

モード解析を用いたテニスラケットのスイート スポットの決定と振動止めの効果

河本 晃一*・村上 宏樹**・徳弘 一路*

Decision of Sweet Spot and Effects of Vibration-Stopper
on Tennis Racket

Koichi KAWAMOTO, Hiroki MURAKAMI and Ichiro TOKUHIRO

Abstract

Taking account of scientific researches of sports, many tools have been improved useful and safely. It is important to research the sweet-spot and the vibration of a tennis racket for the prevention of the tennis elbow. So we estimated some sweet-spots of a tennis racket using the information derived from the modal analysis, spectrum analysis of the tapping sound and Nyquist plots of transfer characteristics from the gut to the grip of the tennis racket. And those estimated sweet-spots are compared with the sensuous sweet-spot estimated by the tapping of a tennis racket at the fixed hammer. The optimum place to attach the vibration stopper are determined using the acceleration response from the gut to the grip in the case of stroke by the tennis ball.

1. は じ め に

近年、スポーツ科学の発展にともない、技量の上達、安全性の確保、人間に対する負担度の軽減、記録の更新、そして勝つことを目的とした練習方法や用具の研究が盛んに行われるようになった。これらの目的を達成するために、例えばテニス¹⁾、バドミントン²⁾、野球、ゴルフなどのスポーツ³⁾において、用具のスイートスポット⁴⁾や人間に対する負担度の研究は非常に重要である。

現在、テニスは誰にでも手軽に楽しめるスポーツとなったが、これに伴ってテニスエルボの問題が多く発生するようになった。このテニスエルボを防ぐための一つの対策として、ラケットの材質をカーボンに変え、フレームを中空の構造に変更するなどして反発特性の改善やスイートスポットの拡大が試みられた。しかし、これらの変更により今度は手に伝わる振動が増加したために、その振動を抑制するための振動止めが考案さ

れるに至った。そして現在、多く種類のラケットや振動止めが発売されている。

しかし、テニスが非常に盛んであるにも関わらず、その学術的研究報告は比較的少ない。呉らは、フレームの振動源からグリップへのパワー寄与率⁵⁾を求め、ラケットの構造変更による安定打点領域（スイートスポット）に及ぼすモードパラメータの推定⁶⁾や動特性の同定⁷⁾を試みている。川副はラケットとボールの反発性に関して評価指針⁸⁾を示し、またラケットの諸因子がモード特性に与える影響⁹⁾を調べた。山口¹⁰⁾らと S. Lammens¹¹⁾はラケットの最適設計に関して報告している。

今回、ラケットのガット面をハンマにより打撃したときに発生する音の FFT スペクトル分析¹²⁾と、ガット面とフレームを含めたラケットのモード解析^{13,14)}を行い、さらにガット面からグリップへの伝達特性を計測してナイキスト線図を求めた。そしてこれらの情報を用いて推定したスイートスポットと、固定したハンマにガット面を打ちつけ、テニス経験者が手に伝わる振動より感覚的に推定したスイートスポットを比較した。また振動止めの最適設定場所をガット面へテニ

1994 年 9 月 17 日受理

* 情報工学科

** (株)トヨコムシステムズ

スボールを衝突させてグリップにおける応答加速度^{15,16)}から求めた。

2. ラケットのモード解析

2.1 ラケットの運動方程式

ラケットの系が速度に比例する粘性減衰を持つとき、運動方程式は式 (1) で表すことができる。

$$[M]\{\ddot{y}(t)\} + [C]\{\dot{y}(t)\} + [K]\{y(t)\} = \{x(t)\} \quad (1)$$

ここで、 $y(t)$, $x(t)$ は時刻 t におけるラケットの変位、外力、そして、 $[M]$, $[C]$, $[K]$ は質量、減衰、剛性マトリックスを表している。ただし、 $\{\}$ はベクトル、 $[\]$ はマトリックスを表す。ラケットの振動は振動モードの線形結合および直交性とモードパラメータを用いて、ラケットの変位 $\{y(t)\} = \{Y\}e^{j\omega t}$ と外力 $\{x(t)\} = \{X\}e^{j\omega t}$ の関係を式 (2) のように表すことができる。

$$\{Y\} = \sum_{r=1}^n \frac{\{\psi_r\}\{\psi_r\}^T}{-\omega^2 m_r + j\omega c_r + k_r} \{X\} \quad (2)$$

ここで、 r はモード数、 ψ_r は r 次の固有モード形状、 n は自由度、 m_r , c_r , k_r はそれぞれ r 次の等価質量、等価減衰、等価剛性、 ω は振動数を表している。また、式 (2) はマトリックスとベクトルを成分表示すると式 (3) のように書くことができる。

$$\begin{aligned} \{Y\} &= \frac{1}{-\omega^2 m_1 + j\omega c_1 + k_1} \begin{bmatrix} \psi_{11}\psi_{11} & \psi_{11}\psi_{21} & \cdots & \psi_{11}\psi_{m1} \\ \psi_{21}\psi_{11} & \psi_{21}\psi_{21} & & \vdots \\ \vdots & & & \vdots \\ \psi_{m1}\psi_{11} & \cdots & \cdots & \psi_{m1}\psi_{mn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ \vdots \\ \vdots \\ X_m \end{bmatrix} \\ &+ \cdots + \frac{1}{-\omega^2 m_n + j\omega c_n + k_n} \begin{bmatrix} \psi_{1n}\psi_{1n} & \psi_{1n}\psi_{2n} & \cdots & \psi_{1n}\psi_{mn} \\ \psi_{2n}\psi_{1n} & \psi_{2n}\psi_{2n} & & \vdots \\ \vdots & & & \vdots \\ \psi_{mn}\psi_{1n} & \cdots & \cdots & \psi_{mn}\psi_{mn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ \vdots \\ \vdots \\ X_m \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & \cdots & H_{1m} \\ H_{21} & H_{22} & & \vdots \\ \vdots & & & \vdots \\ H_{m1} & \cdots & \cdots & H_{mm} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ \vdots \\ \vdots \\ X_m \end{bmatrix} \quad (3) \end{aligned}$$

式 (3) の伝達マトリックスの要素 H_{ji} は j 点の外力と i 点の応答の関係、すなわち 変位/力 の伝達関数の形で表すと式 (4) となる。

$$H_{ij} = \frac{Y_i}{X_j} = \sum_{r=1}^n \frac{\psi_{ir}\psi_{jr}/m_r}{-\omega^2 + \omega_r^2 + j2\zeta_r\omega\omega_r} \quad (4)$$

ただし、 ζ_r と ω_r はそれぞれ r 次モードの減衰比と固有振動数を表す。式 (4) において、分母は加振点 j と応答点 i に関係なく、固有振動数と減衰比のみに関係している。これはラケットの任意の場所における伝達関数は不変であることを意味している。また、分子は等価質量、加振点と応答点における振動モードに関係している。

伝達関数の測定可能な周波数範囲内の項を $p \sim q$ とすると、式 (4) の実数部と虚数部はそれぞれ式 (5)、(6) により与えられる。

$$\begin{aligned} Re(H_{ij}) &= \sum_{r=p}^{q-1} \frac{\psi_{ir}\psi_{jr}}{-\omega^2 m_r} \\ &+ \sum_{r=p}^q \frac{(-\omega^2 m_r + k_r)\psi_{ir}\psi_{jr}}{(-\omega^2 m_r + k_r)^2 + \omega^2 c_r^2} \\ &+ \sum_{r=q+1}^n \frac{\psi_{ir}\psi_{jr}}{k_r} \quad (6) \end{aligned}$$

$$Im(H_{ij}) = \sum_{r=p}^q \frac{-\omega^2 c_r \psi_{ir}\psi_{jr}}{(-\omega^2 m_r + k_r)^2 + \omega^2 c_r^2}$$

式 (5) の第 1 項の補正質量と第 3 項の補正剛性は実数部のみに影響しており振動モード系とモードパラメータは、その伝達関数の性質によりカーブ・フィッ

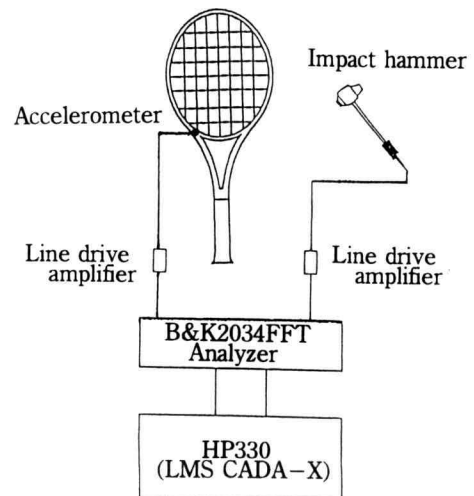


Fig. 1. Modal analysis system of tennis racket.

トの数学的手法を用いて算出できる。本研究では、モードパラメータを求めるために最小2乗複素指数法を用いた。

2.2 モード解析システム

本実験で用いたラケットのモード解析システムの概略をFig. 1に示す。

ラケットのフレームに両面テープで圧電素子形加速度ピックアップを取り付け、チャージアンプを経由してBrüel & Kjær社製2034FFTアナライザのAチャンネルにインパクトハンマによる加振力情報を、Bチャンネルに加速度情報を入力する。そして、ラケットのハンマリングより得られた2チャンネルのデータをFFTにかけて伝達関数とコヒーレンス関数を求め、HEWLETT PACKARD社製ワークステーションHP330上のLMS社製モード解析ソフトLMSCADA-Xに読み込み、ラケットのモード解析を行った。

一般に、インパクトハンマによる加振法は低コストで手軽に加振できるが、周波数当たりの加振エネルギーが非常に小さく、構造物中に存在するガタなどの非線形成分の影響を受けやすい欠点がある。今回はフレームとガットの大きさを考慮し、重量が小さいBrüel & Kjær社製インパクトハンマ (Type 8203) と加速度ピックアップ (Type 4393) を用いて実験を行った。

2.3 ラケットの伝達関数 H_1

ラケットのハンマリングによる加振力の時間関数 $x(t)$ とピックアップからの応答加速度 $y(t)$ のクロス・スペクトルの平均値は、各周波数に対して式 (7) を用いて計算できる。

$$\langle G_{xy}(f) \rangle = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N G_{xy}^{(n)}(f) \quad (7)$$

ただし、 $\langle \rangle$ はアンサンブル平均値、 N は平均化回数、 $G_{xy}^{(n)}(f)$ は n 回目に観測された値を示す。また、パワースペクトルの平均値は式 (8) により算出できる。

$$\langle G_{xx}(f) \rangle = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N G_{xx}^{(n)}(f) \quad (8)$$

伝達関数は、平均化操作により式 (9) から求めることができる。

$$\langle H_1(f) \rangle = \frac{\langle G_{xy}(f) \rangle}{\langle G_{xx}(f) \rangle} \quad (9)$$

また、伝達系の線形性とノイズの混入性の指標として用いられるコヒーレンス関数は式 (10) により算出できる。

$$\gamma^2(f) = \frac{|\langle G_{xy}(f) \rangle|^2}{\langle G_{xx}(f) \rangle \langle G_{yy}(f) \rangle} \quad (10)$$

Fig. 2 にラケットのインパクトハンマの加振力検出信号波形とフォース窓を示す。

Fig. 3 にピックアップにより検出した応答加速度信号波形と指数窓を示す。また、ラケットのフレームに接着したピックアップ付近のガット面を加振したときの伝達関数 H_1 とコヒーレンス関数をそれぞれFig. 4, Fig. 5に示す。

Fig. 4 において、25 Hz, 140 Hz, 175 Hz, 200 Hz 付近に比較的鋭いピークがあり、これらの周波数に対応

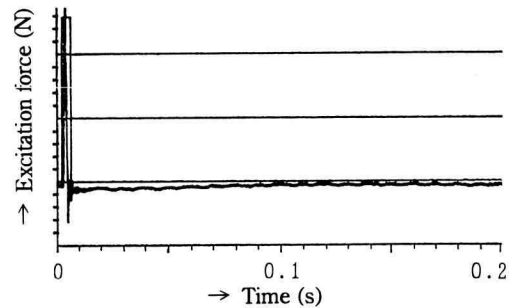


Fig. 2. Wave-form of excitation force and force window.

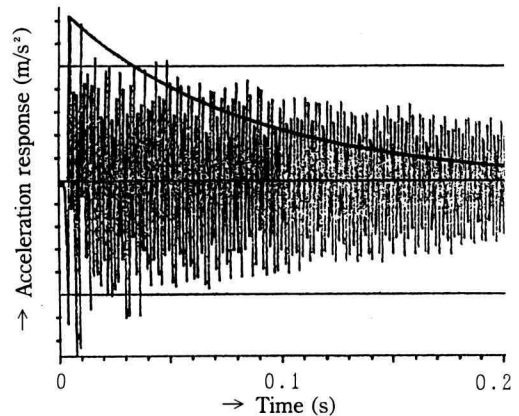


Fig. 3. Wave-form of acceleration response and exponential window.

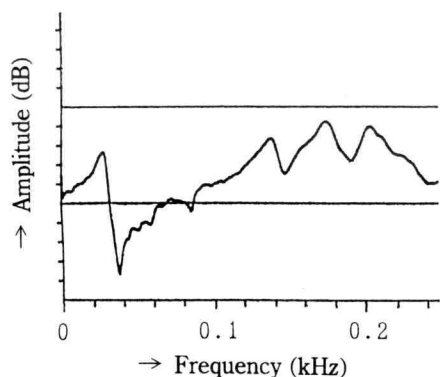
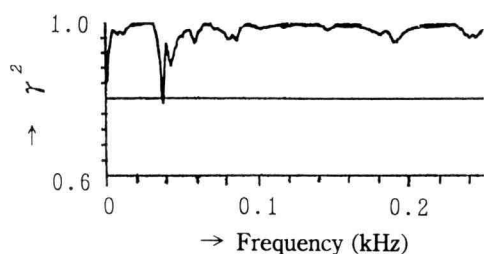
Fig. 4. Transfer function H_1 .

Fig. 5. Coherence function.

する振動モードの存在が考えられる。また Fig. 5 においてコヒーレンス関数は 40 Hz 付近で小さくなっており、非線形の特長またはラケットを固定する装置にガタが存在した可能性がある。

平均化回数は要求精度に対して決定されるが、ラケットにおいては伝達関数 H_1 とコヒーレンス関数が 40 Hz 付近以外では安定して求まり、多数回平均した場合と同じ結果を得たので 3 回とした。

2.4 モード解析に用いたラケット

モード解析実験には、YONEX 社製の上中級者向きミッドサイズラケットである RQ-380 を用いた。このラケットの材質は高強度カーボンとアラミド繊維、グラスファイバー、ボロンを用いており、ガットを含んだ重量 350g、全長 680 mm、全幅 260 mm、フレーム面積 658 cm² (102 inch²)、ガットの張力 246 N (55 pond) である。また、振動止めは YONEX 社製のパイブレーションストッパー AC160 を用いた。素材は特殊シリコンゴムである。

3. スイートスポットの推定

スイートスポットは明確に定義されていないが、以下のような定義⁶⁾が考えられている。

- (1) ボールを打った直後のガット面の振動が最小になる領域
- (2) ボールを打ったときガットから手に伝わる衝撃が少ない領域
- (3) ガット面上でボールの反発係数が最大値の領域

これらの定義が物理的に同じか、あるいはどの定義が最も人間の感覚に合致しているか調べた。本研究では、(1) の定義に基づき 3.1 節においてモード解析を用い、また (2) の定義に基づき 3.2 節のナイキスト線図と 3.3 節のハンマへの打撃による振動を用いてスイートスポットを推定した。

3.1 モードを用いたスイートスポット

Fig. 6 に万力でグリッパを固定して求めた場合の振動モードを示す。呉の方法⁶⁾を用い、モード周波数 100 Hz の第 1 モードの節を中心に最大振幅の 35% を短軸に、周波数 202 Hz の第 2 モードの節からグリッパ方向に 45%、反対方向に 20% の範囲を長軸にした楕円の範囲をスイートスポットとした。その形状を Fig. 8 に実線で示す。さらに、より正確に推定するため 488 Hz の第 3 モードを用い同様の範囲において推定した結果、ほとんど変化は認められなかった。

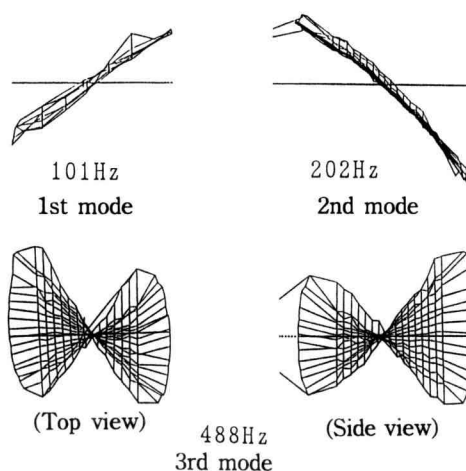


Fig. 6. 1st, 2nd, and 3rd mode shape of tennis racket.

3.2 ナイキスト線図を用いたスイートスポット

ナイキスト線図の等高線を用いて、スイートスポットを推定した。Fig. 7 にガット面からグリップまでの H_1 のナイキスト線図を示す。Fig. 7 よりスイートスポット付近のナイキスト線図の変動範囲が小さいことがわかる。ただし、 $H(f)$ は 100 Hz における絶対値を表している。さらに第 2 モードの節になるフレーム上にピックアップを接着し、ガット面からピックアップまでのナイキスト線図を求め、それらの等高線より推

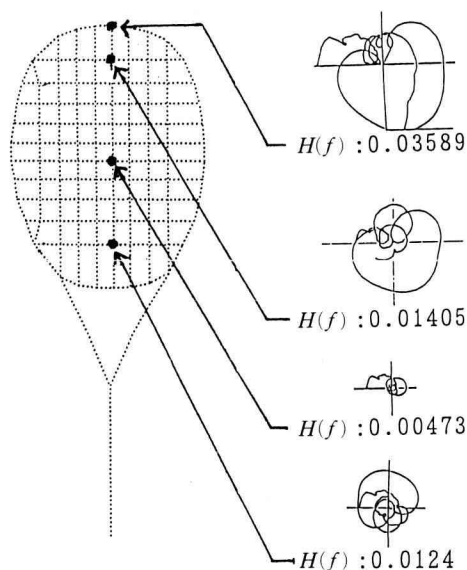


Fig. 7. Nyquist plots on each excitation points.

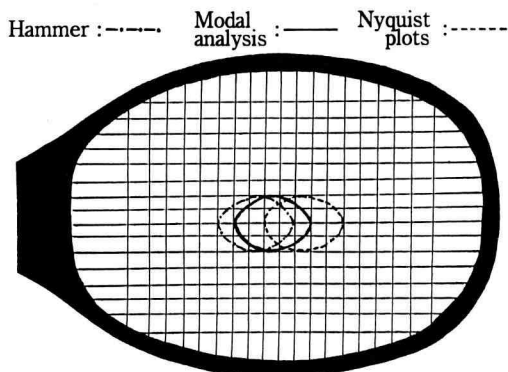


Fig. 8. Sweet-spots estimated by 3 methods.

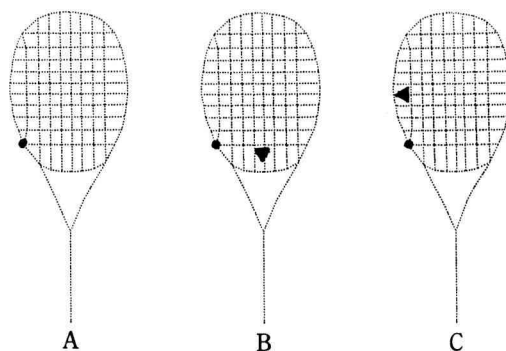


Fig. 9. Attached position of vibration stopper.

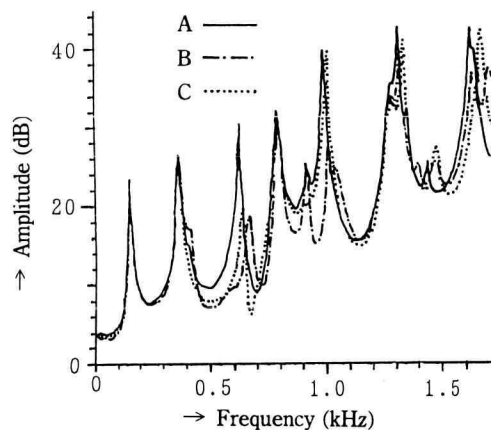


Fig. 10. Average wave-forms of H_1 for attached position of vibration stopper.

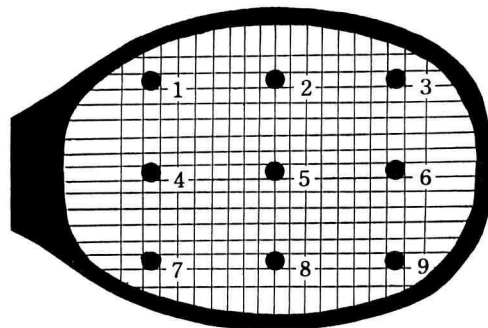


Fig. 11. Tapping position on tennis racket.

定したスイートスポットを Fig. 8 に破線で示す。

3.3 ハンマを用いたスイートスポット

テニスの上, 中, 初級者各 6 名が手に持ったラケットを固定したハンマにガット面を打ちつけ, 手に伝わる振動より感覚的にスイートスポットを推定した。スイートスポットとを感じる場所は上級者は円に近く, 初級者ほど長細い楕円を示した。また, 中級者は初級者

に比べ若干大きい楕円を示した。しかし, テニスの技量に関わらずスイートスポットの真芯は同じであった。これらのスイートスポットの平均を Fig. 8 に一点鎖線で示す。

3.4 スイートスポットの比較

各推定法によるスイートスポットを Fig. 8 に示す。Fig. 8 より, モード解析とナイキスト線図より物理的

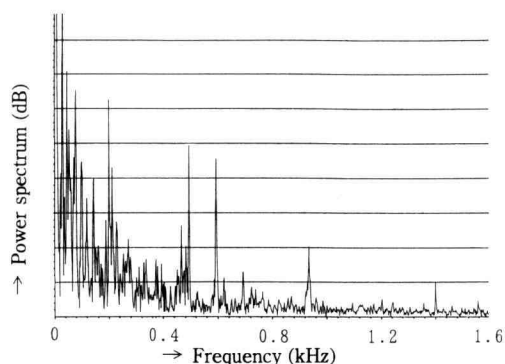


Fig. 12. Power spectrum of tapping sound. (with-out vibration stopper: A)

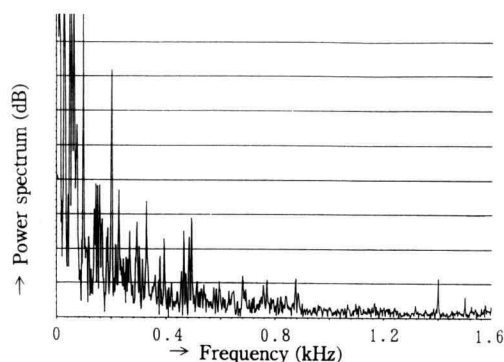


Fig. 13. Power spectrum of tapping sound. (with vibration stopper: B)

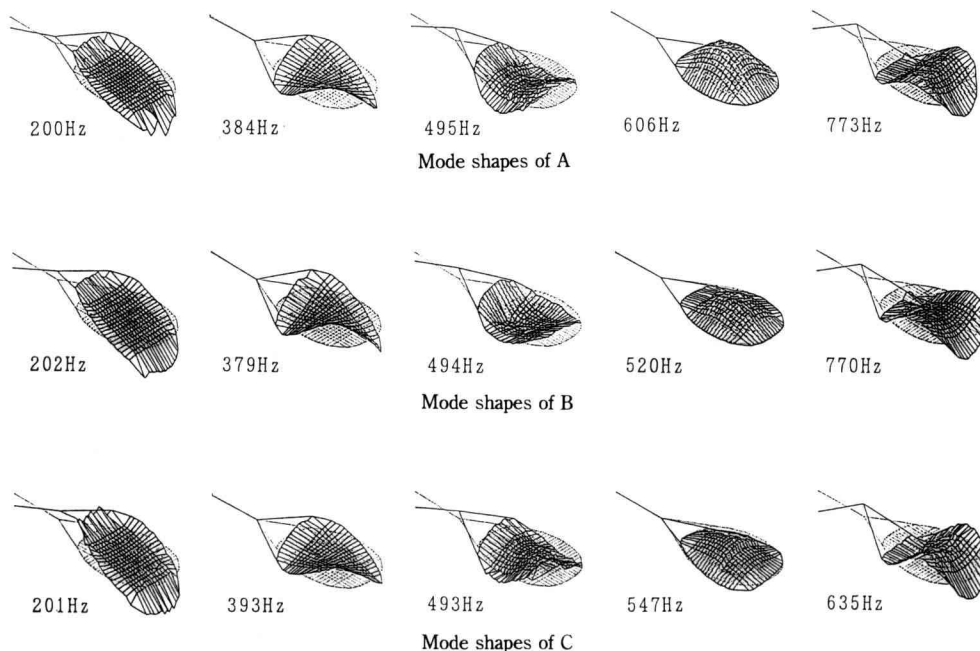


Fig. 14. Mode shapes for attached position of vibration stopper.

に推定したスイートスポットは、ハンマを用いて感覚的に推定したスイートスポットに比べグリップと反対方向に若干シフトしていることがわかる。

4. 振動止めの効果

4.1 振動止めの取り付け位置

振動止めの取り付け位置を Fig. 9 に示す。Fig. 9 の設定 A は振動止めを取り付けない場合、設定 B は振動止めをメーカー指定取付位置であるガット面中央下部に、設定 C はガット側面部に取り付けた場合を表す。また、ピックアップの設置位置を Fig. 9 の●印で示す。

4.2 伝達関数 H_1 への影響

モード解析に必要なラケットの伝達関数 H_1 を求めるために、ラケットに約 1 cm の間隔で縦横に張られ

ているガット交差点のうち 238 箇所と、フレーム上の 64 箇所の計 302 箇所をハンマリングポイントに設定した。

Fig. 10 に振動止めの取付け位置に対する 302 箇所の伝達関数 H_1 の平均を示す。Fig. 10 において、設定 A と設定 B の H_1 を比較すると、設定 B の振幅が 500 Hz 以上の周波数において全体的に小さくなり、600 Hz 付近の減衰が著しいことがわかる。また、設定 B は振動止めをガット側面に取り付けた設定 C よりも、500 Hz 以上の周波数において、1.4 kHz を除くピークが小さくなっていることがわかる。この結果より、設定 B が振動抑制に有効であることがわかる。

4.3 ガット打撃音のスペクトル分析

スイートスポットにおける打撃かどうかは手に伝わる衝撃と打撃音から判断できる。打撃音は主にテニスボールから発生する音に起因するが、ガットの音から

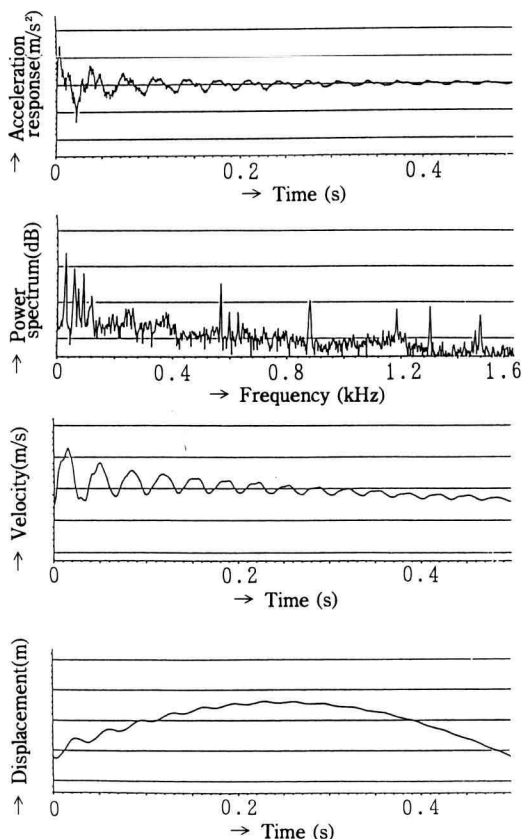


Fig. 15. Response of wooden racket.

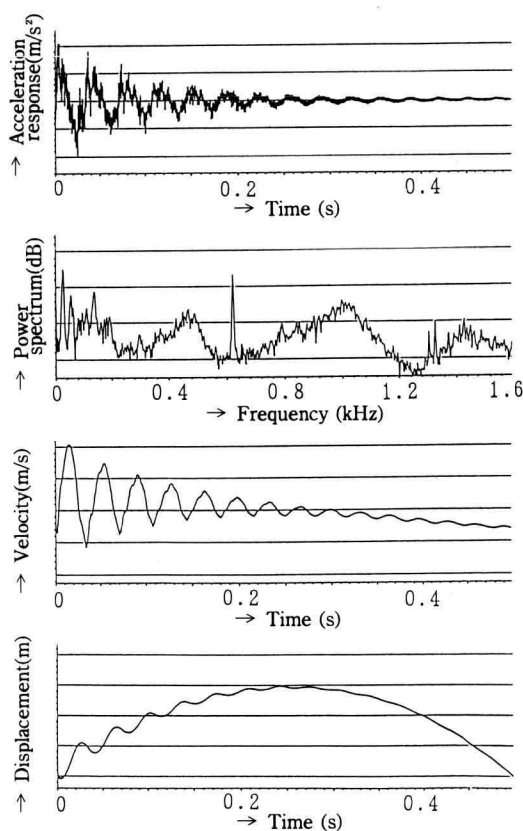


Fig. 16. Response of carbon racket.

も判断できる。そこで、ガット打撃音と振動モードの関係を調べるためにガット打撃音のスペクトル分析をおこなった。Fig. 11 にガット打撃位置を●印で示す。これらをプラスチックハンマで打撃し、そのときのガット打撃音を2034FFTアナライザを用いて1.6 kHzまでスペクトル分析した。ガット打撃音はBrüel & Kjær社製コンデンサマイク(Type 4133)を用いてPREAMP端子から入力した。

Fig. 11 に示した打撃位置6に対する設定Aの場合と設定Bの場合のガット打撃音のパワースペクトル波形を、それぞれFig. 12, Fig. 13に示す。Fig. 12, Fig. 13より、振動止めを取り付けるとピークの値が500 Hz, 600 Hz付近で減少し、370 Hz, 1.4 kHz付近において変化が少ないことがわかる。これは、打撃により生じた振動モードにおいて、腹となる場所に振動止めがある場合はパワースペクトルが小さくなり、節となる場合は影響が少ないためである。

4.4 ラケットのモード形状

ラケットのモードパラメータに対する振動止めの関係とスイートスポットの関係を求めるためにモード解析を行った。Fig. 14 に設定Aから設定Cまでの振動止めに対するモード形状とモード周波数を示す。Fig. 14より、Fig. 10, Fig. 12, Fig. 13において H_1 及びガット打撃音のパワースペクトルの減衰が著しい600 Hzの周波数に対するモード形状はガット面のみが振動している形態であること、またモード形状の振幅が設定A, 設定C, 設定Bと小さくなっていることから、振動を抑制していることがわかる。

4.5 振動止めのモード解析

この600 Hzの大きな抑制現象を調べるために、振動止めのモード解析を行った。その結果600 Hz付近に減衰係数2.05%の振動モードがあることがわかった。ゆえにこの抑制はガット面の縁においては設定Bの位置が最も振動しているのも、共振によりこの場所がガット面のエネルギーを振動止めで有効に消費して減衰効果を得ていることがわかる。また振動止めに対する質量比はフレームとガット面がそれぞれ70倍, 3.4倍であり、ガット面のみが振動しているモードに対して減衰が有効に働くためであることがわかる。これよりラケットの振動抑制には、固有振動数が等しく減衰係数大きい振動止めが有効であり、またその振動モードにおいて許す限り腹に近い場所に取り付けるべ

きであることがわかる。

4.6 グリップに対する振動止めの効果

振動止めの効果を調べるために、高さ1 mからガット面の中央へ垂直にテニスボールを落下させ、グリップの応答加速度を計測し、積分して速度、さらに積分して変位を算出した。また応答加速度のパワースペクトルを求めた。Fig. 15, Fig. 16にそれぞれ木製とカーボン製ラケットの応答加速度、パワースペクトル、速度、変位の波形を示す。Fig. 15, Fig. 16より、木製ラケットは応答加速度が小さく、パワースペクトルにおいても同様な傾向が見られる。カーボン製ラケットのパワースペクトルにおいて600 Hzに非常に大きなピークが存在している。この振動を抑制する目的で振動止めが作られたと考えられる。

Fig. 17に、カーボン製ラケットを用いて振動止めを設定Bである中央下部から左右方向に移したときのグ

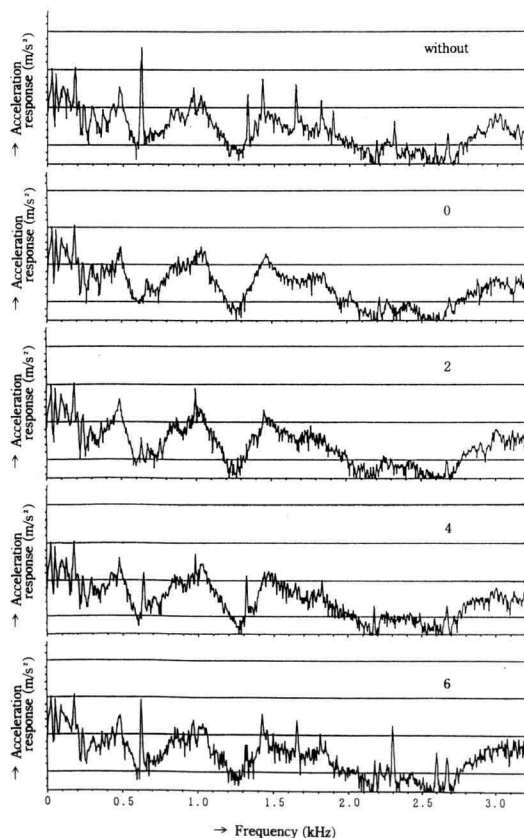


Fig. 17. Acceleration response for attached position vibration stopper.

リップにおける応答加速度のパワースペクトルを示す。それぞれの図の右上にある数字は中央から左右方向への振動止めの移動量をガットの目の数で表している。振動止めを取り付けていない場合である最上図において、鋭いピークが多く見られる。中央下部に取り付けた場合である上から2段目の図において、鋭いピークがほぼ消えていることがわかる。しかし、振動止めを移動させるに従い、鋭いピークが多くなることがわかる。また、複数の振動止めを取り付け同様な実験を行ったが、その中で特に中央を挟み接近させて2個並べて取り付ける方法が設定Bと比べ若干高い抑制効果が認められた。

5. 結 論

ラケットのスイートスポットをモード解析とナイキスト線図より推定したが、人間がラケットを持って、固定したハンマにガット面を打ちつけ推定したスイートスポットと比較すると、若干グリップと反対方向にシフトしていることがわかった。また、振動を抑制しようとするモード周波数と固有振動数が等しく、減衰係数が大きい振動止めを、許す限り腹に近い場所に取り付けるべきであることがわかった。

今後の研究課題として、人間の感覚に合ったスイートスポットの定義の確立、形状、材質、ガットの張りを変化させた実験、そして抑制しようとする振動の周波数に一致するように固有振動数を変えられる振動止めの製作が考えられる。

謝 辞

本研究に有益な助言およびご指導を下された神奈川工科大学の吉川昭吉郎教授に感謝いたします。また、テニスに関する多くの資料と用具を提供していただいた神奈川工科大学テニス部大久保智通主将、藤井貴光主務に感謝いたします。実験に協力していただいた橋本英子嬢に感謝いたします。

尚、本研究は平成2年度文部省私立学校整備費助成金により本学に設置された音響振動計測処理装置を使用した。

参 考 文 献

- 1) 三浦公亮, 蝶間林利男, テニスの科学 (光文社, 東

- 京, 1980).
- 2) 萱沼恵, 北條尚志, 徳弘一路, “バドミントンにおけるスイートスポットと打撃”, 1992年度日本人間工学会関東支部第22回講演集, 57-58 (1992).
- 3) 宮下充正, 打つ科学 (大修館書店, 東京, 1992).
- 4) 高木隆司, スポーツの力学 (講談社, 東京, 1983).
- 5) 呉 在應, 林 燕澤, 廉 成夏, “多次元スペクトル解析によるテニスラケットのパワー寄与評価に関する研究”, 日本機械学会論文集 C, 51(471), 2974-2979 (1985).
- 6) 呉 在應, 李 儒燁, 廉 成夏, 李 長茂, “テニスラケットの構造変更による安定打点領域に及ぼすモードパラメータの推定”, 日本機械学会論文集, 53(488), 940-945 (1987).
- 7) 呉 在應, 廉 成夏, “モード解析法によるテニスラケットの動特性の同定に関する研究”, 日本機械学会論文集, 51(471), 2966-2973 (1985).
- 8) 川副嘉彦, “衝突現象を考慮したテニスラケットのCAE”, 日本機械学会論文集 C, 58(552), 2467-2474 (1992-8).
- 9) 川副嘉彦, “テニスラケットの動力学とコンピュータ援用設計”, 日本機械学会論文集 C, 56(526), 1511-1517 (1990-6).
- 10) 山口哲男, 大貫正秀, 岩壺卓三, “テニスラケットの最適設計に関する研究”, 日本機械学会論文集 C, 58(551), 2165-2170 (1992-7).
- 11) S. Lammens, W. Heyen, P. Sas, “Model Updating and Structural optimisation of a Tennis Racket”, Mechanical System and Processing, 6 (5), 461-468 (1992).
- 12) 城戸健一, 2チャンネルFFTアナライザ活用マニュアル 1, 2 (日本能率協会, 東京, 1985).
- 13) 倉部誠, 図説モード解析入門 (大河出版, 1988).
- 14) 加川幸雄, 石川正臣, モーダル解析入門 (オーム社, 東京, 1987).
- 15) 河本晃一, 村上宏樹, 徳弘一路, “モード解析によるテニスラケットのスイートスポットの決定と振動止めの効果”, 日本音響学会騒音振動研究会資料, N-94-40, 1-10 (1994).
- 16) 河本晃一, 村上宏樹, 徳弘一路, “モード解析によるテニスラケットのスイートスポットの決定と振動止めの効果”, 平成6年度秋季日本音響学会講演論文集, 3-3-6 (615), (1994).