電力用半導体パッケージの振動解析

正 員 守田 俊章 ((株) 日立製作所)
 正 員 木村 新 ((株) 日立製作所)
 非会員 山本 弘毅 ((株) 日立製作所)

正 員 山田 一二 ((株) 日立製作所)
 非会員 北野 誠 ((株) 日立製作所)
 非会員 田中 基八郎 (埼玉大学)

Vibration Analysis of Encapsulation for High Power Semiconductor Devices

Toshiaki Morita, Member (Hitachi, Ltd), Kazuji Yamada, Member (Hitachi, Ltd), Shin Kimura, Member (Hitachi, Ltd), Makoto Kitano, Non-member (Hitachi, Ltd), Kouki Yamamoto, Non-member (Hitachi, Ltd), Kihachiro Tanaka, Non-member (Saitama University),

In regard to a noise from encapsulation for power semiconductor devices, we investigated the vibration action of a flange which is the main cause of noise occurrence. Furthermore, we studied the influence of the vibration on the reliability of the power semiconductor encapsulation, and looked at a plan to reduce the vibration. We found that Lorentz power caused the flange to vibrate from the magnetic flux change which accompanies switching of a main current. The flange vibrated with a maximum amplitude of 8μ with 2.5kHz (current: 600A). The vibration amplitude of the encapsulated semiconductor device was estimated as about 60μ m. At this time, the largest stress occurrence was 12 kg/mm^2 . The value was 1/2 or less that the limit fatigue of the flange composed of 42 alloy. We concluded there would be no problem regarding fatigue destruction of the flange.

Furthermore, when a vibration absorber was fixed between the flange and the insulator, the vibration of the flange could be reduced to about 1/10. This measure was considered to contribute to low noise operation.

キーワード：電力用半導体、フランジ、振動、振動吸収材、低騒音化

1. はじめに

電力用半導体が適用されるミル制御装置、車両搭載用補助電源、駆動装置、無停電電源装置、及び電動機駆動装置等は、省電力と高機能化が要求される傾向にあり⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾、これに対応するには素子の高耐圧、大容量化、及びパッケージの高信頼化が極めて重要である。素子の高耐圧、大容量化を実現させるには、素子とパッケージの大口径化を図る必要がある。

しかし、電力用半導体素子を適用した変換器を稼働させると騒音(異常音)が観測されることがあった。この騒音発振源はトランスやコンデンサ等の周辺回路、及びパッケージであり、より大容量化した素子を変換器に適用した場合、パッケージの信頼性確保に対する懸案事項となっていた。従って振動によってパッケージの信頼性が低下する可否を突き止める必要がある。

そこで、本研究は(1)発振源の振動挙動を実験で定量化する、(2)通電時の振動低減化について検討し、(3)低騒音化のための構造を提案することを目的とした。

2. 半導体装置の構造

図1に電力用半導体パッケージの構造の1例を示す。外部電極(アノードとカソード)材に、放熱、電気伝導、加工性に優れた銅を配置してある。また、シリコンと銅の熱膨張係数は、各々 $2.8 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ 及び $16.5 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ であり、その差が大きいため、熱膨張係数がシリコンに近いモリブデン($5.2 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)を銅/シリコン間に設置した。ガイシはアルミナ製である。フランジは鉄-ニッケル系42アロイ(42%Ni-Fe)で構成されている。

3. フランジの振動モード

<3・1> 騒音発生 of 支配的要因 電力用半導体パッケージのフランジには強度、耐疲労性、及びガイシ(アルミナ製)との接続信頼性等を考慮して42アロイが用いられることが多い。また、稼働時、通電する電流のスイッチング周波数は数100ヘルツで使用される。このとき、素子電流スイッチング時の電流パルスによって磁性材Fe-Ni合金で構成されたフランジは磁界から力、すなわちローレンツ力を受けると考えられる。この力の向きによってはフランジが

図1 電力用半導体パッケージの構造

Fig. 1. Encapsulation structure for a high power semiconductor device.

図2 フランジ部の法線方向に作用するローレンツ力解析結果

Fig. 2. Analysis results of Lorentz power that acts in a vertical direction on a flange.

振動する可能性がある。

図2は、半導体素子を通るパルス電流により、アノード側フランジ平坦部に衝撃性ローレンツ力(電磁力)がフランジ表面に対して法線方向に作用することを電磁力解析により求めた結果である。解析にはOPERA-3Dを用いた。アノード側フランジの外周部ほど強く生じていることが判る。このローレンツ力によってフランジは振動すると考えられる。

<3・2> 振動モード解析 図3は有限要素法(Finite Element Method: FEM)による振動固有値の解析結果である。解析にはADINAを用いた。解析では5次までの固有振動数が求められた。その振動モードも併せて図3に示す。1次モードはガイシとフランジが一緒にアノード側に上下に振動するモード(固有振動数716 Hz)、2次はガイシとフランジがカソード側に上下振動するモード(1047 Hz)、3次はアノード側フランジだけが片持ちはり状に下側(ガイシと反対側)に振動するモード(2571 Hz)、4次はアノード側フラ

図3 FEM解析による振動モード

Fig. 3. Vibration mode by FEM analysis.

ンジがガイシ側に振動するモード(8522 Hz)、5次はガイシが上下に、フランジはガイシ側に振動するモード(9376 Hz)である。

実際に振動しているモードを特定するため、単体素子のハンマリングによって固有振動数を求めた。表1に実測結果を示す。ガイシ軸方向(縦方向)からは750Hzと3000Hzが実測でき、前者は1次の振動モードに対応している。またアノード側フランジからは2.5kHzが実測でき、3次振動モードに対応している。前述した電磁力解析結果、及びアノード側フランジハンマリングで2.5kHz(3次モード)が観測できることを考慮すると、アノード側フランジは3次の固有振動モード、2.5kHzで振動していると考えられる。

そこで3次の振動モードに対応した応力解析を行った。このモードはアノード側フランジのみが上下に振動するので、素子本体とガイシを固定し、フランジ先端部に1 μ mの強制変位を上下方向に与えた。図4にアノード側フランジ部の最大主応力の分布を示す。この結果、アノード側フランジのL字コーナ部が最大応力発生部であることが判った。フランジ先端部が1 μ m変位したとき、ここに発生する応力値は0.20kg/mm²である。

表1 ハンマリングによる固有振動数実測結果
Table 1. Measurement results of proper frequency by hammering.

ハンマリング部	固有振動数(Hz)
ガイシ軸方向	750 (1次に対応)、3,000
ガイシ径方向	>5,000
アノードフランジ	2,500 (3次に対応)

図4 アノード側フランジ部の最大主応力の分布
Fig. 4. Distribution of the maximum main stress on the anode side flange.

4. フランジの振動振幅実測

<4・1> フランジ部振動測定方法 フランジ部の振動測定用スタックに半導体素子をセットし、アノード側フランジ最外周部の振動を測定した。測定にはレーザドップラー振動計⁽⁵⁾ (Polytech製)を用いた。この振動計はレーザ光を測定箇所照射し、反射波のドップラー効果から照射箇所の振動の速度成分を測定する装置であり、その値から振動振幅を換算する。測定箇所を図5に示す。フランジ振動に影響を及ぼす因子を特定するため、(1)電流パルス幅と周期を一定としたときのピーク電流に対するフランジ振動振幅、(2)電流ピーク値と周期を一定としたときの電流パルス幅に対するフランジ振動振幅、(3)電流ピーク値と電流パルス幅を一定としたときの電流パルス周期に対するフランジ振動振幅、及び(4)電流パルス幅を一定として、単一パルス電流通電時のピーク電流値に対するフランジ振動振幅をそれぞれ測定した。この他、(5)フランジハンマリングによる振動の主周波数成分を特定した。

<4・2> アノード側フランジ部振動測定結果

図6に電流パルス幅と周期を一定としたときの電流ピーク値700A時の測定波形解析例を示す。振動波形に対するFast Fourier Transform (FFT) カーブから通電時のフランジ主振動数は2.5kHzであることが判った。また、本測定から電流ピーク値に関係なく常に主振動数成分は2.5kHzであること

図5 振動振幅測定箇所
Fig. 5. Place for vibration amplitude measurements.

図6 電流ピーク値700A時の測定波形解析例(電流パルス幅と周期を一定)
Fig. 6. Example analysis of measurement waveform for a current peak value 700A (current pulse width and cycle: constant).

も確認した。

なお、振動数成分は、(2)電流ピーク値と周期を一定としたときの電流パルス幅に対するフランジ振動振幅、(3)電流ピーク値と電流パルス幅を一定としたときの電流パルス周波数に対するフランジ振動振幅、及び(4)電流パルス幅を一定として、単一パルス電流通電時のピーク電流値に対するフランジ振動振幅測定時にもそれぞれ同様に分析し、全ての場合において電流パルス波形に関係なくフランジ振動の主振動数成分は2.5kHzであることを確認した。以後に示す振幅測定結果は振動数2.5kHzに対する振幅である。

周期を8.3ms一定とした場合において、図7に電流パルス幅を300μsとしたときのピーク電流値に対するフランジ振動振幅測定結果を、図8に電流ピーク値を500Aとしたときの電流パルス幅に対するフランジ振動振幅測定結果を、それぞれ示した。これらの結果からフランジ振動振幅はピーク電流値に対してほぼ直線的に増加し、かつ電流パルス幅

図7 ピーク電流値変化時のフランジ振動振幅測定結果(電流パルス周期8.3ms、パルス幅300 μ s一定)

Fig. 7. Measurement results of vibration amplitude of flange for changes in peak current value (current pulse cycle: 8.3ms; pulse width: 300 μ s).

図8 電流パルス幅変化時のフランジ振動振幅測定結果(電流パルス周期8.3ms、ピーク値500A一定)

Fig. 8. Measurement results of vibration amplitude of flange for changes in current pulse width (current pulse cycle: 8.3ms; peak value: 500A).

に依存しないことが判った。

図9は電流ピーク値を400A、電流パルス幅を300 μ s一定として、電流パルス周波数に対するフランジ振動振幅の測定結果である。特定の周波数に対して振幅が大きくなる現象が生じていることが判る。この特異点は電流パルス周波数がフランジの主振動数2.5kHzの $1/n$ (n =整数)倍と一致した時に生じており(共振状態)、 $n=4$ 、すなわち電流パルス周波数600Hz時にはフランジは約8 μ mの振幅で振動している。

図9 電流パルス周波数変化時の振幅(電流ピーク値400A、パルス幅300 μ s一定)

Fig. 9. Amplitude for changes in current pulse frequency (current peak value: 400A; pulse width: 300 μ s).

図10(a)に、パルス幅300 μ sの単一パルス電流を通電し、電流ピーク値700A時の測定波形解析例を、(b)にピーク電流値に対するフランジ振動振幅測定結果をそれぞれ示す。図7と同様にフランジの振動振幅は電流パルスピーク値に比例して増大した。

<4・3> フランジの振動挙動のまとめ

- (1)加振力：主電流スイッチング時の大きな di/dt に対応した磁束変化によるローレンツ力がアノードフランジ部に衝撃的に加えられる。
- (2)振動：衝撃的に加えられるローレンツ力によってアノードフランジが3次モードの固有振動数(2.5kHz)で振動する。
- (3)電流パルス周期との共振：アノードフランジが固有振動数で振動している時、振幅を増加させる形で電流スイッチングによる衝撃力が加えられると、フランジの振幅は増幅される(以下共振状態と記す)。

実機において、図9に示した共振状態が稼働される場合、フランジの疲労破壊が懸念される。共振状態時にフランジに生じる応力値を把握し、さらに、振動を低減させるための検討を行う必要がある。

5. 振動によるフランジの疲労寿命推定

図11にFe-Ni合金の静的強度を示す。42アロイ(42%Ni-Fe)の0.2%耐力はおよそ50kg/mm²であることが判る。多くの材料の場合、疲労限は0.2%耐力の1/2以上ある⁽⁶⁾から、42アロイの疲労限は25 kg/mm²程度と推定される。

ところで、実機は電流パルス周波数600Hz付近、定常電流パルス振幅3000A程度で使用される。フランジ振動は電流に比例して増大するので、図9より電流パルス周波数600Hz

(a) 電流ピーク値700A時の測定波形解析

(b) 電流ピーク値に対する振幅

図10 単一パルス電流通電時の振幅(電流パルス幅300μs一定)

Fig. 10. Amplitude when electricity is turned on at a simple pulse current (current pulse width: 300μs).

($n=4$)、電流ピーク値400A時の振幅は8μmであるから実機では、

$$3000/400 \times 8 \mu\text{m} = 60 \mu\text{m}$$

程度の振動振幅が予想される。従って $n=4$ の周波数の電流パルス時の3次モード振動による最大発生応力は、

$$60 \times 0.20 \text{ kg/mm}^2 = 12 \text{ kg/mm}^2$$

程度と推定できる。共振周波数の1/4倍のパルス周波数で運転されても発生応力は疲労限の1/2以下であり、共振状態をはずれば応力は1/10以下になる(図9参照)ことから、フランジの疲労破壊については問題無いと考えられる。

しかし、試作変換器の6000ボルト稼働時の騒音が大きいので振動振幅を低減させて騒音を抑える必要がある。

図11 Fe-Ni合金の静的強度
Fig. 11. Static strength of the Fe-Ni alloy.

図12 振動吸収材装着位置と振動測定箇所
Fig. 12. Installation position of vibration absorber and places of vibration measurements.

6. 振動低減の検討

振動振幅を低減させるための最も有力な手段は、発生する応力を低減させることである。振動によって応力が最も大きく発生する箇所は、図4に示したようにフランジの振動する部分と振動しない部分との境界部である。そこでこの領域全体に発生した応力を分散、吸収させるため、振動吸収効果のある材料を装着し、このパッケージに対して前述同様の振動振幅を測定した。図12に振動吸収材の装着位置と振動測定位置を示す。

図13(a)は電流ピーク値を400A、電流パルス幅300μs一定

図13 振動吸収材装着時のフランジ振動振幅測定結果
Fig. 13. Measurement results of vibration amplitude of flange with an installed vibration absorber.

として、振動吸収材を装備したパッケージのフランジ最外周部の振動振幅を電流パルス周波数に対して測定したものである。比較のため振動吸収材を装備しないパッケージの振幅も示した(図9参照)。振動吸収材を装着すると通電する電流パルス周波数がフランジの固有振動数の $1/n$ 倍に一致しても振幅は非常に小さく、装着しない場合の $1/10$ 以下に低減している。さらに振動に伴って発生する騒音も非常に小さくなった。

図13(b)は振動吸収材を装着したパッケージに対して測定した、パルス幅を $300\mu s$ 一定とした単一電流パルス通電時

のピーク電流値に対するフランジの振動振幅の関係を示したものである。吸収材を装着しないパッケージの振幅も示してある。図10(b)と同様に、フランジの振動振幅は電流ピーク値に対してほぼ直線的に増加した。しかし勾配は $1/5$ 程度に減少しており、振動振幅減少のために応力発生部に振動吸収材を装着する効果は大きいことが判る。

7. 結 言

稼働時における大口径電力用半導体パッケージの振動解析を行い、振動挙動を明確化した。さらに信頼性に与える振動の影響と振動振幅低減策について検討し、以下の結論を得た。

(1) 発振源はアノードフランジの固有振動数 2.5kHz による振動である。主電流のスイッチングで生じる衝撃性のローレンツ力で加振され、振動する。

(2) 通電する電流パルス周波数がフランジの固有振動数の $1/\text{整数倍}$ に一致したとき、フランジ振幅は大きくなる(共振加振状態)。

(3) フランジの振動振幅は電流ピーク値に比例して増大し、電流パルス幅には依存しない。

(4) 実稼働時のフランジ最大振動振幅は約 $60\mu m$ と推定できる。このときの最大発生応力は 12kg/mm^2 で、フランジを構成する42アロイの疲労限 25kg/mm^2 の $1/2$ 以下であり、フランジの疲労破壊は無いと推定できる。

(5) フランジとガイシの間に振動吸収材を装着すると、フランジ振動振幅を $1/10$ 程度に低減できる。

謝 辞

本研究の遂行にあたり、測定データの吟味に際し、大変有益な助言を頂いた日立製作所電力電機グループ大みか電機本部飛世正博氏に深く感謝申し上げる。また、振動測定に際し、御助言、御助力頂いた梶原良一氏、小泉正博氏、高橋和弥氏、矢川正行氏(以上日立研究所)、電磁力解析に御助力頂いた日立研究所伊藤元哉氏、さらに研究結果について御意見、御討論頂いた赤羽根克己氏、桜田修六氏(以上電力電機グループ日立電機本部)、門馬直弘氏、小林裕氏(以上日立研究所)に深く感謝申し上げます。

(平成11年10月26日受付)

文 献

- (1) 桜田修六:「GTOサイリスタ」, 電気評論, No.9, 847(1987)
- (2) 中川勉:「パワーデバイスはこちらに進んだ」, 電気学会誌, 114, 161(1994)
- (3) 松田秀雄:「高耐圧・大容量サイリスタとダイオード」, OHM, No.6, 47(1994)
- (4) G. Humpston: "Recent Development in Silicon / Heat - Sink Assemblies for High Power Device Applications", GEC Review, 7, 67 (1991)
- (5) 梶原良一、高橋敏幸、加藤光雄、坪崎邦宏、渡辺宏:「振動周波数70、130、172kHzの超音波ボールボンディング」, 溶接学会論文集, 15, 161(1997)
- (6) 北野私信

守 田 俊 章 (正員) 1993年九州大学大学院材料開発専攻修士課程修了。同年日立製作所入社、日立研究所勤務。IGBT、サイリスタ等のパワー半導体パッケージング、及びLSI実装技術の開発に従事。日本金属学会、応用物理学会、溶接学会各会員。

山 田 一 二 (正員) 1971年名古屋工業大学大学院電気工学専攻修士課程修了。同年日立製作所入社、日立研究所勤務。半導体センサ、半導体実装の研究に従事。工学博士。現在、日立研究所主幹研究員。電子情報通信学会、エレクトロニクス実装学会、IEEE各会員。

木 村 新 (正員) 1965年旭川工業高校電気科卒業。同年日立製作所入社、日立研究所勤務。以来パワーデバイスの開発、応用研究に従事。

北 野 誠 (非会員) 1980年早稲田大学大学院機械工学専攻修士課程修了。同年日立製作所入社、機械研究所勤務。パワーデバイス、LISパッケージ及びこれらの実装構造の信頼性に関する研究開発に従事。工学博士。現在は研究企画業務に従事。日本機械学会会員。

山 本 弘 毅 (非会員) 1990年筑波大学大学院理工学研究科修士課程修了。同年日立製作所入社、日立研究所勤務。電磁場解析、及び回転機の研究開発に従事。日本物理学会会員。

田 中 基八郎 (非会員) 1975年早稲田大学大学院機械工学専攻修士課程修了。同年日立製作所入社、機械研究所配属。原子力プラント、ICパッケージの構造、振動、感度解析を担当後、メカトロニクス製品、家電品等の振動、騒音解析に従事。工学博士。現在埼玉大学教授。日本機械学会会員。