化した場合等にも同様な現象を呈する。

### b. 咬合接手の心立不良に依る振動

無負荷では可撓性があるから振動は少くても、負荷すれば回転力を傳へる爲、咬合面の摩擦力に依り可撓性が無くなり、固定接手と同じ性質となるが、此の場合は負荷の増加と共に振動ベクトルが變化する。心立の狂ひに依りピッチは正しくても、咬合片の當りが不均一となり前述のピッチの不同の場合と似て居るが、此の場合の軸を曲げる力は一定方向の曲りで、回転と共に廻らない。



第7圖

之は固定接手の心立不良の場合と同じである。

此の爲前述の2倍の周波数の振動が発生したり、又同時に咬合齒から齒へ回転力が移動し高周波の振動を起す。

此の種の原因に依るものは固定鋳接手の場合と異りて無負荷では振動少く、負荷の増加に伴ひ2倍又は高調波の振動が増加する。此の爲磁氣的な振動と間違ひ易い。

例5 31,250kVA 3600RPMタービン發電機(クロスリープ型接手)運転開始以來8年を経過した發電機である。危険を感じる程の振動では無いが、定期解放検査の機會に現場にて釣合試験機を取付け、精密な平衡測定を行ひ振動原因を究明した。

測定の結果例2と同様な現象にて、回転子中央に平衡重量を取付ける必要を生じたのであるが、同時に咬合片の面が荒れて居て回転力の變化につれて振動ベクトルの變化を來す事が明かとなつた。第8圖は此の状態を表したものである。

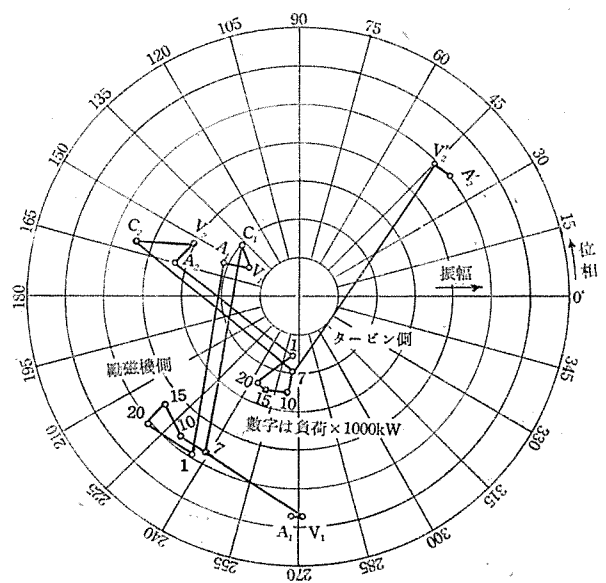
規定回転に上昇した時の勵磁機側軸方向及びタービン側垂直方向の振動ベクトルが夫々  $A_1$ 、 $A_2$  である。

規定電壓 11,000V を發生した時夫々  $V_1$ 、 $V_2$  で、更に勵磁電流増加に依る振動即ち回転子線輪の層短絡に依るものと分析する爲發電機を他の發電機と並列に入れ、規定電流の25%の無効電流(遅れ力率)を通した。此の時の振動ベクトルが  $C_1$ 、 $C_2$  である。

之に依つて回転力の小さい間は振動ベクトルは殆んど變化せぬ事が分る。

負荷すれば500kW位にて瞬間にして振動ベクトルは跳躍する。即振幅は勵磁機側が急に増加しタービン側は減少する現象を呈した。

振動ベクトルの變化は接手に不平衡重量を附けたと同じ現象で之は可撓咬合接手の推力作用<sup>(4)</sup>に依り咬合面の當りが變化して急激に振動ベクトルの變化を來したものである。更に負荷が20,000kW迄増加するにつれて僅



第8圖

か乍らベクトルの變化を來す。之はピッチの不同が負荷増加につれて軸を曲げる作用に依るものである。無負荷にすれば瞬間にして  $A_1$ 、 $A_2$  に跳躍し、起動時の振動に戻る。

數回の試験運転中には起動し全速力に達した時  $A_1'$ 、 $A_2'$  電壓を發生して  $V_1'$ 、 $V_2'$  にて負荷すれば前と同じ位置迄跳躍する。

此の様な跳躍の原因は可撓咬合接手の齒の當る面が燒爛れるか、或は油泥が固着して不安定な状態を來したもので負荷すれば咬合面が固着して振動變化は少い。

此の様な場合は接手面の當りの變化が試しの重量の影響に比べて大きいので、接手咬合せの手入を行つてから平衡調整に取掛らなければならない。即ち此の様な状態では負荷時に良くなる様な平衡重量を付けば無負荷時には大なる振動を發生する。

### (3) 勵磁電流増加によるもの

2 極發電機に於ては固定子に回轉子の引力に依り、勵磁電流の増加につれて 2 倍の周波数の振動が増加する。(後述)

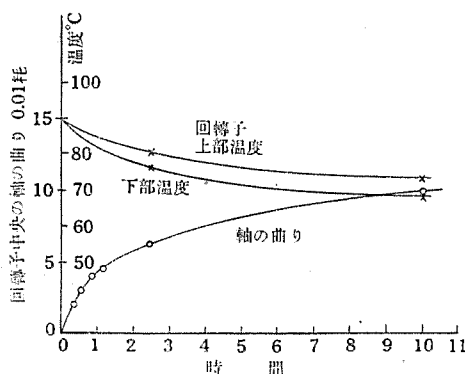
回轉子線輪の層短絡が發生すれば磁氣的不平衡が回轉子に不均衡な引力を生じ、此は回轉と共に廻るもので不平衡重量の場合と同じ回轉の周波数の振動を發生する。且之の振動は勵磁電流と共に増加する性質のものである。之は前例の如く無効電流を通すか又は短絡電流を通して回轉力の増加に依る振動と區別する事が出来る。

又勵磁電流を故障發生前と比べるか或は回轉子線輪の抵抗を測定して製作當時と比べれば判斷に役立つ。

或る場合は停止又は低速の時は良くても全速になつて遠心力に依り線輪が動き短絡したり、或は温度上昇に依る導体の延びにて短絡を起し突然振動を發生する事もあるから、此の種の振動調査には回轉子電流と集電環電壓を連續的に読み抵抗の變化に注意せねばならぬ。

(4) 此の他回轉子の組立部分や嵌合部の工作や構造が適當でない場合は運轉する度に振動が變化したり、温度や負荷の急激な變化に依りて移動し不安定な振動を發生する。

(5) 回轉子を運轉状態の温度即ち温度の高い儘停止して置けば、空氣の對流作用に依り下部は上部より早く



第 9 圖

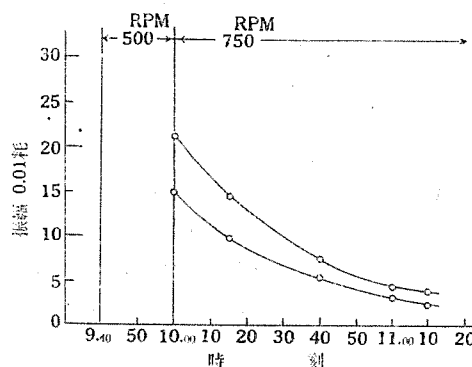
冷却され、回轉子は上の方へ曲る。

此の状態にて回轉を急に上昇すれば曲りに依る靜的不平衡の爲振動を發生する。

例 6 62,500 kVA 3000RPM タービン 發電機に就き工場にて釣合試験中に測定した。

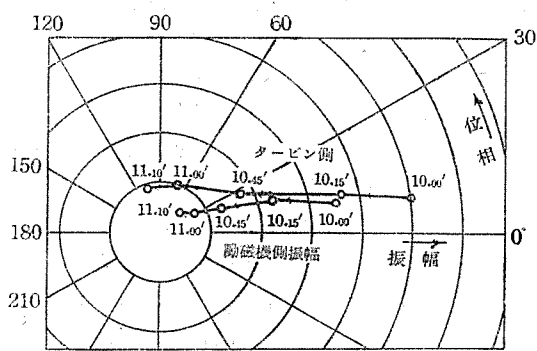
第 9 圖は回轉子測定 90°C にて停止し、軸の曲りと時間との關係を示したものである。此の曲線から分る様に停止後 20 分間に回轉子中央に 0.02 耗の曲りを生ず。

之を不平衡重量に直すと 1,050 瓦の靜的不平衡となり平衡定數により計算すれば 0.10 耗の振動を發生することになる。此の様に停止直後でも急速に回轉を上昇すれば振動を發生する。同様な現象はタービン軸に於ても起る。



第 10 圖

第 10 圖は 90°C にて 10 時間停止し、回轉子中央にて 0.10 耗の曲りを生じた時起動し、徐々に回轉を上昇して 20 分後に 750RPM にして時間の経過につれ軸が延びて振幅が減少する状態を示す。



第 11 圖

第 11 圖は同時に測定した振動ベクトルの變化で、之に依り停止時の上方の曲りに依る靜的不平衡が除去される狀況が分る。

釣合試験中に於ては特に此の現象に注意せなければならない。僅かな軸の曲りでも試しの重量に比べて不平衡重量が大きく影響して測定に誤差を生じ正しい平衡定數が求められない爲、回轉部分に移動する部分があるのでは無いかと云ふ疑念を持つたり、無駄な時間を費したりし易い。



## 5. 振動の周波数に依る分類

### (ア) 回転周波数の振動

不平衡による振動は一回轉に 1 サイクルの振動を發生する。即ち回轉數と同じ周波数の振動である。此の周波数の振動は既に述べた所であるが、タービン發電機の如く同一軸に高壓、低壓タービン、主發電機、勵磁機、時として所内發電機も直結されるので或る位置の不平衡が、弦運動の節と腹との關係で他の箇所へ振動となつて現はれることがある。

例へばタービンの不平衡や接手の不工合が發電機や勵磁機を振動させたり、發電機の不平衡が自身の軸受の振動は少いにも拘らず、軸振動が大きくて之と直結せる勵磁機端に擴大されて現はれる事がある。

此の様な場合は可撓接手を用ひれば軸振動が絶縁され勵磁機の振動が無くなる。

又或る場合は同期速度にて運轉中の他の機械から傳つて来る床の振動が、平衡を調整中の機械とベクトルに於て反對の位相の振動を發生する重量を附加すれば、軸受台の振動は減少するも正弦波の波形が攪亂され高調波の振動となり、且軸の振動も増加し刷子の躍りを大きくする。

此の様な場合は軸の振動を直接測定して軸の振動ベクトルに依り平衡調整を行はねばならない。

### (イ) 2 倍又は高調波の振動

咬合可撓接手は無負荷に於て、齒を叩き高調波の振動を發生する。特に咬合齒間の際の不適當なものにて大きい。之の振動は負荷すれば無くなる。

又咬合接手の心立の不良の場合は中心の狂ひにて咬合齒が片當りするので、負荷時に於て回轉力が齒から齒へ移動し高調波の振動を起す。

回轉子の磁極中心部と線輪溝部との剛性が異なる大型の 2 極機に於ては、2 倍の周波数の振動を發生するのであるが、之を防ぐ爲磁極中心部に遊び溝或は軸方向と直角に溝を切つて居る。

此の振動は心立が不良の場合は負荷と共に増加する事は既に述べた。

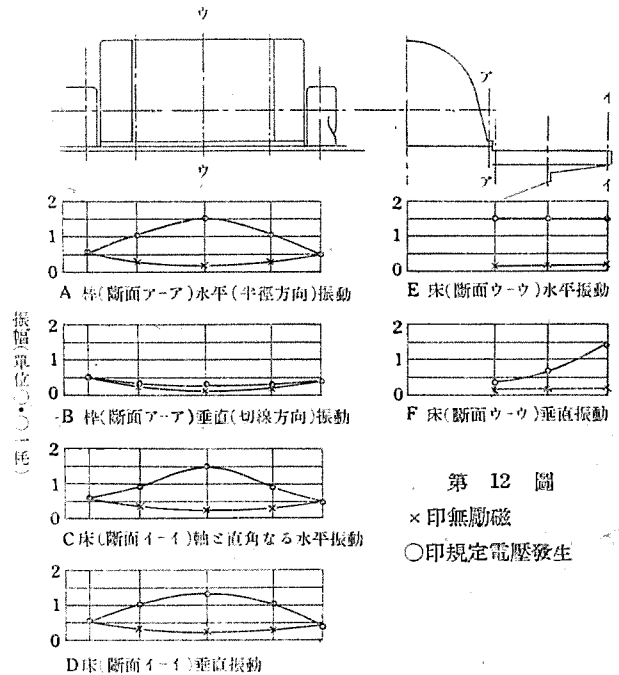
2 極タービン發電機の大容量のものは固定子に 2 倍周波数の振動を發生する。之は固定子鐵心が勵磁に依る磁束の爲橢圓形に歪められる。之の磁束は回轉するから一回轉に二度固定子鐵心を吸引し振動を發生する。

之の原因に依る振動は發電機の鐵心絶縁、軸受等には有害な程度では無いが、騒音となり不愉快な感じを與へたり、又固定子鐵心から枠、基礎を傳つて共鳴する個所で擴大され有害な現象を起す事がある。

之の振動は無勵磁に於て現はれず勵磁磁束増加と共に大きくなり、又固定子中央に於て最大で軸受に於ては無勵磁の時と殆んど變らない。

之の種の振動の對策として鐵心と枠や、枠と台床の取付にパネを用ひて支持し振動の傳播を防いでゐる。(6)(7)

若し空隙が一樣で無ければ固定子に 2 倍の周波数の振



第 12 圖

×印無勵磁

○印規定電壓發生

動を發生する許りで無く、兩極の吸引力に不平衡を來し軸受に 2 倍の周波数の振動を發生する。

例 7 第 12 圖は 18,750kVA 3,600RPM タービン發電機の固定子鐵心に發生して居る 2 倍周波数の振動を据付現場に於て測定したもので、無勵磁と規定電壓を發生した場合とを示した。軸方向振動は勵磁に無關係である。

同圖 A に示す如く軸受振動は勵磁に依り増加しない。又固定子枠は無勵磁にて軸受振動よりも少いが、勵磁すれば半径方向に振動發生し中央に於て最大となる。同圖 B は固定子枠側面の垂直振動は勵磁の有無に殆んど變化しない事を示し、同 F は張出床の先端で擴大された状況を示す。

### (ウ) 低周波の振動

回轉子の軸は軸受に支えられて軸の方向の油隙が極めて小さい時は、その軸心は回轉中不平衡の遠心力にて回轉の周波数にて圓の軌跡を畫くと考へられる。

油隙が廣くなると軸心は圓の軌跡では無く又回轉の周波数より遅い周期で運動する。即ち摩擦作用やジョイントの作用で自轉と公轉の關係にある。

油隙が過大であれば極めて僅かな不平衡や、油の流体力學的運動を起し此の低周波の振動を起す。

或場合は片側の軸受の油隙を小さくした爲他の側に此の低周波の振動が現はれる。

油ポンプの油壓に脈動がある時は軸中心の位置や油膜の厚さが之に應じて變化し低周波の振動を發生する。

油ポンプは良くても給油系統にて油量が變動する場合も同じである。

或る場合は軸振動に依り軸受の排油量が變動し二次的に軸受内の壓力が變動し低周波の振動をする。此の様な場合は排油の状態を變へて良くなる。

軸受壓力即回轉子の重量に對し軸受面積が過大の時は

不安定な必要以上の油膜が出来て低周波の振動を発生する。

## 6. 結 言

此の他回転子自身以外の軸受台とか床の共鳴、構造の不工合等種々な原因があり振動の模様に応じて夫々調べねばならない。

以上充分ではないが タービン 発電機の振動に對し其の原因の調べ方を述べた。些かなりとも御参考になれば幸

甚である。中には筆者の獨斷に失するものがあると思ふが、大方諸彦の御叱正を御願する。

尙水素冷却 タービン 発電機に於ては軸が端圍ひを貫通する グランドシール部からの水素の漏洩に關聯して軸振動が問題となる。筆者は軸振動の ピップアップ を試作し好成績を得た。之の裝置並に實地使用の結果に就て何れ稿を改めて發表したいと思ふ。

本研究に當りて脇山第一工作課長の御指導御鞭達を賜つた。こゝに謝意を表し稿を終る。

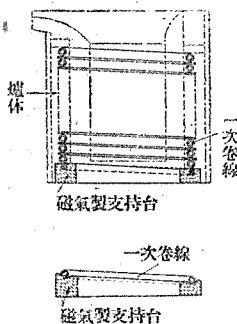
## 参 考 文 献

- (1) 大野才三 三菱電機 第16巻第7號 (15-7) 作圖解を利用せる可搬式鈞合試験機
- (2) 脇山俊一 三菱電機 第18巻第6號 (17-9) 曲つた軸の直し方
- (3) R.P. Kroon Power April (1940 p 66) Erratic vibration—A Case for Specialist
- (4) 脇山俊一 電氣評論 28 卷 (昭 15 年) 咬合接手に關聯する振動に就て
- (5) 脇山俊一 電氣評論 26 卷 (昭 13 年) タービン 発電機の振動と平衡法に就て
- (6) T.R. Galloway B.A. Rose, Electrical world (December 28 1940 Vol. 114 No. 26) Vibration of Flame Reduced on Waterside Generator
- (7) A.L. Penniman, JR H.D. Taylor, Electricla Enineering (June 1941 Vol. 60 No. 6) Suppression of Magnetic Vibration and Noise of Two-pole Turbine Generators.

## 誘導電氣爐に於ける 一次巻線の絶縁支持裝置

(三菱實用新案登録 第 323645 號)

誘導電氣爐の一次巻線は、高壓使用に對し、爐体に固定する上下兩端の經線が、甚だ困難である。従來は、巻始めと、巻終りとの高さの差を等しくする爲に、最下部の巻線に金屬製 カラー を熔接して、之をアスベストの如き絶縁物を介して、爐体に支持せしめてゐるが、金屬製 カラー には、一次巻線に因る渦流損を生じ、且爐の耐火材から發生する瓦斯又は濕氣により、アスベスト を劣化させる缺點がある。本案は器示の如く、通水式銅管から成る一次巻線の最下部に台片を取付け、之を磁器製支持台の上面全周に沿ひて設けたる溝に、緩く嵌せしむるか又は最下部銅管の下半部を、そのまゝ支持台の半

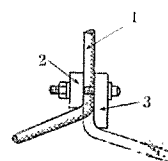


圓溝に嵌合して支持せしめたものである。即ち磁器製支持台は、耐熱性にして濕氣、瓦斯等に犯されず絶縁もよく、銅管が加熱により多少變形しても、支持台に緩く嵌合させてあるから、支持台に無理を與へず、機械的に強固である。(中野)

## 可撓導線の支持裝置

(三菱實用新案登録 第 322009 號)

蝶番により開閉せらるゝ配電盤の固定部と開閉部との間を接続する可撓導線、又は電氣機器を收納する箱の固定部分と、開閉扉に設けた端子とを接続する可撓導線等は、開閉の都度、可撓導線の同一点に於いて返曲せらるゝ爲、此の返曲點が折損し勝ちである。



本案は可撓導線(1)の返曲方向に従ひ、返曲點を異ならしむる爲、長さを異にする支持金具(2)(3)により挾持せしめた構造を特徴とするものである。

(中野)

# 硬質 ゴムの機械的強度に及ぼす配合剤の影響

研究部 福 住 一 郎

## 内 容 梗 概

礦物質充填剤を多量に配合したエポナイト製品の機械的強度は配合剤の量、種類或は其粒子の形状大きさに依り左右されるもので有る。是等が如何に影響を及ぼすものであるかを實驗し得たので其結果を記した。

## 1. 緒 言

此處に硬質ゴムと稱するは普通軟質ゴムに對して一般的に呼ばれる硬質ゴム即ちエポナイト全体を指すものではなく、エポナイトの内で特に耐熱性を向上せしめる目的を以て礦物質充填剤を多量に配合した種類のものを意味する。學術的の定義では無いが吾々は便宜上普通のエポナイトと區別する爲めに平常左様に呼んで居るので其儘使ふ事とする。

エポナイトと稱するのは生ゴムに普通の軟質ゴムの場合に比較して非常に多量の硫黄即ち 20~50% と云ふ如き硫黄を配合し硫化せしめて得らるゝ黒色角質狀ゴム製品でゴムに對する結合硫黄量 25% 以上のものが總て此の内に包含せらるゝもので有る。エポナイトは如何なる分子構造を有するもので有るか云ふ事に就いては未だ不明の點が多い様で有る。然し乍ら C.O. Weber (Chemistry of India rubber 1902 p. 91) は實驗の結果硫黄の配合量を多くしても又硫化時間を延しても結合硫黄は 32.5~33% の間で恒數に近い値で有りエポナイトは  $C_{10}H_{16}S_2$  が最高の硫化物で有ると考へ、J.T. Blake (Ind. & Eng. Chem. 1930. 22. p. 737) も  $(C_{10}H_{16}S)_x$  が最後の安定なる化合物で有ると云ひ、次の如き構造式を有するものであらうと云ふ説を出して居る。

然し H.P. Stevens (J. Soc. Chem. Ind. 1929. 48, 55T) の實驗、H.L. Fisher (Ind. & Eng. Chem. 1936 26, 209) の研究或は沼尻氏 (工化誌昭和十一年二月號) の研究結果に依ると  $C_{10}H_{16}S_2$  ならば結合硫黄は上記の如く 32.5~33% 即ちゴムに對して 47% で有るべきが 50 以上 80% にも達するものが得らるゝと云はれ、硫黄の結合状態には尙ほ不明の點が残されて居る。

エポナイトは斯の如くゴムに多量の硫黄を化合させたもので其物理的性質は所謂軟質ゴムとは全然異り弾性はなく非常に硬い角質狀のもので有る。

所がエポナイトは常温では機械的強度は優秀で有るが溫度が昇ると軟化し可塑性を有するに至る。之れがエポナイトの電氣絶縁物としての一つの大きな缺點で自然用途に限定されるに至つて居る。此のエポナイトの軟化し初むる溫度を上昇せしめる爲めに礦物質充填剤が配合されるので有る。

吾々が硬質ゴムと呼んで居る種類に於ては此の充填剤は特に多量に配合され 50% 以上 70% までも充填剤で有ると云ふ場合も有り、エポナイトと云ふよりもエポナイトを結着剤として用ひた礦物質絶縁物と考へるのが至當かと思はれる程のものも有る。

斯る硬質ゴムの機械的強度は純エポナイトに比較すると可成り低く成る、從て硫化の條件、充填剤の量、種類等に就いては充分な吟味を行ひ出来るだけ強度の高いものを得る事に努力が拂はねばならぬ。

筆者も此の點に關し二三調査研究を行つたので幾分でも其の方面の資料とでも成ればと考へ簡単に結果を記して御参考に供し度いと思ふ。

## 2. ゴムに對する硫黄配合量及硫化條件

生ゴムに對し硫黄の配合量を何程にすべきかは先づ第一に考へねばならぬ重要な問題で有る。生ゴムに硫黄が結合し其量がゴムに對して 28% 附近に成るまでは抗張力は増加せぬが此の量以上に硫黄が結合すると初めて抗張力は急激に増しエポナイトが生成され結合硫黄量と共に其値は増す。

W.E. Glancy (Ind. & Eng. Chem. 18. p. 73 1926) がゴム 70 硫黄 30 の配合にて 170°C に於て硫化を行つた結果に依ると硫化係數 40~42 邊りにて抗張力は大体最高に達して居り、之れに依ると  $C_{10}H_{16}S_2$  が生成されて抗張力は最高値近く成るものと考へられる。然し沼倉氏 (前掲) に依ると硫黄配合量を増せば硫化係數は  $C_{10}H_{16}S_2$  に相當する以上にも達し硫黄 70% の配合の時は硫化係數は 55 程と成り此の時抗張力は最大と成ると云ふ。

抗張力は W.E. Glancy の報文では 5.6kg/mm<sup>2</sup> 程度で有るが沼倉氏の最高値は約 9.0kg/mm<sup>2</sup> に達して居る機械的強度から考へる時は硫黄配合量は 70% 近いものと爲すべきかとも考へられるので有るが、此の過剰に結合したと思はるゝ硫黄が果して安定な結合を成して居るものか疑問で有り、又誘電体力率は結合硫黄 28~32 附近が最小値を示し 47 を越すと急に増加すると云ふ點より考へて絶縁物としてエポナイトは  $C_{10}H_{16}S_2$  に近き割合の結合硫黄のものとするべきで有ると判斷される。

故に筆者の實驗に於ては全て硫黄は生ゴム量 70 に對

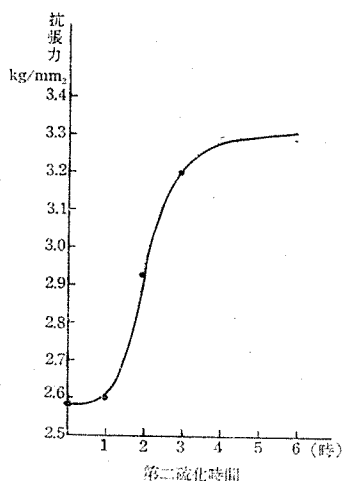


し 30 の割合にて配合した。

硫化温度は 170°C にては時に過熱され易く其爲めゴムの解重合を起し機械的の強度低下する恐があるので 155 乃至 160°C を用ひ試験片はすべて型に入れ自動温度調整器を附した電気加熱式熱板の間にて第一加硫を行ひ型より取出し電気恒温器中にて乾熱に依り第二加硫を行つた。

第一加硫の時間は 90 分とし第二硫化の時間は實驗に依り第 1 圖の如き結果が得られたので 6 時間とした。

以上の硫化に依て硫化系数は 41~42 の硬質ゴムが得られた。



第 1 圖 硫化温 155~160°C

### 3. 充填剤の配合量の影響

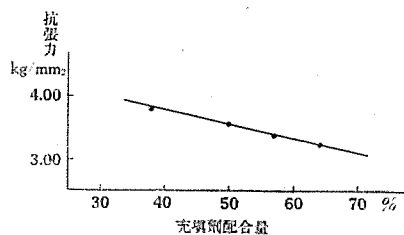
「エポナイト」に礦物質充填剤を多量に配合すると抗張力も抗析力も低下すると考へられる。

どの程度に影響を及ぼすものかは勿論使用すべき礦物質に依り異なるが先ず非常に細かく粉碎し 300 目の篩を通した硅砂を用ひ配合量と抗張力及び抗析力との關係を調べて見た。

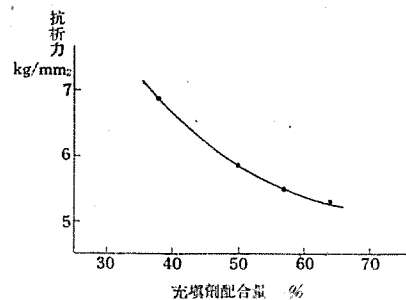
第 2 圖は抗張力に對する影響を示すもので礦物質の配合に依りて抗張力は其の量に比例して低下する。抗析力もほぼ同一の傾向で有るが抗張力の場合よりも低下の率は大である。

### 4. 充填剤の粒子度の影響

ゴムの充填剤としては調合物の均一性とか型押しの際の流れの問題を考へると出来るだけ粒子の細かいものを



第 2 圖 充填剤配合量と抗張力



第 3 圖 充填剤配合量と抗析力

用ふべきで有る。

Wiegand (1920) も充填剤の補強効果は其の粒子の大きさに依り決定され小さい程効果は大で、又粒子の表面状態に依り起るもので有ると發表して居るが、粒子の小さい粉末がゴムの中に完全に分散する時はゴムと粒子との接觸面は粒子の大なる粉末の場合よりも大きく、従て接觸面に於て兩者を引き離すに要する力は當然大きくしなければならぬのである。

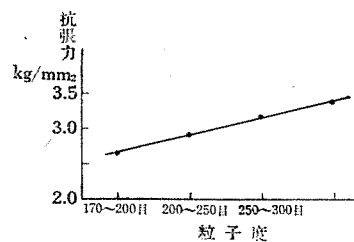
此の實驗にも充填剤としては硅砂を用ひ粉碎後篩にかけ(1)170 目を通り 200 目に止るもの、(2)200 目を通り 250 目に止るもの、(3)250 目を通り 300 目に止るもの、及び(4)300 目を通過するものとの四種類の粒子度の硅砂を用ひた。其配合量は 57% で有つた。

第 4 圖に抗張力、第 5 圖に抗析力に就ての結果を示す。

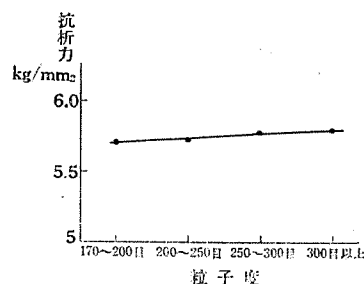
粒子度の細かい程抗張力、抗析力共に大きく粒子度と直線的に比例して居る。然し其影響する所は抗張力に大にして抗析力に於ては甚だ少い。

### 5. 充填剤の種類に依る差異

充填剤の種類が異ると其の比重、粒子の大きさ、表面状態、結晶形或はゴムとの間の表面張力等を異にし、ゴム



第 4 圖 粒子度と抗張力



第 5 圖 粒子度と抗析力

中に占むる容積従てゴムとの接觸面積或は接觸状況を異にするに至る。

比重の小さいものは同一重量比にて加へるとゴム中に占むる容積は大きく比重の大なるものに比してゴムとの接觸面積は大と成り従て抗張力は大きくなるものと考へられる。又表面の平滑な粒子よりも引掛りの有る粗荒面を有する粒子の方が強力なものが得られやうし、球狀粒子よりも針狀、柱狀或は板狀の粒子の方がより強力な硬質ゴムが得らるゝものと考へられる。

是等の點に就いて系統的な研究を行つて居らぬが差し當り手元に在つた材料を用ひて比較を行つて見た。

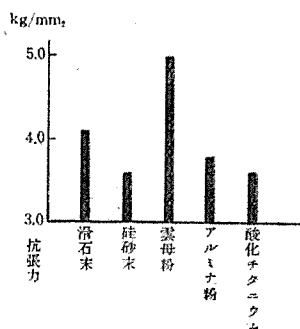
用ひた材料は硅砂、雲母、滑石、アルミナ及酸化チタニウムで何れも300目の篩を通したものをを使用した。粒子度がすべて全一であると云はれず粒子度の影響が可成り入て來て嚴密な意味の比較とは成らなかつたとは思はれるが材料の異なる事に依り機械的強度に相當の差が生ずるもので有ると云ふ事は知る事が出来る。

測定結果を第6圖及第7圖に示す。

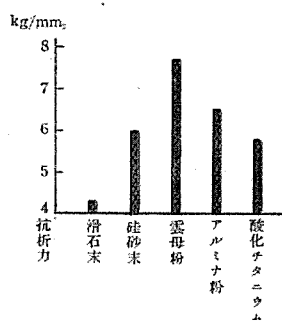
第6圖第7圖とも大体に同一傾向を示し抗張力の大きなものは抗析力も大きいと認められる。

第6圖の抗張力の測定結果を見るに大体として比重の小さな物質を加へると抗張力は大きく反對に比重の大なる物質を添加すると其値は小さくなると云ふ傾向である即ち加へた礦物質の比重を見ると次の如く滑石が最も小さく酸化チタニウムが最大である。

滑石	2.5
硅砂	2.65



第6圖 抗張力



第7圖 抗析力

雲母	2.7~3.0
酸化アルミニウム	3.96
酸化チタニウム	4.26

硅砂末を加へたものの抗張力がアルミナ粉に比して低いのは其粒子度の影響では無いかと考へ、雲母粉を加へたものの抗張力の特別に高いのは其の粒子の特殊の形状に依るものと考へられる。斯の如き形状の物質は球狀物質とは其の量或は粒子度の影響は自然異なるものの有る事は考へられ、前述の硅砂を用ひた場合の充填剤使用量及粒子度の抗張力への影響を其儘適用する譯には行かず、粒子度等も必ずしも細かい程抗張力を大にするものとのみ斷する事は出来ぬかも知れぬ。是等の點は充分検討すれば面白い結果が得らるゝのでは無いと思はれる。

アスベストの如き纖維狀結晶体を加へた場合には雲母の場合より以上に抗張力に好影響を與ふるものあらうと考へられ特にアスベスト纖維の長さの影響等は實驗に値する問題であると考へる。

抗析力値に於ては滑石を除いて他の物質の間では抗張力と同じ傾向を示して居り抗張力の大きなものは抗析力も大きく、即ち比重の小なるもの程抗析力は大きく比重の大なるもの程値は低い。又雲母は比重に關係なく其の粒子の影響が大きく及んで他に比し優れた値を示して居る。

滑石が特に他のものに比し低い値を示して居るに就ては其の原因を明かにする事は出来ぬが、特徴ある脂肪様の滑かなる觸感が有り、荷重の掛つた時に小さな力にて粒子間に滑りが生ずる爲めでは無からうかと想像して居る。

以上特に充填剤を多量に含む硬質ゴムの機械的強度、主として抗張力及び抗析力に及ぼす充填剤の影響に就いて實驗した所を簡単に記した。

機械的強度中衝撃耐力に就いては純エポキシに比し此所に云ふ硬質ゴムの種類は比較に成らぬ程値の低いもので有るので特に言及せぬ事としたが、機會があらば充填剤の種類に依りどの程度に衝撃値を保ち得るものか、特に雲母アスベスト等を使用した場合の結果は興味あるものと考へられるので取纏めて報告し度いと考へて居る。

# 最近のポンプ浚渫船用電機品

神戸製作所 山 本 八 郎

## 内 容 梗 概

最近建造されたポンプ浚渫船の電気設備に就て解説し、此種の目的には陸上用の電機器にて充分であることを闡明した。

### 1. 緒 言

戦時下に於ける我が國の諸工業の發展は數年來著しく活氣を呈し、増産の爲新設される工場の計畫は場所選定に悩まされ、物資の運搬は愈々輻輳を來し、新造船計畫は緊急の問題となると共に港灣計畫、河川改修、海岸埋立工事も益々多忙となつた。之に伴ひ、浚渫船の需要も益々多くなり其の能率も重要視せられるに至つた。浚渫船動力としては、主として石炭による蒸汽機關、重油による重油機關等が使用されて居たが、ポンプ式浚渫埋立法が盛んに使用せられるに至り、電動機により運轉する方が操作簡易にして一層能率的なる爲電動機直結ポンプ浚渫船が盛んに使用せられるに至つた。

第1圖は此の電動機採用のポンプ浚渫船であつて、主ポンプ運轉用として、800馬力乃至、1500馬力程度の三相誘導電動機を使用し毎時300乃至360立方メートルの浚渫容量を有するものである。

即ち、船首に組立てられた杵組先端には電動機に依り廻轉する特殊カッターがあり、水中に於て土を掘り掻き

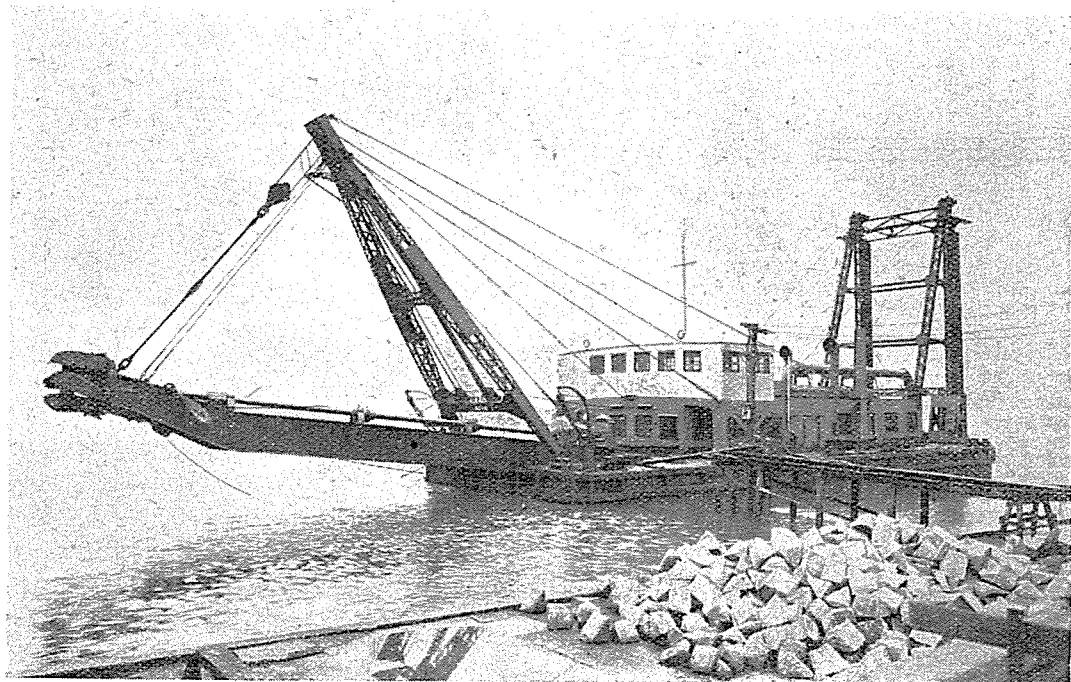
廻し、主電動機直結ポンプにて其の泥水を汲み込み、管にて任意の個所に排水するものである。従つて排水管を長くすれば一杆乃至二杆の遠方の埋立を成すことも容易である。又此のポンプ浚渫船は浚渫すると共に埋立をなし、泥を運搬する運送船又はトロッコを要しない特徴があり、工場敷地埋立用として重要なものとなつた。

一般に此等の船は自力航行の要なく推進機も操舵装置も無く船内外は主として機械類と、其等を運轉する電機品のみであり、蒸汽機關又は重油機關等使用船に比し操作簡易で汚れ少く、奇麗さつぱりとして感じがよい。

當社は早くより此等ポンプ浚渫船に優秀な電機品を設計製作し需要家各位の多大の御好評を得てゐる次第であるが、以下之等電機品に就き簡単に説明する。

### 2. 船内配置機器の要目

船内中央室	主ポンプ電動機	1台
	主配電盤	1組
	力率改善用蓄電器	1組



第1圖 ポンプ浚渫船の勇姿





低圧動力用變壓器	1 台
低圧電灯用變壓器	1 台
主電動機用液体制御器	1 組
補助 ポンプ 用電動機	1 台
油壓ポンプ用電動機	1 台
呼水 ポンプ 用電動機	1 台
船首甲板カッター用電動機	1 台
操縦 ウインチ 用電動機	1 台
ラダー 捲揚用電動機	1 台
船橋電動機操作配電盤	1 組
ポスト 型計器盤	1 面
電動機操作制御器	1 式
同上用金屬抵抗器	1 式

### 3. 配 電 設 備

本船の電力は普通陸地變電所より 2200 V 乃至 3300 V 三相交流高壓を、架空線又は ケーブル 線によつて供給されるもので、船内中央室に配置された配電盤により受電及び饋電される。主 ポンプ 電動機及び カッター 用電動機は直接高壓で運轉されるが、其の他の電動機類は變壓器により 220 V 及び 110 V に遞降されて給電される。又主要負荷は殆ど交流誘導電動機なる爲力率改善の必要があり、當社の優秀なる靜電蓄電器を使用して其の目的を達してゐる。

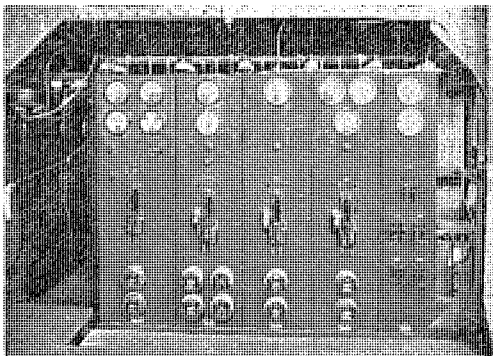
### 4. 配 電 盤

受電盤、主 ポンプ 電動機盤、蓄電器盤、動力及電灯用變壓器盤より成り、各機器の監視及び運轉に便なる様体裁よく併立してある。

船内では特に接地に對して考慮が必要であるが、當社の計器々具類は鋼盤取付に對して充分なる絶縁を施され接地の危険には絶對の自信を得てゐるので、本船にても堅牢美麗なる鋼板製配電盤を採用した。

即ち盤は凡て厚さ 3 耗の美裝鋼板製とし縁を体裁よく曲げて電線函となし、計器々具類の結線を整然たらしめ修理點檢に便利よく収めてある。盤は船内の都合上高さ 1900 耗とし、船内の調和を計り防錆塗料を施した艶消し黒塗りである。

盤面には當社標準型である丸型の電力受電及供給に必



第 3 圖 配 電 盤

要な計器を備へ、盤裏には當社標準 F 型遮斷器を取付け盤面より軽く操作する事が出来る。裏面枠組には斷路器計器用變壓器變流器等を狭少の船内に危険なく且つ操作點檢に便なる如く苦心して配置してある。

過負荷又は短絡に對しては充分な遮斷容量のある遮斷器を使用し、過負荷繼電器により油入遮斷器を開路する又電動機回路用には停電時には低電壓引外線輪により直ちに遮斷器を開路して電動機を停止する。

又母線等の接地に對しては、當社標準丸型の電壓計型漏電計を使用し其の接點によつて電鈴を鳴らして係員に警報する様にしてある。

船橋にある低壓電動機用配電盤も主配電盤と同様に、鋼板製であるが、船橋の高さの都合にて、1600 耗高さである。

### 5. ポスト 型計器盤

盤面上部に各々電動機の電流計、電壓計、信號灯及び押鈕開閉器を取付け、主 ポンプ 電動機速度調整をなし又各電動機の非常停止を行ふ事が出来る、此も配電盤と同様な鋼板製艶消し黒塗りであり、前方の各機械類を望見出來得る様高さ 1030 耗、幅 8000 耗である。

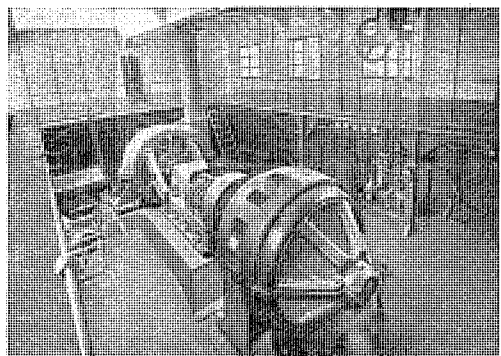
### 6. 主 ポンプ 電動機

ポンプ浚渫船の心臓である故本機の優劣は直接作業能率に影響するものであり、船中最大の電力使用のものであるから、此の撰擇には充分の考慮が拂はねばならない。

即ち容量は 850 馬力乃至 1500 馬力程度であるから



第 4 圖 操 作 室



第 5 圖 1000 馬力 MS 型誘導電動機

2200V—3300V 高壓を使用するのが至當である。

第5圖は當社 MS 型捲線回轉子三相誘導電動機で横置半閉型連續定格のものである。

附屬品として、WR-16 型電動操作非可逆式液体制御器

EP-115 型電磁接觸器函

LK 型電流計附配電函(操作電動機用)

電動電解液冷却水 ポンプ 其他がある。

本機は ポンプ 運轉狀況により約 20 % の速度調整が可能である。

## 7. カッター 電動機

土を浚渫する爲水中にて特殊形の カッター を回轉するもので土質や場所等により其の使用 カッター の形状は變へられる。電動機の容量等幾分の差はあるが、大体 200 馬力乃至 300 馬力程度のものである。之には當社 MS 型捲線回轉子型三相誘導電動機を使用した、横型半閉防滴連續定格で附屬品として次のものがある。

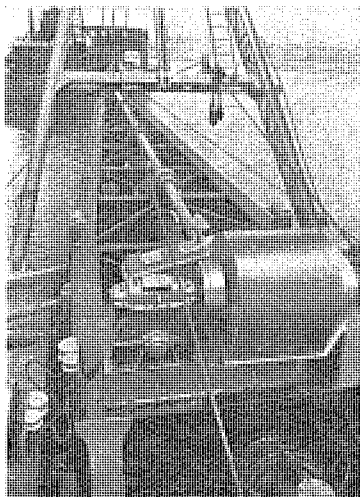
C-2 型手動操作非可逆式起動

G-B 型防滴式起動用金屬抵抗器

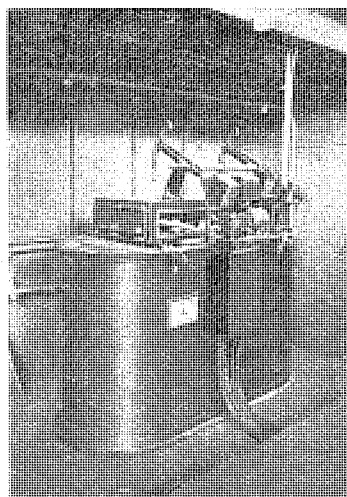
カッター は水中にあつて長い軸により電動機に連結されてゐるが機構の關係上水深により軸と共に電動機も傾斜するから其の電動機軸承も特殊のものでなければならぬ。其れ故當社にては約 40 度の傾斜にて運轉するも過熱しない様特別の設計を施してある。(第7圖)

## 8. ウインチ 及 ラダー 用電動機

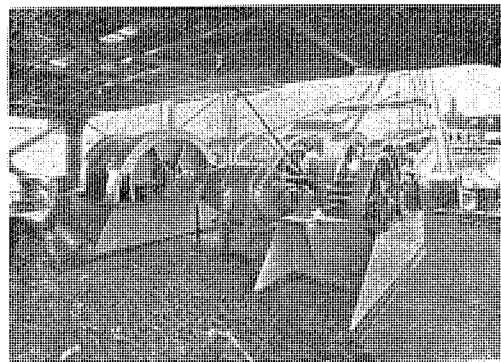
三相交流 220 V を使用する、MS 型捲線回轉子誘導電動機であり船首甲板上に据付けられてゐるから何れも防



第7圖 カッター 回轉用電動機



第8圖 電動操作非可逆式液体制御器



第6圖 ラダー 及 ウインチ 用電動機  
(巻線型三相誘導電動機)

滴横置全閉外扇型屋外用のものである、附屬品は下記の通りである。(第6圖)

・ F-13 型手動操作可逆式制御器

・ GB 型防滴式起動兼速度制御抵抗器

・ AB-7F 型電磁制動器

上記附屬品による速度調整範圍は約 33% である。

## 9. 補助 ポンプ 電動機其他

何れも當社標準の電動機であつて特筆すべき點はないが、充分満足すべき性能を發揮して居る。

其の他變壓器、靜電蓄電器等は一般陸上用と同様のものを使用して居るが、潮風酷しき之等浚渫船に使用して何等故障無く運轉してゐることは當社製品の優秀を裏書きするものとして意を強うして居る次第である。

## 10. 結 言

以上浚渫船用電機品に就き其の概略を記したが、其の大部分は一般陸上用のものと同様のものであり、從來の如く船用には凡て船用獨特のものでなければならぬと云ふ舊來の習慣を破つたもので此點特筆大書すべきであらう。之等特殊船用の電機品裝備に對しては造船業者並びに需要者との緊密なる協力に俟つ處多く、相互の充分なる理解と考慮とにより一層優秀なる浚渫船が續々建造されんことを祈つてやまない。



# 最近の斜坑用複胴巻上機

長崎製作所 原 千 代 一  
山 縣 満

## 内 容 梗 概

巻上機は鑛山、炭坑に於て運搬系統の樞要なる位置を占むるもので、其の良否は直接出炭量に影響すること極めて大である。特に本機の如く主坑道の運搬を掌るものにあつては些細の故障も未然に防止する対策が要望される。本稿に於ては當所が最近製作納入せる日満鑛業株式会社 850 馬力に就き巻上機、制御装置、各種安全装置及補助装置等につき其概要を説明したるものである。

## 1. 緒 言

當社が最近製作完成した 850 馬力複胴巻上機は日満鑛業株式会社某鑛業所斜坑坑外に設置し傾斜 8° 延長 2,150 米に於て炭車を巻くのに使用するもので、運轉は原則として 2 噸積石炭車 23 函を巻上げ、同時に空車 23 函を巻下す所謂平衡卷運轉を行ふのである。

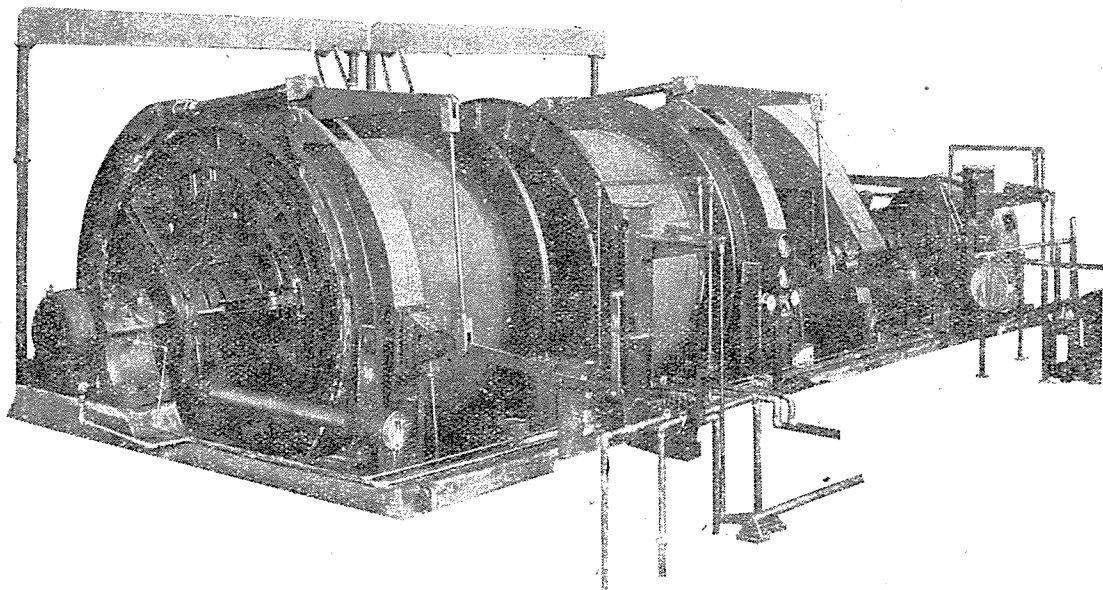
### ア. 巻上機計畫の要素

坑道傾斜 (平均)	8°
車道延長 (米)	2,150
空車 1 函の重量 (匁)	1,000
石炭 1 函の重量 (匁)	2,000
一回巻上炭車數	23
一回巻下し炭車數	23
一時間計畫出炭量	300 噸

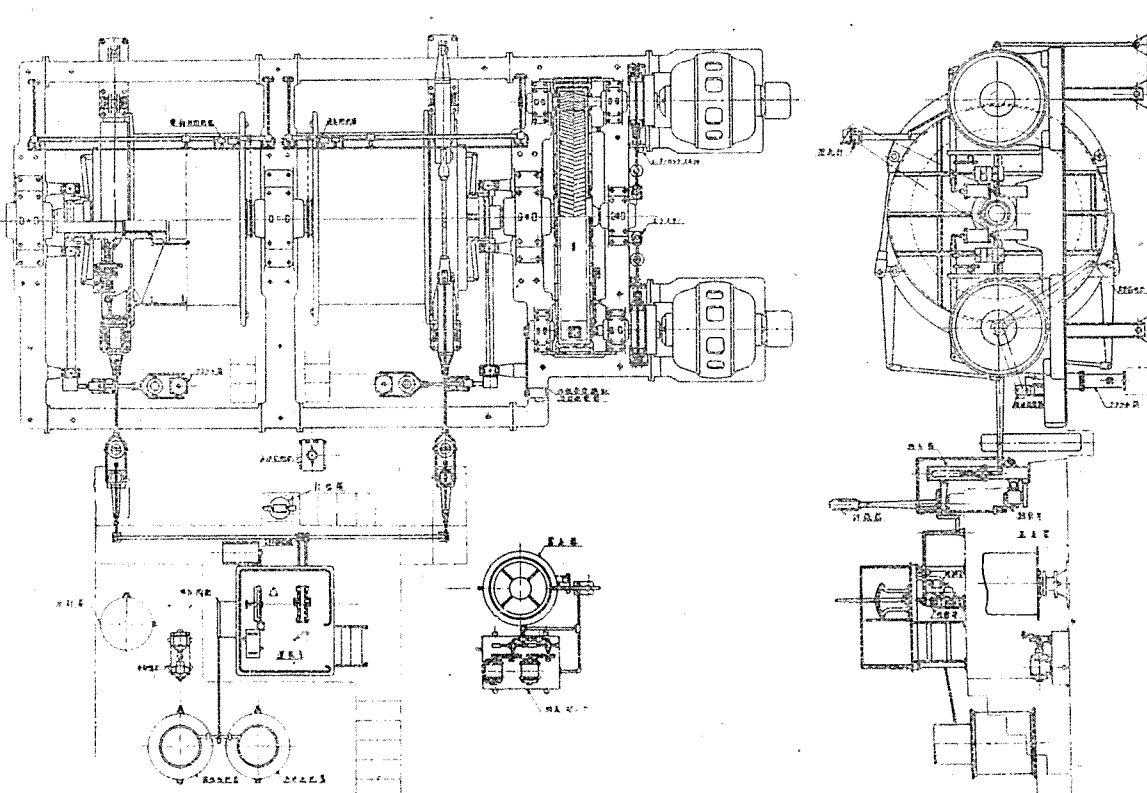
以上の計畫に對する巻上機の仕様は次の通りである。  
尙電動機の容量は前記平衡卷運轉に於ける自乗平均平方根 (R.M.S.) により算出決定した。

## イ. 巻上機仕様

型 式	DH-325
鋼索張力 (匁)	13,220
不平衡荷重 (匁)	10,270
鋼索速度 (米/分)	300
鋼索直徑 (耗)	36
鋼索全長 (米)	2,400
巻込段數	6
卷胴直徑 (耗)	2,700
卷胴幅 (耗)	1,650
卷胴鏢徑 (耗)	3,400
卷胴回轉數 (回/分)	33
主制動機	平行ポスト型油壓操作式
非常制動機	主制動機を兼用し別に電動機カップリング上に副制動機を附す、
クラッチ	圓盤型摩擦クラッチ 油壓操作式



第 1 圖 850 馬 力 複 胴 巻 上 機 外 觀



第2圖 850馬力複胴巻上機構造圖

深度計	横型
安全装置	過巻、過速、過負荷其他 安全装置一式を具備す
附屬品	油壓 ポンプ 及蓄壓器
電動機	2-425 馬力 400 回轉

## 2. 構造概要

本巻上機は圖に示す如く巻胴2個を有し、齒車1段減速により巻胴軸を回轉するもので、電動機は850馬力1台の代りに425馬力2台を大齒車の兩側に配置して居る。

各巻胴には夫れ夫れ1個の主制動機及圓盤型摩擦クラッチを備へ、且つ各々電動機カップリング上には1個の副制動機を具備して居り、之等主制動機及クラッチの操作は凡て運轉台上に設けられた把手により壓力油を油壓筒に送入又は排出することに依つて敏速に行はれるのである。

次に本機の特異な二三の點につき簡単に説明する。

### ア. 軸受及給油装置

軸受は全部 オイルリング 給油式であつて軸受メタルは鑄鐵製 ブラッシュ に ホワイト メタル ライニング を施し、丁寧に軸と摺合せを行つたもので、下部メタルの取外しも軸を移動することなく行ふことが出来る。

尚鋼索取換へ其他長時間低速運轉を行ふ場合然も本機の如く巻上距離の長いものにあつては、オイルリングのみでは給油が不安であるから別個に油壓ポンプを設置し巻

胴軸受に給油する装置を施して居る。

### イ. 齒車及給油装置

ピニオンは軸から鍛造したもので大齒車は鑄鋼製二つ割りとし機械切 ジグザグ 式山形齒を採用して居る。

齒車は密閉せる齒車函内に納め、齒車下部には小型の齒車ポンプを設置し、電動機軸よりベルト掛けで運轉し齒車の嚙合部に上下より給油する方法を採用して居る。

### ウ. 主制動機及安全装置

主制動機は重錘により制動し壓油により弛緩せしむる所謂 ネガチフ 式で、1個の制動機によつて全荷重を全速で巻下す場合に於ても短時間に制動し得る能力を持たせて居る。尚制動靴の磨耗が或る限度に達した場合は警報ベルを鳴らし危険を未然に防止する装置が施されて居る。

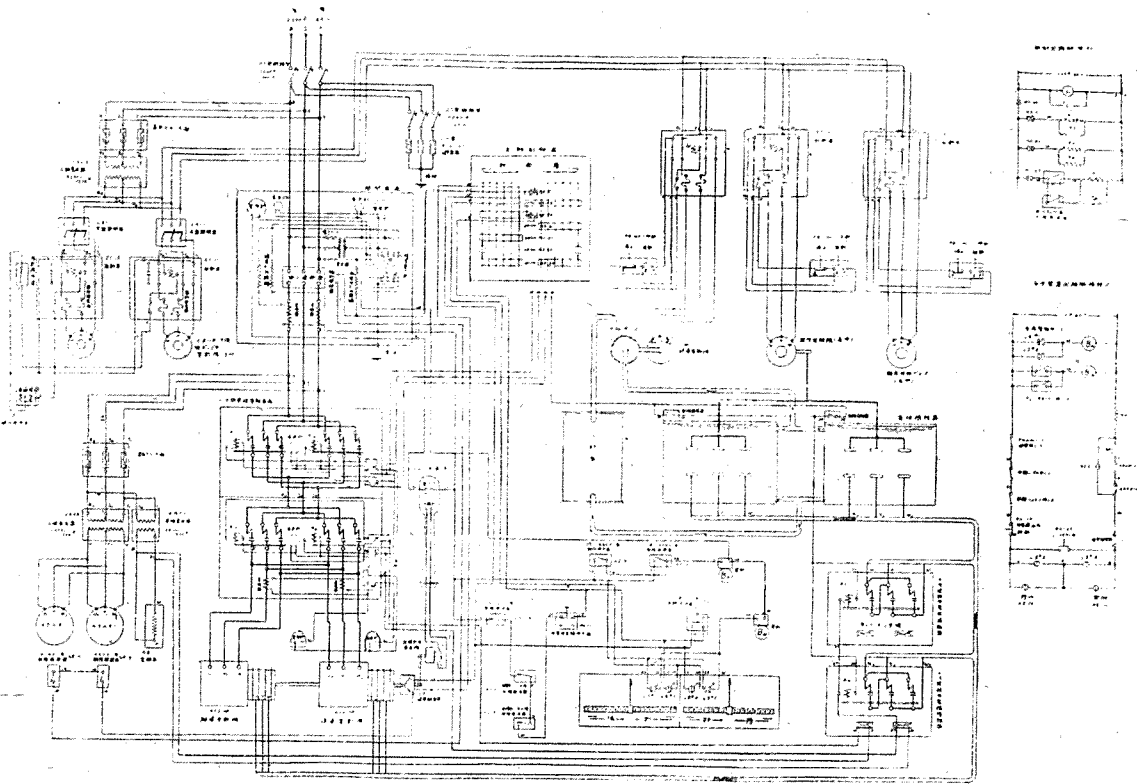
### エ. クラッチ及互鍵装置

本機は坑外で貨車と空車の切換への際クラッチを切り貨車を差す必要上、各巻胴には圓盤型摩擦クラッチを附して居る。クラッチは安全のため重錘により掛合し、油壓により離脱せしむる方式とし且つ主制動機把手が制動の位置になればクラッチは離脱し得ない様に互鍵装置を具備して居る。

## 3. 電気部品

### ア. 主電動機

之は 425 H.P. 3,300V 60 $\sim$ 18極 400 r.p.m 連続定格巻線型開路通風型最大回轉力 200% のもので集電環は電動機外に出し點檢に便ならしめると共に防塵カバーを



第3圖 850馬力複胴巻上機総合接続圖

附し塵埃の集積することを防止し、各部の機械的強度を大にし、急激な制動及逆轉によつて來る衝撃に對し安全であることは勿論電氣的部分の設計に關しても充分餘裕を取つて居り、鑛山巻上機用として遺憾無きを期して居る。

2 台の電動機に對し 1 台豫備用を準備して居る。

#### イ. 主 配 電 函

之は當社標準 LM-153A 定格 3,500V 200A で電流計電壓計核算電力計其他の必要器具一式を函内に收めて居る。

#### ウ. 一次側可逆電磁接觸器

油入防爆型電磁接觸器を使用し過激な使用に耐える爲接觸部は特に電流容量を安全にとり、可逆共 3 極 2 台宛

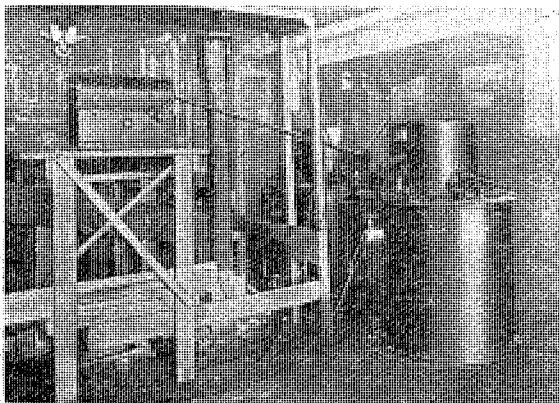
を直列に使用して接觸部の磨滅を極力小ならしめ、内 1 台故障の場合にも運轉に支障がない様にした。操作は油入主幹制御器による。

#### エ. 二次側液体制御器

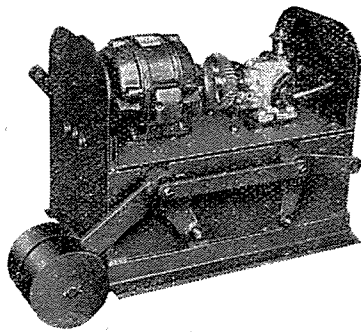
液体抵抗器は頻繁な操作に充分耐へる如く容量を大きくとり、運搬据付に便ならしめる爲特に 2 台の電動機各々に別箇の液体抵抗器を設け、之が抵抗値を同一にする爲兩抵抗器の電極の運動を全く同一とし、抵抗液の濃度も等しくする爲に抵抗液を共通管内に導いて別置型水冷式冷却器に至る様にして居る。本器は操作を輕便にする爲油壓操作式とし、之が爲獨立のギヤポンプを設置した特殊操作機關を以て電極の上下運動を行はせる。尙本裝置が故障の場合をも考慮し レバー により直接操作し得る構造となつて居る。電動機二次側には別に短絡用電磁接觸器を設け、抵抗器操作把手によつて動作せしむる主幹制御器が最後の ノッチ に至り液体抵抗器の抵抗値が最小となつた時制限開閉器によつて動作させ最高速度を出せる様にしてゐる。

#### オ. 油 壓 装 置

3 H.P. 電動機 2 台を有し双型開閉器により任意に切換へて使用する。浮動開閉器により自動的に運轉されるものであるが、又手動運轉も可能である。無壓の場合の危険を防止する爲 LT 型制限開閉器を取付け、無壓の場合油槽に取付けた レバー により作動せしめ遮斷器を開路する。電源用として 3 極油入可熔器函及 1kVA 3 相變壓器 1 台宛を有する。



第4圖 二次側液体制御器



第 5 圖 操 作 機 關

### カ. 其他電氣器具

#### a. PA 型計器塔

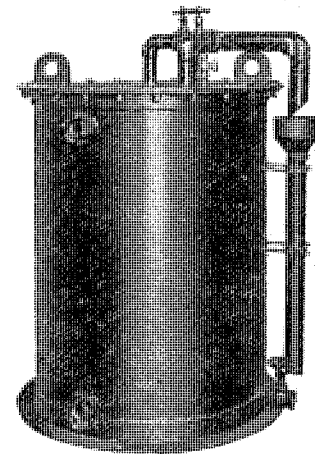
電流計回轉計及壓力計を有し運轉台の前方に設置し運轉者に見易くして居る。

#### b. 非常制動用 スラスタ

油入遮斷器開路の場合電動機の カップリング に作用して非常制動を行ふもので各電動機に 1 台宛設け本回路故障の場合油入遮斷器を開く爲 インターロック 開閉器を附屬させて居る。電源用として 3 極油入可熔器函及 5 kVA 3 相變壓器 1 台を有する。

#### c. 非常制動用電磁器

油入遮斷器開路の場合に可動鐵心及重錘が落下して油壓弁を操作し常用制動機を作動せしめるもので、制動がかゝつた際運轉者をして必ず把手を制動位置に持來る様インターロック 開閉器を附屬せしめて居る。之が電源としては上記と共通の 3 極油入可熔器函及 5 kVA 單相變壓器 1 台を有する。



第 6 圖 水 冷 式 冷 却 器

### キ. 安 全 装 置

以上に述べた他安全装置として次のものがある。

(イ) LR 型過速度防止開閉器	1 個
(ロ) LQ 型過巻防止開閉器	2 個
(ハ) LJ 型過巻警報用開閉器	2 個
(ニ) 同上用警鈴	1 個
(ホ) LJ 型制動靴磨減用制限開閉器	2 個
(ヘ) 同上用警鈴	1 個
(ト) PX 型非常用足踏開閉器	1 個
(チ) PX 型 パッキング 用足踏開閉器	1 個

## 4. 結 言

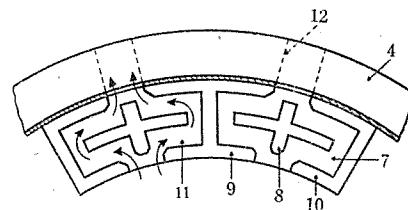
本機は巻上機の最近に於ける大容量のものゝ一つとして茲に紹介した次第である。

## 「タービン」發電機等に於ける 回轉子線輪の冷却装置

(三菱實用新案登録 第 322091 號)

本案は、回轉子線輪間の中央に、半徑方向の環狀絶縁片 (7) を配置し、其の兩側に、複數個の比較的幅狭き曲折した絶縁片 (8) (9) (10) 等を貼着し、之等の曲折絶縁片相互間に所定の間隙を保有せしめ、中央絶縁片 (7) と、線輪の側面間に於いて、少くとも一部は回轉方向の通風路 (11) を形成し、その通風路 (11) の一端は、機間に、他端は線輪支持筒 (4) に穿設した半徑方向の孔 (12) に、夫々連通開口せしめたものである。

従來は、線輪側面に於いて、一部に半徑方向の通



風間隙を保有させる様にしてゐるが、重合せる各線輪導體相互間の絶縁片、例へば雲母片の側縁が、外方へ突出してゐる爲、側縁が通風方向に直交して、通風を阻害してゐた。然るに本案では、一部が回轉方向の通風路を形成してゐるから、雲母片間に沿ふて、その層方向に流れ、而も導體に接するから、冷却面積が大となり、間隔片全体の重量も輕減せしめ得る効果がある。(中 野)



## 論文と講演

### 寄稿

正 木 取 締 役	日本的技術の特異性への着眼と対策	東 洋 經 済 新 報	1 月 號
"	ウエスチング ハウス 研究所	科 學 朝 日	1 月 號
"	生産戦と治工具	電 氣 の 友	1 月 號
"	生産戦に於ける電気装置	電 氣 公 論	1 月 號
"	規格座談	電氣製造協會々報	1 月 號
横 須 賀 正 壽 長 沼 辰 二 郎	断路器用 ピン 碍子の衝撃電壓特性	電 氣 學 會 誌	1 月 號
大 神 朝 喜	集團 ベルト コンベヤー 總括制御装置	生 産 技 術	1 月 號
前 田 幸 夫	米國の多量生産と戦時体制	電 氣 界	2 月 號

### 第 19 卷 第 4 號 内 容 豫 定

断路器用碍子の衝撃絶縁耐力に就て	横 須 賀 正 壽 長 沼 辰 二 郎
交流電磁 フレーキ に就て	坂 本 蕉 俊
Heanyside 演算子法に暨する新しい考察と	
その電気回路解析に於ける應用	菅 野 正 雄
MB 型 フーリーモートル	吉 村 芳 郎

外 二 編

### 編 輯 室

現今技術公開とか技術交流と云ふ事が盛んに唱へられる。蓋し米英撃滅の技術總力戦体制結成の謂である。

自由主義的經濟体制下に於ける一會社一工場の獨特の技術、特有の技能も喰ふか喰はれるかの決戦時に於ては、之を總て國に捧げて、日本の獨特の技術と爲さねばならぬ。

國敗れて獨特の技術に存在の價值ありや。

先月號に「タービン 發電機の故障と其の対策」を發表して江湖の絶讃を拍し、此處に亦「タービン 發電機

の振動原因探究と其の調整」並びに「回轉機巻線に起り易いバインド線の故障と其の手當」を提供して、三菱電機の積極的技術公開の一端とする。

前者は高速回轉機の振動原因を探究して餘す處無く、タービン 發電機の平衡調整に關する當社多年の蘊蓄を傾け、後者は回轉機のバインド線の故障原因を別決して、資材窮屈の事局下電氣機械の壽命延長手當法を述べて缺くる處なく、此種資材乏しき折柄、愛讀者各位に對する好箇の贈物と信ずる。

振動が工學史上に脚光を浴びて登場したのは、比較的近年の事である。而も其の重要性は識者のよく知る處、振動に興味を有する各位にとつても、亦絶好の資料か。(Y)



## 三菱電機株式會社

東京市麴町區丸ノ内二丁目四

神戶製作所  
名古屋製作所  
長崎製作所  
大阪製作所  
大船工場  
世田ヶ谷工場

神戶市兵庫區和田崎町三丁目  
名古屋市東區矢田町  
長崎市平戸小屋町  
兵庫縣川邊郡立花村塚口  
神奈川縣鎌倉郡大船町  
東京市世田ヶ谷區池尻町四三七

東京工場  
直方出張所  
札幌出張所  
奉天駐在員  
新京駐在員  
京城駐在員

東京市芝區海岸通二丁目七  
直方市大字下新入  
札幌市北二條東一二丁目九八  
奉天大和區浪速通二八  
新京大同大街(康德會館内)  
京城府黃金町一丁目一八〇

三菱電機株式會社 神戶製作所内  
編輯兼發行者 中 台 一 男  
發行所 神戶市兵庫區和田崎町三丁目  
三菱電機株式會社 神戶製作所内  
「三菱電機」編輯部  
大坂市東區北久太郎町一丁目一六  
印刷者 久 保 專 治  
大坂市東區北久太郎町一丁目一六  
印刷所 株式會社 日本寫真工藝社

〔無斷轉載を禁ず〕  
東京市神田區淡路町二丁目九  
配給元 日本出版配給株式會社  
昭和18年3月11日 印刷納本  
昭和18年3月14日 發行  
〔本誌代價〕 壹部=付 金貳拾錢  
(郵税不要)

日本出版文化協會 會員番號 第132506號