

## ■ 報 文 ■

# 高速フライホイールによる 瞬時エネルギー補償システム

## Uninterruptible Power System with a High Speed Flywheel

宮崎 政行\*      •      武藤 浄\*\*      •      吉田 忠弘\*\*\*  
Masayuki Miyazaki      Kiyoshi Taketoh      Tadahiro Yoshida

西広 昭徳\*\*\*\*      •      手塚 一夫\*\*\*\*\*      •      田中 一彦\*\*\*\*\*  
Akinori Nishihiro      Kazuo Tezuka      Kazuhiko Tanaka

### 1. ま え が き

落雷等によって送電線、変電所に系統事故が発生した場合、極めて短時間、商用電源電圧が大幅に低下することがある。近年、オンライン、プロセス制御用等のコンピュータが普及するにつれて、この瞬時電圧低下の際のコンピュータ停止により様々の支障が生じている。瞬時電圧低下の頻度は、雷害期に多く、また、地域によっても異なるが、特別高圧系統の需要家で年に1.5～3回、高圧系統の需要家で年2～4回程度であることが知られている。また、瞬時電圧低下の継続時間（事故設備を切離すまでの時間）は、観測例では0.07～2秒程度が大部分とされている<sup>1)</sup>。瞬時電圧低下が需要家の設備に及ぼす影響は、例えば、各種生産工程で電圧低下が0.01秒以上継続することで、コンピュータが停止し工場のプロセス制御などではプロセスの混乱を引き起こしたり、通信機器ではデータバンクの破壊によるトラブルの発生などがあり、その影響はコンピュータの普及に伴い、ますます大きくなりつつある。現在、瞬時電圧低下対策としてバッテリー方式の無停電電源設備が多く使用されている。この方式は、一般にCVCF (Constant Voltage Constant Frequency)、あるいはUPS (Uninterruptible Power System) と呼ばれ、電圧、周波数の安定化装置と蓄電池の組み合わせにより、停電時の電源として作動させ

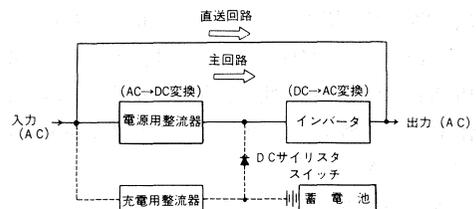


図-1 従来のCVCFの構成

るものである。図-1にCVCFの構成を示す。通常時は主回路を通じて電圧、周波数を安定化し、交流電力を負荷に供給する。配電系統に異常が生じ、電力がしゃ断された時は、蓄電池から負荷へ供給される。この方式では、蓄電池および、充電用整流器が必要となる。また、1分程度の短時間停電に対しても、数分間用の容量の大きい蓄電池設備が必要であり、このため、重量、床面積が大きくなる。また、蓄電池から発生するガスの換気などの保守事項も大きな問題となっており、従来方式のものよりも優れた無瞬断電源方式が望まれている。そこで、筆者らは、高速フライホイールを利用した省資源、省スペースの無瞬断電源装置を検討した。ここでは、全体システムの構成と回転装置および、試験結果について述べる。

### 2. 高速フライホイール式無瞬断電源装置の構成

ここで検討した装置は、通常時はコンバータ、インバータ回路を経て電力を負荷に供給し、瞬時停電発生

\* 三菱電機(株)中央研究所エネルギー研究部主事

〒661 尼崎市塚口本町8丁目1番1号

\*\* 三菱電機(株)エネルギー研究部グループマネージャー主幹

\*\*\* 三菱電機(株)エネルギー研究部主幹

\*\*\*\* 三菱電機(株)名古屋製作所制御器製造部主事

\*\*\*\*\* 三菱電機(株)名古屋製作所制御器製造部主事

\*\*\*\*\* 三菱電機(株)名古屋製作所制御器製造部課長

(註) 本研究会第3回研究発表会(59/4/27)で講演

原稿受付日(59/10/15)

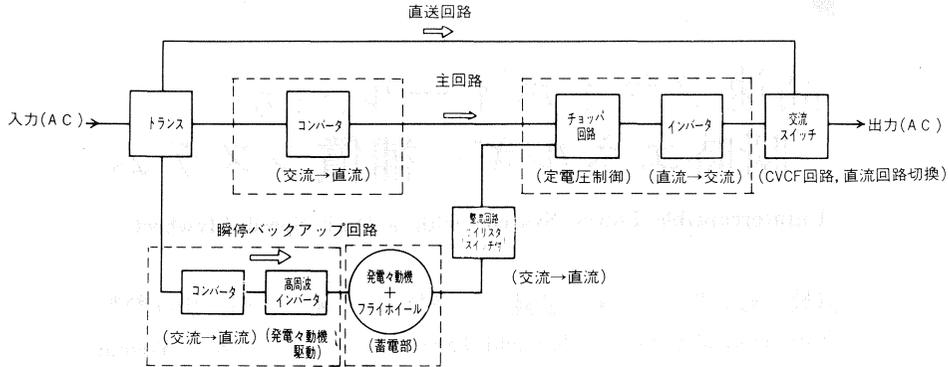


図-2 本方式によるシステム構成

時には、発電電動機と一体化されたフライホイールの回転エネルギーを電気エネルギーに変換して、定電圧定周波数の電力として負荷に供給するものである。本方式のシステム構成を図-2に示す。本方式は、現在使用されている無停電電源設備の蓄電池、充電用整流器に代って、高周波インバータ、回転体蓄電装置を有するものである。

本装置の特長は、次のとおりである。

- (1) 蓄電部に高速回転するフライホイールを有し、磁気軸受および、完全密封真空構造等により機械的損失を極小にした。
- (2) 希土類磁石方式の小形の同期発電電動機により、高エネルギー密度化を達成した。
- (3) 制御回路の簡素化、高信頼化をはかった。(トランジスタPWM制御方式を採用)

### 3. 高速フライホイール蓄電部の基本モデル

#### 3.1 エネルギー貯蔵

フライホイールによるエネルギー貯蔵は、回転体の運動エネルギーを利用するものである。角速度 $\omega$ で回転しているロータに貯えられる運動エネルギー $E$ は、

$$E = 1/2 \cdot I \omega^2 \quad (1)$$

で与えられる。ただし、 $I$ はロータの慣性モーメントである。(1)式から、エネルギーの貯蔵能力を大きくするためには、慣性モーメント $I$ を大きくするか、角速度 $\omega$ を大きくすればよく、特に角速度の2乗に比例するため有効であることがわかる。しかし、回転数を高くすると回転体に生じる遠心力によって、材料に生じる応力が大きくなり、破壊を引き起こすので、これを避け得る回転数の限度からエネルギー貯蔵量の限度が決まる。等厚円板のロータを例にとれば次のとおりである。まず、等厚円板の慣性モーメント $I$ は、円板の重

量 $w$ 、重力加速度を $g$ とし、半径を $r$ とすると、

$$I = \frac{1}{2g} w \cdot r \quad (2)$$

で表わされ、角速度 $\omega$ で回転するロータに貯えられる運動エネルギー $E$ は、(1)式と(2)式から、

$$E = w \cdot (r\omega)^2 / 4g \quad (3)$$

となる。この時の単位重量当りのエネルギー密度 $e_w$ は、(3)式より、

$$e_w = E/W = (r\omega)^2 / 4g \quad (4)$$

で示される。

一方、遠心力によってロータに生じる最大応力 $\sigma_{max}$ は、

$$\sigma_{max} = r \cdot (3 + \nu) \cdot (r\omega)^2 / 8g \quad (5)$$

で与えられる。ここで、 $r$ はロータ材料の密度、 $\nu$ はポアソン比である。よって、エネルギー密度 $e_w$ は、(4)式と(5)式から、

$$e_w = 2/(3 + \nu) \cdot \sigma_{max} / r \quad (6)$$

で表わされ、 $2/(3 + \nu) = K_s$ とおくと、

$$e_w = K_s \cdot \sigma_{max} / r \quad (7)$$

となる。本例の等厚円板の場合は、 $\nu = 0.3$ とすると、 $K_s = 0.606$ となる。双曲面状の断面を有する等応力ロータの場合は $K_s$ の式自体が変わり $K_s = 1$ で、最大値となる。このように $K_s$ はローターの形状で定まる形状係数である。また、 $\sigma_{max} / r$ は比強度で、この値が高いほどエネルギー密度 $e_w$ は大きくなる。比強度の面からは、ロータ素材としては、金属でマルエージング鋼、複合材料ではカーボン繊維やガラス繊維などで強化したプラスチック(FRP)が有利となる。

#### 3.2 機械損失の低減

フライホイールに働く種々の摩擦抵抗は、フライホイールを高速化する程増大する。貯蔵エネルギーの利用面からは、その最終回転速度は、できるだけ高くす

る必要があり、本機では周速は音速以上に達する。この領域におけるフライホイールの機械損失は、風損が大きい。したがって、効率向上の点からもここではフライホイールを真空容器に内蔵し、真空度 $10^{-2} \sim 10^{-3}$  torrオーダーを達成することにより、風損を無視できるレベルとした<sup>2,3)</sup>。一方、風損と並んで軸受の摩擦損失が、エネルギーの貯蔵時間を決定する重要な要因となる。これに関しては、ロータの重量を支持する真空雰囲気中で使用可能な非接触型磁気軸受の達成が、かぎとなる。一方、ロータ下部に球面スパイラルみぞ軸受を採用し、これにより軸受部の損失は、最高回転数において30W以内に、また回転系全体の機械損失は50W以内に低減することが可能となった。

3.3 モデル機の構成

本装置を小形・軽量化するためには、前述のごとくフライホイールのエネルギー密度の向上が必須であり、そのためには回転数を高くする方が有利である。そこで、高速回転時のフライホイールの回転特性を把握するために、筆者らは、低機械損失のフライホイール装置（モデル機と呼ぶ）を試作し、特性試験を行った。試作したフライホイール構造断面図を図-3に示す。回転部の支持は、上・下二ヶ所の軸受で行っている。上

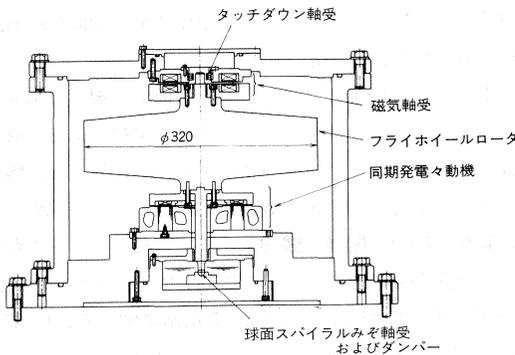


図-3 フライホイール（モデル機）構成図

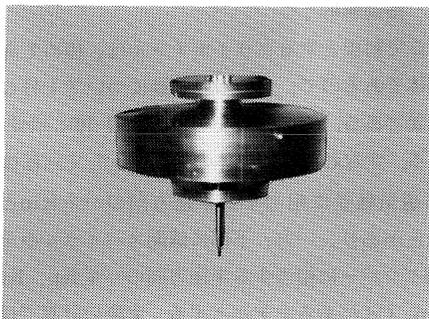


図-4 フライホイール（モデル機）本体

表1 フライホイール（モデル機）の仕様

発電電動機	永久磁石式同期電動機
蓄積エネルギー	500 wh
エネルギー密度	10wh/kg
回転数	3,000rpm~20,000rpm
フライホイールロータ	外径 320φ, 厚み 70t (外周) 材質: マルエージング鋼
軸受支持方式	上部: タッチダウン軸受 下部: 球面スパイラルみぞ軸受
真空度	$10^{-2}$ torr以下

部は永久磁石からなる非接触磁気軸受を有し、下部は油ダンパーを備えた球面スパイラルみぞ軸受を使用している。発電電動機は、最大出力1.5kwでフラットタイプの永久磁石式同期発電電動機（2極）とし、フライホイール本体の直下に配置した構造としている。図-4に試作したフライホイールロータ本体を示す。また、蓄積部の仕様を表1に示す。蓄積エネルギーは、回転数30,000~10,000 rpmに降下する際に、約500whを取り出すものであり、外径φ320mm、厚さ外周で70mmのコマ形フライホイールとして回転体の安定性をはかった。フライホイールの材質は、引張強さの高いマルエージング鋼を採用した。フライホイール本体のエネルギー密度は、約10wh/kgである。また、ケーシング内の真空度は、 $10^{-2}$  torr以下としフライホイールロータの回転時の風損を20W以下にした。

3.4 モデル機の構造検討

モデル機の構造設計に関する検討項目としては、ここでは、提示している高速フライホイールの技術の核となる、(1) フライホイールロータの強度解析、(2) 非接触磁気軸受解析、(3) 振動解析について述べる。

(1) フライホイールロータの強度解析

高速回転体の破壊防止は、設計上特に重要な項目で

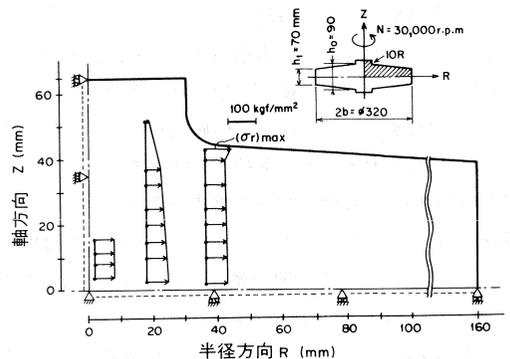


図-5 フライホイールロータの遠心力による半径方向応力

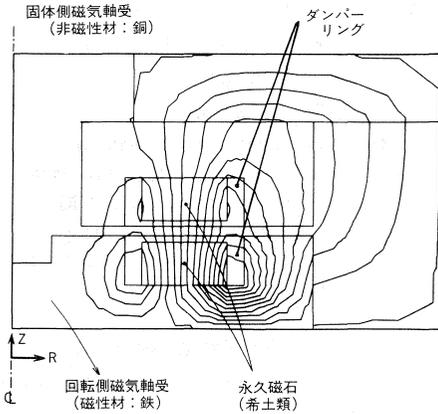


図-6 磁気軸受の磁束密度分布

ある。フライホイールロータは、高い遠心応力場での使用に耐えねばならない。限界条件を把握するために、モデル機に使用したコマ形フライホイールロータの回転時の応力を定歪三角形面内要素による有限要素法によって解析した。解析は、1/4の軸対称モデルとして取り扱い中央部分が細く、周辺部に近づくにしたがって粗となるようにし1,040個の要素に分割した。それぞれの三角形要素の辺比は3倍以内にとり、応力の計算誤差が5%以内に収束するようにしている。結果の一例を図-5に示す。これより、ロータの最大応力は、隅部 ( $R=10\text{mm}$ ) に発生し回転数30,000rpmで半径方向応力  $\sigma_r=100\text{kgf/mm}^2$  程度となる。このようにロータの隅部が高くなる理由は、隅部より外周であるロータ部分の遠心力を負担(引張として作用する。)する時の応力集中(例えば、両側にフィレットを有する帯板の引張の場合と同等)によるものである。ロータ材料は、金属の中ではエネルギー密度を大きく取れかつ、発生応力に対して十分耐力のあるマルエージング鋼を採用した。

## (2) 非接触磁気軸受解析

すでに述べたように、本構造においては、上部軸受支持方式として、永久磁石を用いた非接触の対向形磁気軸受構造をとっている。この磁気軸受は、下部支持軸受に負荷されるスラスト荷重を軽減すること、および半径方向の非接触の軸受の機能を発揮させることを目的として、フライホイールの重量の約80%を負担する。したがって、この磁気軸受の(i)吸引特性、(ii)半径方向バネ定数、(iii)減衰定数について検討を行う。まず磁気軸受について、対向部分の磁束密度を一次三角形要素による有限要素法により算出した<sup>4)</sup>。本要素内は磁束密度及び磁界の強さは一定であるので永久磁石

に隣接して磁束密度の変化が激しいと予想された空隙部分については分割を他の部分の3倍強とし、全要素数を740とした。また反復計算過程では、磁束密度の残差が $1/10^5$ 以下となる点をもって収束と判定している。計算結果の一例を図-6に示す。

固定側の磁気軸受と回転側の磁気軸受との空隙磁束密度  $B_g$  より、吸引力は次式で表わされる。

$$F = 4.1 \times 10^{-2} S (B_g)^2 \quad (8)$$

ただし、 $F$  : (kgf),  $S$  : 対向表面積 ( $\text{mm}^2$ ),  $B_g$  : (T) である。

一方、半径方向のバネ定数  $K_r$ 、および、減衰定数  $C_r$  は、(9)、(10)式で求められる<sup>5)</sup>。

$$K_r = 3.8 \times 10^{-2} r (B_g)^2 \quad (9)$$

$$C_r = 1.6 \times 10^{-10} r A \sigma (d\phi/dx)^2 \quad (10)$$

ただし、 $K_r$  : (kgf/mm),  $C_r$  : (kgf·s/mm),  $r$  : マグネットの半径 (mm),  $A$  : マグネットの両側のダンパーリングの断面積 ( $\text{mm}^2$ ),  $\sigma$  : ダンパーリングの電導度 ( $\text{U/mm}$ ),  $(d\phi/dx)$  は磁束の変化率で、対向ギャップ  $h$  に対して変位  $x$  が微小な範囲では、

$$(d\phi/dx) = 0.6 \cdot B_g \cdot x/h \quad (11)$$

で表わせる。

モデル機に使用した磁気軸受構造における、吸引力  $F$ 、半径方向バネ定数  $K_r$ 、減衰定数  $C_r$  は、上式(8)~(11)を用いることにより、 $F=40\text{kgf}$ 、 $K_r=0.3\text{kgf/mm}$ 、 $C_r=3 \times 10^{-5}\text{kgf·s/mm}$  となる。

しかし、この種の計算値は、その仮定と現実の諸元とのずれから誤差が生じるので、実験によって確認した。回転側、固定側の対向ギャップに対する、吸引力  $F$ 、半径方向バネ定数  $K_r$ 、および、減衰定数  $C_r$  の結果を図-7、図-8、図-9に示す。これらのデータから、各々の値は対向ギャップに対して直線的に変化し、モデル機では対向ギャップ  $h=5\text{mm}$  に関して、 $F=37\text{kgf}$ 、 $K_r=1.4\text{kgf/mm}$ 、 $C_r=5 \times 10^{-3}\text{kgf·s/mm}$  である。 $K_r$ 、 $C_r$  の値は、ここでは実験値を採用する。

## (3) 振動解析

ここで対象とするフライホイールは、極めて高速の回転体であるので、その振動挙動について十分な検討が必要である。その解析モデルは、図-10に示すものとなる。すなわち、回転体の振動系として回転体の上部に磁気軸受に相当する半径方向のバネ  $K_m$  と減衰  $C_m$  とがあり、一方、下部に球面スパイラルみぞ軸受と油ダンパーに相当する半径方向のバネ  $K_p$ 、 $K_d$  と減衰  $C_p$ 、 $C_d$  があるモデルとする。実際の計算では、上部回転側磁気軸受部と発電電動機ロータ部は、軸とし

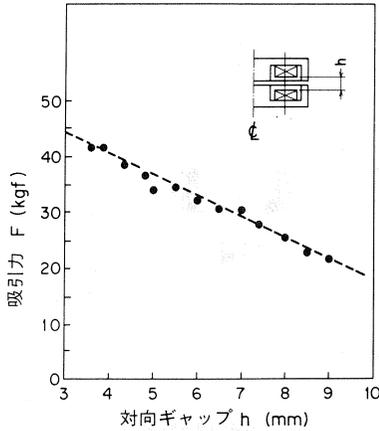


図-7 磁気軸受の吸引力と対向ギャップとの関係

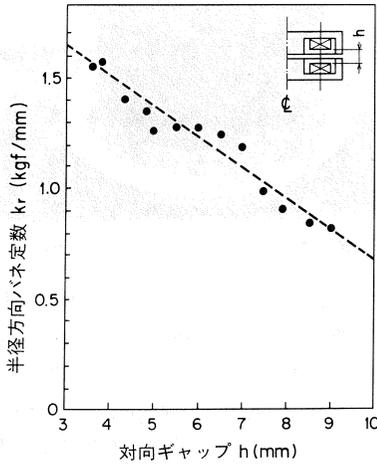


図-8 磁気軸受の半径方向バネ定数と対向ギャップとの関係

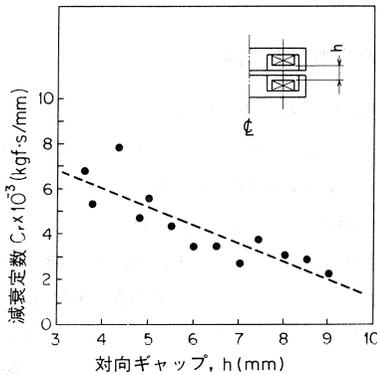


図-9 磁気軸受の減衰定数と対向ギャップとの関係

ての剛性は考慮せず付加慣性のみとした。また、フライホイールロータ本体の剛性の取り扱い、フライホイール本体の上、下の軸φ60の寸法部分で剛性があるものとし、その外周は付加慣性とみなした。

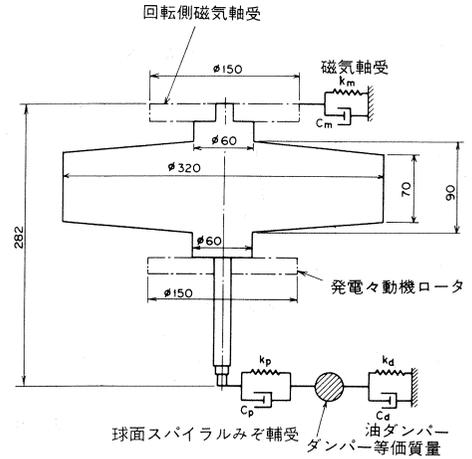


図-10 回転系のモデル化

表2 計算に使用した軸受定数

	磁気軸受	球面スパイラルみぞ	油ダンパ
バネ定数K (kgf/mm)	1.5	200	1.0
減衰定数C (kgf.s/mm)	$5 \times 10^{-3}$	0.1	$3 \times 10^{-3}$

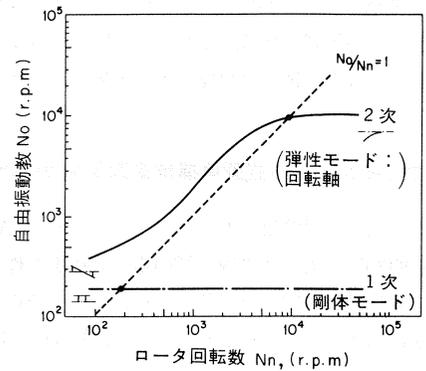


図-11 回転系の危険速度線図

軸系の振動解析は、伝達マトリクス法<sup>6)</sup>による。計算に使用した各部の軸受定数を表2に示す。得られた危険速度線図を図-11に示す。これより、1次の自由振動は、回転体の剛体モードであり、200rpm近傍に存在する。2次の自由振動は、ロータ回転数が増すとともに大きくなる。これは、回転体のジャイロ効果により見かけ上のロータの剛性が大きくなるためである。したがって、振動モードもロータ回転数が低い領域では、剛体モードとなり、ロータ回転数の高い領域では、回転軸の弾性モードが表われ、2次の自由振動数は、10,000rpm近傍に存在する。フライホイールを30,000rpmに上げるためには、2つの共振域を通過せねばならないが、この系では一次の剛体モード通

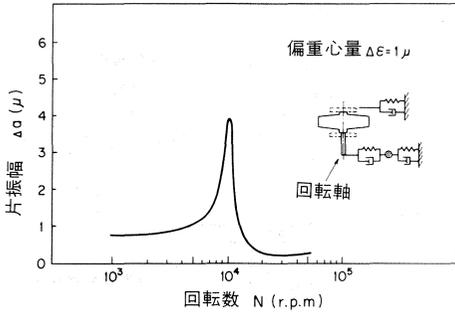


図-12 回転系の不つり合い応答(回転軸の振れ)

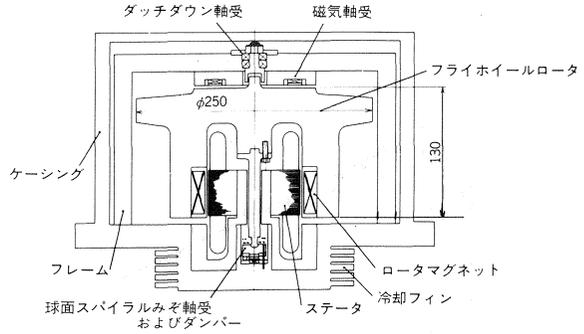


図-13 フライホイール(实用機)構成図

過について減衰を期待することはできず、上部に配置したタッチダウンベアリングの支持によって通過を可能にする。一方、2次の回転軸の弾性モードの領域では、回転体のアンバランス量と、油ダンパーの減衰Cdにより振れの大きさが異なり、通過の難易度が決まる。一例として、回転体の不つり合い量を50gr・mm(偏重心量 $\Delta\epsilon=1\mu$ )として計算した不つり合い応答を図-12に示す。これより、2次の自由振動数10,000rpmを通過する際の回転軸の片振幅は、最大4 $\mu$ 程度となることが予測される。また、この時の軸受反力は、0.3kgfとなり十分軸受負荷能力の許容値内におさまっている。

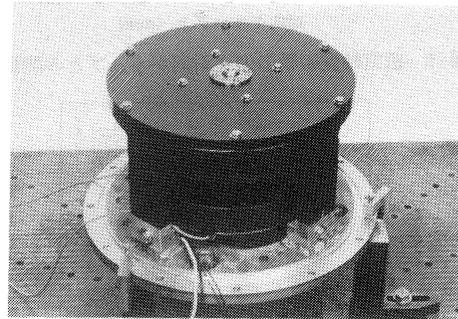


図-14 フライホイール(实用機)

4. フライホイール式瞬停補償電源装置の实用機

モデル機の検討結果をもとにして、容量5kVA、継続時間60秒の实用機の瞬停補償電源装置を試作し、実際の瞬停模擬試験を行い特性を検討した。その仕様を表3に示す。また、フライホイール構造断面図を図-13に示す。モデル機と基本的な回転支持構成は同じである。すなわち、上部に永久磁石からなる非接触磁気軸受を配し、下部に球面スパイラルみぞ軸受を採用している。モデル機と異なる点は、容量増加(5kVA)に対応して径方向の増加を避け、内部に発電電動機のステータを包含する縦長の外筒ロータ方式とした。フライホイールの大きさは、最外周でφ250、高さが約

130mmである。ロータ材料は、モデル機と同様マルエージング鋼を採用した。図-14に架台に設置された实用機のフライホイールの外観を示す。このフライホイールは、目標の回転数30,000rpmまで上げるために通過する共振域は、600rpm近傍に生じる剛体モードであり、モデル機で見られた回転軸の弾性モードは、計算値どおり30,000rpm以上に存在することを実験により検証した。

5. 瞬停模擬試験結果

図-2に示した本方式の制御システムにより、瞬停模擬試験を行った。試験はフライホイールを定常回転数である30,000rpmに保持した後、入力側に設けた切換器をON-OFFすることにより行った。この時の入力電圧、電流および、出力電圧、電流を電磁オシログラフに記録した。この記録の一例を図-15に示す。入力をしゃ断しても、しゃ断と同時にフライホイールの回転エネルギーが電気エネルギーに変換され放出されるために、出力電圧、電流の低下は見られない。

なお、本实用機を実際に試用し、雷の被害による入力電圧の瞬停に対して、本实用機が正常に動作することを確認した。

表3 フライホイール式無瞬断電源の仕様

定格電圧	单相100V
定格出力	5kVA
停電補償時間	60秒
回転数	20,000~30,000rpm
製品寸法	600W×800D×1100H (mm)
製品重量	約250kgf

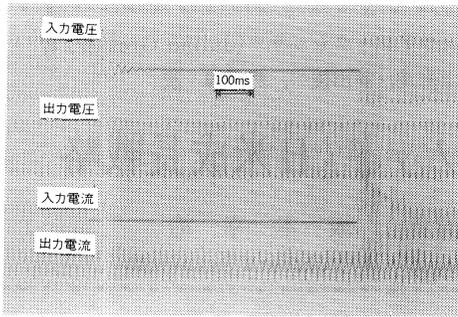


図-15 瞬停模擬試験結果

6. むすび

筆者らは、バッテリー方式の無停電電源装置（CV CF, UPS）より、省資源、省スペースの高速フライホイール方式の無瞬断電源装置を開発した。ここでは、本装置のシステム構成および、フライホイール蓄電部についての検討結果と試験結果について述べた。

なお、今後さらに、フライホイール本体の複合材料による高性能化など蓄エネルギーの高密度化について検討を進める。

参考文献

- 1) 矢口, 丸山; OHM, 16, (1983), p.17
- 2) 天田; 日本船用機関学会誌, 18, 5, (1983), p.20
- 3) 渡部; 室蘭工大研究報告, 10, 2, (1980), p.181
- 4) 岡部他; 第2回電気・電子工学への有限要素法の応用シンポジウム, (昭55.11), p.111
- 5) 野村他; 電気学会講演論文集, (1973), p.735
- 6) 富沢他; 機械学会論文集, 48, 425, (1982), p.21

