

野球用金属バットの振動と打撃性能に関する研究

渡邊, 敬人 / WATANABE, Takahito

(発行年 / Year)

2006-03-24

(学位授与年月日 / Date of Granted)

2006-03-24

(学位名 / Degree Name)

修士(工学)

(学位授与機関 / Degree Grantor)

法政大学 (Hosei University)

2005年度 修士論文

「野球用金属バットの振動と打撃性能に関する研究」

指導教授 長松昭男

大学院工学研究科

機械工学専攻修士課程

04R1150

渡邊 敬人

第1章 緒論

1.1 背景

振動は私たちの身近な至る所で発生しており，私たちと深いかかわりを持っている．喉と鼓膜と空気の振動を利用することによって会話が成立し，音は空気の振動によって伝わる．振動や音は人間に対して様々な影響を与える．人間が身近に使う機械やものは振動が小さいことや心地よく振動することが大きい商品価値になってきた．また，機械の不具合や故障の過半数は，振動が原因で発生すると言われている．

快適性や環境との調和がますます重要視される今日において，自動車やスポーツ用品など，工業製品の発生する振動・騒音の人体に与える身体的，心理的影響を考慮することが必要不可欠である．

現在は数多くの製品がエンジニアの経験と勘により設計され，試作と実験を繰り返すことにより開発されている．今後さらに厳しくなる設計条件を満たしながら振動問題を設計開発の段階で予知して対策するし，かつ，開発時間を短縮するために従来の手法より精度を上げ，新たな手法を生み出すべきである．

振動問題を解決するには，対象物の振動特性を正確に把握する必要がある．このためには有限要素法等の理論解析とともに振動実験を実施することが不可欠である．近年，振動現象の予測と現象解析にモード解析が使用され始めた．

振動実験において最近発展を遂げているのが，実験モード解析である．実験モード解析とは，実物や模型の振動実験で得られたデータから周波数応答関数を求め，実物や模型を数学的にモデル化し，固有振動数・固有モード・モード減衰比を求める一連の解析のことを言う．実験モード解析手法として非線形最適化法が提案されている．非線形最適化法は周波数領域法である偏分反復法を正確に多点応答に拡張したものである．

1.2 目的

本研究対象は硬式野球用金属バットである。

金属バットのみならず，野球用バットにはsweet spotと呼ばれる，打者にとって狙うべき，打撃時に最も反撥する部位がある。

いくつかの論文や試験方法にこのsweet spotという言葉が出てくるにもかかわらず，sweet spotの定義は最も反撥な部位というだけで具体的な位置を特定する方法や高反撥である理由は明かされていない。故に本研究においてsweet spotに関して研究する。

本研究の目的は，sweet spotの特性と位置の調査である。

第2章 理論

2.1 モード解析

2.1.1 概要

振動は自由振動，強制振動，複雑な振動に大別できる．自由振動とは，動的な外作用が変化すると必ず発生し，一旦生じれば，外から何もしないでも自分自身だけで勝手に振動し続ける．叩く，などの外作用が加わる時はもちろん，今まであった加振力が急に無くなったとき，加振の大きさ，方向，周波数が急に变化したときにも発生する．同じ物体に同じ外作用の変化があれば同じ自由振動が生じる．

自由振動は，ほとんどの場合速やかに消えてしまうため，実際の機械では強制振動ほど大きな問題は生じない．しかし実験モード解析から見ると極めて重要である．それは，強制振動や自励振動などのすべての振動を生じる元になる物体の動特性が，自由振動の中にすべて含まれているからである．したがって，自由振動を観察すれば，その物体の動特性をすべて知ることができる．

自由振動は，1 自由度系では最初の振幅の大きさ，振動の速さ，減衰の速さの3つの現象で表される．多自由度系ではこれらがそれぞれ固有モード，固有振動数，モード減衰比の3つの現象に対応する．また動特性は質量，こわさ(剛性)，減衰係数の3種類である．

その中でも特に固有モード，固有振動数，モード減衰比は自由振動だけではなく，強制振動，過度応答，自励振動，サーボ特性などの動的な特性や挙動全体の性質を支配する3つの基本現象であり，モード特性と総称される．

多自由度系や連続体が自由振動するときには，必ず固有モードと呼ばれるその系固有の形でしか振動できない．また各々の固有モードはそれぞれ固有振動数を有している．英語で固有モードと固有振動数をそれぞれ *natural mode* と *natural frequency* と呼ぶ．何故なら，これらが外作用を受けない自由な状態で持続する自然な(*natural*)振動の形であり，振動数だからである．また各固有モードによる自由振動にはモード減衰比と呼ばれる固有の減衰のしやすさを有する．

一般に N 自由度系では，自由度と同数の N 個の固有モードと，それら各々に1対1に対応する N 個の固有振動数を有する．これらのうち，最も振動数の小さい固有振動数を基本振動数と呼び，それに対応する固有モードを基本モードと呼ぶ．これは最も小さい振動数の固有モードがその振動現象の基本的性質をきめるためにつけられた名称である．また，振動数が小さい順に数えて r 番目の ($r=1\sim N$) のものを r 次固有振動数， r 次固有モードと呼ぶ．

3 個のモード特性のうちで，固有振動数とモード減衰比は，系全体で共通で

ある．そして加振点や応答点が変わっても変化しない全体項である．これに対し固有モードは，系内部の応答の分布状態を示し，加振点や応答点が増減する局所項である．

モード解析では上記の3個のモード特性の他に，慣性拘束，剰余コンプライアンス，あるいはそれらの逆数である剰余質量と剰余剛性をモード特性として加えることがある．しかし，これらは固有モードから導くことのできる近似量であり，本質的なものではない．

また同様に，モード質量，モード剛性，およびモード減衰係数をモード特性として加えることもあるが，これらも上記の3個のモード特性から求めることのできる派生項であるため本質的なものとはいえない．これらをまとめると，図.2.1 のようになる．

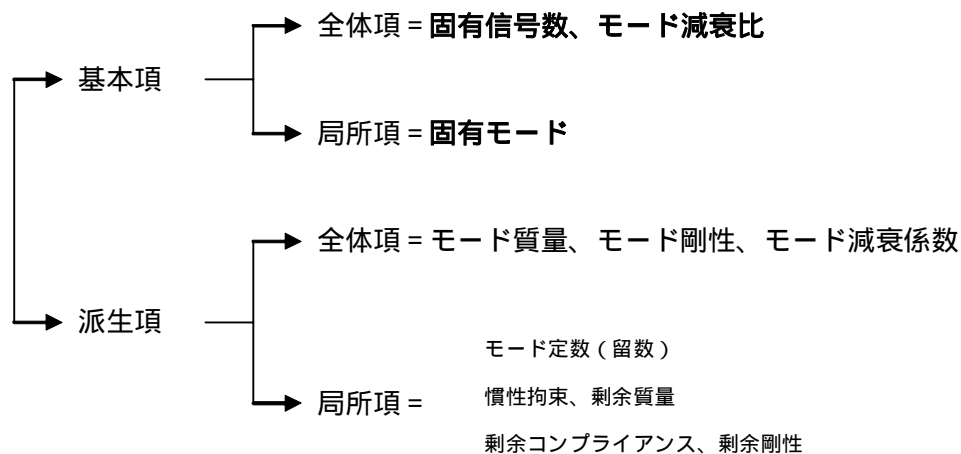


図.2.1 Classification of the modal property

N 自由度系が N 個の固有モードを有すること，すなわち N 自由度系はこれら N 個の固有モード以外では振動できないということは上記した．しかし，これは実現象とは一見矛盾している．なぜならば，実際の機械や構造物の振動は，自由振動も強制振動も無限に変化できるからである．この理由を以下に示す．

1. 固有モードは振動の形を示しているだけである，よって，その大きさすなわち絶対量は，自由振動なら初期外乱の大きさ，強制振動なら加振力の大きさに従い無限に変わりうる．
2. 単一の固有モードで振動することは極めてまれであり，ほとんどの振動の場合複数の固有モードが混ざり合っ一つの現象を形成している．そして，その混ざり具合が，初期外乱や加振力に従って無限に変わりうる．
3. 実際の機械や構造物はすべて連続体であり，自由度が無量大である．したが

って、固有モードの数自体が無量大なのである。

これらのうち、第2の事柄すなわち、振動は複数の固有モードが混ざり合っ
て生じている、という事象を学問的に扱うのがモード解析(modal analysis)であ
る。

モード解析は、20世紀初期からある機械力学の理論であり、以下の2つの長
所を持っている。

1. 固有モードの直交性を利用して多自由度系の運動方程式を非連成化する。そ
のために、複数の1自由度微分方程式をお互いに独立に解いただけで、多自
由度連立微分方程式を解くのと同等の解を得ることができる。
2. 運動方程式を固有モード毎にお互いに独立な1自由度微分方程式に分解する
ので、高次固有モードに相当する式を無視するだけで簡単に高次固有モード
を省略できる。そして、解くべき1自由度微分方程式の数を著しく少なくす
ることができる。

上記の2つの長所は、有限要素法(finite element method)への適用、または機械
や構造物の動特性の実験同定(experimental identification)への適用によって、急速
にその有効性を増し脚光を浴びてきた。

モード解析には、理論モード解析(theoretical modal analysis)と実験モード解析
(experimental modal analysis)がある。

理論モード解析とは、有限要素法のような理論解析の中で用いるモード解析
である。モデル化によって対象物の自由度を決めて物理モデルを作成し、運動
方程式で代表される数学モデルに変換し、固有値解析によって得たモード特性
で構成されるモードモデルを導く。そしてさらに、モードモデルを用いて周波
数応答関数や時刻歴応答を求める。

振動試験によって得られた周波数応答関数やそれを逆フーリエ変換した時刻
歴単位衝撃応答を元に、それらの中に混入している誤差や目的以外の情報を排
除して力学的に有意な情報だけを抽出し、系のモード特性を同定することを実
験同定(experimental identification)という。そして、振動試験に続いてモード特性
を同定する一連の過程を、実験モード解析という。しかし、実験モード解析を
狭い意味に用いて、実験同定だけを意味することもある。

また実験同定は、周波数スペクトル曲線や時刻歴応答曲線に適合するように
モード特性を決定するので、曲線適合(curve fitting)ともいう。

理論モード解析と実験モード解析は、同じくモード解析と呼ばれている。しかし実験モード解析は、モード特性から周波数応答関数を求める理論モード解析とは全く逆の道筋をたどっている。図.2.2 に実験モード解析と理論モード解析の基本的流れを示す。

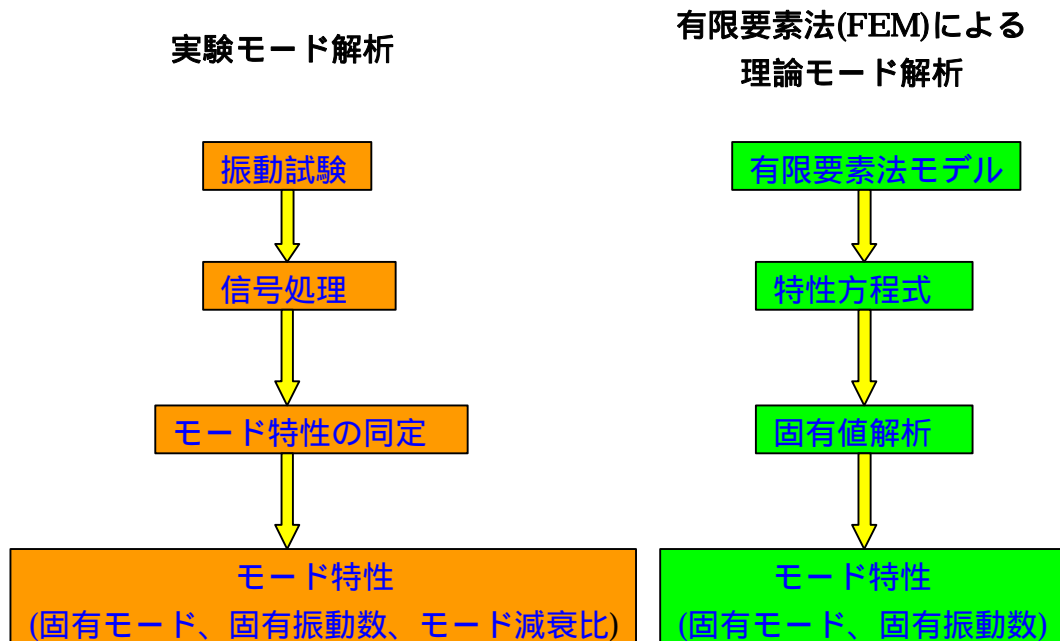


図.2.2 Flow of the modal analysis

2.1.2 振動試験

機械や構造物に振動を発生させる目的で動的な作用を加えることを、加振または励振という。また、加振の対象である機械や構造物は、加振によって動的な応答を示す。加振入力と応答の間には、次の関係がある。

$$\text{応答} = \text{対象物の特性} \times \text{入力}$$

対象物を加振して、加振入力と応答の両方を測定し、それらの測定結果に適切な信号処理をほどこして、対象物の動特性(dynamic characteristic)を情報として含む信号を取り出す一連の操作を、振動試験(vibration testing)という。

信号は周波数応答関数として取り出すことが多い。振動試験で得られた信号は、そのままの状態を観察し、不具合対策などに役立てることもあるが、大抵は対象物の動特性を同定するための入力として用いる。また、モード特性を同

定する目的で行う振動試験をモード試験(modal testing)という。

この振動試験は実験モード解析において最も重要な部分といえる。なぜならば、実験モード解析を成功させるためには、正しい周波数応答関数を測定することが第一条件だからである。モード特性同定の方法にはいろいろあるが、誤差の少ない良い周波数応答関数を入力データとして与えさえすれば、どの方法を用いても大抵は良い結果を得る。反対に、入力データが大きな誤差を含み信頼性に乏しいときは、どんな複雑で高級な同定方法を用いても、良い結果は得られない。

振動試験を行うためには、まず対象になる機械や構造物、すなわち対象物を何らかの方法で支持しなければならない。対象物の支持は、ともすれば軽く扱われがちである。しかし、同一の対象物を同一の方法で加振しても、その支持方法によって応答はまったく異なったものになる。よって、目的に合った方法で支持することが非常に重要である。

対象物の支持は、自由支持(free support)、固定支持(fixed support)および弾性支持(flexible support)の3通りに大別できる。

対象物の動きを拘束したり妨げたりしない支持方法を自由支持という。理想的には空間に浮かんだ状態を指す。しかし、この理想状態は地球に重力がある限り実現できない。よって実際には、柔らかいゴムや糸、スポンジ、空気バネの上に置くことで、実用上十分な自由支持を実現している。自由支持を実行する上で留意すべきことを以下に示す。

1. 支持物のばねこわさが、対象物の剛性に比べて十分小さいこと。そのために、支持物はできるだけ柔らかいものにすべきである。また、対象物の局所的な剛性ができるだけ大きい所を支持するようにする。
2. 剛体モードの振動数が十分小さいこと。
3. 支持物の質量が十分小さいこと。
4. 支持物による見かけの減衰の増加が十分小さいこと。
5. 測定にできるだけ影響を与えないような支持場所を選ぶこと。
6. ゴム板やスポンジは、全体にわたってべったり敷くよりも、部分的に、数箇所にかつできるだけ剛性の高い所にできるだけ小さい面積で敷く方がよい。

以上の事項を十分満足しているか否かを、支持条件をいろいろ変えて予備試験をおこなう必要がある。もし、不十分な点があれば対策をし、最適の支持条件を選ぶ。

固定支持とは、実用時に一部が固定された状態にある機械や構造物の動特性を、本来あるがままの状態を知りたいときに採用される支持方法である。しかし、自由支持ほど一般的な支持方法ではない。

振動試験で理想的な固定支持を実現させるためには、質量と剛性が共に無限大である物体に、溶接などで完全に一体化するように対象物を取り付ける必要がある。しかし、これは現実的に不可能である。よって実際には、質量と剛性の両方が対象物よりはるかに大きい基礎や常磐のような物体に、ボルト締めなどでしっかり取り付けた状態を固定支持とみなす。

しかし、振動試験を行う場合、固定支持はなるべく避け、できるだけ自由支持で行う方がよい。その理由を以下に示す。

1. 固定支持は自由支持よりも実現が困難である。例えば、柔らかいゴムひもで吊るした状態や、柔らかいスポンジの上においた状態を自由支持と近似することは妥当であるが、大きい基礎に取り付けたからといって、必ずしも固定支持にはならない。よって、ある程度妥協せざるをえなくなる。
2. 自由支持の結果から固定支持の結果を導くことは可能であるが、逆は不可能である。これは、自由支持の方が固定支持よりも固定すべき点の応答を測定している分だけ自由度が多く、振動試験の結果から自由度を減らすことはできても、増やすことはできないからである。

大型構造物や重量機械は、自由支持も固定支持も実現しにくい。また、機械の部品の振動試験を行うときに、構造上取り外すことが出来ない場合や、組み込んだままの動特性がほしい場合がある。このとき、自由と固定の中間の支持で実験を行うことになる。このような支持方法を弾性支持と呼ぶ。弾性支持の場合、予め支持物単体の固有振動数、固有モードおよび、支持点における周波数応答関数を、計算や実験で明らかにしておく必要がある。

打撃試験(impact testing)は、FFT の開発とともに現場に急速に普及し、いまや振動試験の中で主役の座を占めている。機械の動的な性質を調べるときや不具合対策をする場合、ほとんどまず打撃加振(impact excitation)による打撃加振を行う。これは、打撃試験が手軽で短時間ででき、一見簡単そうに見えるからである。しかし実際、打撃試験はすべての振動試験の中で最もよい結果を得るのが困難な方法であると言える。なぜならば、方法の簡単さが、人間の技能や計測とデータ処理に負荷をかけることにより実現されているからである。

以下に打撃試験の長所を示す。

1. 準備と実施の時間が、他の加振方法と比べて最も短い。
2. 打撃ハンマと加速度計と2チャンネルFFTさえあれば実施でき、加振器を使う他の加振方法に比べて装置が簡単である。
3. 加振点の移動が極めて簡単であり、次々と場所を変えて叩いていくだけで対象物全体の振動試験ができる。
4. 加振系は、エネルギーを注入する瞬間だけ対象物に接触する。そのため、加振系が対象物に影響を与え、その動特性を変えることがない。
5. 打撃力は広範囲の連続周波数スペクトルを有する。そのため、打撃試験では広周波数帯域の加振が瞬時にできる。
6. 加振力に漏れ誤差が全く生じない。
7. 叩ける物なら何でも加振できる。たとえば、橋や鉄橋などの大型重量物を加振したり、針の先のようなハンマでマイクロマシンのような小型軽量物を加振したりすることもできる。

同様に、打撃試験の短所を以下に示す。

1. 振幅の最大値と自乗平均値の比である波高率が極端に大きい。瞬間的に大きい力を加える反面、時間窓全体で平均した加振エネルギーは大変小さい。そのため計測系や処理系に過負荷を生じやすく、これを避けようとするればダイナミックレンジを著しく狭めてしまう。
2. 信号対雑音の比、すなわちSN比が極端に小さい。加振力は瞬間的に1回だけ存在し、後はノイズだけの時間が続く。よって、小さいノイズでも積み重なって加振信号を破ってしまう。外乱に弱いと、他の方法よりもはるかにノイズの少ない環境が必要になる。
3. 非線形特性を有する対象物には不適である。
4. 対象物の減衰の大きさにより制限を受ける。
5. 精度が実施者の技能や熟練度に大きく依存する。
6. 加振の大きさ、周波数範囲、周波数成分の割合を調整しにくい。
7. 低周波数域の加振が困難である。
8. 叩くことにより対象物に損傷を与えることがある。
9. エネルギー分布が不均一になり、局部振動を生じやすい。
10. 特別な窓関数を必要とする。

2.2 打撃中心

スウィートスポットと混同されがちだが，バットには別の意味を持つ打撃中心があり，その定義は厳密に決まっている．この項で定義と算出式を示す．

打撃時にバットは回転と並進の運動を行う．回転と並進が打ち消し合いグリップエンド側の軸端が動かない打撃部位が存在する．その打撃部位が打撃中心である．以下に本研究で用いた算出式を示す．概要は図 2.3 を，変数は表 2.1 を参照とする．

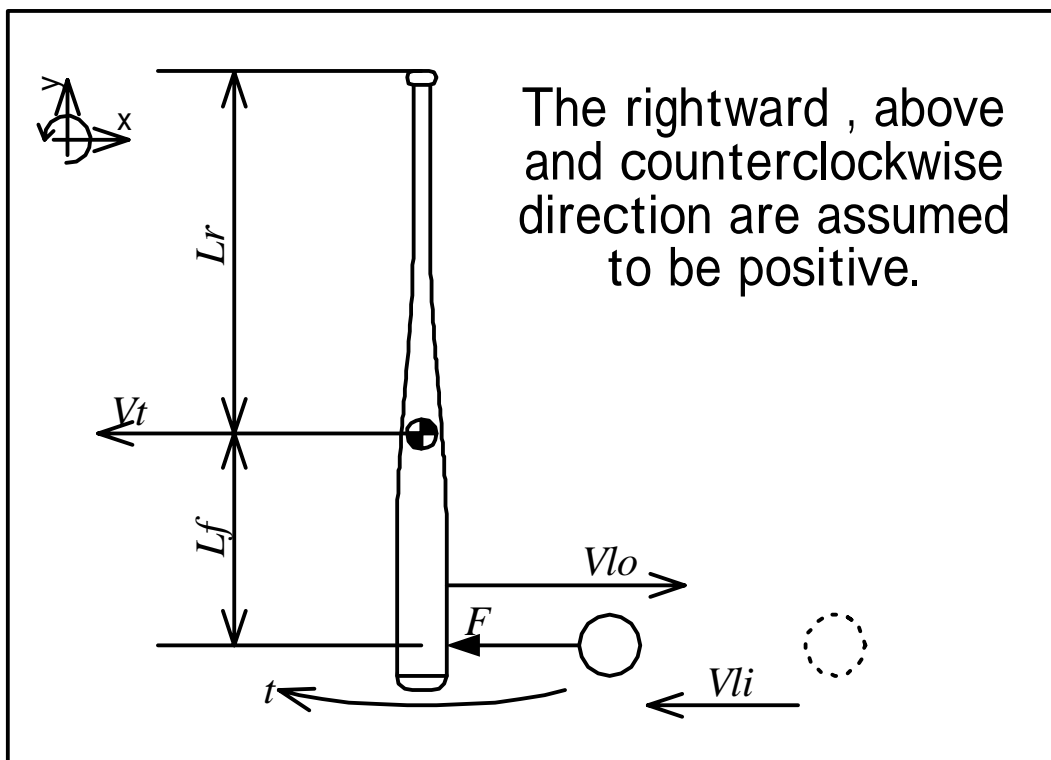


図 2.3 Center of impact

表 2.1 Variables

F	Force by collision of ball	Vli	Velocity before ball collides
T	Torque around center of gravity axis of bat	Vlo	Velocity after ball collides
Mt	Mass of bat	t	Velocity of rotation of bat
It	Moment of inertia of bat	Lf	Distance from center of gravity to collision part
Vt	Velocity after bat collides	Lr	Distance from center of gravity to axis edge

バットはボールとの衝突時，重心もしくは端に当たらない限り，並進と回転運動を同時に行う．

並進系の運動

回転系の運動

$$F = M_t \dot{V}_t \quad , \quad T = I_t \dot{\omega}_t \quad (2.1)$$

両辺を衝突部重心間距離で割り T を F とし代入．

$$\frac{T}{L_f} = \frac{I_t}{L_f} \dot{\omega}_t \quad , \quad M_t \dot{V}_t - \frac{I_t}{L_f} \dot{\omega}_t = 0 \quad (2.2)$$

定義から回転による端の速度と，重心の並進速度は正負を反転し同じ値となるため，

$$L_r \cdot \dot{\omega}_t - \dot{V}_t = 0 \quad (2.3)$$

となり，(2.93)に代入する．

$$M_t \dot{V}_t - \frac{I_t \cdot \dot{V}_t}{L_r \cdot L_f} = 0 \quad (2.4)$$

\dot{V}_t で(2.95)式をくくる．

$$\dot{V}_t \left(M_t + \frac{I_t}{L_f L_r} \right) = 0 \quad (2.5)$$

故に重心から打撃中心までの距離 L_f は

$$L_f = -\frac{I_t}{M_t L_r} \quad (2.6)$$

以上の式を用いて求められる．

2.3 反撥係数

本研究において、定量化に用いた反撥係数に関して記述しておく。

用いる変数及び係数は、図2-3及び表2-1参照である。

いわゆる、剛体壁にボールをぶつけたときの反撥係数

$$e_v = \frac{V_{lo}}{V_{li}} \quad (2.7)$$

を本研究ではボールの衝突前後速度比とし、

反撥係数はバットの弾性変形を無視した上で、バットの衝突面の速度を考慮し、

ボールとの相対速度を基に以下の式を用いて算出する。

$$e = -\frac{V_{lo} - (V_t + L_f \cdot \omega_t)}{V_{li}} \quad (2.8)$$

第3章 計算解析

3.1 緒言

実験を行う前段階として、有限要素法を用いた理論モード解析によるシミュレーションを行う。これは、実験計画を立て易くするためと、実験結果の正当性を考慮するための参考値を得るためである。

用いた有限要素法のソルバはMSC社製 NASTRAN。
メッシュを切るために用いた主なプリソフトは Altair 社製 Hyper Mesh。
結果閲覧に用いたポストソフトは同 Altair 社製 Hyper View である。

3.2 有限要素モデル

有限要素法に則ってメッシュを切り用いた有限要素モデルを以下図3-1に示す。

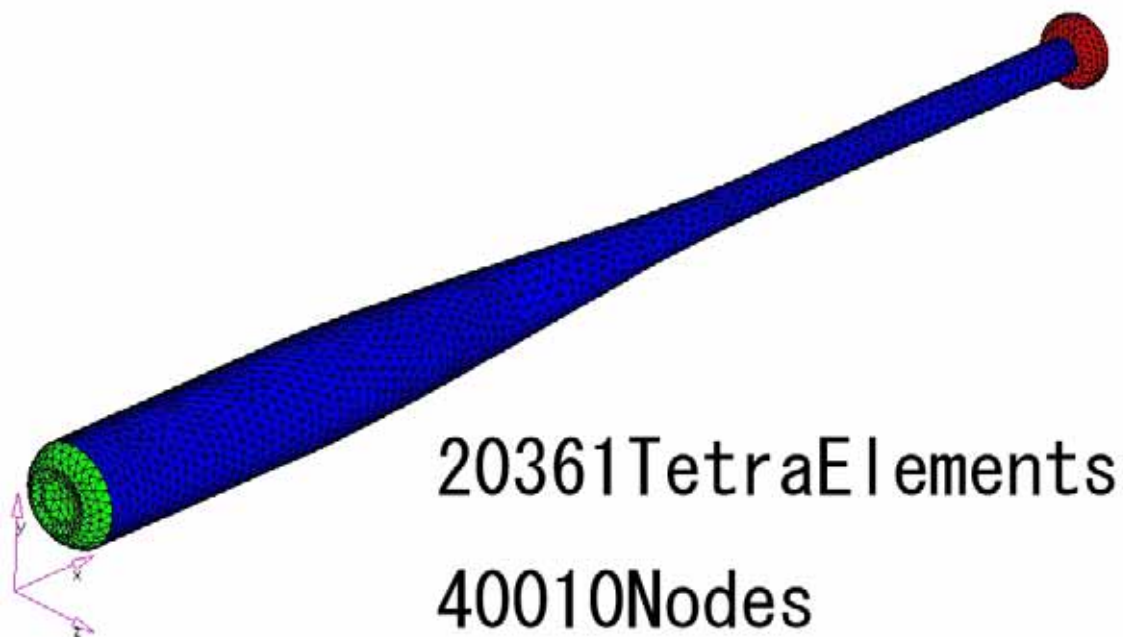


図 3-1 有限要素モデル

用いた要素は、三次元三角錐二次要素であり、20361要素数になる。

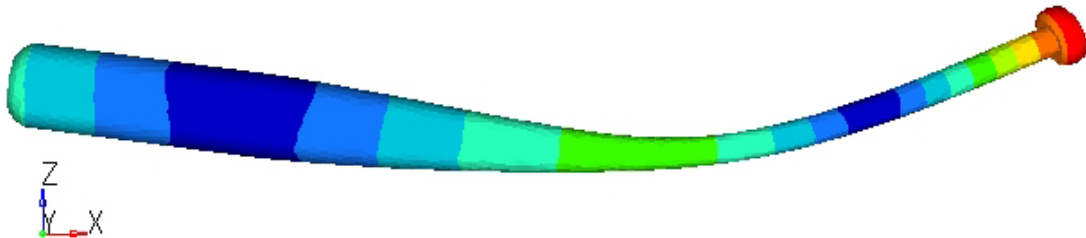
節点数は40010点である。

後述するが、バットは薄肉円筒構造であり、均一な厚さではない、不均一な厚さを表現するために三次元要素を用いた。そして、バットは大きく三つの材料で構成されるが、それら材質の違いも材料定数データを変更し、表現している。

3.3 解析結果

解析結果である一次と二次のモード形状を以下，図3-2に示す。

Mode1 211.4Hz



Mode2 747.5Hz

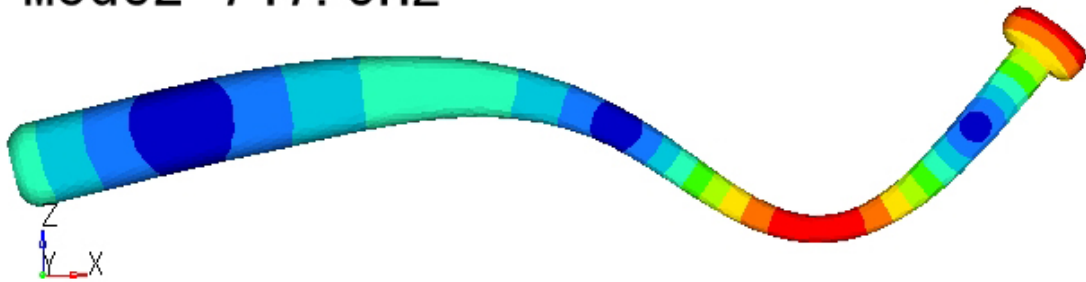


図 3-2 計算解析によるモード形状

表 3-1 計算解析固有振動数

	固有振動数 (Hz)
一次	211.36
二次	747.50
三次	1481.18

赤く表現されている部位が最も振幅すると予測される部位である。

一次，二次共に最大振幅部はグリップエンド端にあり，いわゆる打撃部位に節が存在すると予測される。

固有振動数は表3の通り一次が211.4Hz，二次が747.5Hzと予測される。

第4章 実験

4.1 緒言

本章にて各特異点を特定するために行った実験と、スウィートスポットを特定するために行った衝突実験に関して記述する。

実験は、振動実験，振り子実験，衝突実験の三つに大別される。

4.2 実験対象

実験対象である金属バットに関して記述する。実験対象とその他種の断面形状を以下図4-1に示す。



図 4-1 実験対象

金属バットは中距離打者用バットで，諸元は重量 903 g 全長 839 mm 最大径 66.6 mm 本体部の平均厚み 2.98 mm。長手方向において厚みは均一ではなく，さらに完全な円筒ではなく偏肉も見られる。部品構成は大きくヘッドキャップ，本体部，グリップエンドの3つであり，主な材質は本体部に用いられているアルミニウム合金 A7050 である。図4下部に示す断面形状は同社製その他種バットを切断したものである。この製品にはグリップ部に重量合わせを兼ねた制振材が詰められてあるが，本研究で用いられた図4上部のバットには制振材は含まれていない。以下に材料諸元を表4-1として示す。

表 4-1 材料諸元

部位	材質	弾性率(GPa)	弾性率(kgf/mm ²)	比重(10 ³ kg/mm ³)	ポアソン比
バット本体	A7050	72	7200	2.8	0.33
グリップエンド	A5052	69	6900	2.7	0.33
キャップ	ウレタン樹脂	3	300	1.2	0.37

バット本体とグリップエンド部は溶接にて接合されている。キャップとバット本体の間には接着物は存在せず，はめ込んである。

実験対象の外形及び肉厚の線図を以下図4 - 2 に示す .

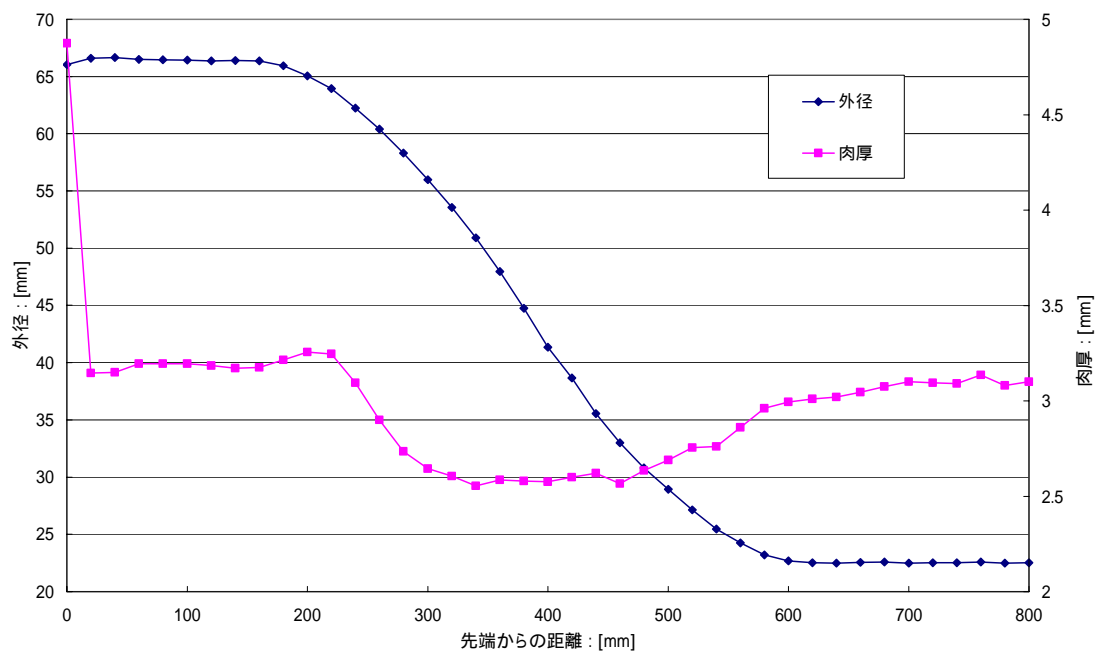


図 4-2 外形及び肉厚

形状測定にはノギス及びマイクロメータ , 肉厚測定には超音波厚さ計を用いた .
 図4 - 2 から肉厚は一定ではないことがわかる .
 超音波厚さ計に関しては以下図4 - 3 に写真を添付する .



図 4-3 超音波厚さ計

続いて試験位置を及び座標系を図4 - 4に示す。

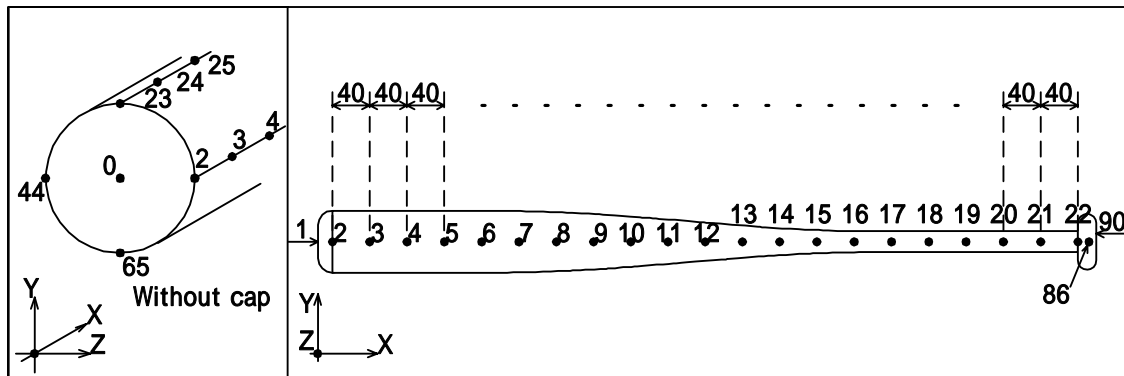


図 4-4 試験位置

長手方向をX，高さがY，幅方向をZ軸とし，原点0は本体先端と中心軸が交わる位置とする．X軸方向に40mmずつ計測点を，そしてグリップエンド端に計測点90を設定する．計測点2と23の間の角度は90°であり計測点数は計90点となる．

4.3 振動実験

4.3.1 打撃試験

計算結果より，計測点90(図5)を応答点とし計測点2から89を鉛直方向に打撃加振を行う．以下図4 - 5に実験模様．



図 4-5 打撃試験

打撃加振を行い，固有振動数を測定した．88 点の図 4 - 6 に 2 0 0 0 H z まで
 図 4 - 7 に 1 0 0 0 0 H z までの周波数応答関数の重ね合わせ線図を示す．

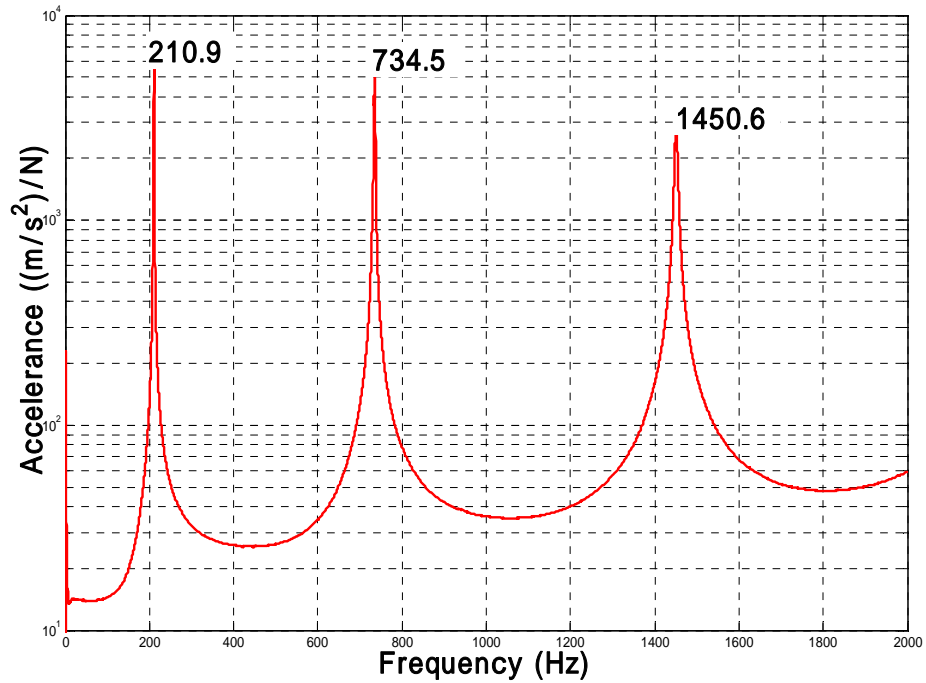


図 4 - 6 周波数応答関数の重ね合わせ 2 0 0 0 H z

一次固有振動数が 210.9Hz，二次が 734.5Hz である．

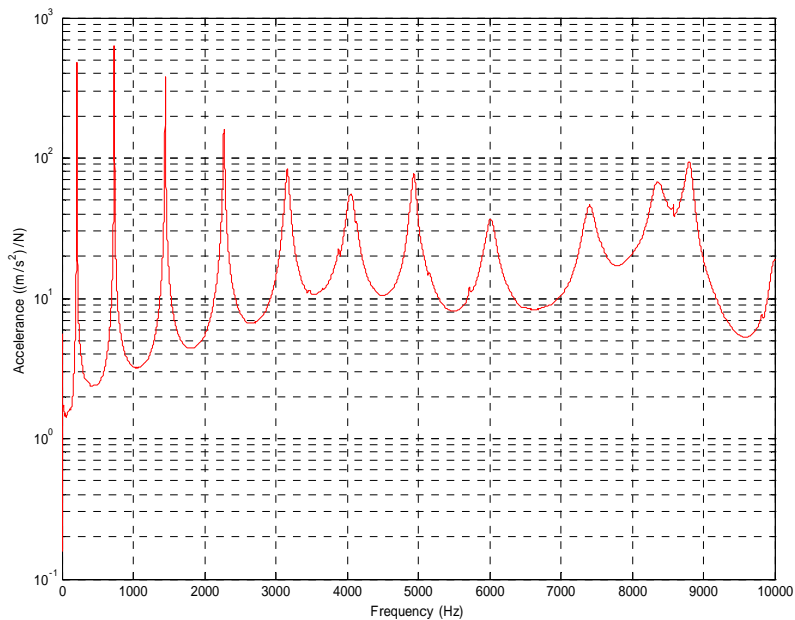


図 4 - 7 周波数応答関数の重ね合わせ 1 0 k H z

続いて、実験によって求められた一、二次のモード形状を図7に示す。

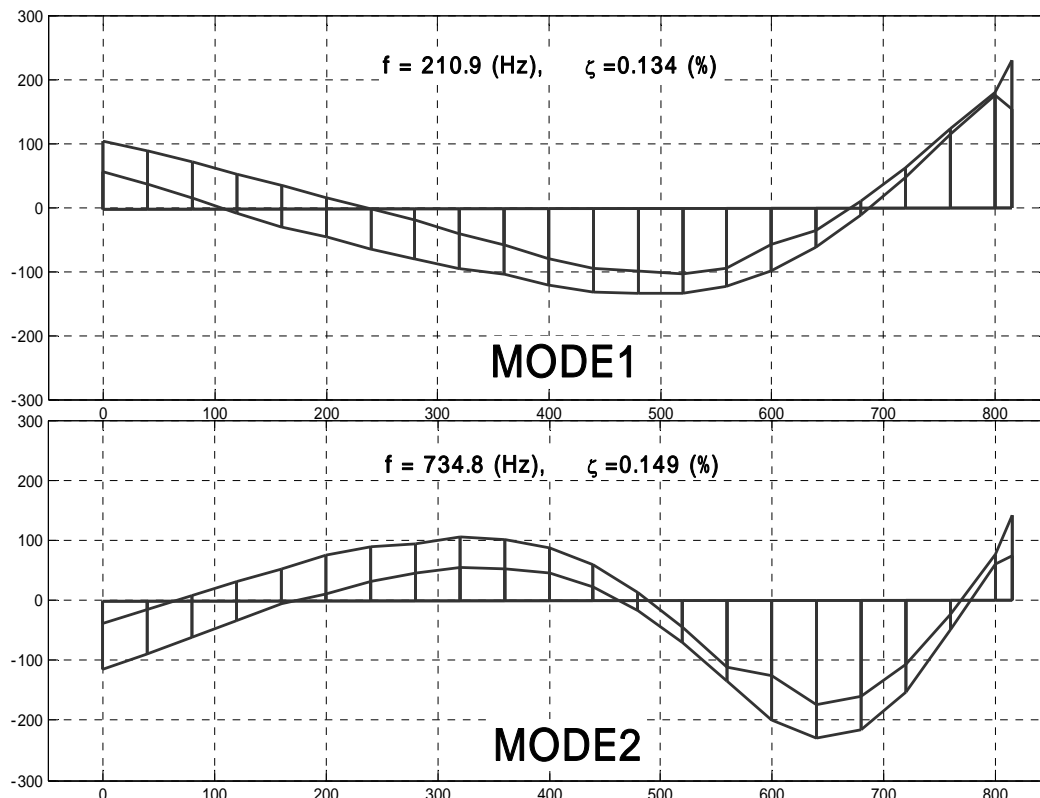


図 4-8 一次と二次のモード形状

計算解析の結果と同様に、一次二次モード形状共に梁の曲げモードに似ている。実験対象はX軸に対して対象構造であるため、モード形状も軸対象で存在する。以下図4-9参照

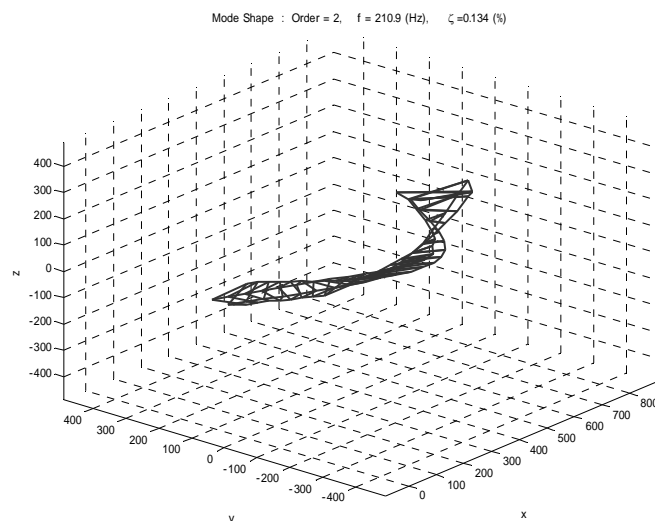


図 4-9 軸対象モード

実験結果の一例として，図4-10に計測点2，5の周波数応答関数による実験と計算結果の比較を示す．上図が計測点2であり赤線が実験値，青線が計算値である．

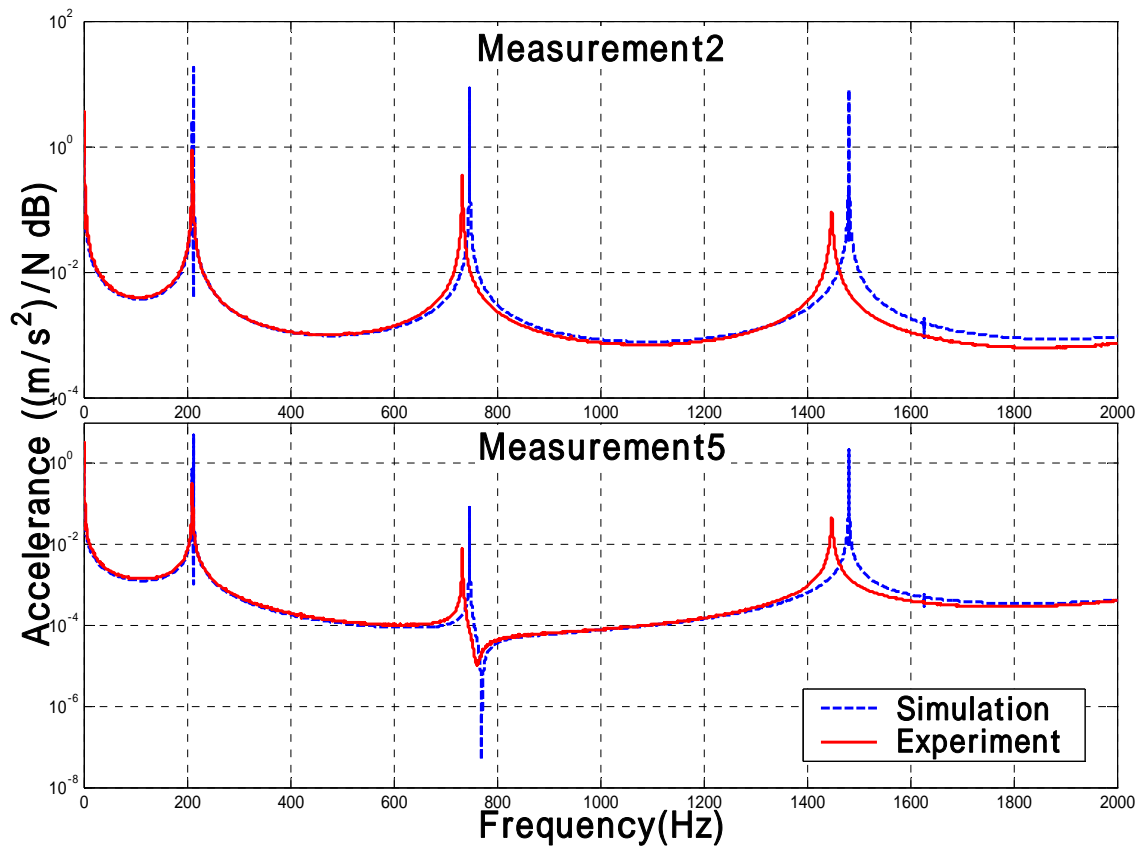


図 4-10 周波数応答関数

表 2 には三次までの実験で求めた固有振動数と減衰比，計算解析による固有振動数，そして実験値を基準とした計算値との偏差を示す．

表 4-2 固有振動数

	Mode1	Mode2	Mode3
Experiment Natural frequency (Hz)	210.9	734.5	1450.6
Damping ratio (%)	0.14	0.15	0.27
Simulation Natural frequency (Hz)	211.4	747.5	1481.1
Deviation (%)	0.2	1.7	2.1

三次固有振動数までの偏差は5%以内である．

4.3.2 加振器試験

一次と二次の固有振動数を特定した後に，図4-11に示すようバットを水平に支持し，動電式加振器を用いて計測点90に各固有振動数でY方向にサイン加振をして故意に共振を起こす．

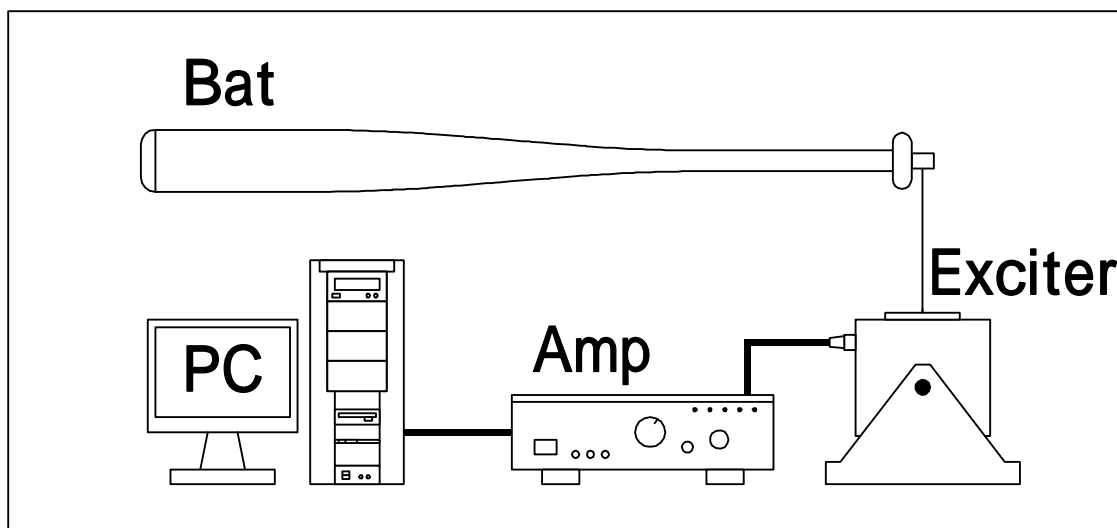


図 4-1 1 加振器試験概要図

実際の実験状況の写真を以下図4-12に示す．

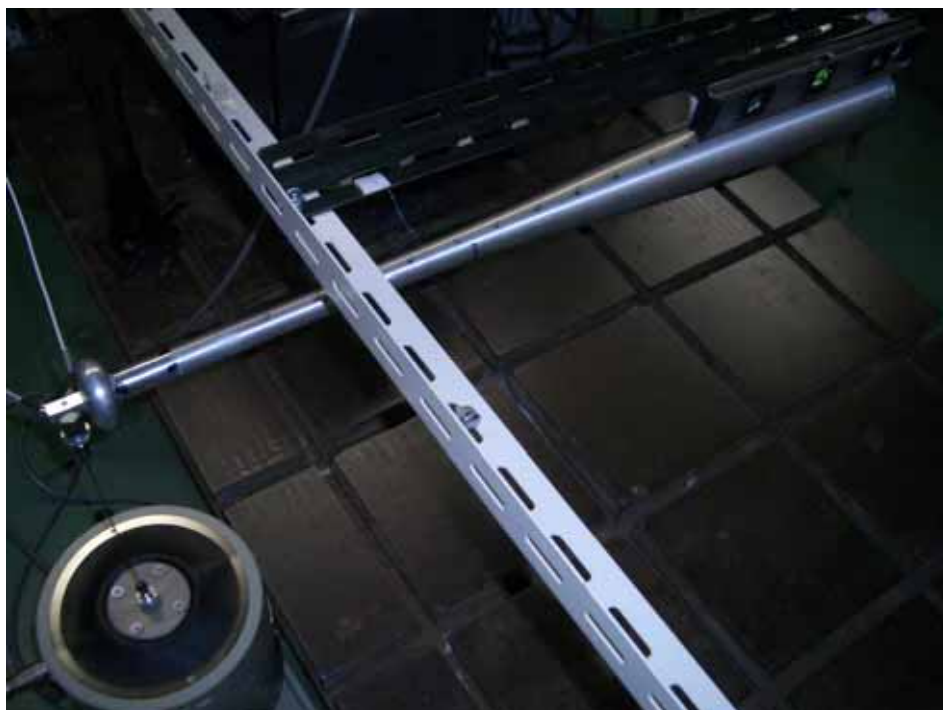


図 4-1 2 加振器試験写真

共振状態で粉末を散布すると振幅部の粉末が流れ落ち、各モードの節部にのみ粉末が残る。以上のように、二次モードの節の位置を特定した。粉末を散布し、節上に粉末が残った模様を図4 - 13 示す。



図 4 - 1 3 節上に残る粉末

4.4 振り子実験

打撃中心の位置を特定するために慣性モーメント(MOI)をこの振り子実験を行い求める。点でバットを支持し重心位置を特定する。後に図4-14のようにグリップ部でバットを吊り下げバットを実体振り子とし見立てる。その振り子運動の周期を、レーザー変位計を用いて求め回転軸周りの慣性モーメントを計測し、平行軸の定理を用いて重心周りの慣性モーメントを求める。

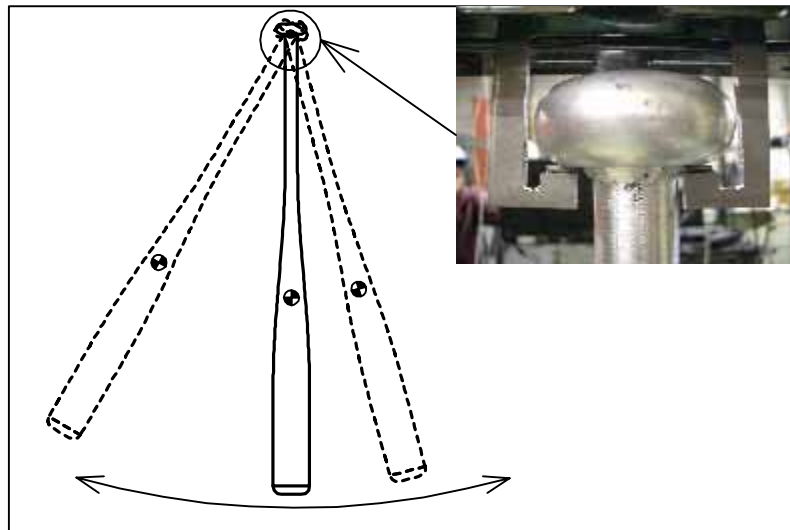


図 4-14 振り子実験概要図

実際の実験状況を図4-15に示す。



図 4-15 振り子実験写真

振り子運動の最低位置にレーザー変位計を設置し，最低位置を通過する度に0ボルトになるよう設定し，およそ80秒の間0ボルトになる回数をカウントし，振り子運動の周期を求めた．

以下に20秒までのレーザー変位計の出力結果を図4-16として示す．

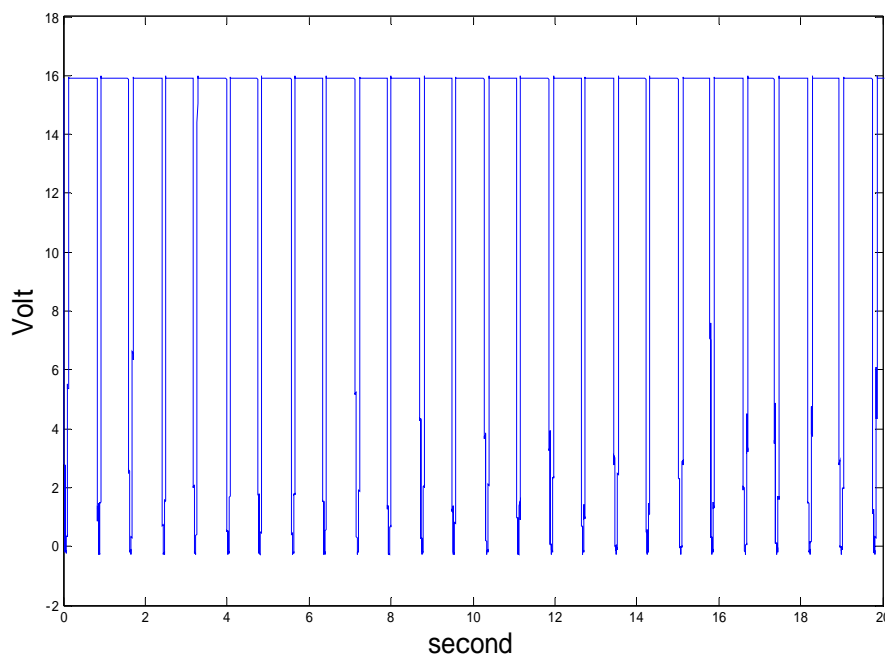


図 4-16 レーザー変位計の出力結果

計測した周期と慣性モーメントを以下表4-3に示す．

表 4-3 周期と慣性モーメント

Term (sec)	Moment of inertia ($\times 10^{-6}\text{kgm}^2$)
1.576	53402.388

4.5 衝突実験

上記実験結果を基に特定した一次，二次モードの節，打撃中心，重心位置と，参考値のために計測点 8，先端部である計測点 2，そして一次節と打撃中心の間に時速 40km を目安に硬式野球用ボールを衝突させる．

バットは X 軸を縦に取り自由支持し，野球球は蓄圧器を用いた発射装置を使用しバットに衝突させる．高速ビデオカメラで衝突瞬間を撮影し，画像解析を行い，ボールの衝突前速度，衝突後速度，バットの重心の速度，バットの角速度を計測する．以上の概要図を図 4 - 17 に示す．

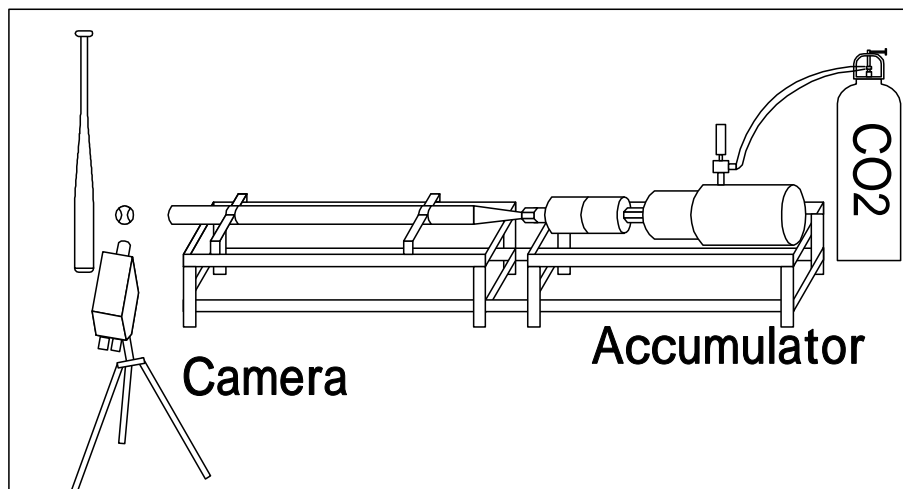


図 4-17 衝突実験概要図

実際の実験状況を図 4 - 18 に示す．



図 4-18 衝突実験写真

図4 - 19 に高速ビデオカメラを用いて撮影された衝突直後の写真を示す .

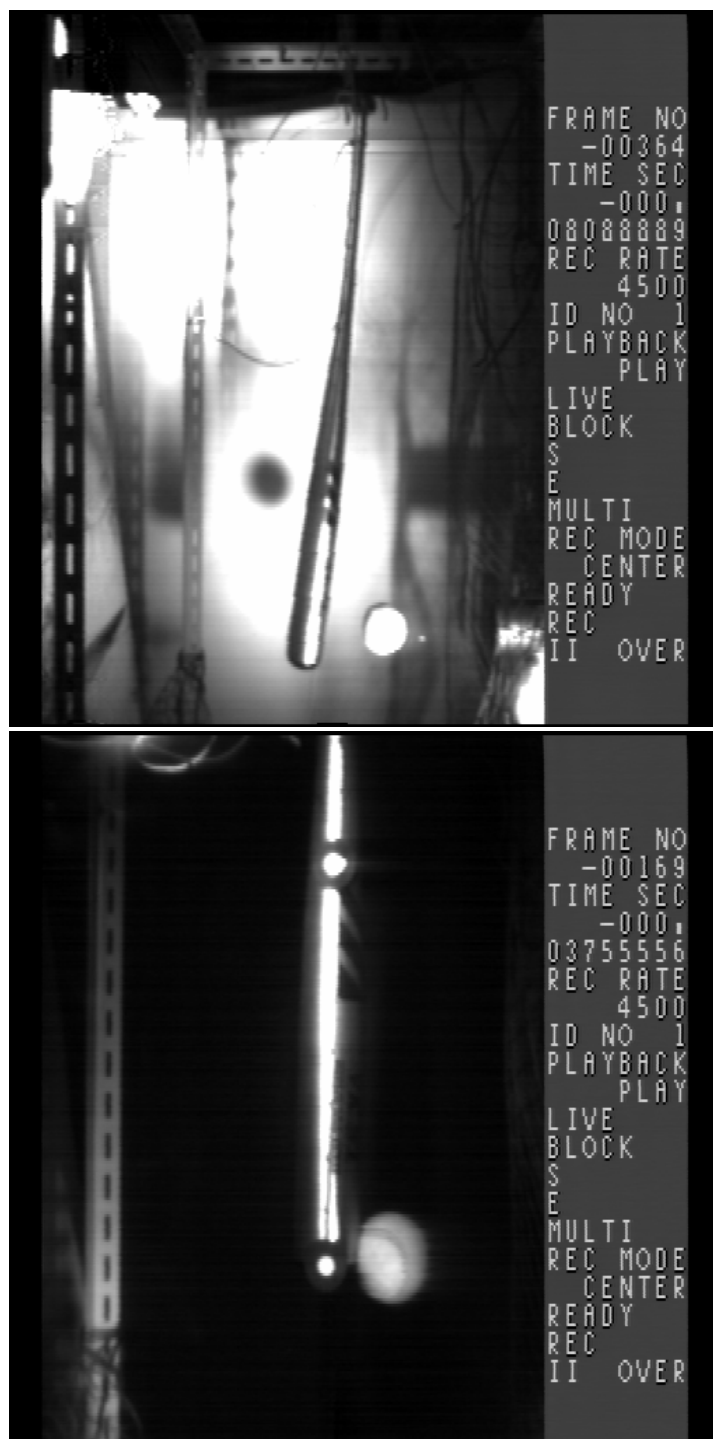


図 4 - 1 9 衝突時の写真

図4 - 19 上部は計測点3に衝突させている状況の全体を撮影した写真である . 静止画ではわかりづらいが , 一次のモード形状で振動している事がわかる . 全体写真は見栄えがいいのだが , 画像解析がうまくいかない . 実際は図4 - 19 下部のようにバット先端部と重心に白いシールを貼り , ポールとそれらをズー

ムアップして撮影している．このようにバットの重心と先端部，ボールの変位を計測し，重心と先端部の関係から角速度を算出している．

実際に画像解析によって計測したバットの重心，バット先端，ボールの軌跡の線図を以下図4 - 20に示す．

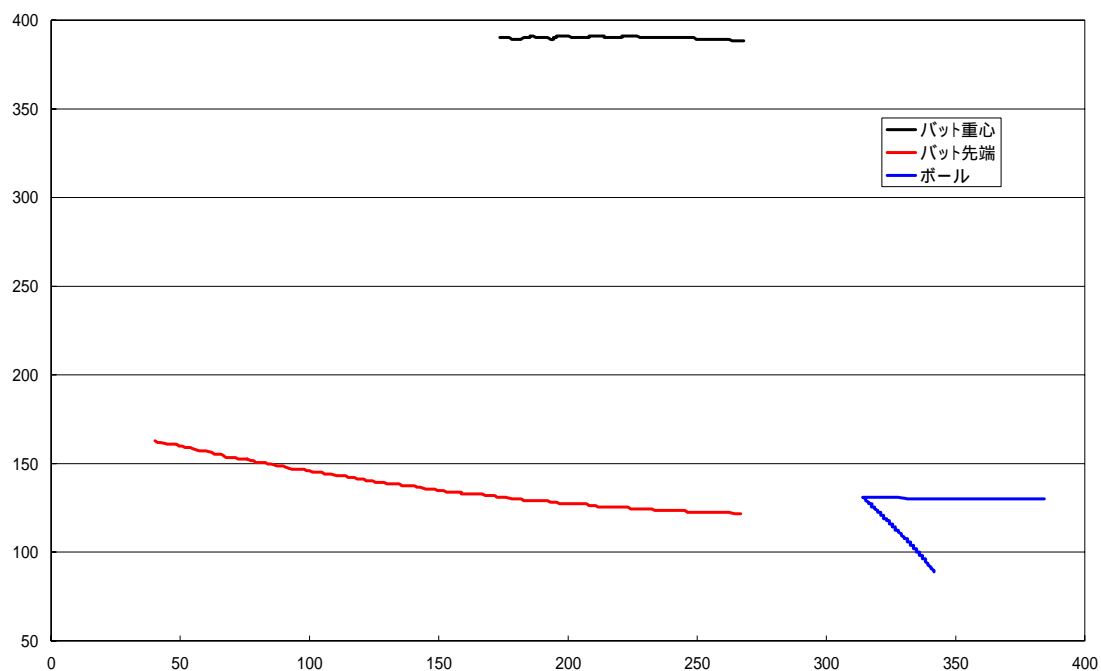


図 4-20 画像解析

このように各部位の座標を，画像解析を用いて計測し，撮影コマ数 $1/4500\text{fps}$ で除し，速度を算出する．角速度も同様に重心，先端間の角度を計測し算出している．

計測した反撥係数等を表4 - 4 に示す .

表 4 - 4 反撥係数

	XaxDistance from origin(mm)	Coefficient of rebound(-)	Velocity ratio(Vlo/Vli)
Mesurment 2	0	0.533	0.044
Node of mode1	153.1	0.654	0.312
Node of mode2	106.8	0.616	0.244
Center of impact	193.5	0.644	0.318
Mesurment 8	240	0.576	0.306
Center of gravity	306.3	0.513	0.297
Between Node1 and COI	173.2	0.678	0.324

表4 - 4 をグラフとして以下図4 - 2 1 に示す .

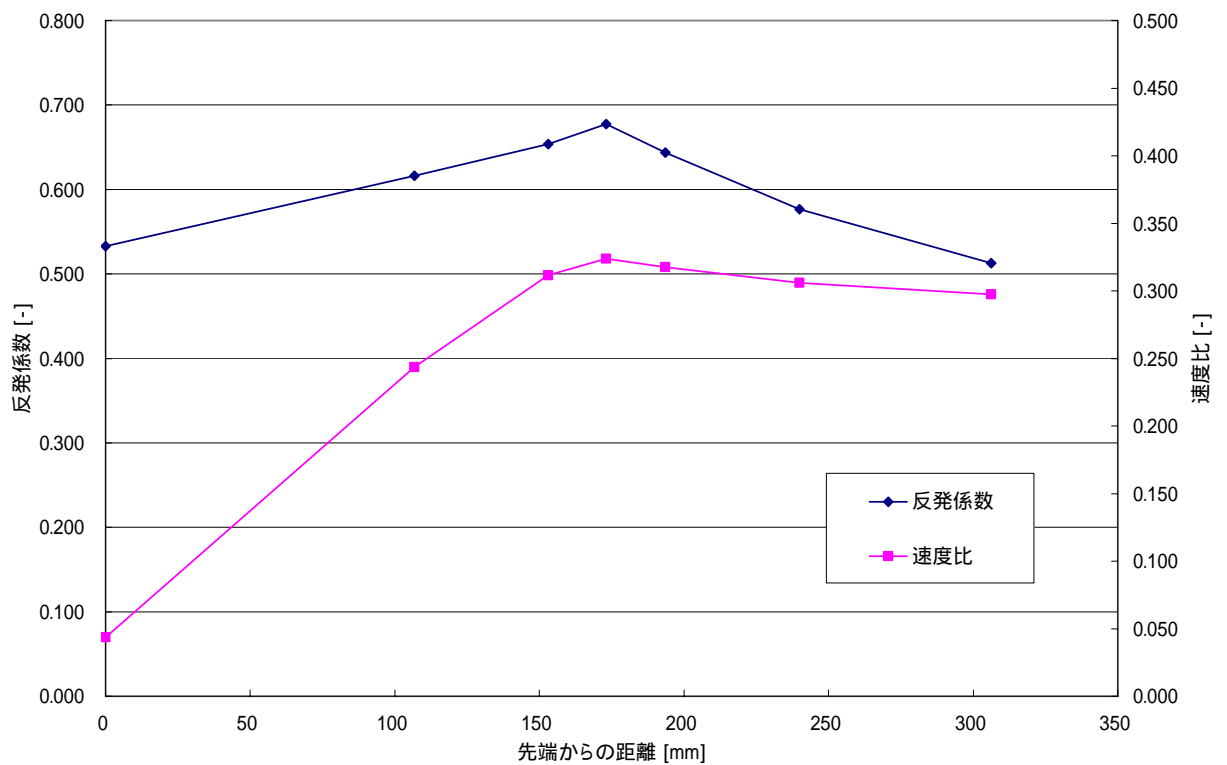


図 4 - 2 1 反撥係数

第5章 結論

5.1 結論

振動実験によって、2000Hz までの固有振動数、減衰比、固有モードを計測することが出来、一次、二次モードの節を特定することが出来た。それらの値は計算結果と照らし合わせてみても正当性の高いものである。同時に精度の高い有限要素モデルの作成に成功し、以降に続く構造最適化の研究の足がかりにもなった。

振り子実験によって重心まわりの慣性モーメントと打撃中心の位置を特定できた。

衝突実験によって各部位の反発係数が特定できたものの、その値に大きな違いは見られない。しかし、ボールの衝突前後速度比には顕著な違いがみられる。

金属バットの打撃性能にとって重要なのは打撃後のボールの速度である。故に、今研究の結果から打撃性能の指標とするには単純な反撥係数では不適格であるとわかる。速度比の結果からスイートスポットは一次モードの節と打撃中心の間だと推察し、実際に一次の節と打撃中心の間の反発係数及び速度比が最も高い事を確認した。以上の結果から本研究ではスイートスポットは一次の節と打撃中心の間であると結論付ける。

5.2 謝辞

研究の場を与えて頂いた担当教授である長松昭男教授に，
他研究室にも関わらず，協力して頂いた新井研究室，関将見君，森田敏則君に，
衝突実験やその他たくさんの助言，指導を頂いた新井和吉教授に，
共に金属バットの研究を行ってくれた同長松研究室，藤原聖司君，
そしてなによりも，懇切丁寧に仕事の仕方や振動学に関して御指導頂いた，
岩原光男助手に，
感謝の意を捧げます．

参考文献

- 1) 青木弘，長松昭男：新編工業力学，養賢堂，1979
- 2) 長松昭男：モード解析入門，コロナ社，1998
- 3) Robert K. Adair，中村和幸：ベースボールの物理学，紀伊国屋書店，1996
- 4) 神田芳文，鳴尾丈司：「スポーツ工学シンポジウム2004」講演論文集，95-99