

農業機械化研究所報告

第27号

Technical Report
of the

Institute of Agricultural Machinery
(Nogyo Kikaika Kenkyusho)
Omiya, Saitama, Japan
No. 27 October 1991

農機研報

Tech. Rep.
Inst. of Agric.
Mach.
27:1-74
1991

平成3年10月

生物系特定産業技術研究推進機構
農業機械化研究所
埼玉県大宮市日進町1丁目

生物系特定産業技術研究推進機構
農業機械化研究所

Institute of Agricultural Machinery

(Bio-oriented Technology Research Advancement Institution)

編集委員会

橋本寛祐 (委員長)

市川友彦

三浦恭志郎

篠崎浩之

倉田勇

八木茂

森芳明

鈴木正肚

Editorial Committee

Hirosuke HASHIMOTO (Chief)

Tomohiko ICHIKAWA

Kyoshiro MIURA

Hiroyuki SHINOZAKI

Isamu KURATA

Shigeru YAGI

Yoshiaki MORI

Masato SUZUKI

目 次

大黒正道：歩行型・可搬型農業機械の手腕系振動軽減に関する研究

記号一覧

第1章 序 論	1
1. 1 用語・定義等	2
1. 2 振動障害の歴史と現状	3
1. 3 手腕系振動研究の現状	3
1. 4 本研究の基本方向	4
第2章 歩行型・可搬型農業機械の振動実態	5
2. 1 測定方法の規格と振動の評価	5
2. 2 農業機械の手腕系振動	6
2. 3 農業機械の振動の特徴と振動軽減目標値	8
2. 3. 1 他産業機械の手腕系振動	8
2. 3. 2 農業機械と他産業機械の振動の比較と振動軽減目標値	8
第3章 手腕系等感度試験	9
3. 1 農業機械使用時の把持姿勢と把持力	10
3. 2 等感度試験の試験方法	11
3. 3 予備試験の等感度曲線	12
3. 3. 1 周波数と等感度曲線	12
3. 3. 2 把持姿勢・振動方向と等感度曲線	13
3. 3. 3 予備試験での補正等感度曲線	14
3. 4 補正等感度曲線	14
3. 4. 1 補正等感度曲線の統計解析	15
3. 5 要約及び今後の問題点	16
第4章 手腕の振動特性	16
4. 1 機械的インピーダンスに関する既往の研究	17

4. 2	測定方法	19
4. 3	測定結果及び考察	20
4. 3. 1	標準把持力での機械的インピーダンス実測値	20
4. 3. 2	手腕系3自由度振動モデル	22
4. 3. 3	把持力と機械的インピーダンス	24
4. 4	手腕系吸収エネルギー	28
4. 5	要約及び今後の問題点	29
第5章	手腕系振動軽減のためのシミュレーション手法	29
5. 1	シミュレーション手法の概要	30
5. 1. 1	モード解析	30
5. 1. 2	BBA法	31
5. 2	振動軽減のための手順	32
5. 3	歩行型トラクタ用の防振ゴムの選定への応用	33
5. 3. 1	現状分析	34
5. 3. 2	分系分割とモード解析	34
5. 3. 3	振動シミュレーション	36
5. 4	刈払機ハンドルの取付位置の最適化への応用	40
5. 4. 1	現状分析	40
5. 4. 2	分系分割とモード解析	41
5. 4. 3	励振力の測定	42
5. 4. 4	振動シミュレーション	42
5. 5	要約及び今後の問題点	45
第6章	防振ハンドルの設計	46
6. 1	工学的振動軽減対策の具体例と問題点	46
6. 2	防振ハンドルの概要	46
6. 2. 1	防振ハンドルの理論解析	47
6. 2. 2	防振ハンドルの実験的考察	48
6. 3	歩行型トラクタと茶摘採機への応用	49
6. 3. 1	歩行型トラクタ用防振ハンドルの効果	49
6. 3. 2	茶摘採機用防振ハンドルの効果	51
6. 4	刈払機用二段防振ハンドル(DIハンドル)の開発	52

6. 4. 1	DIハンドルの設計目標	52
6. 4. 2	振動伝達率の理論値	53
6. 4. 3	振動伝達率の実測値	54
6. 4. 4	振動シミュレーション	54
6. 4. 5	DIハンドルの防振効果の実測	58
6. 5	要約及び今後の問題点	60
第7章 摘要		61
謝 辞		62
引用文献		63
Summary		69

Technical Report of the
Institute of Agricultural Machinery

(Nogyo Kikaika Kenkyusho Hokoku)

No. 27 October 1991

C O N T E N T S

Masamichi DAIKOKU: Hand-Transmitted Vibration Reduction of the Walking Type
and the Portable Type Agricultural Machinery

Key to Symbols

1. Introduction	1
2. Measurements of Hand-Transmitted Vibration of the Walking Type and the Portable Type Agricultural Machinery	5
3. Equal Sensation Contours of Hand-Transmitted Vibration	9
4. Vibration Characteristics of Hand-Arm System	16
5. Simulation Method for Hand-Transmitted Vibration Reduction	29
6. Design of Vibration-Isolating Handle	46
7. Summary	61
Acknowledgement	62
References	63
Summary in English	69

記 号 一 覧

A :断面積 [cm^2]

A_m :変位振幅 [m]

a :振動加速度 [m/s^2]

B :動剛性 [N/m]

c :粘性抵抗 [Ns/m]

D :手腕の動剛性 [N/m]

E :縦弾性係数 [MPa]

EL_4 :曝露時間 4 時間相当の等価振動レベル [dBVL]

F :力 [N]

G :コンプライアンス [m/N]

G_a :重力加速度 [m/s^2]

I :断面 2 次モーメント [cm^4]

j :虚数単位

k :剛性、モード剛性 [N/m]

L :棒状バネの長さ [mm]

ℓ :梁、棒状バネの長さ [mm]

M :質量 [kg][g]

m :質量、モード質量 [kg][g]

T :振動周期 [sec]

t :時間 [sec]

V :振動速度 [m/s]

VAL:振動加速度レベル [dBVAL]

VL :振動レベル [dBVL]

U : 吸収エネルギー [Nm]

X : 振動変位 [m]

X : 被験者肩峰点からハンドル中心までの距離 [cm]

Y : 被験者垂直方向中心線からハンドル中心までの距離 [cm]

Z : 地上からハンドル中心までの高さ [cm]

Z : 機械的インピーダンス [Ns/m]

α : ハンドル高さの調節量 [cm]

γ : 機関の動剛性 [N/m]

δ : 歩行型トラクタ本体の動剛性 [N/m]

ζ : 減衰比、モード減衰比

θ : 位相差 [rad]

ν : ポアソン比

ρ : 密度 [g/cm³]

τ : 一日の作業時間 [hour]

ϕ : 振動モード

χ : 剰余質量 [kg]

ϕ : 剰余剛性 [N/m]

ω : 角振動数 [rad/s]

歩行型・可搬型農業機械の手腕系振動軽減に関する研究

大黒正道*

1991-3-1 受理

抄 録

歩行型・可搬型農業機械の手腕系振動による「不快感」を工学的手法を用いて軽減し、より「快適」な農作業を促進していくことを最終目標とし、本研究に着手した。

まず、歩行型・可搬型農業機械の振動実態を測定し、その振動の特徴を提示した。次に、等感度試験により、ハンドル把持方法と「不快」な振動、手に感じやすい振動との関係について考察した。また、手腕系振動に大きな影響を持つ手腕の振動特性をインピーダンスを指標として測定するとともに、その振動特性を3自由度にモデル化した。さらに、モード解析とビルディングブロック法からなるシミュレーション手法を用いた振動予測技術について検討しその有用性を示した。最後に、振動の節を利用した防振機構を2段に装備した防振ハンドルを開発し、刈払機に適用した。その結果、操作性を損なうことなく全方向で振動を低下できることを確認した。

1. 序 論

昭和40年代からの乗用型農業機械の急激な普及は、日本農業に大きな変貌をもたらした。また、それらの農業機械が、労働時間の短縮等の生産性向上に大きく貢献したことは言うまでもない。しかし、傾斜地あるいは極小規模圃場等、乗用型農業機械の導入不可能な作業環境下では、依然として歩行型・可搬型農業機械に依存せざるを得ない状況にあり、これらの機械が、野菜・果樹・茶等の地域特産物の高品質生産に果たしている役割はきわめて大きい。

現在、歩行型・可搬型農業機械の開発あるいは改良は、小型・軽量化に重点が置かれている。これらの機械は作業者の手腕の力を借りて支持されるので、労働負担軽減の観点からもこの開発方向に異論を唱えるつもりはないが、小型・軽量化のみに重点を置いた機械の改良は、振動の増大を惹起することもあり、とくに手腕系振動の軽減は困難な問題として残されている^{1)~4)}。手腕系振動の例としては、昭和40年代前半から社会問題にまで進展したチェーンソーのハンドル振動が有名である。この林業労働者を中心とした一連の振動障害問題については、機械の工学的改良や適正作業時間の設定、予防措置等の労働衛生学的観点からの対策が進み、一応の成果を得た^{5) 6)}。一方、歩行型・可搬型農業機械を使用する農作業

者の間では、振動曝露時間が短いこと、温度環境が比較的良好であること等により、振動障害はほとんど発生しなかったと思われるし、もし発症したとしても農業機械使用にその誘因があるとは気づかなかつたであろう。しかし、逆にこれらの要因が歩行型・可搬型農業機械の振動軽減研究を遅らせ、そのハンドル振動は、作業者に大きな「不快感」をもたらしていると言える。

筆者の所属していた生物系特定産業技術研究推進機構、安全人間工学研究単位では、以前から人-機械-環境系の安全問題について機械的側面からの接近を図ってきた。また、研究課題として、①危険防止に関する研究、②健康障害防止に関する研究、③取扱性向上に関する研究、の3本柱を掲げ、さらに最近では「快適性」がキーワードとしての比重を増しつつある。「快適性」が「安全性」と表裏一体であることは「不快感-注意散漫-事故」の流れが認められることから明らかである⁷⁾。例えば手腕系振動の場合、その間接的影響が作業者の中樞神経にまで及ぶと記した報告も散見され^{8) 9)}、イライラ、頭痛等が、事故を誘発する可能性がある。さらに、振動の大きいハンドルを強く握ることを嫌い、小さな把持力でハンドル操作を行った故に誤操作を招き、人身事故に発展することも十分に考えられるのである。つまり、手腕系振動による「不快感」を軽減し、より「快適」な農作業を促進していくことが、当研究単位の一つの使命であり、本研究の最終目標である。

* 基礎技術研究部（現農林水産省北陸農業試験場）

1. 1 用語・定義等

1) 歩行型・可搬型農業機械

「歩行型・可搬型農業機械」とは、作業者の手腕の力を借りて支持される農業機械のことをいう。その中で「歩行型」とは、走行部（車輪）を有するもの（例えば、歩行型トラクタ、バインダ、歩行型田植機等）である。また、「可搬型」とは、走行部を有さないもの（例えば、刈払機等）である。「携帯用」「携帯型」と呼称されるものは、one-man operation 用の機械をいうが、「可搬型」とは、two-men operation 用の機械も含めた総称である。

さらに、とくにことわらない限り、本論文の「農業機械」とは、「歩行型・可搬型農業機械」をいう。

2) 手腕系振動

「手腕系振動」とは、手や腕に伝わる振動をいう。作業者がハンドルを握った状態で振動に曝露される場合には、ハンドル把持部近傍で観測される振動である。

また、ISO 5349¹⁾ に準じて、5.6Hz以下の低周波数域、1,400Hz以上の高周波数域は原則として取扱わない。本論文の「振動」とは、とくにことわらない限り「手腕系振動」をいう。

3) 振動の方向の表現

ISO 5349に従って、図1.1のように定める。つまり、把持状態において第3中手骨の突起部を座標原点とし、Z方向はその第3中手骨の方向である。また、X方向はZ方向に垂直な手背から手腹へ方向であり、Y方向は、X、Z方向に対し、垂直な方向である。しかし振動測定時には、加速度変換器の取付の都合上、Y方向がハンドル軸方向と一致するように、座標を回転させるものとする。

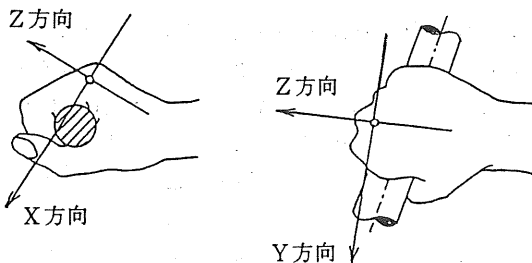


図1.1 手腕系の振動方向¹⁾

4) 振動加速度レベル

振動の大きさは一般的には、 m/s^2 で表されるが、身体が曝露される振動の場合には、通常dBが用いられる。本論文ではすべてdBで表示されている。 m/s^2 からdBへの変換は次式による。

$$VAL = 20 \times \log \frac{a}{a_0} \quad (1.1)$$

VAL: 振動加速度レベル [dB]

a : 加速度実効値 [m/s^2 rms]

a_0 : 基準加速度実効値 [$10^{-6}m/s^2$ rms*]

本論文中においては、overall の振動加速度レベルと1/3 オクターブバンドの振動加速度レベルを区別するために、overallの場合にはdBの後ろに VALを付記する。また、1/3オクターブ分析結果の図中の VALとは、overall の振動加速度レベルを意味する。

5) 振動レベル

手腕の振動感覚に基づき、上述の overall振動加速度レベルをさらに表1.1の補正值で重みづけした値で、その表示に際しては、dBの後にVLを付記する。また、1/3 オクターブ分析結果の図中のVLとは振動レベルを意味する。

表1.1 振動レベルの算出のための補正值

周波数 (Hz)	利得 (dB)	周波数 (Hz)	利得 (dB)
6.3	0	100	-16
8.0	0	125	-18
10.0	0	160	-20
12.5	0	200	-22
16.0	0	250	-24
20.0	-2	315	-26
25.0	-4	400	-28
31.5	-6	500	-30
40	-8	630	-32
50	-10	800	-34
63	-12	1,000	-36
80	-14	1,250	-38

注) ISO 5349¹⁾より

6) 機械的インピーダンス

ある構造物の振動特性を把握しようとするとき、しば

* ISO 5349では $10^{-6}m/s^2$ rmsを基準加速度実効値としているが、本論文では、従来からの日本での基準加速度実効値を使う。従って、ISOに準じたデータを参照する時には、20dBを差し引いている。

しばしば振動実験が行われ、出力である応答と入力である励振力の比で表現されることが多い。機械的インピーダンス (Mechanical Impedance) とは、次式のように定義される。

$$Z(j\omega) = \frac{F(j\omega)}{V(j\omega)} \quad (1.2)$$

Z: 機械的インピーダンス [Ns/m]

F: 駆動点における力 [N]

V: 駆動点における速度 [m/s]

j: 虚数単位

ω : 角振動数 [rad/s]

つまり、単位振幅の応答速度に対する励振力の振幅を角振動数 ω の複素関数の形に表現したもので、通常、図示する時にはその絶対値と位相差に分けたボード線図で表す。励振点と応答点を同一点に採るとき、その機械的インピーダンスは駆動点機械的インピーダンス (Driving Point Mechanical Impedance) と呼ぶ。本研究で扱うのは、駆動点機械的インピーダンスのみであるので、とくに駆動点とことわず、単に機械的インピーダンスと称することにする。

1. 2 振動障害の歴史と現状

本論文の中では、「振動障害」についてはほとんど言及しないものの、「手腕系振動」を理解する上で、「振動障害」が一つのキーワードであることは間違いない。ここでは、若干紙幅をさいて振動障害の歴史と現状について述べることにする。

手腕系振動による障害が初めて報告されたのはイタリアで、1911(明治44年)に圧搾空気工具を使用して起こった血管障害が発見された。また、日本で振動障害が初めて報告されたのは昭和13年(1938)のことである。わずか1例ではあったが、鉄打工が、頭痛、シビレ感、筋肉痛、手指機能障害を認めている¹¹⁾。センサー使用による振動障害が問題視され始めるのは昭和30年代後期である。三浦¹²⁾は、昭和38年(1963)の国有林でのセンサー使用者2,967人中、白指は5.7%、指のしびれは12.3%に認められ、使用5年以上でこれらの頻度が増大したと報告している。また、レイノー現象を「白ろう病」と呼称したのもこの頃で、レイノー現象の起こった指の様子か蠟燭のような色をしていたことから、林業の現場から自然発生的に広まった。さらに、センサーによる振動障害の問題が国会で取り上げられ、工具使用時間の制限、特殊健康診断の実施、センサーの規格の設定¹³⁾が行

われるようになった。図1.2に業務上(労働省関係)、公務上(人事院関係)振動障害認定件数の年次推移を示す¹⁴⁾。公務上認定件数(主に国有林関係)の第1のピークは、対策の施されなかった重症例が認定されていった経過を示し、第2のピークは、累積使用時間が増加したことによる発症が再び現れたことを示す。

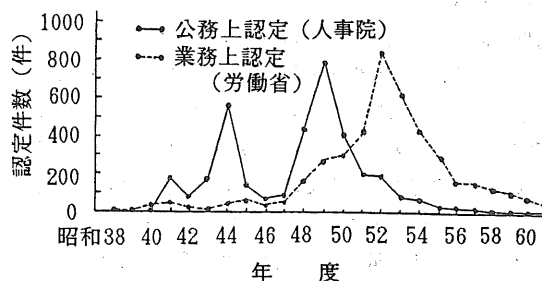


図1.2 業務上、公務上振動障害認定件数の年次推移¹⁴⁾

鉱工業、建設業でも、徐々に機械の改良と衛生学的管理が徹底していった。図1.2に示す業務上認定患者数は、昭和52年度(1977)をピークとして、その後徐々に減りつつある。それでも、昭和61年度(1986)の調査¹⁴⁾によると振動障害療養者数は、鉱業で1,974名、建設業で3,185名、その他の鉱工業で1,388名であった。

オートバイを運転する郵便局外務員の振動障害の集団発生が初めて報告されたのは昭和41年(1966)のことである¹¹⁾。その後、振動障害の認定をめぐる郵政省、労働省で議論が繰り返された。昭和63年(1988)6月現在、オートバイ障害で公務上と認定された総件数は、61件であった。また、ハンドルグリップヒータの装着、ダミーマスによる防振ハンドルの開発などが行われてきた¹⁵⁾。

1. 3 手腕系振動研究の現状

以上の様な振動障害の歴史を経て、現在、各国で手腕系振動について様々な研究がなされている。その研究領域は図1.3のように大きく3群に分けられるであろう。

I群は、振動障害の実態、予防、診断に関する研究領域で、主に生理学、臨床医学、衛生学の観点からアプローチされている。手腕系振動による障害には、①末梢循環機能障害、②末梢神経機能障害、③末梢骨関節系障害の3大症状があるが、I群の中では、これらの振動障害の原因を疫学的に追求していく研究^{16)~23)}が一つの主

流である。つまり、原因及び発症メカニズムを解析することにより、作業環境面から対策を講じようとしている。I群の研究のもう一つの主流は、量-反応関係(Dose/Response Relationship)、すなわち、振動曝露量と振動障害発症割合を求め、手腕系振動評価の資料を提示しようとするものである。この研究¹⁾²⁾²⁴⁾²⁵⁾は、事例研究がほとんどであり、振動曝露時間、症状等あいまいな因子を取り扱うため、他のデータとの整合性を図ることが困難であった。しかし、数十年にもわたる研究データの蓄積を得てISO5349¹⁰⁾で振動曝露量と障害発症率の関係がグラフ化され、手腕系振動評価に役立てられている。

II群は、手腕系振動の工学的計測方法、評価に関する研究^{26)~34)}である。この研究領域は、量-反応関係の把握という点でI群と密接に関連する。また最近、新しい計測法について提案されるようになってきた。その一つは、①エネルギー量、パワー量による手腕系振動の計測³⁵⁾³⁶⁾である。従来より、手腕系振動は、ハンドル把持部近傍の加速度で評価されてきたが、その加速度は作業者の手腕の振動特性の影響を大きく受ける。しかし、手腕の振動特性は個人差が大きく、世界各国で測定された振動加速度を同一の基準で比較することがむづかしいと指摘されるようになってきた。それで、手腕の振動特性の影響がすべて加味できる方法としてエネルギー量、パワー量を指標とした計測システムが注目を集めている。同様の理由で、②手腕の振動特性と類似した特性を持つ物理モデルを規格化し、その物理モデルを供試ハンドルに付加することにより、一定の基準でハンドルの加速度を測定する方法^{37)~40)}が提唱されている。物理モデルを作るためには手腕の振動特性を把握する必要がある。そのため、多くの研究者が手腕の機械的インピーダンスを測定している。

III群は、工学的対策により手腕系振動を軽減させようとする研究領域^{41)~44)}である。その研究の中では狭帯域、1/3オクターブバンド、1/1オクターブバンドでの周波数分析が試みられる。ISO¹⁰⁾、JIS⁴⁵⁾では、測定された振動加速度を手腕の振動感覚に合わせたフィルタ値で補正した振動レベルで評価するよう提示しており、II群の研究と関連する。ところで、手腕系振動を機械の改良等の工学的な対策によって軽減することは意外に困難である。なぜならば、①機体重量が過度に大きくなってはならない、②作業性に支障が生じてはならない、③防振材を挿入できるスペースが少くない、④手腕の振動特性を考慮しなければならない、⑤大きなコスト高になって

はならない、等の制限条件が他の機械を対象とした防振技術より多いからである。これらの制限条件は、歩行型機械より可搬型機械の改良の際に一層厳しくなる。しかし最近では、いろいろな対策が講じられるようになってきている。その具体例については、後段で述べることにする。

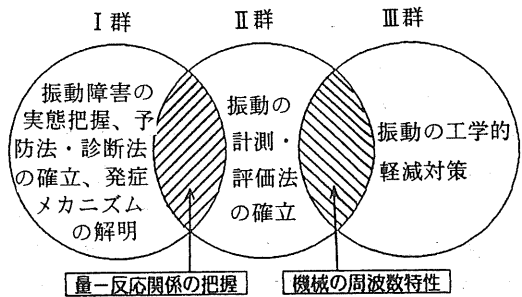


図 1.3 手腕系振動に関する研究領域

1. 4 本研究の基本方向

以上のように、手腕系振動に関する研究分野は多岐に渡り、振動工学、医学、労働科学、人間工学等、枚挙の暇がない。いわゆる人-機械-環境系を対象とした境界領域の研究課題である。ここではこの境界領域の中において、本研究がどのような特徴を持ち、本論文がどのような構成になっているかについて述べる。

第2章では、各種歩行型、可搬型農業機械の手腕系振動の実態、及び他の振動工具と比較しどのような特徴があるか、どの程度まで振動を低下させる必要があるか。について考察する。

次に、「不快」な振動、手に感じやすい振動について知る必要がある。等感度試験等の官能試験や手腕に吸収されるエネルギー量によって評価しようとした例もあるが、農業機械のようないろいろな把持方法、振動方向を有する対象物に適用するには問題点も多い。第3章では、代表的な農業機械のハンドル把持方法を3種挙げ、それぞれについて等感度試験を行い、手に感じやすい振動を周波数別に把握しようとする。また、第4章の一部では、手腕の振動モデルより、振動障害に関連が深いとされる手腕系吸収エネルギー量を周波数別に算出し、基礎資料の提示を図る。

第4章、第5章、第6章では、農業機械の手腕系振動軽減のための工学的対策技術について述べる。前節に記

したように、手腕系振動を工学的対策により軽減するには、いくつもの制限条件をクリアしなければならない。しかし、これらの制限条件を考慮しつつ振動も軽減させようとして、勘に頼って試行錯誤を繰り返しては、時間が浪費されるばかりで効率的な改良が行えない。そのため、改良の効果を迅速に予測するシステムの構築が最も望まれる。これらの各章では、自動車、工作機械、電機、重工業の各分野で振動軽減に大きな威力を発揮しているコンピュータシミュレーションにより振動予測の手法が用いられている。

コンピュータシミュレーションを農業機械の手腕系振動予測に適用し、効率的に振動を軽減するためには、手腕の振動特性を把握し、コンピュータに入力しなければならない。そのため、第4章では、手腕の機械的インピーダンスを測定し、さらにその振動特性と等価な数学モデルを決定する。前述のように、機械的インピーダンスを測定した研究事例は多いが、それらの研究と本研究の目的とは全く異なる。手腕の振動特性をコンピュータに入力し、手腕系振動の予測のために使用した事例はきわめて少ない。

第5章では、第4章で求めた手腕の数学モデルと、モード解析、ビルディングブロック法（以下、「BBA法」と称する。）を基幹とするコンピュータシミュレーションを歩行型トラクタの機関マウント防振ゴムの選定、刈払機のハンドル取付位置の最適化に応用した例を記述する。

第6章では、最初に、既存の技術である振動の節を活用した振動絶縁法を歩行型トラクタ、茶摘採機用の防振ハンドルに適用し、その効果と問題点について考察する。次に、その問題点を踏まえ、新しい機構を持った防振ハンドルを開発し、刈払機に装着した時の効果について報告する。また、これらの防振ハンドルの設計に際しては、有限要素法（以下、「FEM」と称する。）による最適設計が試みられている。

以上を要約すると、本研究で扱う研究領域は、前節で述べたⅡ群、Ⅲ群にわたる幅広いものである。言い換えれば、人間工学分野と振動工学分野での既往の研究成果を積極的に取入れ、かつその狭間にあって解決されていない問題点を抽出し、農業機械の手腕系振動軽減、さらには、振動による「不快感」の軽減に活かそうとしたところに、本研究の特徴がある。

2. 歩行型・可搬型農業機械の振動実験

歩行型・可搬型農業機械の手腕系振動の軽減について議論を進める前に、これらの機械の振動特性はどのような特徴を有し、どの程度まで振動を低下させる必要があるのかを十分に検討しておかねばならない。本章では、様々な農業機械の手腕系振動を測定した結果について述べるとともに、他産業で使用されている振動工具との比較を行う。

2.1 測定方法の規格と振動の評価

前述のように、手腕系振動の測定・評価に関しては、ISO 5349¹⁰⁾ で国際的に基準化されている。また、国内では、JIS B4900⁴⁵⁾、JIS C1511⁴⁶⁾に「手持ち動力工具の工具振動レベル測定方法」、「手持ち振動工具用振動レベル計」として規格化されている。測定方法に限れば、この国内外の規格は0 dBの基準加速度の値が異なるのみでその他は大きな違いはない。

本章での振動測定方法について述べるに先立ち、これらの規格について簡単に記述しておく必要がある。まず、加速度変換器に関しては、①周波数範囲は少なくとも1/1オクターブバンド中心周波数8～1,000Hzをカバーする5～1,500Hzであること、②小さく軽いこと（JISでは少なくともその質量が30g以下のものを使用するよう提唱している。）、③ハンドル部がゴムなどで被覆されている場合には、変換器をハンドルに緊縛するなどにより、十分強く取り付けること、等の条件を満たすことが必要である。さらに、測定された加速度は、周波数補正された振動レベルか、1/1オクターブあるいは1/3オクターブ分析された振動加速度レベルで報告するよう推奨している。

振動レベルが時間と共に変化する場合には、双方とも等価振動レベルで評価するよう提示している。とくに、ISOでは1日4時間の等価振動レベルを次式のように求め、図2.1での評価を提唱している。

$$EL_4 = 20 \times \log_{10} \frac{\left(\frac{1}{4} \int_0^{\tau} \{a(t)\}^2 dt \right)^{\frac{1}{2}}}{a_0} \quad (2.1)$$

EL_4 : 4時間に対する等価振動レベル [dBVL]

$a(t)$: 補正された振動加速度の瞬時値 [m/s^2]

a_0 : 基準加速度実効値 [$10^{-6}m/s^2$ rms]

τ : 1日の作業時間 [hour]

図2. 1は、長年の量-反応関係に関する研究成果を基に導かれたもので、曲線群は曝露者の10、20、30、40、50%に白指等の血管障害の兆しがでる前の曝露年数を示している。例えば一日4時間の等価振動レベル120dBVLで3年間定期的に曝露される作業集団があった場合、その集団内の10%の人に血管障害の兆しが現れるだろうと予想できる。

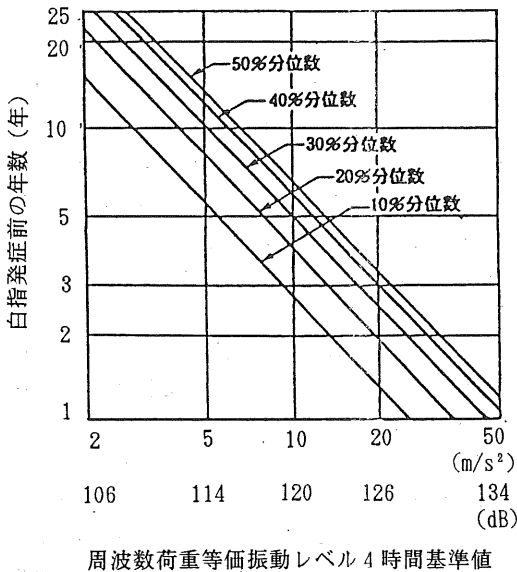


図2.1 振動曝露量と障害発症率の関係¹⁰⁾

しかし、歩行型・可搬型農業機械を使用する農作業現場では年間を通して定期的に振動に曝露されるということはほとんど考えられないので、一日4時間の等価振動レベルを指標とした評価は本論文の中では行わない。むしろ、等価振動レベルによる評価は、作業中に諸々の負荷により機関回転数等が変化し、それとともに振動レベルも変化するような場合に適用されるべきである。本文中の等価振動レベルとは、振動測定時間にわたって周波数補正された振動加速度実効値を2乗積分し、測定時間で平均したものの平方根のdB表示である。

なお、チェンソーについては、労働安全衛生法第42条の規定に基づき、労働省告示第85号「チェンソーの規格(昭和52年9月29日)」¹³⁾が定められており、同告示別表第1に振動加速度の測定方法がある。

2.2 農業機械の手腕系振動¹⁾

歩行型・可搬型農業機械を代表して、表2.1に仕様

を示した歩行型トラクタ3型式、刈払機3型式、茶摘採機1型式を取上げ、手腕系振動を測定した。振動の測定・記録・分析は以下のように行った。作業者がハンドルを把持した状態で把持部近傍に3軸型加速度変換器(RION PV32A)を金属バンドで取り付け、JIS C1511^{4,6)}に準拠した振動感覚補正フィルタを内蔵した振動工具用振動レベル計(RION VM19)を用い、レベル表示部から振動レベルを読み取るとともに、データレコーダ(KYOWA RTP 570B)に加速度を収録した。収録データは、2ch FFTアナライザ(ONO CF500)により、8~1,000Hzまで1/3オクターブ分析を行った。

表2.1 供試機の主な仕様

機 種	搭 載 機 関		備 考
	機関出力(kW)/回転数(rpm)		
歩行型トラクタA	3.7	/ 1,800	4サイクル
歩行型トラクタB	2.6	/ 1,800	4サイクル
歩行型トラクタC	3.2	/ 1,800	4サイクル
刈払機(背負い型)A	0.6	/ 7,000	2サイクル
刈払機(肩掛け型)B	1.3	/ 7,000	2サイクル
刈払機(肩掛け型)C	1.4	/ 8,000	2サイクル
茶 摘 採 機	1.5	/ 7,500	2サイクル

表2.2に各供試機の振動加速度レベル、振動レベルを示す。すべての供試機で、3振動方向の内1方向は、振動加速度レベル125dBVAL以上、振動レベル110dBVL以上の値を示した。図2.2~図2.5に各供試機の手腕系振動の1/3オクターブ分析結果を示す。歩行型トラクタAでは、砂利道を走行することにより、25Hz以下の低周波数域で振動は大きくなったもののそれ以上の周波数域では、走行停止状態での振動とほとんど同じ傾向を示し、機関回転数の2次成分である63Hz成分でピークを示した。機関回転数の2次成分でピークを示す傾向は他の2型式でも認められた。刈払機では機関の1次回転数成分と刈刃の回転数成分で大きな値を示した。刈払機Cの場合、機関~刈刃までの減速比が1:1.33あるので100Hz、125Hzで他の周波数より振動が大きくなった。茶摘採機では機関の1次回転数成分で大きな値を示す。この茶摘採機の刈刃部はレシプロ式で2組の刈刃可動部がお互いに逆位相で往復動するが、2組の刈刃による振動成分はほとんど認められなかった。

表2.2 各種農業機械の振動実態

機 種	機 関 回転数 (rpm)	VAL (dBVAL)			VL (dBVL)		
		X	Y	Z	X	Y	Z
歩行型トラクタA	1,850	125	117	126	113	109	113
歩行型トラクタB	1,750	132	131	128	119	115	114
歩行型トラクタC	1,800	122	115	118	111	102	105
刈 払 機 A	5,000	118	124	127	105	104	112
刈 払 機 B	7,000	130	127	120	112	111	104
刈 払 機 C	8,000	129	130	130	113	113	111
茶 摘 採 機	7,000	129	133	130	110	115	112

注1) VAL：振動加速度レベル、VL：振動レベル
 注2) 歩行型トラクタAはトラクタ連結状態で砂利道を0.84 m/sで走行した時の振動を測定
 歩行型トラクタBはロータリを装着して中耕時の振動を測定
 歩行型トラクタCはロータリと培土板を装着して中耕培土作業時の振動を測定
 刈払機、茶摘採機は無負荷常用機関回転数で振動を測定

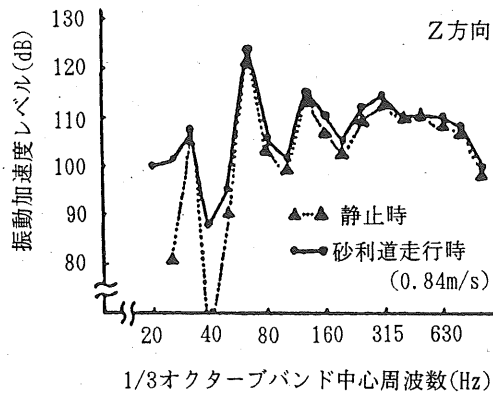


図2.2 歩行型トラクタAの手腕系振動

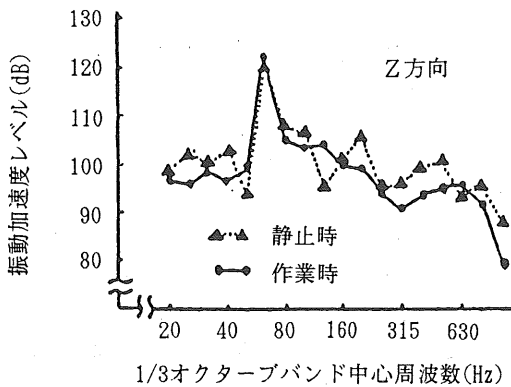


図2.3 歩行型トラクタBの手腕系振動

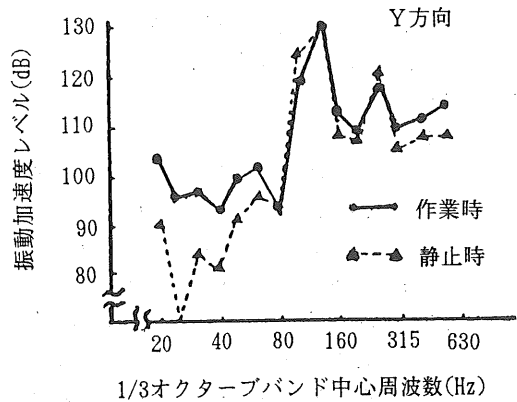


図2.4 刈払機Cの手腕系振動

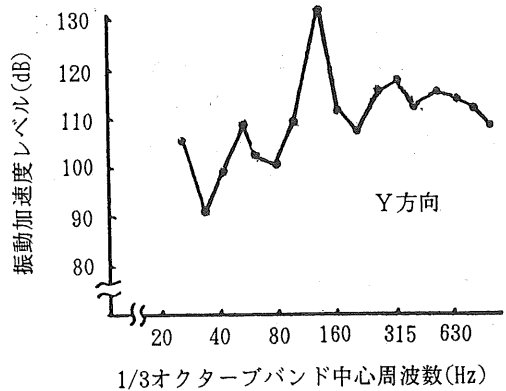


図2.5 茶摘採機の手腕系振動

三浦¹⁾は、手押し式動力草刈機1型式、田植機2型式(4条植、2条植)の作業時の手腕系振動を測定した。それによると、手押し式動力草刈機は歩行型トラクタと同様、機関の2次回転数成分で振動加速度が増大し、振動レベルは113dBVLに達している。また、田植機2型式は双方ともに機関回転数成分の大きなピークは見られず、振動レベルは105dBVL以下であったと報告している。

以上のように歩行型・可搬型農業機械は、ほとんどが4サイクル単気筒機関か2サイクル単気筒機関を採用し、田植機を除き、4サイクル機関の場合は機関回転数の2次成分で、2サイクル機関の場合は機関回転数の1次成分でピークを示す傾向にあることが分かった。それ故、機関回転数成分をいかに低下させるかが、振動軽減のポイントとなる。

2. 3 農業機械の振動の特徴と振動軽減目標値

2. 3. 1 他産業機械の手腕系振動

チェンソーを対象とし、手腕系振動について研究されている例は非常に多い。二塚⁴⁷⁾は、チェンソーの振動加速度レベルは1965～1980年までの間に、おおよそ145dBVALから130dBVALまで低下したことを示した。また、Pyykkö⁴⁸⁾はフィンランドでのチェンソーの振動は、1958～1980年までの間に約1/6に減少したと報告している。これらの効果は、機関励振力の低下、防振構造の採用などの工学的な改良によるところが大きい。林野庁では、昭和52年度より「林業用手持ち機械の振動・騒音測定」を開始し、これらのデータは一般に公表されている^{49)～53)}。表2. 3は昭和62年度の試験機18台についてのデータをまとめたものである。機種によって振動の値は違うものの、おおよそ振動加速度レベルは128dBVAL、振動レベルは115dBVLである。農業機械と比較すると振動加速度レベルはほぼ同じ値を示すが、振動レベルは約5dB高い。これは、チェンソーは低周波数域で農業機械より振動加速度が大きくなっていることを示している。また、機関排気量による振動の大きさの違いは明確にならなかった。

表2. 3 最近のチェンソーの振動(平均値)

排気量(cc)	サンプル数	VAL(dBVAL)	VL(dBVL)
～40	4	127	113
40～60	6	128	117
80～	8	128	115

- 注1) VAL: 振動加速度レベル, VL: 振動レベル
- 注2) 3振動方向の内、振動レベルの最も大きくなる方向における振動値の平均
- 注3) 昭和62年度林業用手持ち機械の振動・騒音測定試験結果(林野庁)⁵³⁾より

削岩機、各種動力ハンマー、コンクリートブレーカ、サンダー等、鉸・工業、建設業等の作業現場で使用されている振動を発生する工具は、一般に「振動工具」と呼ばれている。これらの振動障害は、前述のようにチェンソーの振動障害が指摘されるようになる以前から問題となっていた。その振動特性についても多くの報告^{5) 11) 12)}がある。これらの機械は、衝撃性が強く幅広い周波数域で高い振動加速度を示す。また、「衝撃振動」の中にも様々な波形パターンがあることを三輪⁵⁴⁾は指摘している。そのため、これまで振動の評価は難しかった。しかし、Schäfer⁵⁵⁾は、衝撃的な振動も衝撃性のない振動も

ISOで同じように評価できるという報告をしていることは興味深い。

表2. 4に代表的な振動工具の振動レベルの一例⁵⁶⁾を示す。振動レベルは、120dBVLを越えるものが多く、とくにコンクリートブレーカはZ方向で126dBVLに達している。これらの値は、農業機械にとどまらず、チェンソーよりはるかに高い値を示している。

表2. 4 各種振動工具の振動レベル
単位: dBVL

機 種	振 動 方 向		
	X	Y	Z
削 岩 機	118	114	119
チ ッ ピ ン グ ハ ン マ ー	119	112	120
リ ベ ッ テ ィ ン グ ハ ン マ ー	107	119	123
電 気 ハ ン マ ー	115	105	124
コ ン ク リ ー ト ブ レ ー カ	121	118	126

- 注1) 供試削岩機の機体質量:13.9kg、打撃数:2,000bpm
供試チップングハンマーの機体質量:5.6kg
打撃数:2,200bpm
供試リベッティングハンマーの機体質量:1.35kg
打撃数:2,040bpm
供試電気ハンマーの機体質量:30.0kg
打撃数:850bpm
供試コンクリートブレーカの機体質量:36.6kg
打撃数:1,150bpm
- 注2) 昭和59年度防振機械工具開発改良研究報告書(日本機械工業連合会)⁵⁶⁾より

郵便局外務員のオートバイ乗務時の振動実態については、横森らの論文^{57) 58)}に詳しい。その報告には、走行速度が30km/hを越えると振動レベルが120dBVL以上の値を示すこともあると記されている。

2. 3. 2 農業機械と他産業機械の振動の比較と振動軽減目標値

図2. 6に農業機械を代表して刈払機の、他産業機械を代表してチェンソー⁵³⁾、削岩機⁵⁶⁾、コンクリートブレーカ⁵⁶⁾の手腕系振動の1/3オクターブ分析結果の一例を示す。コンクリートブレーカの各振動成分はほぼ一様の傾向を示し、10Hzを除きそのレベルの範囲は110dB～130dBの範囲にある。また、削岩機の振動は25Hz以下の低周波数域でコンクリートブレーカより小さいものの、同様に大きなピークを示すことなく全ての周波数域に対して一様の値を持っている。チェンソーは、125Hzで130dB近い振動加速度レベルを持つ、いわゆる一峰性の振動パターンを示すが、その周波数より低い周波数域でも削岩機並の高い振動成分を有している。これらの他産業機械に対し、刈払機はチェンソーと同様に一峰性の

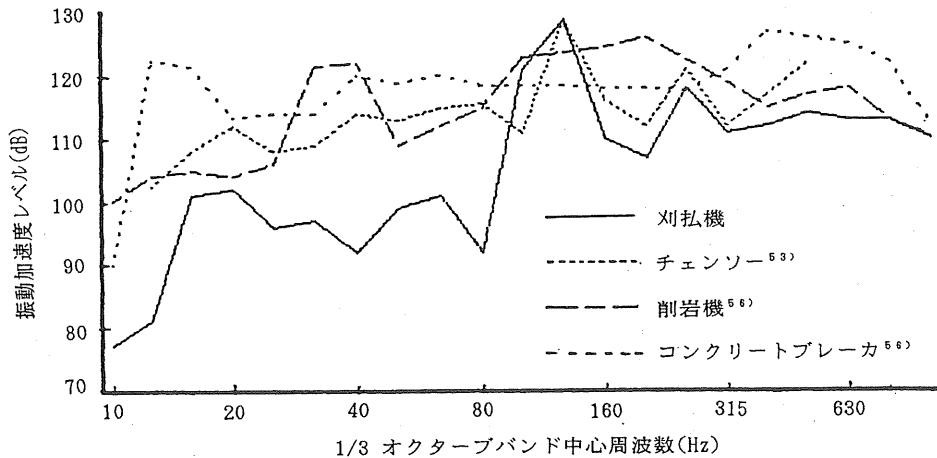


図 2.6 農業機械と他産業機械との振動成分の比較

振動パターンを持つが、低周波数成分は他の3種の機械に比べ著しく小さい。また、ピークを示す周波数より高い周波数域では、ほぼチェンソーと同じ値になり、とくに問題となる振動加速度レベルは認められない。

以上、農業機械を代表して刈払機を例に挙げ、他産業分野で使用される機械の振動との比較を行ったが、図2.2～図2.5で示した農業機械もほぼ刈払機と同じ傾向にある。その特徴を以下に列記する。

- ① 1/3オクターブ分析結果のパターンは「一峰性」を示す。
- ② ピークを示す周波数は機関等の回転数成分と一致する。

さらに、農業機械で最も機関回転数が高くなるのは刈払機であり、その値は約 10,000rpmであることを考慮に入れると、

- ③ 農業機械の手腕系振動の分析、解析を行う際の周波数領域は、500Hz以下で十分である。

ということが、言えるであろう。

ところで、労働省は「防振機械工具開発改良研究」⁶⁵⁾～⁶²⁾を昭和56年度から5年間(日本機械工業連合会に委託した。また、その委員会の委員は各分野の有識者で構成されており、次のような指摘を行っている。「手持ち動力機械の振動レベルは当面次の値を目標とするのが望ましい。

- ① 打撃工具(削岩機、コンクリートブレーカ等)
全方向 115dBVL以下
- ② その他の工具
全方向 105dBVL以下

農業機械の振動は、前述のように機関等の回転運動部の振動が大きく寄与する機械が多く、上記の分類では、②に該当する。しかし、全方向で 105dBVL以下という指針をクリアできている機械は、田植機以外見当たらない。本研究における振動軽減目標値もこの指針に示されたように、全方向で振動レベル 105dBVL以下、つまり、田植機の振動程度に他の農業機械の振動も低下させることを目標とする。

3. 手腕系等感度試験⁶³⁾

「音」と「騒音」が異なる概念であることは、以前からよく知られている⁶⁴⁾。つまり、「音」とは、音圧や周波数等の物理量を指標としているのに対し、「騒音」は感覚量である。例えば、同じ物理的性質を持った「音」に曝露されても、人間の置かれた環境(例えば、睡眠時や工場作業時など)によって「やかましき」の程度が異なる。それ故、音響学の分野では積極的に心理学が取り入れられるようになり、現在、音響心理学として発達してきた。また、「音」という物理量と「騒音」という感覚量の関係を検討するときに、しばしば等感度試験が行われる。全身振動の分野でも同じような等感度試験が三輪⁶⁵⁾、Dupuis⁶⁷⁾らによって行われ、ISO 2631⁶⁸⁾の振動レベルの算出のための補正值の決定にこれらのデータが大いに参考にされた。

振動分野における等感度試験では、ある基準となる振動曝露環境(周波数、振動方向等)で、ある基準の振動加速度レベルの振動を被験者に与えた後、別の振動曝露環境で振動を与え、被験者が基準の振動曝露環境での振

動感覚と一致する振動加速度レベルを測定する。手腕系振動では、三輪⁶⁾⁹⁾⁷⁰⁾の等感度試験が有名である。その等感度試験結果を図3.1に示す。このデータもISO 5349¹⁰⁾による基準化に参考とされ、主に表1.1で示した振動レベル算出のための補正值の決定に利用された。さらに三輪⁷¹⁾は、振動感覚の感覚量として「許容限界」「不快限界」を用い、それぞれについて、各周波数における振動加速度レベルを求めた。Reynolds⁷²⁾も同様な試験を行っている。

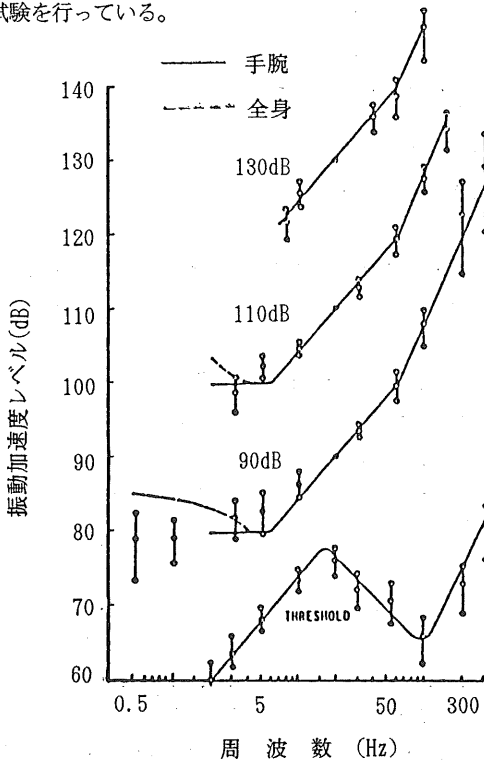
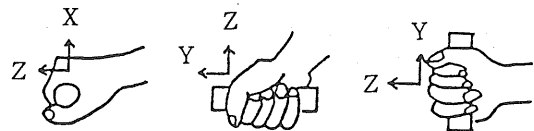


図3.1 手腕系振動の等感度曲線の例¹¹⁾

しかし、筆者は三輪らのデータを農業機械の手腕系振動には一概に適用できないと考えた。なぜならば、「ハンドル把持姿勢」という振動曝露環境が、三輪らの行った試験状態と実際の農作業の場では、異なっているからである。さらに、三輪の試験では、手腕系振動を評価する場合の大きなファクターとなると考えられる「ハンドル把持力」について考慮されていなかった。本章では、まず、農業機械のハンドルの形状から「ハンドル把持姿勢」を決定する一方、作業中の「ハンドル把持力」を測定し、等感度試験を行うための基礎資料の収集に努めた後、三輪⁶⁾⁹⁾と同様な方法で等感度試験を行った。

3. 1 農業機械使用時の把持姿勢と把持力

農業機械のハンドルは、その握り方から図3.2のようにAハンドル、Bハンドル、Cハンドルに大別できる。例えば、Aハンドルは歩行型トラクタ、バインダ等によく用いられる「ループ形ハンドル」であり、Bハンドルは同じく歩行型トラクタ、田植機等に用いられる「つもの形ハンドル」である。また、Cハンドルは主に刈払機に用いられる「U字形ハンドル」である。これらのハンドルの把持姿勢、つまり、作業中の手首、肘、肩関節の角度について検討するには、諸々の作業を録画し動作分析するのが最も妥当な方法であろう。しかし、この方法では装置が大がかりになり、数多くの機種について行えない。また、手首、肘、肩関節の角度を三次元的に測定するのは、困難で誤差も多い。よって、等感度試験の把持姿勢を決定するために、被験者1名が市販機種種のハンドル(Aハンドル:6台、Bハンドル:12台、Cハンドル:4台)を静止状態でごく自然に握り、その握りの位置と被験者身体との相対距離を測定した。身体と握りの位置の三次元の相対位置が定めれば、各関節部の角度もおのずと規定されると考えられる。表3.1に把持姿勢を規定するための三次元ハンドル位置を示す。X、Y方向は、等感度試験を行う被験者間で同一にするが、Z方向であるハンドルの地上高は、被験者の身長にあわせてその都度調整することにした。また、手腕系等感度曲線を求めるにあたっては、この3種類のハンドルについて、X、Y、Zの振動方向があるため、計9試験条件を設定した。



(Aハンドル) (Bハンドル) (Cハンドル)

図3.2 各種ハンドルと把持姿勢

表3.1 供試ハンドルの三次元位置

ハンドル種類	X (cm)	Y (cm)	Z (cm)
Aハンドル	35	24	104+ α
Bハンドル	35	27	94+ α
Cハンドル	35	27	104+ α

注1) X: 被験者肩峰点からハンドル中心までの距離
 Y: 被験者垂直方向中心線からハンドル中心までの距離
 Z: 地上からハンドル中心までの高さ
 注2) X、Yの値は被験者間同一。Zは被験者の身長により調節、表中のZ値は身長170cmに対応

把持力の測定は、以下のように行った。図3.3に示す試作把持力計を供試機の把持部に取り付け、被験者がその把持力計を握りながら通常どおりに作業を行い、把持力データをデータレコーダに記録した。また、Aハンドルとして表2.1の歩行型トラクタAを供試し、トレーラを連結した状態で砂利道を0.84 m/sで走行した時の、Bハンドルとして歩行型トラクタBの中耕培土作業時の、Cハンドルとして刈払機3種の草刈作業時の把持力を測定した。被験者は5名で、全員が右利きである。各供試機における被験者5名の把持力の平均値を表3.2に示す。ハンドルの種類や機種間によって把持力が大きく変わるということはなく、ほぼ30~36Nの範囲にあった。刈払機による草刈作業では、刈払機を左右に振りながら作業するため、周期的な変動を示し、その偏差は約±10Nで安定していた。これらの結果から、等感度試験を行う時の把持力は33Nに決定した。

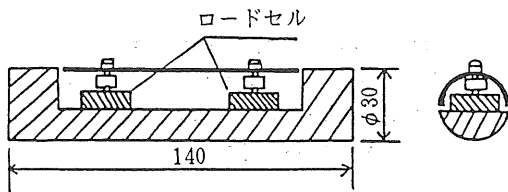


図3.3 把持力計の概要図(単位mm)

表3.2 各種農業機械の作業中の把持力
(被験者5名の平均)

機 種	右手把持力(N)	左手把持力(N)
歩行型トラクタA	41.4	34.3
歩行型トラクタB	32.8	35.4
刈 払 機 A	34.1	36.5
刈 払 機 B	36.2	33.0
刈 払 機 C	34.2	31.9

振動工具やチェンソー等の作業中の把持力を測定した研究^{73)~76)}は、過去にもいくつかある。Suvorov⁷³⁾は、製造業、建設業で扱われる振動工具の把持力は機体質量の約1/2であると報告し、Falkilla^{74)~75)}はチェンソーによる作業中の把持力は平均5~12Nであったと報告している。これらの値と今回測定された把持力を比較すると33Nはやや大きい。また、把持力計については、肝付

^{77)~79)}が試作した例を示している。ところで、空気圧搾工具等では、振動曝露環境としてハンドル押し付け力が測定されることが多い。しかし、農業機械では、コンクリートブレーカや削岩機、グラインダのように対象物に強く押し付けて作業を行うということはほとんどない。よって、等感度試験でも押し付け力についてはとくに規定せず、被験者にごく自然にハンドルを握ってもらうことにした。

3.2 等感度試験の試験方法

等感度試験を行う時に、どのような基準振動加速度レベルを設定し、どのような周波数で試験するか、を検討するため、最初に被験者5名によって予備試験を行った。次に、それらの結果を踏まえ、適当と思われる試験条件で被験者を多くして等感度曲線を求めるという過程を経た。以下に、予備試験の試験方法について記述する。また、その予備試験では、①異なる周波数をもつ振動間の等感度、②異なる把持姿勢・振動方向での等感度、と2段階に試験を進めた。

周波数に対する振動感覚の特性を検討するため、各試験条件において40Hzの振動と他の周波数(10、14、20、28、56.5、80、113、160Hz)の振動を一对比較法で比較させ、40Hzのある振動加速度と感覚的に等価になる振動加速度レベルを求めた。その試験順序は以下のとおりである。

- ① 被験者は、表3.1に示した把持姿勢で小型動電型加振機(EMIC 513A)に取り付けたハンドル(図3.3)を把持力33Nで握り、その状態でハンドルに40Hz・正弦波の基準振動加速度レベル(100dB、120dB)を与え、その振動感覚を被験者は覚えておく。振動印加時間は3秒とし、2秒の無印加をはさんで3回繰り返した。把持力は、動歪計を介してオシロスコープに表示され、被験者はそれを見ることにより、常に一定の把持力でハンドルを握れるようになっている。
- ② 次に、他の周波数であるレベルの振動を与え、被験者がそれを基準振動と比較する。レベルの設定は、ランダムに行わず、まず、明らかに振動が小さいと感じられるレベルを与え、その後、被験者が基準振動と等しい感覚になるまで、間欠的に入力レベルを上昇させる。
- ③ ②で得られた値より約10dB高い振動を印加し、②と逆に基準振動と等しい感覚になるまで間欠的に入

カレベルを減少させていく。

- ④ ②③でえられた値の平均値を、被験者の40Hz、基準振動加速度に対する等感度振動加速度レベルとして決定し、次の対象周波数について①から再び繰り返す。

また、被験者からの要求があれば、いつでも基準振動加速度を印加できるようにした。

次に、ハンドル把持姿勢・振動方向による振動感覚の違いを検討するため、Aハンドル・X方向を基準とし、他の8試験条件との感覚的等価変換を試みた。ハンドルを取り付けた小型加振機を2台用意し、一方は、基準となるAハンドル・X方向の基準振動加速度レベルで、もう一方は、他の把持姿勢・振動方向で加振し、一対比較法で測定した。また、双方ともに入力周波数は等しく設定した。周波数は、10、20、40、80、160Hzを選択した。測定手順は、異なる周波数間の振動感覚の違いを試験した時と同様である。

3. 3 予備試験の等感度曲線

3. 3. 1 周波数と等感度曲線

基準周波数40Hz、基準振動加速度レベル100dB、120dBでの等感度曲線をハンドル把持姿勢別に図3. 4、図3. 5、図3. 6に示す。各試験条件とも三輪の試験結果と同様に周波数が上昇するに従い、等感度振動加速度レベルは直線的に増加し、同じ振動加速度レベルで異なる周波数を持つ2種類の正弦波振動が手腕に負荷された場合、周波数の低い方が振動を大きく感じられることが明らかになった。また、基準振動加速度レベルの違いによる等感度曲線の傾向について考察すると、100dBより120dBの方が、各試験条件とも増加傾向が大きくなり、100dBでは約3dB/octの直線回帰係数が得られるのに対し、120dBでは約5dB/octになった。入力される振動が小さい場合に、感覚的な振動の大きさの違いを判定することが困難になり、振動感覚の違いが緩和されたことによると考えられる。試験終了後、「基準振動加速度100dBでは、振動の感覚の違いを判定するのが困難であった」という被験者の意見が多かったことからこのことが分かる。また図3. 1に示すように三輪⁶⁹⁾は、等感度曲線は2屈折点を持ち、その周波数は、6Hz、60Hzであり、2~6Hzで0dB/oct、6~60Hzで6dB/oct、60~300Hzで12dB/octの直線回帰係数になることを示した。さらに、ISO 5349¹⁰⁾では、これらの三輪のデータを参照して、表1. 1のように8~16Hzで0dB/oct、16~1,250Hzで6dB/

octの補正値を規定している。これらの値は、基準振動加速度120dBでの試験結果以上に大きな値になっている。

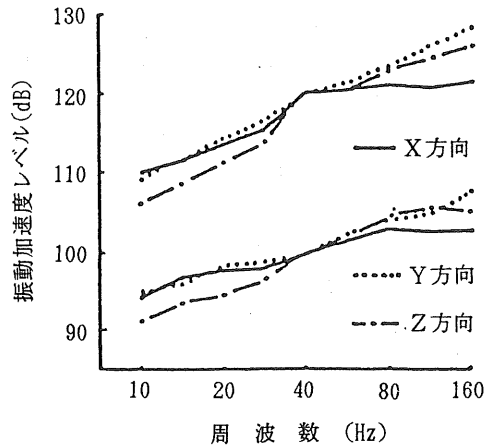


図3.4 Aハンドルでの等感度曲線

注：上の3本は40Hz、120dBを基準とした結果
下の3本は40Hz、100dBを基準とした結果
(図3.4~3.6まで同じ)

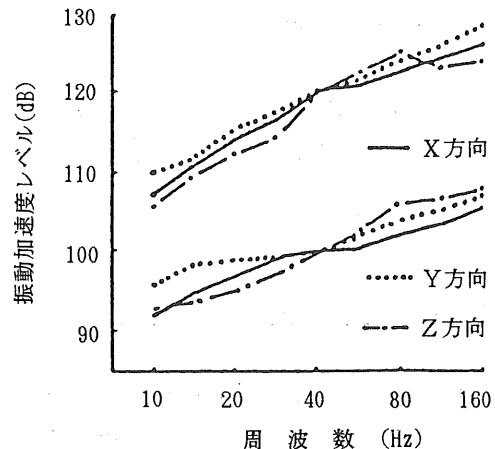


図3.5 Bハンドルでの等感度曲線

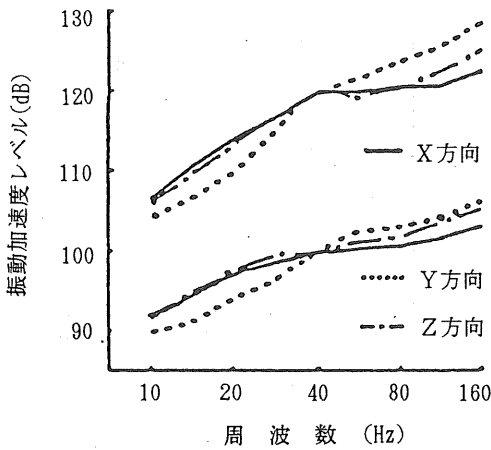


図3.6 Cハンドルでの等感度曲線

3. 3. 2 把持姿勢・振動方向と等感度曲線

Aハンドル・X方向に対する各試験条件での等感度振動加速度レベルをハンドル把持姿勢別に、図3.7、図3.8、図3.9に示す。基準振動加速度レベル120dB、10Hzでの試験は、加振機の許容最大振幅(8mm-p)に制限され行えなかったが、各把持姿勢とも基準振動加速

度の違いによる傾向の差は認められなかった。また、10Hz、20Hzでの等感度振動加速度レベルが、他の振動方向と比較して約5dB低くなる振動方向が存在した。つまり、Aハンドル・Z方向、Bハンドル・Y方向、Cハンドル・Z方向の把持姿勢・振動方向(以下、「a群」と称する。)では、20Hz以下の低周波数域での他の試験条件(以下、「b群」と称する。)より振動を大きく感じやすいことが明らかとなった。

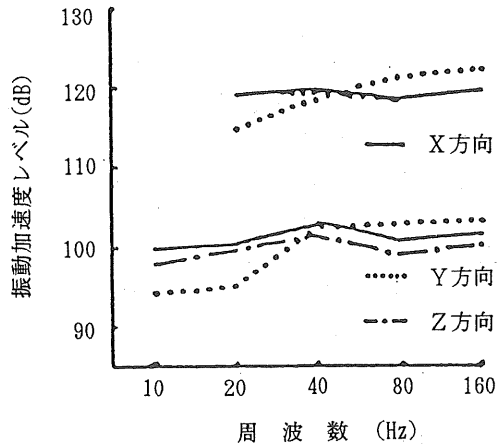


図3.8 把持姿勢・振動方向による振動感覚相対値 (Bハンドル)

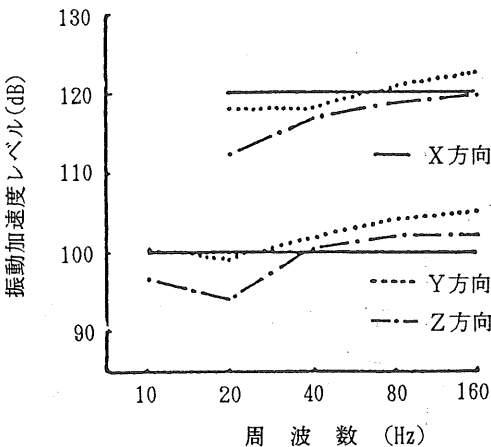


図3.7 把持姿勢・振動方向による振動感覚相対値 (Aハンドル)

注：上の3本はAハンドルX方向120dBを基準とした結果
 下の3本はAハンドルX方向100dBを基準とした結果
 (図3.7～3.9まで同じ)

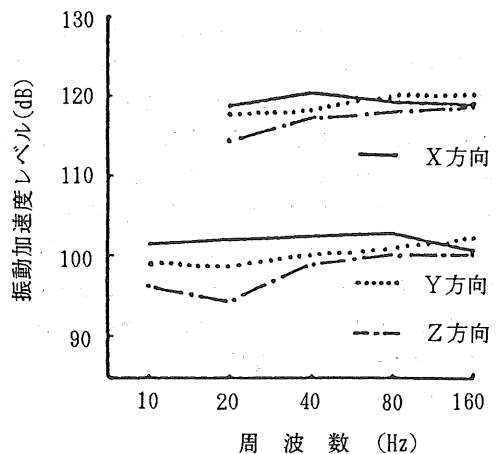


図3.9 把持姿勢・振動方向による振動感覚相対値 (Cハンドル)

3. 3. 3 予備試験での補正等感度曲線

3. 3. 1、3. 3. 2では、①周波数の違いによる等感度曲線、②把持姿勢・振動方向の違いによる等感度曲線を別々に求め、検討を加えたが、①②の要因を一元的に捉える方が等感度曲線の評価をしやすい。例えば、三輪⁴⁾は、全身振動の等感度曲線を作成するとき、垂直振動方向、水平振動方向、座位状態、立位状態それぞれの等感度曲線と各要因間の等価変換結果によって、総合的観点にたった等感度曲線を最終的に導いた。ここでは、3. 3. 2の結果より、40Hzでの各試験条件の等感度振動加速度レベルと基準振動加速度レベルの差を計算し、3. 3. 1で得られた等感度曲線を補正することにより、Aハンドル・X方向、40Hzを基準とした補正等感度曲線を求めることにした。その結果、図3. 4～図3. 6の等感度曲線でも、28Hz以下の低周波数域で、a群の等感度振動加速度レベルは、b群より低い傾向にあったが、図3. 7～図3. 9の結果を加味した結果、さらにその傾向が助長された。この特徴は、基準振動加速度 120dBの方が100dBよりも顕著に現れた。この原因は、前述のように、基準振動加速度 100dBでは、振動感覚の違いが緩和されていたためと考えられる。

3. 4 補正等感度曲線

補正等感度曲線の信頼性を高めるため、さらに、被験者を7名追加してデータ数を増やした。しかし、予備試験の段階で、基準振動加速度 100dBでは正確な等感度曲線が得られないと考えられた。その上、農業機械の手腕系振動で問題となる振動加速度レベルはほとんどが120dB以上であるため、追加試験では、基準振動加速度レベル 100dBについては行わなかった。また、補正等感度曲線では、Aハンドル・X方向、40Hzを基準としたので、追加試験で異なる把持姿勢・振動方向による等感度を測定する際には、周波数40Hzについてのみ行った。

最終的に得られた補正等感度曲線を把持姿勢別に図3. 10、図3. 11、図3. 12に示す。また、全試験条件の補正等感度曲線を図3. 13に示す。予備試験で得られた補正等感度曲線とほぼ同じ傾向が得られ、28Hz以下の低周波数域で、a群の等感度振動加速度レベルは、b群より低くなった。

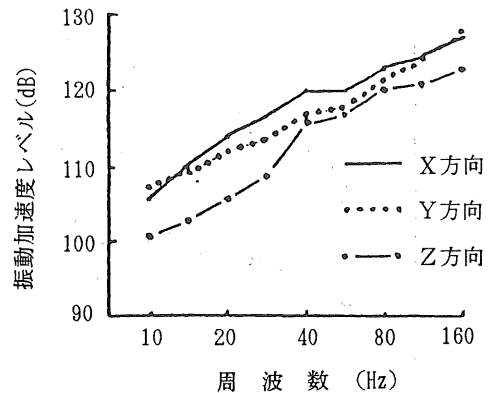


図3.10 Aハンドルでの補正等感度曲線

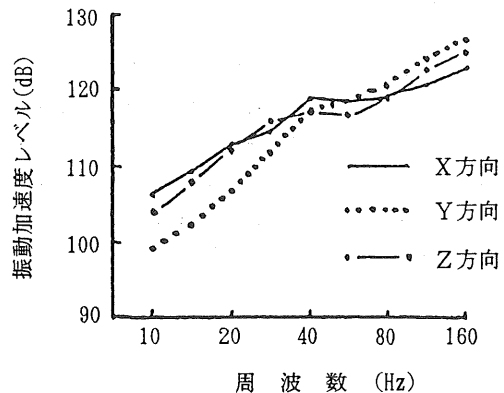


図3.11 Bハンドルでの補正等感度曲線

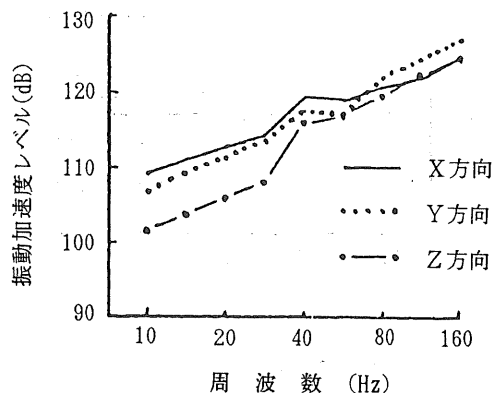


図3.12 Cハンドルでの補正等感度曲線

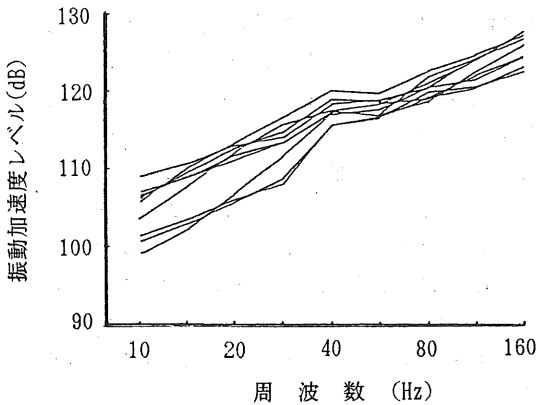


図3.13 全試験区の補正等感度曲線

3. 4. 1 補正等感度曲線統計解析⁸⁰⁾

次に、①全試験条件の補正等感度曲線の傾向をa群とb群に分けられるか、②分けられるとしたらその周波数域はどうか、について統計的に解析する必要がある。そのため、まず、「周波数や、ハンドル把持姿勢・振動方向の影響がデータに表れていない」「個人差はない」という二つの帰無仮説を立て、その分散分析を行った。その結果を表3. 3に示す。全体の自由度数は9（ハンドル把持姿勢・振動方向の試験条件数）×9（周波数の選択数）×12（被験者数）- 1 = 971である。二つの仮説は、危険率1%以下で棄却され、周波数やハンドル把持姿勢・振動方向の影響が有意となったので、さらに2因子について2元表を作成し分散分析を行った。その結果を表3. 4に示す。周波数とともに、ハンドル把持姿勢・振動方向も等感度振動加速度レベルに影響を与えることが、1%水準で有意となった。また、2因子の交互作用も1%水準で有意となり、ハンドル把持姿勢・振動方向の影響は、周波数の水準によって変わると考えられた。よって、平均値の検定に際しては各周波数毎に検討していく必要がある。そこで、最小有意差法による多重比較を用いて、ハンドル把持姿勢・振動方向が、等感度振動加速度レベルに与える影響が等しいかどうか、を各周波数毎に検定した。

表3. 3 分散分析表 (1)

変動因	自由度	平方和	分散	F 値
全体	971	60,501.23		
個人	11	4,196.78	381.53	49.61 **
効果	80	49,540.66	619.26	80.53 **
誤差	880	6,763.79	7.69	

注1) 効果の中には、①周波数、②ハンドル把持方法・振動方向が含まれている。

注2) **: P < 0.01

表3. 4 分散分析表 (2)

変 動 因	自由度	平方和	分散	F 値
効果	80	49,540.66		
周波数FR	8	44,616.41	5,577.05	725.23**
振動方向・把持姿勢HS	8	2,592.82	324.01	42.15**
FR×HS	64	2,331.42	36.43	4.74**
誤差	880	6,763.79	7.69	

注1) **: P < 0.01

周波数試験区	1.0 Hz								
試験群	BY	AZ	CZ	BZ	AX	BX	CY	AY	CX
有意差のない区間	←-----→								
周波数試験区	1.4 Hz								
試験群	BY	AZ	CZ	BZ	CY	AV	BX	AX	CX
有意差のない区間	←-----→								
周波数試験区	2.0 Hz								
試験群	AZ	CZ	BY	CY	AV	BZ	BX	CX	AX
有意差のない区間	←-----→								
周波数試験区	2.8 Hz								
試験群	CZ	AZ	BY	CY	AV	CX	BX	BZ	AX
有意差のない区間	←-----→								
周波数試験区	4.0 Hz								
試験群	CZ	AZ	AY	BY	CY	BZ	BX	CX	AX
有意差のない区間	←-----→								
周波数試験区	5.6, 5.1 Hz								
試験群	CZ	AZ	BZ	CY	AV	BX	BY	CX	AX
有意差のない区間	←-----→								
周波数試験区	8.0 Hz								
試験群	BZ	BX	CZ	AZ	BY	CX	AY	CY	AX
有意差のない区間	←-----→								
周波数試験区	11.3 Hz								
試験群	BX	AZ	CX	CZ	BZ	AV	CY	BY	AX
有意差のない区間	←-----→								
周波数試験区	16.0 Hz								
試験群	AZ	BX	CX	CZ	BZ	CY	AX	BY	AY
有意差のない区間	←-----→								

注) 試験区の最初の記号はハンドル把持姿勢を示し、次の記号は振動方向を示す

図3.14 最小有意差法による統計解析結果

スチューデント化した最小有意差を用いて統計解析した結果を図3. 14に示す。まず、等感度振動加速度レベルの大きさの順序について考察すると、10~28Hzでは、a群が等感度振動加速度レベルの低い域に分布し、周波数が高くなるに従い、a群とb群がランダムに配列されていくのが分かる。また、最小有意差により多重比較を行い、有意差のない区間を指定すると、14Hz、20Hzでa群とb群に完全に分けられることが明らかになった。さらに、10Hz、28Hzでは完全に両群に有意差ありとはいえないが、a群の等感度振動加速度レベルの最大値とb群の最小値との差は、最小有意差に近くらいに大きい。40Hz以上の周波数では、徐々にa群とb群に有意差は認められなくなり、56.5Hzでは全試験条件で有意差がなくなっている。これらの結果より、等感度曲線は、周波数域によって、a群とb群の2通りに規定する必要があると思われる。図3. 15に、a群とb群の平均値を用い、等感度曲線を描いた。10~28Hzまでは、a群とb群の等感度振動加速度レベルの上昇傾向はほぼ等しく、約5 dB/octとなっているが、各周波数での等感度振動加速度レベルは、a群の方が約5 dB低くなっている。しかし、40Hz以上の周波数では、その差が徐々に減少した。また、a群の振動方向は、全身振動系のx方向に相当することは非常に興味深い。

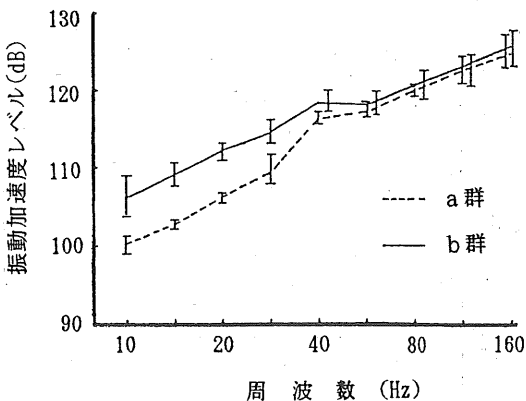


図3.15 補正等感度曲線の2パターン

3. 5 要約及び今後の問題点

「不快」な振動、手に感じやすい振動を把握するために等感度試験を行った。また、ハンドル把持姿勢はハンドル形状から3種に分類できることを示し、それぞれについて3振動方向が存在するため、計9試験条件を設定

した。試験時のハンドル把持力は、作業時の実測値を基に33Nに決定した。等感度試験の結果、手腕系振動の等感度曲線は、把持姿勢・振動方向によって、2パターン存在することが分かった。その一つ(a群)は、28Hz以下の低周波数域で他の一つ(b群)より等感度振動加速度レベルが約5 dB低くなり、a群に属する把持姿勢・振動方向では、作業者は低周波数域の振動を強く感じるということが明らかになった。また同時に、「農業機械の手腕系振動による不快感軽減のためには、第一に、a群に示された振動方向の低周波数域成分が低下するよう防振設計をすべきである」という一つの指針を示すことができる。

他の研究では、三輪は垂直振動と水平振動とで等感度曲線の傾向に差はないと結論づけている一方、Reynolds⁷²⁾は、Aハンドルで手腕系3振動方向の不快感の変位を各周波数で測定し、低周波数域でZ方向の方がX方向より不快を感じやすいと指摘した。Reynoldsのこの結論は、本研究の結論とある程度一致するが、等感度試験ではこの結論を導いていない。等感度試験のような官能試験では、このように他の研究と一致を見ないことが多く、その原因の一つとして、「感覚的な振動の一致についての判断基準が個人によって異なることが多い」ことが挙げられる。この曖昧性を解消するためには、できるだけ被験者数を多くして、かつ綿密な統計解析を行うしかないであろう。本試験の被験者数12名は決して多い数ではない。さらに被験者数を増やし、国際的な評価を得る必要がある。

4. 手腕の振動特性^{11) 12)}

現在、手腕系振動の計測と評価に関する指針がISO 5349¹⁰⁾に示され、手腕系振動の測定に際しては、ハンドルを把持した状態で手の表面域、もしくは近接位置で測定を行うよう提言されている。把持されていない二つのハンドルが同じ振動加速度レベルで振動していても、そのハンドルに加わっている筋振力が異なる場合、把持することによってその減衰の大きさも異なってくるので、この指針はきわめて当然と言える。1. 4で述べたように、本研究ではシミュレーション手法を使って手腕系振動を予測し効率的な振動軽減を図るが、この手法の中でも手腕への振動エネルギーの伝達を無視できず、その振動特性を正確に把握しておく必要がある。本章では、振動軽減のためのシミュレーション手法に適用できるよう手腕の機械的インピーダンスを測定し、かつ数値振動モデ

ルへの等価変換を試みる。さらに、そのモデルから振動に対する「不快感」と関係が深いとされる手腕系吸収エネルギーを算出し、それについて考察する。

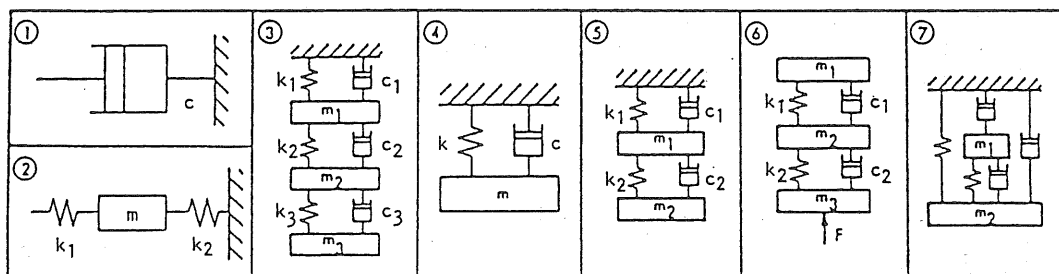
4. 1 機械的インピーダンスに関する既往の研究

手腕の振動特性を把握するために、古くは1950年代に Kuhn⁸³⁾、Dieckmann⁸⁴⁾が機械的インピーダンスの測定を行っている。その後多くの研究者がこのテーマに取り組み^{87) 88) 85) 87)}、それぞれのデータはかなりの量になっている。このように多くのデータが蓄積されている現状の中で、なぜ再度手腕系機械的インピーダンスを測定し、それをモデル化する必要があるのかについて1970年以降の既往の研究成果を顧みながら以下に述べる。

Reynolds⁸⁷⁾は、ハンドルを手で把持した時と、手のひらを振動体の上においた時の手腕の振動特性の違いをコンプライアンス*を指標として把握しようとした。また、その際に把持力も考慮している。この研究の目的は、手腕に吸収される振動が血管障害などにどのように影響するかを手腕の機械的特性を把握することにより、解明していこうとするものであった。また、Louda⁸⁸⁾は、強くハンドルを握っている振動工具使用者に多く振動障害

が発症していることから、把持力と機械的インピーダンスの関係を測定した。Suggs⁸⁹⁾もまた、同様の目的を持って機械的インピーダンスを測定している。測定条件は、把持力3通り(40、27、13N)、振動方向3通りであった。Lundström⁹²⁾は手のひらの皮膚10カ所の機械的インピーダンスを20~10,000Hzの広い周波数範囲で測定している。その後、Panzke⁹³⁾、Hempstock⁹⁴⁾、Cronjäger⁹⁵⁾が、いろいろな把持姿勢、把持力、押し付け力で機械的インピーダンスを測定している。

しかし、以上7文献の機械的インピーダンスのデータはほとんどお互いに一致を見ることはない。Hempstock⁹⁴⁾は、この差は加振条件(例えば、単一周波数で測定するか、スイープ波で連続的に測定するか)に起因すると指摘した。また、Panzke⁹³⁾は、測定する際の重要な測定条件として、加振の位置、加振方向、把持姿勢、把持力、押し付け力、加振変位、加振周波数を挙げ、さらに曝露時間、手腕の非線形性も考慮する必要があることを強調している。このように、研究目的、対象の違いによりハンドル形状、把持姿勢(手首、肘、肩関節の角度)、把持力などの前提条件が各研究によって異なり、ましてや、多種多様な把持方法(例えば、ループ形ハン



① Kuhn
 ② Dieckmann
 ③ Reynolds, Meltzer, Suggs and Mishoe
 ④ Reynolds and Soedal, Abrams
 ⑤ Miwa
 ⑥ Suggs and Mishoe
 ⑦ Nilsson and Olsson

図4.1 手腕の単純振動モデルの例⁸⁸⁾

(m : 質量, k : 剛性, c : 粘性抵抗)

* 伝達関数の一種で次式で表される。

$$G(j\omega) = \frac{X(j\omega)}{F(j\omega)} \quad (4.1)$$

G : コンプライアンス[m/N]、j : 虚数単位

F : 励振力[N]、X : 振動変位[m]

ω : 角振動数[rad/s]

ドル、つの形ハンドル、U字形ハンドル等)を有する歩行型・可搬型農業機械の手腕振動の場合、どのデータを参照すればよいのか判断が非常に難しい。そのため、等感度試験を行った時と同様の把持姿勢、把持力で、新たに手腕の機械的インピーダンスを測定する必要が生じてきた。

得られた機械的インピーダンスから手腕をモデル化した例も多い。単純モデルの例として、Jahn⁸⁸⁾は図4.

1に示した7種類を掲げている。単純モデルを提唱する研究者が多い中において、Wood⁹⁷⁾は、上腕、前腕の骨格構成を基に図4.2のような18パラメータからなる梁要素モデルを提案した。また、このモデルの解析方法を示すとともに、実測された機械的インピーダンスとの比較が行われている。ISO/TC108にも手腕系機械的インピーダンスとそのモデルが最近提案されている⁹⁸⁾。そのモデルを図4.3に示す。そのモデルはアーム状の質量体と4種類のスプリング、3種類のダンパーよりなっている。

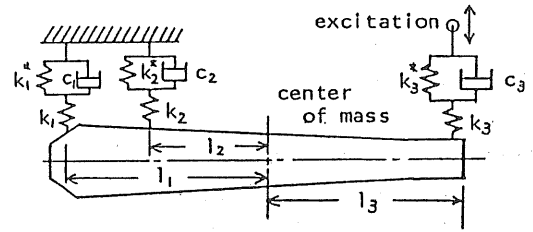


図4.3 手腕の梁要素モデル(2)⁹⁸⁾

m : 質量, k : 剛性, c : 粘性抵抗
l : 梁の重心からバネ取付位置までの長さ

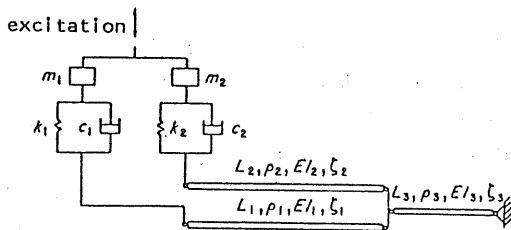


図4.2 手腕の梁要素モデル(1)⁹⁷⁾

m : 質量, k : 剛性, c : 粘性抵抗
L : 梁の長さ, rho : 密度, E : 縦弾性係数
I : 断面2次モーメント, zeta : 減衰比

機械的インピーダンスデータから振動モデルを提示し、そのパラメータを計算する目的としては、①得られた機械的インピーダンスデータを平易に説明しようとする、②手腕の振動モデルを作成することにより、手腕系振動の標準試験法を確立する。の2通りが考えられ、その目的の違いによって想定するモデルの形状も自ずと異なってくる。前者の場合、実際に物理モデルとして作成する必要がないので、例えば、Wood⁹⁷⁾の梁要素モデルのように複雑な構造になっても理論的であればよい。しかし、後者の場合、物理モデルを作成することを考えると、多

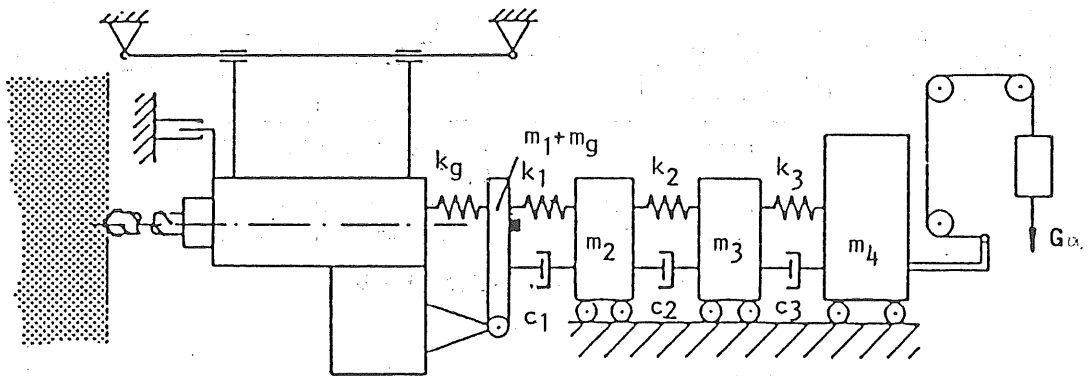


図4.4 電気ドリルの性能試験用人工手⁹⁸⁾

m₁₋₄ : 質量, k₁₋₃ : 剛性, c₁₋₃ : 粘性抵抗
m_g : グリップクッションの質量
k_g : グリップクッションの剛性
G_d : 重力加速度

少実測データとの差が存在しても工作可能なモデルを考案する必要がある。後者の例として、Jahn³⁹⁾ はドリルの振動を測定する際に、図4. 4のような手腕の3自由度振動モデルを装着した実験装置を用いている。しかし、3自由度振動モデルの作成は非常に困難であると指摘した。また、Reynolds³⁹⁾ はチェンソーの手腕系振動測定装置に合成ゴムを内包した手腕の物理モデルを供試ハンドルに装着した。日本では、JIS T 8114⁴⁰⁾ で防振手袋の性能試験に手腕の振動モデルを用いるよう提示し、図4. 5に示すように、その構造は2質量体に挟まれた粘弾性体よりなっている。

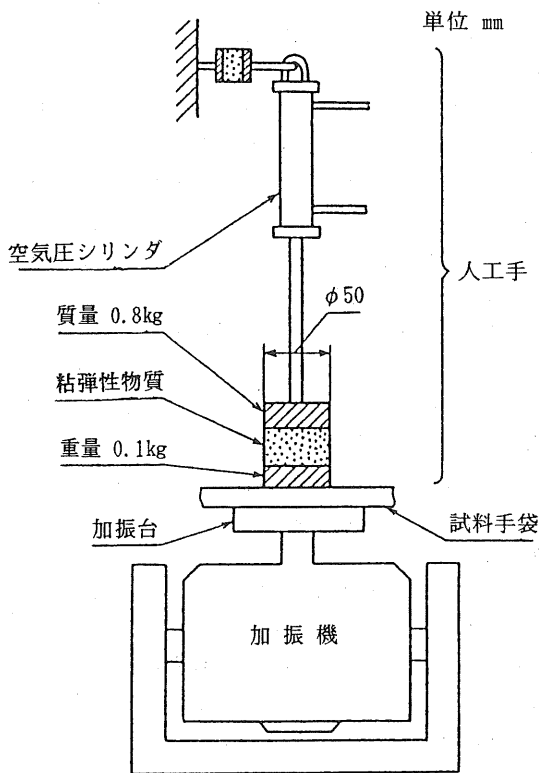


図4.5 防振手袋の性能試験用人工手⁴⁰⁾

本研究の中で振動モデルを計算する目的は、上記の2つの目的とは全く異なる。手腕系振動をシミュレーション手法を使って予想する際に、手腕の振動特性も考慮し、かつ効率的に計算を進めるためにモデル化するのである。それ故、②のように「作成しやすいモデル」を考える必要もないし、①のように「理論的なモデル」を想定する必要もない。また、過度に複雑なモデルやパラメータの

多いモデルは計算時間の増大を招き、決して有効なモデルとは言えないであろう。本研究での手腕のモデル化では、実測された機械的インピーダンスとできるだけ等価な特性を持つように考慮するとともに、以上のモデル化の目的にも配慮しなければならない。

4.2 測定方法

3章で述べたように、農業機械のハンドルはその握り方から、図3. 2のようにAハンドル、Bハンドル、Cハンドルに大別できる。また、それぞれのハンドルについて3振動方向が考えられるので、計9試験条件について機械的インピーダンスを測定した。把持姿勢も4章と同様である。被験者は22~42歳までの成人男子10名で、把持力は3章に示した理由により33Nに設定した。しかし、3章で把持力を測定した農業機械の他の機種の中には、もっと小さな把持力で十分な機械や、もっと大きな把持力を必要とする機械が存在するかもしれない。そこで、被験者10名の内、5名については把持力16.5N、66Nについても機械的インピーダンスを測定した。標準把持力33Nの1/2と2倍を採用した理由は、ウェーバーの法則やフェヒナーの精神物理法則³⁹⁾にあるように、人間の感覚は、刺激の物理量の変化に対して対数的に変化するからである。つまり、把持力の小さな値から大きな値まで各変化の感覚を同一にするため、等比級数的に把持力を決定した。

図4. 6に手腕系機械的インピーダンスの計測システムを示す。被験者が一定の把持力(33N、66N、16.5N)でハンドル(図3. 3)を握り続けられるよう把持力をオシロスコープに表示し、そのハンドルを把持した状態で、小型加振機(EMIC 513A、最大加振力98N、最大振幅8mm-p)で正弦波加振した。加振力と加速度は、インピーダンスヘッド(EMIC IP-100)で検出し、増幅器(RION VM19)を介した後、FFTアナライザ(ONO CF 500)で両者の振幅、位相差を求めた。さらに、その分析結果をパーソナルコンピュータ(PC9801)に送り、加速度を速度に変換し、機械的インピーダンスを算出した。また、ハンドルを握ることによりインピーダンスヘッドに曲げモーメントを生じ、加振力が正確に検出できない場合もあるので、被験者には、曲げモーメントをかけないように注意を促した。加振周波数は、8~200Hzまでの1/3オクターブバンド中心周波数で、12.5Hz以上は加速度 $6.9\text{m/s}^2\text{rms}$ 一定、10Hz以下は、加振機の最大振幅に制限され、振幅 1.15mm rms 一定に設定した。手腕系振動の

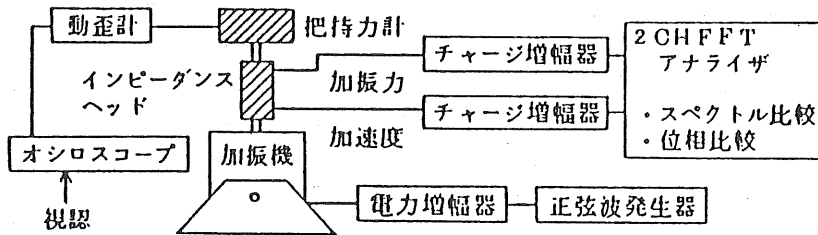


図4.6 手腕系機械的インピーダンス計測システム

測定では、1/3オクターブバンドで8～1,250Hzを対象周波数とするようにISO 5349では示唆している。しかし、3章で述べたように、農業機械の振動実態を考慮すると、200Hz以上の振動が問題となる場合はきわめて少なく、また、高周波数で加振すると供試ハンドル、加振機本体の共振が生じ、機械的インピーダンスを正確に測定できないため、加振周波数の上限を200Hzとした。

4.3 測定結果及び考察

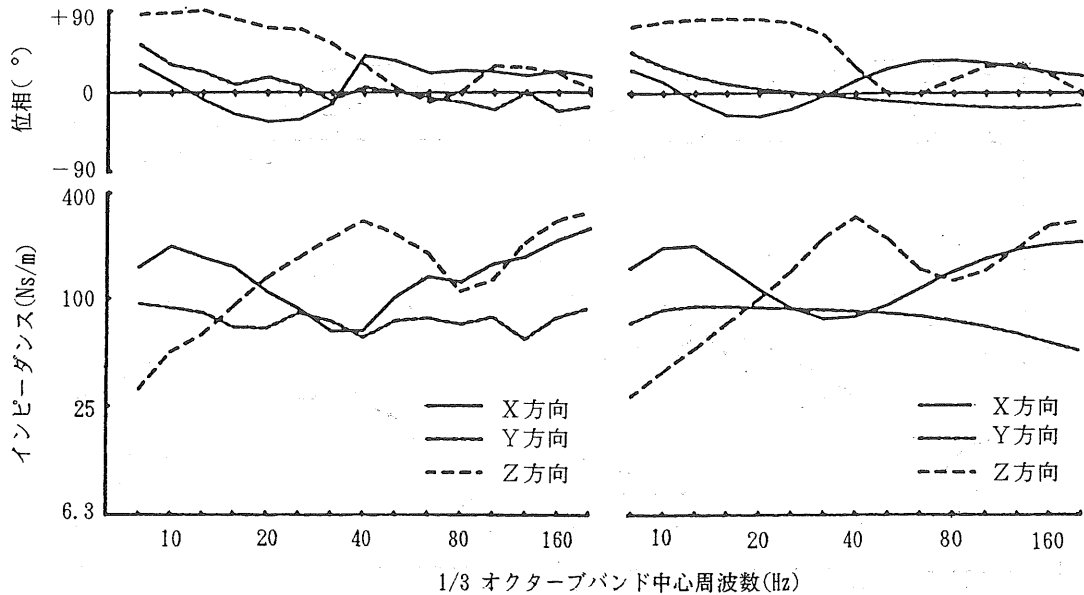
4.3.1 標準把持力での機械的インピーダンス実測値

(1.2)式で述べたように、機械的インピーダンスとは加振力を振動速度で単純に除して求められるものではなく、両者間の位相差も考慮しなければならない。それ故、機械的インピーダンスは複素数で表され、当然のことながら、実部と虚部を持つ。図4.7(a)、図4.8(a)、図4.9(a)に把持力33Nでの各被験者の機械的インピーダンスの実部と虚部を平均し、把持姿勢・振動方向別に絶対値と位相差でグラフ化した。各試験条件とも、絶対値の範囲が概ね10～400Ns/mの範囲にあるが、試験条件間で曲線の傾向はかなり異なった。しかし、異なった傾向を示すとは言っても多少類似しているものもあり、機械的インピーダンスの絶対値曲線（以下、「インピーダンス曲線」と称する。）の形はほぼ5種類に分けられるであろう。第一は、①V型である。Aハンドル・X方向、BハンドルZ方向がこのV型に属し、この型の試験条件では20～40Hzの範囲に共振周波数が存在し、インピーダンス曲線はその周波数範囲で窪んだ形を示す。第二は、②N型で、20～40Hzまではほぼ単調増加傾向を示すが、共振周波数の影響で、80Hz近辺に機械的インピーダンス絶対値の極小値を有する特徴がある。この型に属する試験条件は、Aハンドル・Z方向、Cハンドル・Z方向である。

また、80Hz近辺での共振の影響が明確に表れていないが、Bハンドル・Y方向もこの型に属すると考えてよいであろう。第三は、③単調増加型で、Bハンドル・X方向、Cハンドル・X方向がこの型に属する。この型のインピーダンス曲線には小さな起伏が存在するが、ほぼ200Hzまで直線的に増加する。その他、④平坦型（Aハンドル・Y方向）、⑤二峰型（Cハンドル・Y方向）の曲線傾向を示す試験条件がある。ここで注目すべきことは、①V型、②N型、③単調増加型にそれぞれ属する試験条件には振動方向に共通点があることである。①に属す2試験条件の振動方向は立位・座位全身振動系のx方向に、②は同じくy方向に、③はz方向に相当している。また、それぞれの型に属する試験条件では手首の向きを変えるだけで容易に同じ把持姿勢になる。つまり、200Hzまでの周波数範囲では、手首の角度等よりも、前腕、上腕、肩もしくは全身の影響を強く受けるのではないかと推定できる。

図4.10に、他の研究者の機械的インピーダンスデータとの比較を示す。他の研究者のほとんどがAハンドルについてのみ測定しているため、代表例としてAハンドル・X方向について考察する。50Hz以上の周波数域では、本研究のインピーダンス曲線は他の研究の曲線とほぼ同じ傾向を示すが、それ以下の周波数域では著しく異なった。この相異の原因については明確な回答はできないが、以下のことが推論される。

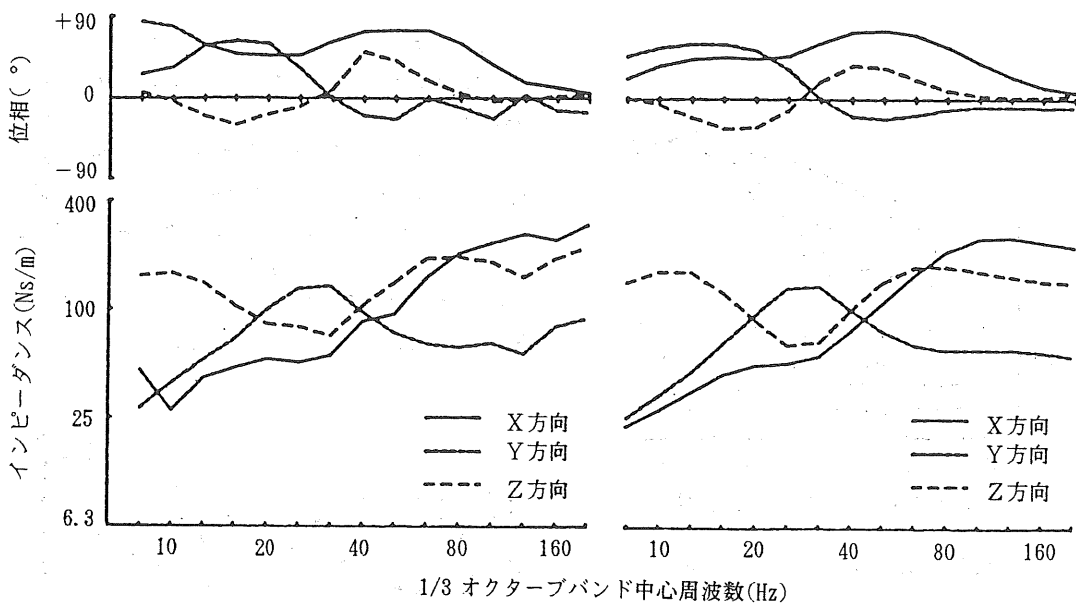
- ① 欧米人と日本人の手腕の振動特性の相異
- ② ハンドル径の相異（他の研究では、ほとんどがハンドル径約20mmで試験を行っている。本研究では、農業機械のハンドルの実状を踏まえて径30mmを採用した。）
- ③ 把持姿勢の相異



(a) 被験者10名の平均値

(b) 3自由度振動モデルからの
カーブフィット計算値

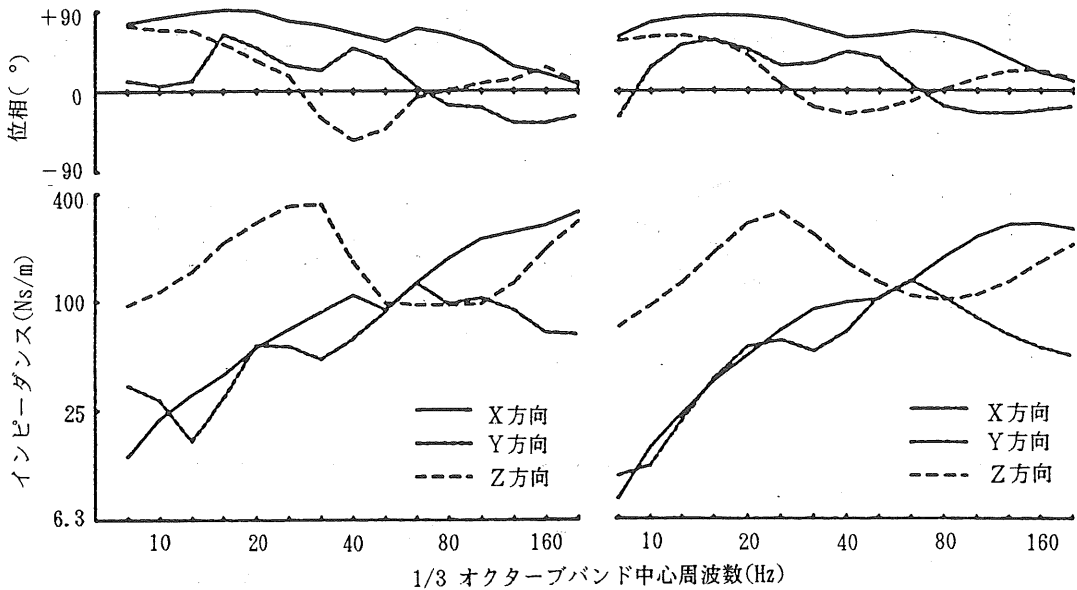
図4.7 標準把持力で得られた手腕系機械的インピーダンス (Aハンドル)



(a) 被験者10名の平均値

(b) 3自由度振動モデルからの
カーブフィット計算値

図4.8 標準把持力で得られた手腕系機械的インピーダンス (Bハンドル)



(a) 被験者10名の平均値

(b) 3自由度振動モデルからのカーブフィット計算値

図4.9 標準把持力で得られた手腕系機械的インピーダンス (Cハンドル)

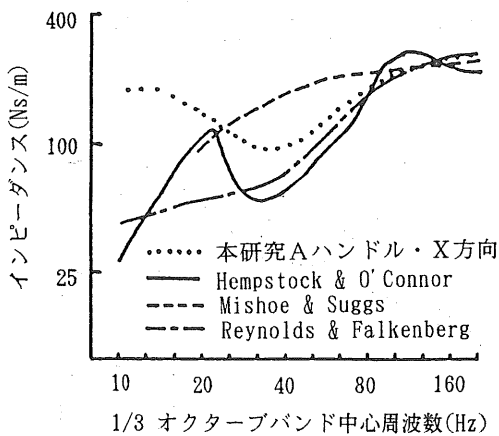


図4.10 他の研究データとの比較 (Aハンドル)

4. 3. 2 手腕系3自由度振動モデル

得られた機械的インピーダンスの実測値を振動軽減シミュレーションに活用するためには、振動モデルを構成し、各パラメータを求める必要がある。本研究では、図

4. 1.1に示すような3自由度モデルを想定した。その理由は、インピーダンス曲線、位相曲線の極点、変曲点の数より、ほぼ3自由度で曲線適合できると判断したからである。また、自由度を多くすれば確実に曲線適合の精度は向上するが、対象とした曲線自体がかなりの個人差を持った平均値であることから、過度に精密に曲線適合を行うことはあまり意味を持たない。その上、パラメータの数が極端に多くなると、シミュレーションを行う時に計算時間が長くなる等の不利も予想される。

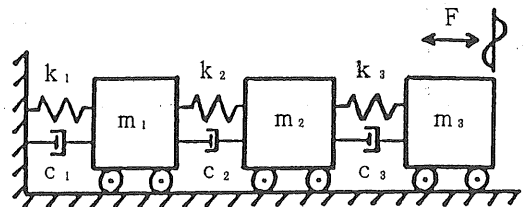


図4.11 手腕系3自由振動モデル

(m:質量, k:剛性, c:粘性抵抗, F:励振力)

3自由度モデルの各パラメータ値を求めるにあたっては、三浦の方法¹⁰⁰⁾を参考にした。三浦は座位人体の2自由度インピーダンスモデルの各パラメータ値を求めるために、各パラメータについて乱数を発生させ、多数の乱数的パラメータについてインピーダンスを計算¹⁰¹⁾¹⁰²⁾し、実測値にできるだけ近い結果を与えるパラメータの組をピックアップしようとした。しかし、その計算に当たっては位相差を考慮しなかった。本研究では、位

相差も計算の対象とするため、三浦の手法を若干改良して、機械的インピーダンスの実部と虚部それぞれについて乱数を発生することにした。そのフローチャートを図4.12に示す。プログラムの流れは、ほとんど三浦の手法と同様であるので、詳しくは三浦の論文を参考にされたい。ここでは、三浦の開発したプログラムと異なる点についてのみ、簡単に述べることにする。大きな違いは、前述のとおり、機械的インピーダンスの虚部と実部に計算を進めたことである。それ故、平均誤差を求める式(図中の式参照)も自ずと異なってくるし、実測値と計算値の許容差の与え方にも工夫が必要である。三浦は、各周波数についての実測値と計算値の許容差を一律20%に規定したが、本研究の中で、虚部、実部ともに20%の差しか許容しないことは、三浦の方法よりも2倍厳しい条件になることを示し、これに適合するパラメータの組はほとんど得られなかった。そこで、このプログラムでは許容差を最終的に70%にしている。しかし、実測値の実部あるいは虚部の値が、極端に0に近い場合には、この70%の設定許容差をクリアするのも困難である。そのような場合には許容差は設けなかった。

また、このプログラムを実行させて、効率的に各パラメータ値を求めるには、最初に、パラメータの変動域、許容差をできるだけ大きく上げ、求められたパラメータ値を鑑みながら、それらの範囲を徐々に狭めていくのが得策であろう。

このようにして求めた各把持姿勢・振動方向別のパラメータ群を表4.1に示す。また、それらのパラメータ値より得られた機械的インピーダンスの値をグラフ化すると、図4.7(b)、図4.8(b)、図4.9(b)になる。平均値曲線の小さな起伏がなくなり、非常に滑らかな曲線が得られた。しかし、実測値と比較しても完全に曲線適合できたとは言えず、とくに、低、高周波数域ではかなりの差を生じているように見える。それで、この振動モデルによる機械的インピーダンスの値を母平均として扱ってよいか検定する必要がある。

有意性検定にはt検定を用いた。つまり、「実測された被験者10名の機械的インピーダンスの平均値は、振動モデルから計算された機械的インピーダンスを母平均とする」という仮説を立て、それぞれの把持姿勢・振動方向について、周波数別に実部、虚部を検定した。その結果、有意水準1%で対象周波数全てについて仮説を採択された試験条件は、Bハンドル・X方向、Cハンドル・X方向のみで、とくに、Cハンドル・Z方向では7周波

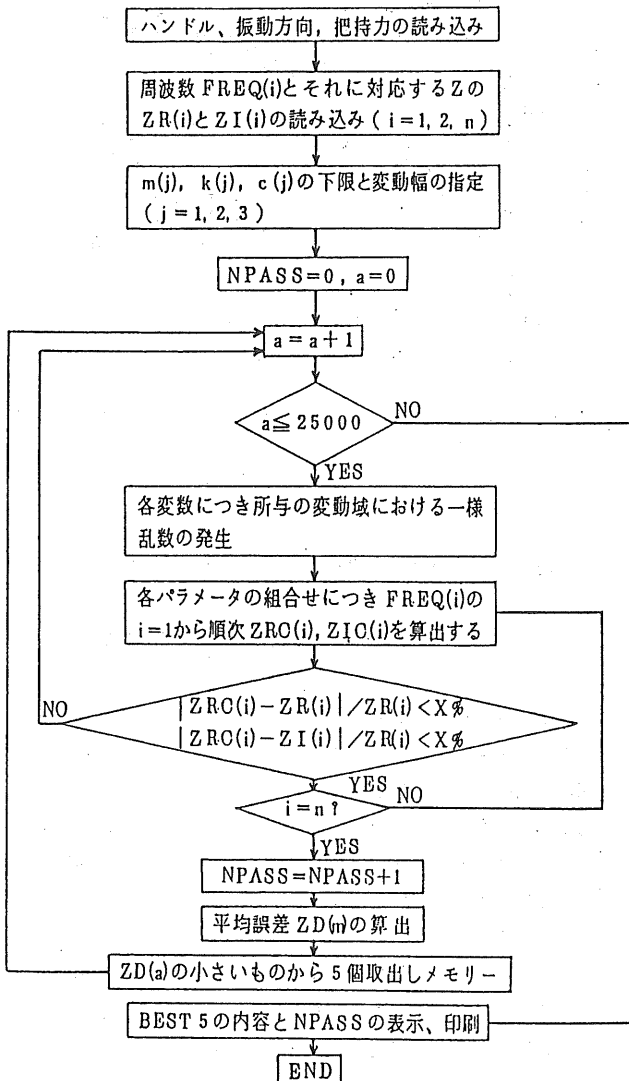


図4.12 3自由度振動モデルの各パラメータの計算フローチャート

FREQ: 周波数, ZR: インピーダンス平均値の実部, ZI: インピーダンス平均値の虚部
 m: 3自由度振動モデルの質量, c: 3自由度振動モデルの粘性抵抗, n: 対象周波数の数
 k: 3自由度振動モデルの剛性, NPASS: 制限条件のクリア回数, a: 乱数発生回数
 ZRC: インピーダンス計算値の実部, ZIC: インピーダンス計算値の虚部
 ZD: 平均誤差
$$\frac{1}{2n} \times \sum_{i=1}^n \left\{ |ZRC(i) - ZR(i)| + |ZIC(i) - ZI(i)| \right\}$$

数でこの仮説は棄却された。図4.13にCハンドル・Z方向における機械的インピーダンスの各被験者間の偏差、平均値、振動モデルによる計算値を示す。確かに、周波数によっては平均値と実測値との差が大きくなっているが、容認できないほどではない。また、他の研究データと比較すると、かなり精確に曲線適合していることが確認された。そこで、統計学的には問題も有するが、この振動モデルを振動軽減のためのシミュレーション手

法に活用することにした。さらに、最も曲線適合の程度が劣ったCハンドル・Z方向でも十分シミュレーションに適用可能であると判断できたので、同様に他の試験条件の振動モデルも採用することにした。

表4.1 3自由度振動モデルのパラメータ
(把持力: 33N)

		X	Y	Z
A ハ ン ド ル	m_1 (kg)	2.30	1.87	4.66×10^{-1}
	k_1 (N/m)	1.33×10^3	1.37×10^3	4.04×10^2
	c_1 (Ns/m)	7.00×10^1	5.83	9.26
	m_2 (kg)	2.81×10^{-1}	2.71×10^{-2}	2.11×10^{-1}
	k_2 (N/m)	1.15×10^4	2.32×10^3	3.27×10^4
	c_2 (Ns/m)	6.53×10^1	8.62×10^1	6.51×10^1
	m_3 (kg)	1.25×10^{-2}	7.92×10^{-3}	4.52×10^{-3}
	k_3 (N/m)	1.01×10^5	8.02×10^4	2.30×10^5
	c_3 (Ns/m)	2.09×10^2	3.99×10^1	1.24×10^2
B ハ ン ド ル	m_1 (kg)	2.35×10^{-1}	4.07×10^{-1}	2.07
	k_1 (N/m)	7.39×10^2	4.01×10^2	1.89×10^3
	c_1 (Ns/m)	2.43×10^1	1.60×10^1	1.17×10^2
	m_2 (kg)	3.27×10^{-1}	1.15×10^{-1}	4.94×10^{-1}
	k_2 (N/m)	4.44×10^3	1.76×10^4	1.28×10^4
	c_2 (Ns/m)	9.74	5.64×10^1	4.22×10^1
	m_3 (kg)	4.41×10^{-3}	3.21×10^{-3}	1.78×10^{-2}
	k_3 (N/m)	1.07×10^5	3.97×10^4	5.01×10^4
	c_3 (Ns/m)	1.93×10^2	4.76×10^1	1.33×10^2
C ハ ン ド ル	m_1 (kg)	1.36×10^{-1}	2.64×10^{-1}	1.15
	k_1 (N/m)	7.18×10^2	1.69×10^3	4.00×10^2
	c_1 (Ns/m)	4.68	1.44×10^1	3.45×10^1
	m_2 (kg)	2.75×10^{-1}	2.48×10^{-1}	1.27×10^{-1}
	k_2 (N/m)	6.31×10^3	4.63×10^3	2.75×10^4
	c_2 (Ns/m)	1.82×10^1	1.28×10^1	8.43×10^1
	m_3 (kg)	3.77×10^{-3}	3.32×10^{-3}	5.45×10^{-3}
	k_3 (N/m)	1.47×10^5	2.94×10^4	2.60×10^5
	c_3 (Ns/m)	1.93×10^2	4.17×10^1	8.42×10^1

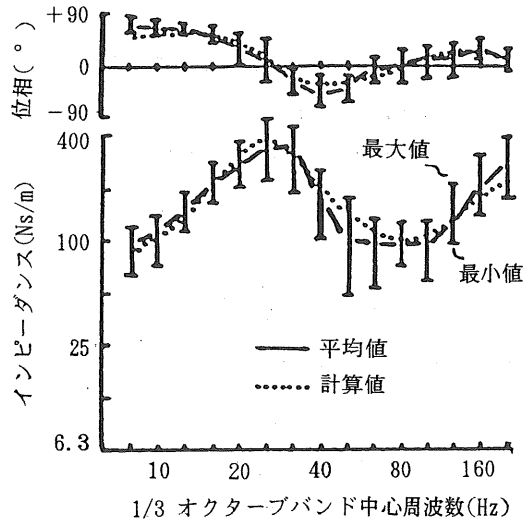


図4.13 手腕系機械的インピーダンスの平均値と計算値の例
(Cハンドル, Z方向)

4.3.3 把持力と機械的インピーダンス

図4.14に各把持力によるインピーダンス曲線の比較の一例を示す。位相差はほとんど変化しないが、機械的インピーダンスの絶対値は把持力が大きくなるに従い、対象周波数全域で増大する傾向にあった。ほとんどの試験条件でこのような傾向を示したが、予想したよりもその差は小さかった。「この3種の把持力による機械的インピーダンスは同一母集団に属し、その平均の差は標本誤差である」との予想もされたため、まず、有意水準5%でF検定により、各周波数ごとに分散に関する検定を行った。その結果、どの試験条件も6周波数以上で仮説が棄却され、分散が異なることがわかった。それ故、同一母集団とみなすことができず、平均の差の検定も意味をなさない。このような検定結果を踏まえ、標準把持力33Nの場合と同様な方法で、各把持力について3自由度モデルのパラメータを計算した。その結果を表4.2、

表4. 3に示す。把持方法・振動方向により各パラメータの変化の割合が異なるため、正確に傾向を把握できたわけではないが、概ね「把持力が大きくなるに従い、 m_1 、 k_2 、 k_3 の値が増大する」と言えるであろう。 m_1 の増大傾向が明確に現れているのは、Bハンドル・Z方向である。この試験条件では、把持力66Nでの m_1 は、把持力33Nの約1.5倍、把持力16.5Nの約3倍にもなっている。また、 k_2 、 k_3 が増大した理由として、ハンドルを強く握ることにより筋肉が緊張したことや関節が強く固定されたこと等が挙げられる。しかし、そのほかのパラメータについては、顕著な変化が認められない。

表4. 2 3自由度振動モデルのパラメータ
(把持力：16.5N)

		X	Y	Z
A ハ ン ド ル	m_1 (kg)	1.86	1.04	3.60×10^{-1}
	k_1 (N/m)	$9.72 \times 10^{+2}$	$3.21 \times 10^{+2}$	$3.95 \times 10^{+2}$
	c_1 (Ns/m)	$8.14 \times 10^{+1}$	5.54	$2.32 \times 10^{+1}$
	m_2 (kg)	2.18×10^{-1}	3.64×10^{-2}	1.82×10^{-1}
	k_2 (N/m)	$1.00 \times 10^{+4}$	$2.26 \times 10^{+3}$	$2.94 \times 10^{+4}$
	c_2 (Ns/m)	$4.98 \times 10^{+1}$	$1.41 \times 10^{+2}$	$4.33 \times 10^{+1}$
	m_3 (kg)	1.21×10^{-2}	4.21×10^{-3}	7.79×10^{-3}
	k_3 (N/m)	$8.44 \times 10^{+4}$	$9.28 \times 10^{+4}$	$1.60 \times 10^{+5}$
	c_3 (Ns/m)	$1.43 \times 10^{+2}$	$2.78 \times 10^{+1}$	$1.03 \times 10^{+2}$
B ハ ン ド ル	m_1 (kg)	2.00×10^{-1}	2.78×10^{-1}	1.11
	k_1 (N/m)	$3.09 \times 10^{+2}$	$4.43 \times 10^{+2}$	$1.29 \times 10^{+3}$
	c_1 (Ns/m)	$2.62 \times 10^{+1}$	$2.93 \times 10^{+1}$	$1.86 \times 10^{+2}$
	m_2 (kg)	3.13×10^{-1}	6.68×10^{-2}	4.44×10^{-1}
	k_2 (N/m)	$2.86 \times 10^{+3}$	$1.58 \times 10^{+4}$	$1.40 \times 10^{+4}$
	c_2 (Ns/m)	3.53	$2.56 \times 10^{+1}$	$3.02 \times 10^{+1}$
	m_3 (kg)	6.63×10^{-3}	3.44×10^{-3}	2.26×10^{-2}
	k_3 (N/m)	$4.98 \times 10^{+4}$	$5.34 \times 10^{+4}$	$4.78 \times 10^{+4}$
	c_3 (Ns/m)	$1.28 \times 10^{+2}$	$2.09 \times 10^{+1}$	$1.04 \times 10^{+2}$
C ハ ン ド ル	m_1 (kg)	1.07×10^{-1}	1.65×10^{-1}	9.83×10^{-1}
	k_1 (N/m)	$5.69 \times 10^{+2}$	$7.47 \times 10^{+2}$	$2.51 \times 10^{+3}$
	c_1 (Ns/m)	5.30	$1.01 \times 10^{+1}$	$5.68 \times 10^{+1}$
	m_2 (kg)	2.41×10^{-1}	6.28×10^{-2}	1.87×10^{-1}
	k_2 (N/m)	$6.48 \times 10^{+3}$	$1.77 \times 10^{+4}$	$3.00 \times 10^{+4}$
	c_2 (Ns/m)	$2.23 \times 10^{+1}$	$4.48 \times 10^{+1}$	$2.90 \times 10^{+1}$
	m_3 (kg)	2.40×10^{-3}	2.18×10^{-3}	6.68×10^{-3}
	k_3 (N/m)	$1.14 \times 10^{+5}$	$3.87 \times 10^{+4}$	$5.74 \times 10^{+5}$
	c_3 (Ns/m)	$1.42 \times 10^{+2}$	$2.28 \times 10^{+2}$	$1.14 \times 10^{+2}$

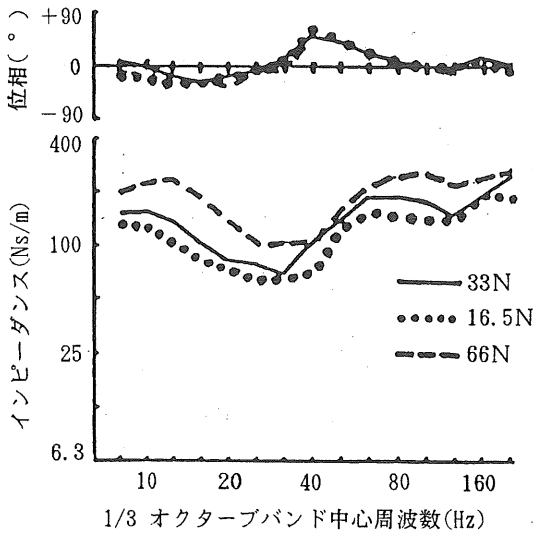


図4.14 異なる把持力間のインピーダンス曲線の比較
(Bハンドル, Z方向)

これらの振動モデルより機械的インピーダンスを計算し、各々の試験条件について把持力別にグラフ化すると図4.15～図4.23になる。各把持力間でインピーダンス曲線の傾向は類似するが、インピーダンス絶対値と共振周波数の位置にわずかに変化が生じる。把持力が大きくなるに従い、インピーダンス絶対値が増大しているのは、各パラメータ値の変化が総合的に作用した結果であろう。また共振周波数が増大するのは、 k_2 、 k_3 が大きくなり、共振周波数が高周波数側へ移動するからだと考えられる。

表4.3 3自由度振動モデルのパラメータ
(把持力: 66N)

		X	Y	Z
A ハンドル	m_1 (kg)	2.64	1.63	5.63×10^{-1}
	k_1 (N/m)	1.70×10^{-3}	$4.31 \times 10^{+2}$	$7.73 \times 10^{+2}$
	c_1 (Ns/m)	$7.05 \times 10^{+1}$	1.20	4.89
	m_2 (kg)	2.84×10^{-1}	7.49×10^{-2}	1.30×10^{-1}
	k_2 (N/m)	$1.21 \times 10^{+4}$	$1.84 \times 10^{+3}$	$3.86 \times 10^{+4}$
	c_2 (Ns/m)	$8.04 \times 10^{+1}$	$8.93 \times 10^{+1}$	$9.33 \times 10^{+1}$
	m_3 (kg)	9.88×10^{-3}	2.73×10^{-3}	1.36×10^{-3}
	k_3 (N/m)	$1.20 \times 10^{+5}$	$9.22 \times 10^{+4}$	$2.89 \times 10^{+5}$
	c_3 (Ns/m)	$2.15 \times 10^{+2}$	$7.25 \times 10^{+1}$	$4.07 \times 10^{+2}$
B ハンドル	m_1 (kg)	1.57×10^{-1}	4.55×10^{-1}	3.19
	k_1 (N/m)	3.03	$3.87 \times 10^{+2}$	$1.27 \times 10^{+3}$
	c_1 (Ns/m)	$3.52 \times 10^{+1}$	$2.37 \times 10^{+1}$	$1.52 \times 10^{+2}$
	m_2 (kg)	2.82×10^{-1}	6.29×10^{-2}	5.46×10^{-1}
	k_2 (N/m)	$8.11 \times 10^{+2}$	$2.26 \times 10^{+4}$	$1.73 \times 10^{+4}$
	c_2 (Ns/m)	5.47	$5.52 \times 10^{+1}$	$7.96 \times 10^{+1}$
	m_3 (kg)	5.30×10^{-3}	7.66×10^{-3}	3.22×10^{-2}
	k_3 (N/m)	$2.18 \times 10^{+5}$	$1.21 \times 10^{+5}$	$9.02 \times 10^{+4}$
	c_3 (Ns/m)	$1.77 \times 10^{+2}$	5.23	$1.62 \times 10^{+2}$
C ハンドル	m_1 (kg)	1.64×10^{-1}	3.45×10^{-1}	1.43
	k_1 (N/m)	$1.01 \times 10^{+2}$	$2.48 \times 10^{+3}$	$2.59 \times 10^{+2}$
	c_1 (Ns/m)	5.65	$1.25 \times 10^{+1}$	$3.63 \times 10^{+1}$
	m_2 (kg)	3.01×10^{-1}	2.26×10^{-1}	1.40×10^{-1}
	k_2 (N/m)	$7.33 \times 10^{+3}$	$5.60 \times 10^{+3}$	$5.22 \times 10^{+4}$
	c_2 (Ns/m)	$2.33 \times 10^{+1}$	$2.50 \times 10^{+1}$	$1.27 \times 10^{+2}$
	m_3 (kg)	2.11×10^{-3}	8.53×10^{-4}	1.55×10^{-2}
	k_3 (N/m)	$2.70 \times 10^{+5}$	$4.63 \times 10^{+4}$	$4.49 \times 10^{+5}$
	c_3 (Ns/m)	$2.05 \times 10^{+2}$	$4.90 \times 10^{+1}$	$6.83 \times 10^{+1}$

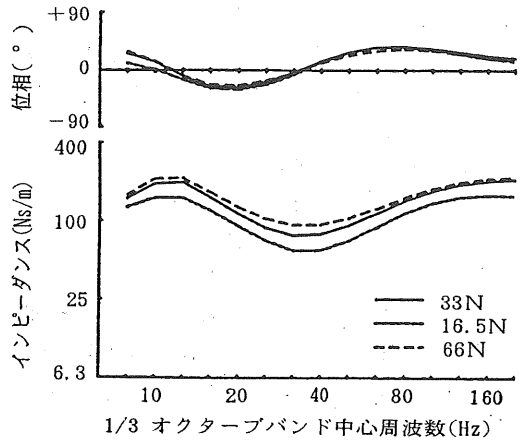


図4.15 把持力別インピーダンス計算値
(Aハンドル, X方向)

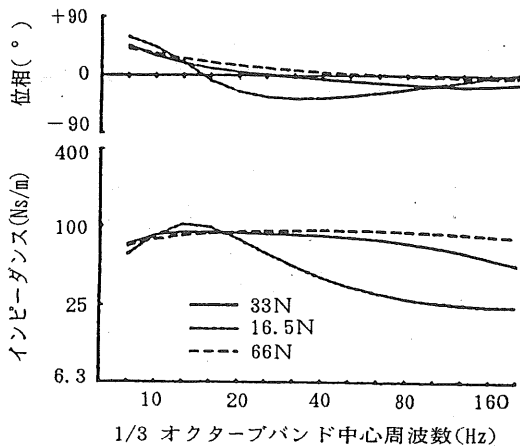


図4.16 把持力別インピーダンス計算値
(Aハンドル, Y方向)

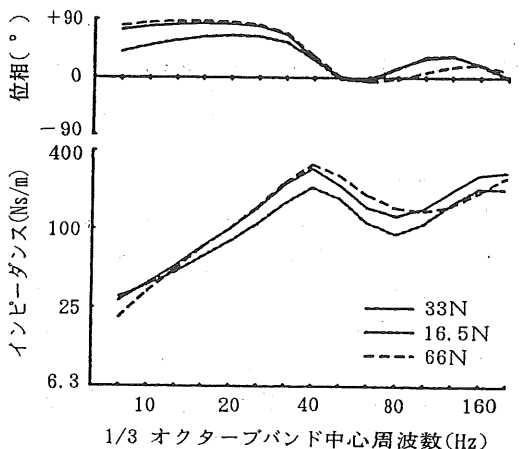


図4.17 把持力別インピーダンス計算値
(Aハンドル, Z方向)

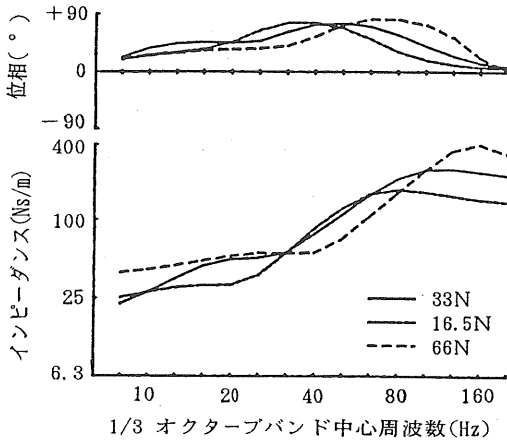


図4.18 把持力別インピーダンス計算値

(Bハンドル, X方向)

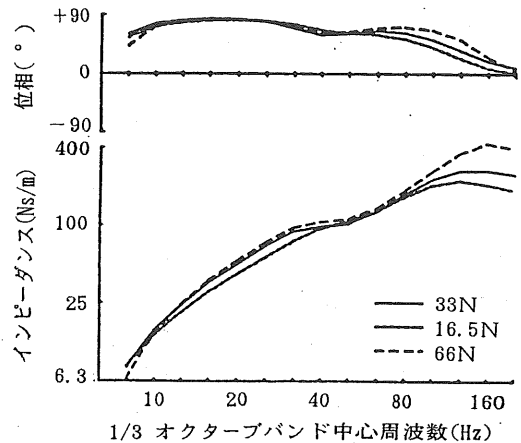


図4.21 把持力別インピーダンス計算値

(Cハンドル, X方向)

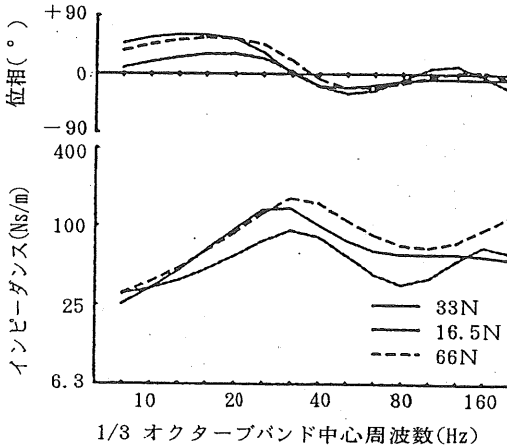


図4.19 把持力別インピーダンス計算値

(Bハンドル, Y方向)

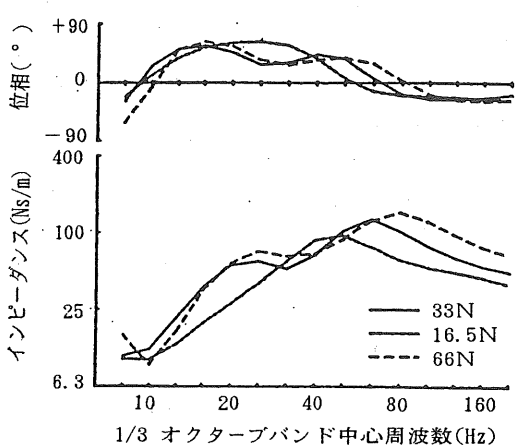


図4.22 把持力別インピーダンス計算値

(Cハンドル, Y方向)

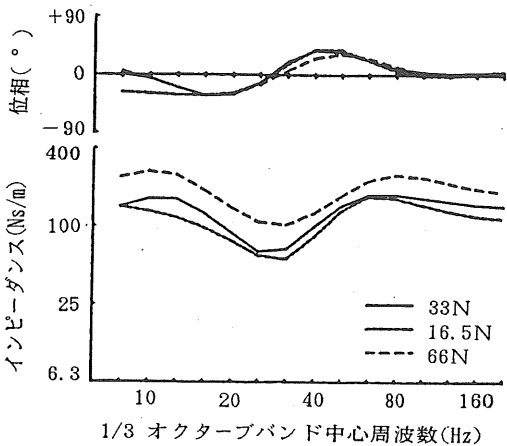


図4.20 把持力別インピーダンス計算値

(Bハンドル, Z方向)

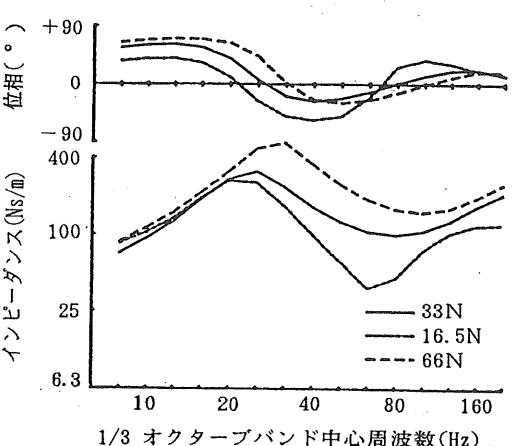


図4.23 把持力別インピーダンス計算値

(Cハンドル, Z方向)

4. 4 手腕系吸収エネルギー

手腕系吸収エネルギーを測定することの意義について、Reynolds⁹¹⁾、Mishoe⁹⁰⁾、Burström¹⁰³⁾、荒牧⁸⁶⁾らは、次のように述べている。手腕の構成物には、骨・筋肉・関節・皮膚・血管等があるが、振動を負荷することによって、各構成物に摩擦が生じる。例えば、骨と筋肉、関節位置では骨と骨、もっとミクロな観点に立てば、細胞間の摩擦にもつながる。その摩擦によって振動エネルギーが熱エネルギーとして消散されるのである。このように、振動に曝露され、構成物間、細胞間に摩擦が生じると人間は非常に「不快感」、「疲労感」を感じ、さらには障害の原因にもなるので、この吸収エネルギーは振動評価の一つの基準になると考えられる。また、Mishoe⁹⁰⁾、Burström¹⁰³⁾は、インピーダンスデータから3振動方向の単位時間当たり手腕系吸収エネルギーを求め、振動方向によってその値が異なることを示した。

筆者もまた、手腕系吸収エネルギーが振動に対する「不快感」の指標になると考え、標準把持力33Nでの吸収エネルギーを、3自由度振動モデルの各パラメータから次のように計算した。ここでは、説明の簡略のため1自由度の正弦波加振について説明する。

減衰力によって1サイクル中に失われるエネルギーUは、

$$U = \int_0^T cV^2 dt \tag{4.2}$$

- U : 1サイクル中に失われるエネルギー [Nm]
- c : 粘性抵抗 [Ns/m]
- V : 振動速度 [m/s]
- T : 周期 [sec]

であり、また振動速度は、

$$V = -A_m \omega \sin(\omega t - \theta) \tag{4.3}$$

- A_m : 変位振幅 [m]
- ω : 角振動数 [rad/s]
- θ : 位相差 [rad]

で表されるので、(4.3)式を(4.2)式に代入すると

$$U = cA_m^2 \omega^2 \int_0^T \sin^2(\omega t - \theta) dt \tag{4.4}$$

となる。またこの値に周波数 $\frac{\omega}{2\pi}$ を乗じれば単位時間当たり吸収エネルギーになる。つまり、単位時間当たり吸収エネルギーとは、粘性抵抗cによって消散されるエネルギーである。図4. 11に示した手腕系3自由度振動モデルの場合には、m₃に一定の強制加速度を与えたとき

c₁、c₂、c₃、で消散されるエネルギーを計算することにより、単位時間当たり手腕系吸収エネルギーを求めることができる。図4. 24、図4. 25、図4. 26に振動モデルから得られた単位時間当たり手腕系吸収エネルギーを示す。ほとんどの試験条件で、周波数が高くなるに従い、吸収エネルギーは減少する傾向にあった。しかし、30~100Hzの周波数域で共振の影響を受け、吸収エネルギーが上昇する場合もある。また、吸収エネルギーの値は、各試験条件により異なり、例えば、CハンドルのX方向とZ方向を比較すると、8~31.5Hzの周波数域で後者は前者の約10倍になっている。

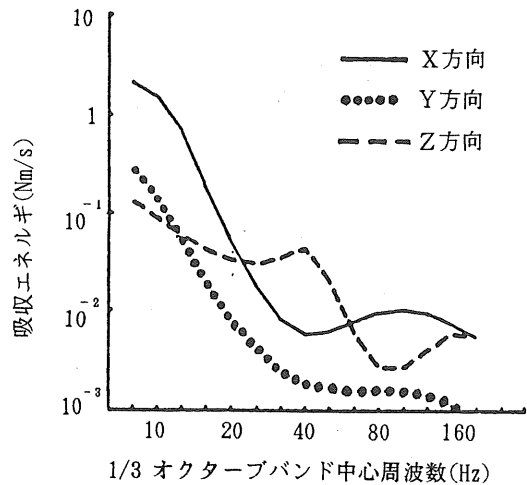


図4.24 単位時間当たり手腕系吸収エネルギー (Aハンドル)

把持力 : 33N
 加速度 : 6.93m/s²rms 一定

3章で考察された等感度曲線も、振動に対する「不快感」の直接的な評価のために求められ、吸収エネルギーの算出と目的を共にする。それ故、吸収エネルギーが真に「不快感」と直結するならば、両者には密接な関係があるはずである。しかし、①周波数が高くなるに従い、吸収エネルギーが減少する傾向にあったこと(等感度曲線は、周波数が高くなるに従い、上昇傾向を示すこと)、②40 Hz近くで曲線の傾きが変化すること、以外は顕著な相関は見いだせなかった。とくに、等感度試験で確認された

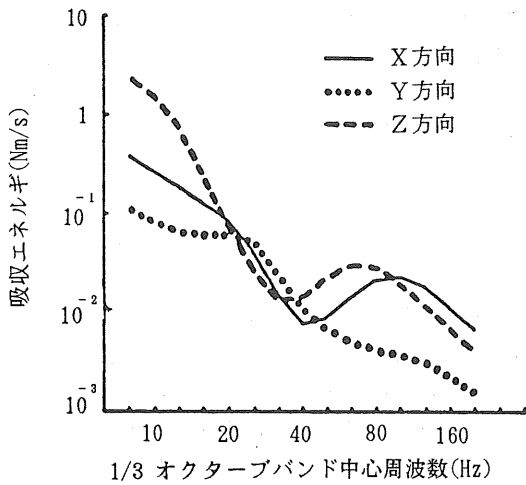


図 4.25 単位時間当たり手腕系吸収エネルギー (Bハンドル)

把持力：33N
 加速度：6.93m/s²rms 一定

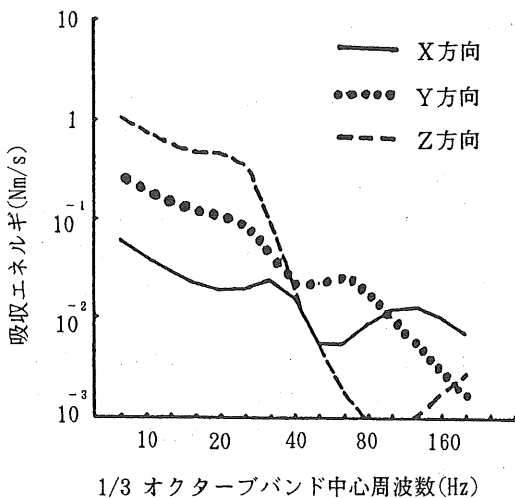


図 4.26 単位時間当たり手腕系吸収エネルギー (Cハンドル)

把持力：33N
 加速度：6.93m/s²rms 一定

a群とb群の違いは明らかにならず、わずかに、Cハンドル・Z方向(a群)で40Hz以下の低周波数域の吸収エネルギーが他の試験条件より高い値を示したことは、等感度試験の結果と類似した。このように両者の値が異なった傾向を示したことは、吸収エネルギーを「不快感」の指標と考えることに疑問を投げかける。吸収エネルギーを測定する意義については、障害例との関連も含め、もう一度検討が必要であろう。

4.5 要約及び今後の問題点

以上、歩行型・可搬型農業機械のハンドル把持部振動をシミュレーション手法を使って予測する際に重要な要素となる、手腕の振動特性を機械的インピーダンスを指標として把握しようとした。その結果、インピーダンス曲線は、把持姿勢・振動方向によって異なる傾向を示し、また、把持力が大きくなるに従い、インピーダンス曲線は上方に、手腕の共振周波数は高周波数側に移動する傾向にあった。次に、手腕の振動特性を3自由度にモデル化し、三浦の手法を使って各パラメータを求めた。その振動特性は実測した手腕の振動特性とほぼ一致し、このモデルはハンドル把持部振動を予測するためのシミュレーション手法に十分適用可能であると考えられた。本章で求められた振動モデルを活用したシミュレーションの例は6章、7章で示すことにし、その実用性に関する考察もその中で行うことにする。

しかし、手腕の機械的インピーダンスを測定した既往の研究結果を、本研究も含めて相互に比較した結果、それぞれの研究で得られたインピーダンス曲線の傾向がお互いに異なることが分かった。把持姿勢を含めた試験条件の違いによるところが大きいと推察されるが、手腕の機械的インピーダンスを国際規格にしようとする動きも見られるので、それぞれのデータの信頼性について、今後、十分検討していく必要がある。

手腕系吸収エネルギーは、等感度曲線との関連がほとんど認められず、「不快感」や「振動障害」との関係について、まず基礎データの蓄積を図ることが重要である。

5. 手腕系振動軽減のためのシミュレーション手法¹⁰⁴⁾¹⁰⁵⁾

これまで農業機械分野の各企業で行われてきた振動軽減対策では、試作-試験の繰り返しにより不都合を直していくのが常であったと思われる。しかし、この方法では数々の現場経験と勘を持ち合わせた人間であっても、

新製品の開発が急ピッチで進められる近年においては次第に対応しきれなくなるものと思慮される。また、技術開発力が大手企業よりも弱いと考えられる歩行型・可搬型農業機械を製造する中小企業では、その戦略上、安全性よりも性能をセールスポイントに置かざるを得ない状況にあった。その結果、近年の安全性、快適性への要求に対し基礎知識が不十分なため、防振を例にとれば、ハンドルの基部に防振ゴムを挿入する程度の実効の薄い方法に頼らざるを得なかったと推定される。このような実状を考えると、作業時のハンドル把持部の振動を設計もしくは試作段階で予測し、各部材の形状、材質の最適化、防振材の材質や挿入位置の適切な選択を改良指針として示してくれるシステムの構築が最も望まれるところである。

一方、モード解析による振動解析法が1970年代から急速に実用化されてきた^{10,6)}。モード解析の基本理論は古くからあるものの、小型高感度センサの開発、コンピュータを始めとするエレクトロニクス技術の進歩・普及、FFT (Fast Fourier Transformer) による信号処理技術の向上等がその要因となり、現在、自動車、工作機械、電気、重工業の分野^{10,7)~11)}で盛んに用いられている。農業機械でも機関やトラクタを製造する大企業においては、機関の振動・騒音問題^{11,2)}、それを支持する防振ゴムの最適化の問題^{11,3)}等に、モード解析の理論が使用される現況に至っている。しかし、1. 3で述べたように歩行型・可搬型農業機械の手腕系振動を工学的対策により軽減させるには制限条件が多く、とくに、手腕の振動特性を考慮する必要があることは、他分野で発展した振動解析法、振動予測システムによる効率的な振動軽減手法を即座に、手腕系振動の軽減に適用できないことを意味する。長尾^{11,4)~11,6)}は、チェンソーや動力草刈機のハンドル振動の解析にモード解析の理論を持ち込んだが、手腕の影響については無視して解析を進めた。

本章では、手腕の振動特性をも考慮しつつ、他分野で発展したモード解析やその応用手法であるBBA法を歩行型・可搬型農業機械の手腕系振動の予測に適用し、振動軽減に役立てた事例について述べる。

5. 1 シミュレーション手法の概要

これまでの手腕系振動の軽減では、現状分析が終わると同時に実機改良の工程を踏んできた。しかし、前述のように励振源からハンドルに振動が伝わる過程において多数の振動伝達系が存在し、これらの振動特性を把握し

て初めて効率的・総合的振動軽減が可能になる。この振動特性を有効に把握する方法がモード解析である。また、各振動伝達系の振動特性を把握した次の段階では、それらの振動特性を結合するとともに励振力も考慮し、ハンドル把持部振動を予想するシステムが必要になる。その手法がBBA法である。本節では、この二つの手法の概要について述べる。

5. 1. 1 モード解析

モード解析は、理論的モード解析(理論的同定)実験的モード解析(実験的同定)の2種類の解析法に大きく分けられる。前者は励振系の周波数特性を計算によって求めた上で、設計図面より振動伝達系の各部材を有限要素モデルに置き換え、特性行列、モード特性を求めるとともに、理論的に実機の動特性を把握する方法である。設計段階で実機の振動特性が把握できるため、CAD/CAMと結合できれば非常に有効な方法であるが、各部材が複雑な形状を示すと有限要素分割による計算が複雑になり、大型計算機を抜きにしては対応しきれない弱点を持っている。次いで、後者は実機あるいは試作機の振動試験の測定結果から、モードパラメータを求め、振動特性を把握する方法である。試作して初めて予測・改良指針が得られるという弱点を持つが、歩行型・可搬型農業機械のような小型機械であれば、パソコンレベルで十分解析可能と思われる。

本研究では、かなり普及の進んできた16ビットパーソナルコンピュータを基幹として解析を進めるため、実験的モード解析を採用した。

モード解析について詳述する前に、伝達関数の概念を説明しておく必要がある。一般に、構造物に負荷(振動の場合は励振力)が加わり、応答が生じる関係は図5. 1のように表せる。すなわち、伝達関数とは構造物の入出力関係である。さらに、各構造物の入出力の相互作用により後述のような振動シミュレーションが可能になるから、伝達関数は機械の動的挙動を解明していくための基本になる。

しかし、伝達関数の測定だけでは機械の振動特性を完全に把握したとは言えない。なぜなら、伝達関数はデジタル処理されても数百、数千のデータからなり、ひとつひとつのデータからは、何ら振動特性の定性的把握が行えない。しかし、各固有振動数で機械の各部がどのような変形(振動モード)をしているかに着目すれば、わずかのパラメータで機械の振動特性を把握できる。この手法

がモード解析である。その詳細な理論的裏付けは後掲の文献⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾に譲るが、モード解析によれば、伝達関数は、図5.2のように振動モードの重ね合わせで表現できる。つまり、構造減衰の場合、下記のような理論式にモデル化できる。

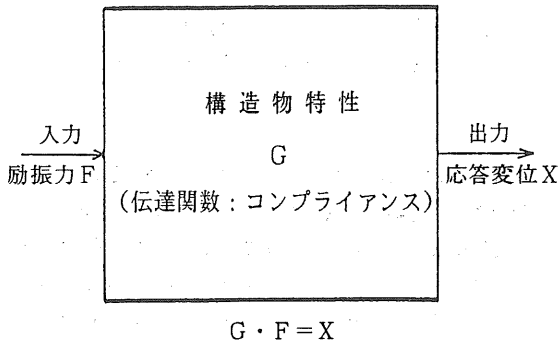


図5.1 入力と出力の関係

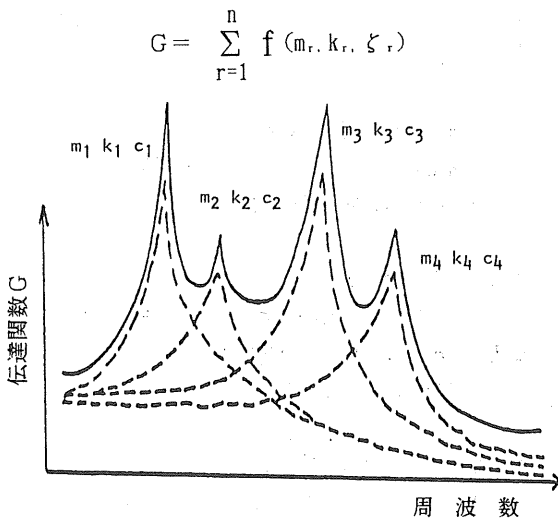


図5.2 モード解析の概念

G : 伝達関数, r : モード次数
 m_r : モード質量, k_r : モード剛性
 ξ_r : モード減衰比, n : 全モード数

$$G(\omega) = \frac{X_i}{F_j} = \frac{\chi_{ij}}{-\omega^2} + \sum_{r=1}^n \frac{\phi_{ir} \phi_{jr}}{m_r (\omega_r^2 - \omega^2 + j \xi_r)} + \phi_{ir} \quad (5.1)$$

- G : 伝達関数 (コンプライアンス)
- r : モード次数、 i: 応答点、 j: 励振点
- X_i : 応答変位 [mm]、 F_j: 励振力 [N]
- ω : 角振動数 [rad/s]、 m_r モード質量 [kg]
- χ_{ij}: 剰余質量 [kg]、 ξ_r モード減衰比
- φ_{ir}: 剰余剛性 [N/m]、 j: 虚数単位
- φ_r: 固有振動モード、 n: 全モード数
- ω_r: 固有振動数 [rad/s]

また、χ_{ij}、φ_{ir}、 $\frac{\phi_{ir} \phi_{jr}}{m_r}$ 、ξ_r 等の数種のモー

ドパラメータを実測値曲線と適合するように求めれば、各構造物の振動特性を有効に把握できることになる。

また、曲線適合の方法としてはモード毎に固有振動数、減衰比を算出するSDOF (Single Degree of Freedom Curve-Fit)と、最小二乗法と繰り返し計算から多モードのモードパラメータを同時に求めるMDOF (Multi Degree of Freedom Curve-Fit)がある。前者は、計算は早いものの精度が劣り、それに対して、後者は精度は良いが初期値の与え方によっては計算時間が長くなる。よって、本手法の中では、SDOFで求めたパラメータを初期値としてMDOFに与え、最終的にMDOFで精度良くパラメータを求めるという方法を採用した。

5.1.2 BBA法

物や現象の本質が、その複雑さ故によくわからないとき、研究者は時々、まずそれらをいくつかの部分に分け、各部分のメカニズムや作用を理解した上で、それらを組み立てたらどうなるかを考える。この「分けてつなぐ」というやり方は、いろいろな分野で用いられ、振動工学においてはFEMがその代表例として挙げられるであろう。しかし、FEMで機械全体を一度に計算しようとすると、計算容量、計算時間、データ作成労力の増大を伴い、決して有効な方法とは言えなくなる。

そこで、「分けてつなぐ」方法をさらに発展させ、複雑な機械や構造物全体 (以下、「全系」と称す。) をいくつかの部分構造物や部材 (以下、「分系」と称す。)

に分けて、各分系の振動特性を把握した後、その結果をつないで全系の応答を知ろうとする試みがなされてきた。この手法がBBA法である。また、BBA法には数々の方法があるが、本研究では数学的にわかりやすく、かつ全系方程式を立てやすい動剛性結合法を採用した。以下に動剛性結合法について簡単な例をあげ説明する。

また、結合点の連続条件及びつりあい条件により、

$$X_2 = X_3 \tag{5.6}$$

$$F_2 + F_3 = 0 \tag{5.7}$$

が成り立ち、これらを整理して行列表示すると、

分系1 + 分系2

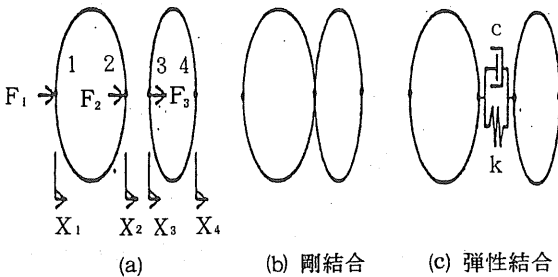


図5.3 2分系からなる全系

$$\left\{ \begin{array}{l} F : \text{作用力, } X : \text{応答変位} \\ C : \text{粘性抵抗, } k : \text{剛性} \end{array} \right\}$$

図5.3(a)のような2分系の動剛性(コンプライアンスの逆数)がそれぞれの点において測定され、かつ(b)のように点2、点3を結合したとする。点1をF₁という力で加振した時、分系1については下式のような運動方程式が成り立つ。

$$F_1 = B_{11}X_1 + B_{21}X_2 \tag{5.2}$$

$$F_2 = B_{12}X_1 + B_{22}X_2 \tag{5.3}$$

B_{ij}: 点i、点j間の動剛性 [N/m]

F_i: 点iに加わる力 [N]

X_i: 点iの変位 [m]

同様に、分系2に関しては、

$$F_3 = B_{33}X_3 + B_{43}X_4 \tag{5.4}$$

$$0 = B_{34}X_3 + B_{44}X_4 \tag{5.5}$$

$$\begin{pmatrix} B_{11} & B_{12} & 0 \\ B_{21} & B_{22} + B_{33} & B_{34} \\ 0 & B_{43} & B_{44} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \tag{5.8}$$

となる。ここで注目すべきことは、(5.8)式は各分系の動剛性行列を結合式(5.6)、(5.7)を用いて単純に結合した形になっていることである。また、各分系の動剛性行列はコンプライアンス行列の逆行列になるので、モード解析の段階で求めたコンプライアンスを用いることにより動剛性行列は簡単に求まる。さらに、図5.3(c)のように防振材料を付加し、分系1、分系2を弾性結合させた場合も新たに

$$\begin{pmatrix} k+j\omega c & -k-j\omega c \\ -k-j\omega c & k+j\omega c \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_2 \\ X_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -F_2 \\ -F_3 \end{pmatrix} \tag{5.9}$$

k: 防振材料の剛性 [N/m]

ω: 角振動数 [rad/s]、 j: 虚数単位

c: 防振材料の粘性抵抗 [Ns/m]

の式を加え、合成すれば良い。

このように、BBA法によれば、防振材料の付加、質量変更、結合部の位置変更等による振動の変化をコンピュータで簡単に予測できる。

5.2 振動軽減のための手順

本研究での振動軽減の手順は、図5.4に示すように、①現状分析・目標値設定 ②分系分割・モード解析 ③振動シミュレーション ④実機の改良、とデータ処理を効率的に行い、作業時のハンドル把持部振動を試作段階で予測し、振動軽減のための試行錯誤による多大な労力と時間の浪費を避けようとするものである。以下、その手順と測定方法について述べる。

(1) 現状分析・目標値の設定

現状分析では、対象となる歩行型・可搬型農業機械の実働時振動を測定し、振動実態の把握、励振源の推定、目標値の設定を行う。振動の測定・分析は、以下のように行った。作業者がハンドルを把持した状態で把持部近傍に3軸型加速度変換器(RION PV32A)を金属バンドで

取り付ける。増幅器としてJIS C 1511⁴⁾⁹⁾に準拠した振動レベル計(RION VM19)を用い、計器のレベル表示部から振動レベルを読み取るとともに、データレコーダ(KYOWA RTP570B)に収録した。収録データは2chFFTアナライザ(ONO CF500)によって1/3オクターブ分析を行った。

(2) 分系分割・モード解析

次に供試機を各構造物に分け、それぞれの分系について伝達関数を測定し、モード解析を行った。分系分割では、むやみに分割すると測定時間、計算時間の浪費するばかりで、効率的な振動軽減ができなくなるので、改良箇所を決定した後、それに即して分割するのが望ましい。伝達関数は加振実験により測定した。つまり、対象分系を十分に柔らかいゴム紐で支持することにより自由-自由支持に近い状態に保ち、インパルスハンマ(RION PH61)での打撃後、加振入力、応答加速度を増幅器(RION VM19)を介し、2chFFTアナライザ(ONO CF500)へ入力し、伝達関数(コンプライアンス)を計算させた。またその伝達関数データは、GP-IBを介しパーソナルコンピュータ(NECPC9801)に転送した。モード解析はパーソナルコンピュータ上でも十分可能であるが、できるだけ早く処理を進めるため、さらに、RS232Cを通じミニコン(MELCO M70/MX3000II)に伝送し、そこで解析した。

(3) 振動シミュレーション

振動シミュレーションには前節で述べたBB法を採用した。この方法により、防振材料の付加、質量変更、結合部の位置変更、分系の変更による振動の変化をコンピュータで簡単に予測できるので、前もって設定した目標値を計算値が下回った場合に、初めて実機の改良を行うようにすれば、試行錯誤の改良による時間の浪費は避けられるであろう。また、分系のモードパラメータや励振力をデータベース化しておけば、新しい機械を開発する場合にも有効な情報として再利用可能である。

5. 3 歩行型トラクタ用の防振ゴムの選定への応用

以上のような振動軽減手法を歩行型トラクタのハンドル把持部振動X方向に応用し、機関マウント部の防振ゴムの種類と取付個数を変えた場合についてシミュレーション値と実測値を比較した。供試歩行型トラクタは定格出力2.9kW、機関定格回転数1,800rpmである。

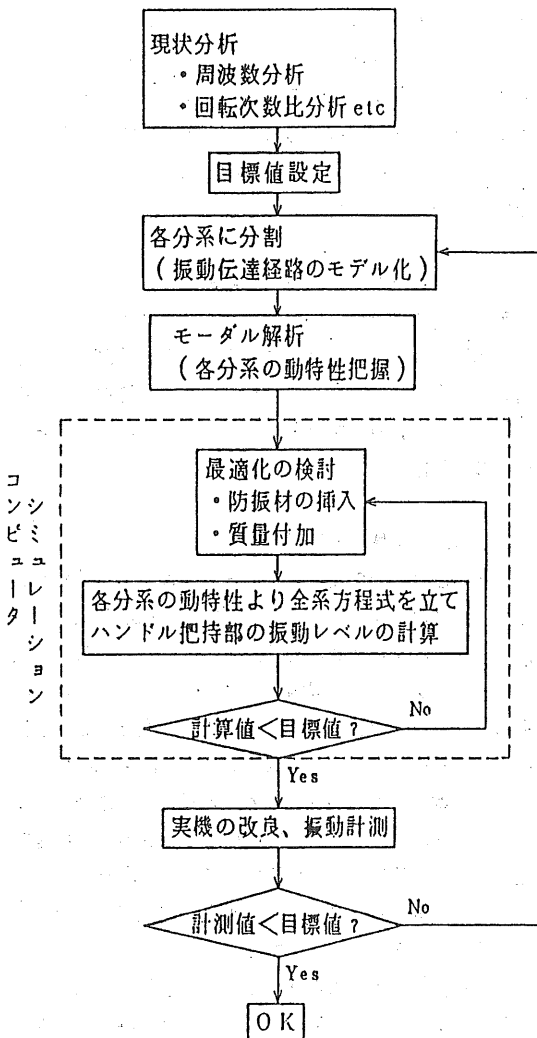


図5.4 振動軽減方法のフローチャート

5. 3. 1 現状分析

供試歩行型トラクタ(図5. 5)のハンドル把持部振動(機関回転数: 1, 800rpm)を測定し、200Hzまで1/3オクターブ分析した結果を図5. 6に示す。X、Y、Z



図5. 5 供試歩行型トラクタの全景

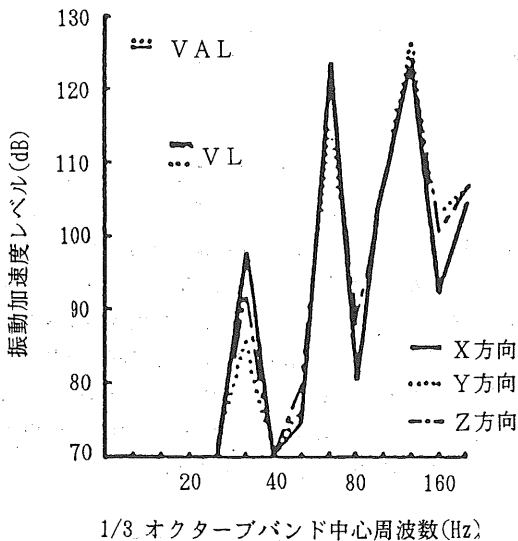


図5. 6 供試歩行型トラクタの手腕系振動

方向の振動加速度レベルはほとんど同じ値を示し、overallで127dBVALであった。また、振動レベルは、X、Z方向は113dBVLでほぼ同じ値を示したが、Y方向は低周波数成分でレベルが低くなったため、109dBVLと他の2方向よりは振動レベルが低くなった。よって、まずX方向の振動軽減に的を絞り、解析を進めることにした。各周波数成分ごとに考察すると、31.5、60、125Hzの機関回転数成分の1、2、4次成分がハンドルまで伝播し、他の周波数成分よりかなり高い値を示していることが分かった。とくに、機関振動の2、4次成分である63、125Hzでの振動加速度レベルが高いことは、ピストン運動の慣性力とクランク機構によるローリング振動が大きくなっていることを示している¹¹⁹⁾。機関マウント部の防振ゴムによりこれらの周波数成分の抑制が必要であろう¹²⁰⁾。また、目標値は、2章で示したように現状より8dB低い105dBVLとした。

5. 3. 2 分系分割とモード解析

改良点を機関マウント部の防振ゴムの挿入に絞ったため、本機については機関と本体の2分系に分割し、伝達関数の測定・モード解析を行った。また、防振ゴム、手腕についても動特性を把握しモデル化した。すなわち、分系の総数は4である。

(1) 機関と本体の伝達関数

機関の伝達関数の実測値とモード解析により曲線適合させた計算値を図5. 7に示す。機関の伝達関数測定点は、本体との結合点6点と励振力が発生していると想定したクランク軸近くの機関ケース上の1点で計7点に設定した。モードはDC~200Hzまでに計5次存在し、1次モード固有振動数は100.5Hzであった。減衰比は小さくモードの重なりもなかったため、容易に曲線適合させることができた。図5. 8に歩行型トラクタ本体の伝達関数を示す。本体は構造が複雑であるため、減衰比が大きくモードの重なりも見られ曲線適合は困難であったが、最終的にモードを13次まで採り対処した。

しかし、このように各測定点間で伝達関数を測定しモード解析を行っても、系において同じ値を持つべき固有振動数や減衰比が、部材の非線形性により多少偏差が生じる。よって、これらのモードパラメータを求めるにあたり、測定伝達関数と曲線適合値の差が、各測定点間を通じ最小になるように補正した^{121) 122)}。

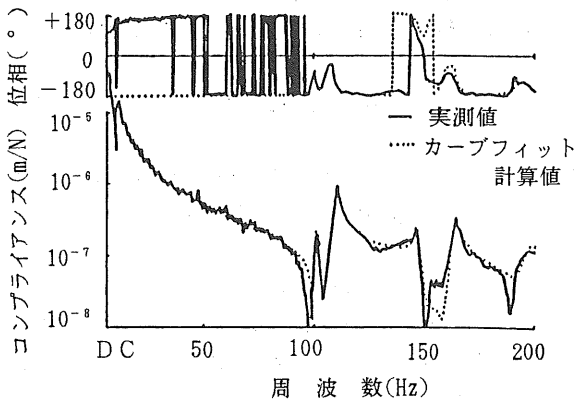


図 5.7 供試歩行型トラクタの機関の伝達関数

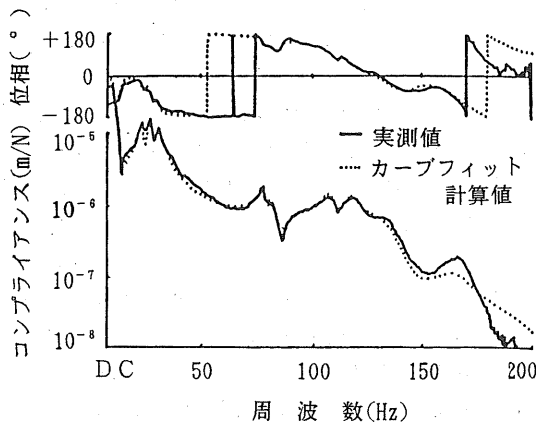


図 5.8 供試歩行型トラクタ本体の伝達関数

(2) 防振ゴムの振動特性

防振ゴムは自重が無視でき剛性 k と粘性抵抗 c から成っていると考えた。この k 、 c を求めるため、まず図5.9に示す剛性の異なる3種の供試防振ゴムにダミーマス1kgを取り付け、インパルス加振し伝達関数を測定した。さらに得られた伝達関数から最小2乗法により k 、 c を計算した。図5.10は供試防振ゴムの伝達関数の曲線適合値 ($m=1\text{kg}$ を含む。)、表5.1は各供試防振ゴムの剛性 k 及び粘性抵抗 c の計算値である。

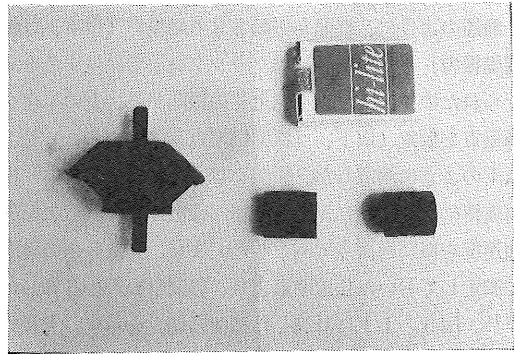


図 5.9 供試防振ゴムの概観

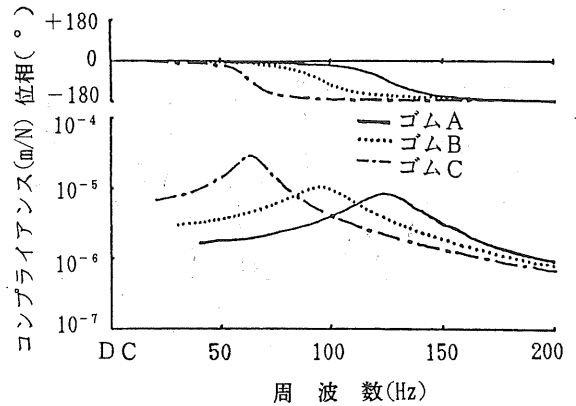


図 5.10 供試防振ゴムの振動特性

表 5.1 供試防振ゴムの振動特性値

ゴムの種類	A	B	C
剛性 k (N/m)	6.60×10^5	3.68×10^5	1.66×10^5
粘性抵抗 c (Ns/m)	155	158	86

(3) 手腕の振動特性

5章では、機械的インピーダンスを指標とし、様々な把持姿勢における手腕の振動特性を測定するとともに、手腕を3自由度振動モデルに置き換え、各パラメータを求めた。その中から、供試歩行型トラクタのハンドル把持姿勢と同様のAハンドル・X方向のパラメータ値を用い、シミュレーションに供した。

(4) 機関の励振力

前述のように、機関を振動させる励振力（以下、「機関励振力」と称する。）はクランク軸上で発生すると考えられたので、クランク軸近くの機関ケース上の1点を励振点と仮定（以下、「機関励振点」と称する。）し、以下のように測定した。機関をゴム支持により自由-自由支持に近い状態に保ち、定格回転数1,800rpmでの振動加速度を機関励振点で測定した。また、分系分割の段階で測定しておいた伝達関数より、機関励振力を計算した¹²³⁾。図5.11に計算した機関励振力を示す。予想したとおり、機関振動の2次成分である60Hzで最大値を示した。

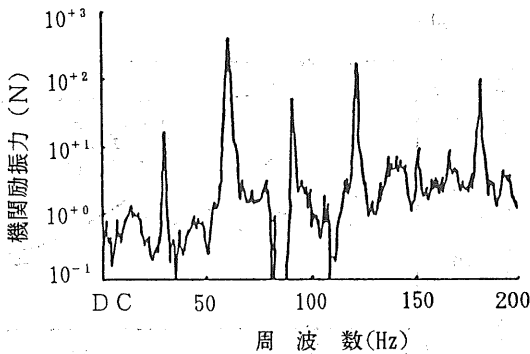


図5.11 供試歩行型トラクタの機関励振力

5.3.3 振動シミュレーション

振動シミュレーションでは、機関マウント部の防振ゴムの種類、及び取付個数を変えた場合の振動の変化を予想し、効率的な振動軽減を図るための情報を提供することを目的とする。その前段階として、BBA法によるシ

ミュレーションが有効かどうかを確認するため、まず、防振ゴム無し・把持無しの状態で、全系方程式を解き、機関励振点、ハンドル把持部間の伝達関数を予想し、実測値と比較した。さらに、手腕の3自由度振動モデルの有効性を実証するため、防振ゴム無し・把持有りの状態で計算を進め、同様に実測値と比較した。つまり、図5.12に示した5状態についてシミュレーションを行った。その内(c)(d)(e)については3種の防振ゴムを挿入した時のハンドル把持部の振動をそれぞれ計算した。

(1) 防振ゴム無し・把持無し

図5.12(a)のような防振ゴム無し・把持無しの状態で機関と本体の2分系の全系方程式をたてると次頁(5.10)式ようになる。

図5.13に機関励振点、ハンドル把持部間の伝達関数を実測値とシミュレーション値と比較した結果を示す。130Hz以上で実測値との適合状態はやや悪いものの、130Hz以下の低周波数域ではコンプライアンスの絶対値、位相ともにほぼ一致し、BBA法はハンドル把持部の振動シミュレーションに十分実用可能であると認められた。130Hz以上で実測値と一致しなかった原因としては、高次モードや各分系及び各分系間の結合部の非線形性等の影響が挙げられる。また、(5.10)式のFに図5.11の機関励振力を代入し、ハンドル把持部振動を予想するとともに、1/3オクターブ分析により実測値と比較した。その結果を図5.14に示す。伝達関数と同様、125Hz以上で若干異なる値を示すが、全体の傾向は一致する。振動加速度レベルは実測値127dBVAL、シミュレーション値130dBVAL、振動レベルは実測値114dBVL、シミュレーション値118dBVLであった。

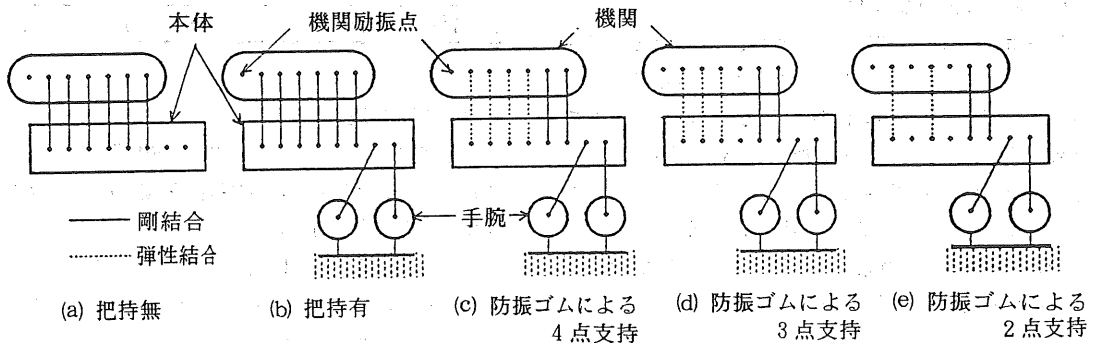


図5.12 シミュレーション適用事例のモデル化

$$\begin{pmatrix}
 \gamma_{11} & \gamma_{12} & \gamma_{13} & \gamma_{14} & \gamma_{15} & \gamma_{16} & \gamma_{17} & 0 & 0 \\
 \gamma_{21} & \gamma_{22} + \delta_{11} & \gamma_{23} + \delta_{12} & \gamma_{24} + \delta_{13} & \gamma_{25} + \delta_{14} & \gamma_{26} + \delta_{15} & \gamma_{27} + \delta_{16} & \delta_{17} & \delta_{18} \\
 \gamma_{31} & \gamma_{32} + \delta_{21} & \gamma_{33} + \delta_{22} & \gamma_{34} + \delta_{23} & \gamma_{35} + \delta_{24} & \gamma_{36} + \delta_{25} & \gamma_{37} + \delta_{26} & \delta_{27} & \delta_{28} \\
 \gamma_{41} & \gamma_{42} + \delta_{31} & \gamma_{43} + \delta_{32} & \gamma_{44} + \delta_{33} & \gamma_{45} + \delta_{34} & \gamma_{46} + \delta_{35} & \gamma_{47} + \delta_{36} & \delta_{37} & \delta_{38} \\
 \gamma_{51} & \gamma_{52} + \delta_{41} & \gamma_{53} + \delta_{42} & \gamma_{54} + \delta_{43} & \gamma_{55} + \delta_{44} & \gamma_{56} + \delta_{45} & \gamma_{57} + \delta_{46} & \delta_{47} & \delta_{48} \\
 \gamma_{61} & \gamma_{62} + \delta_{51} & \gamma_{63} + \delta_{52} & \gamma_{64} + \delta_{53} & \gamma_{65} + \delta_{54} & \gamma_{66} + \delta_{55} & \gamma_{67} + \delta_{56} & \delta_{57} & \delta_{58} \\
 \gamma_{71} & \gamma_{72} + \delta_{61} & \gamma_{73} + \delta_{62} & \gamma_{74} + \delta_{63} & \gamma_{75} + \delta_{64} & \gamma_{76} + \delta_{65} & \gamma_{77} + \delta_{66} & \delta_{67} & \delta_{68} \\
 0 & \delta_{71} & \delta_{72} & \delta_{73} & \delta_{74} & \delta_{75} & \delta_{76} & \delta_{77} & \delta_{78} \\
 0 & \delta_{81} & \delta_{82} & \delta_{83} & \delta_{84} & \delta_{85} & \delta_{86} & \delta_{87} & \delta_{88}
 \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix}
 X_1 \\
 X_2 \\
 X_3 \\
 X_4 \\
 X_5 \\
 X_6 \\
 X_7 \\
 X_8 \\
 X_9
 \end{pmatrix}
 =
 \begin{pmatrix}
 F \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0
 \end{pmatrix}
 \quad (5.10)$$

γ_{ij} : 機関上の i 点、j 点間の動剛性 [N/m]

δ_{ij} : 本体上の i 点、j 点間の動剛性 [N/m]

X_i : i 点での変位 [m]

F : 機関励振力 [N]

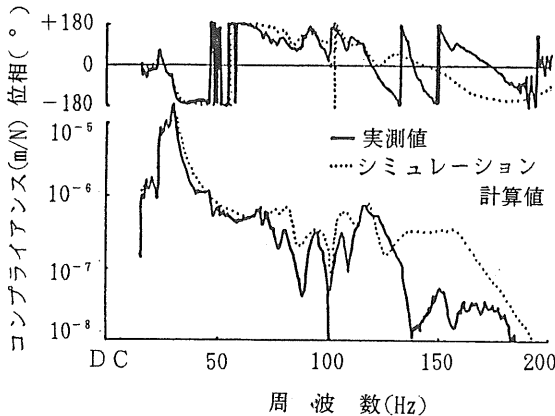


図 5.13 機関からハンドル把持部までの伝達機関 (歩行型トラクタ)

(2) 防振ゴム無し、把持有り

手腕の 3 自由度振動モデルの妥当性を検討するため、(5.10) 式に手腕の動剛性を組み込んだ場合 (図 5.12 (b)) と組み込まない場合 (図 5.12 (a)) について、ハンドル把持部振動を予測し、実測値と比較した。図 5.15 に把持の有無による振動の相違を 1/3 オクターブ分析で表した。20~200Hz における把持による振動の変化は、実測値とシミュレーション値ではほぼ同様な傾向を示した。とくに、31.5Hz での把持による振動加速度レベルの低下傾向が類似し、実測値が 9dB 低下したのに対し、シミュレーション値は 12dB の低下であった。よって、この手腕系 3 自由度振動モデルの各パラメータ値はほぼ妥

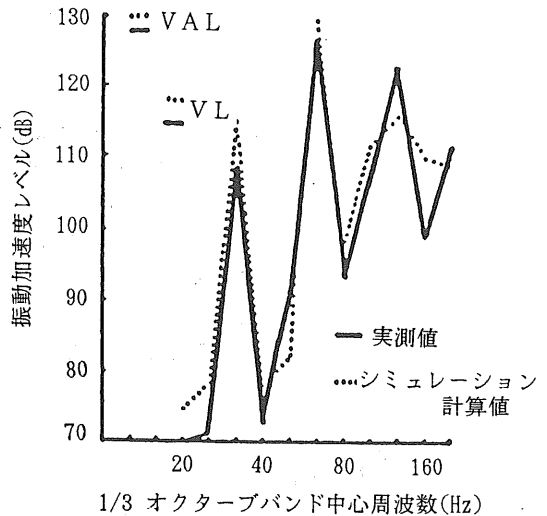


図 5.14 実測値とシミュレーション値の比較

当であり、5.2 に示す手腕系振動軽減のための振動シミュレーションに十分適用可能と認められた。

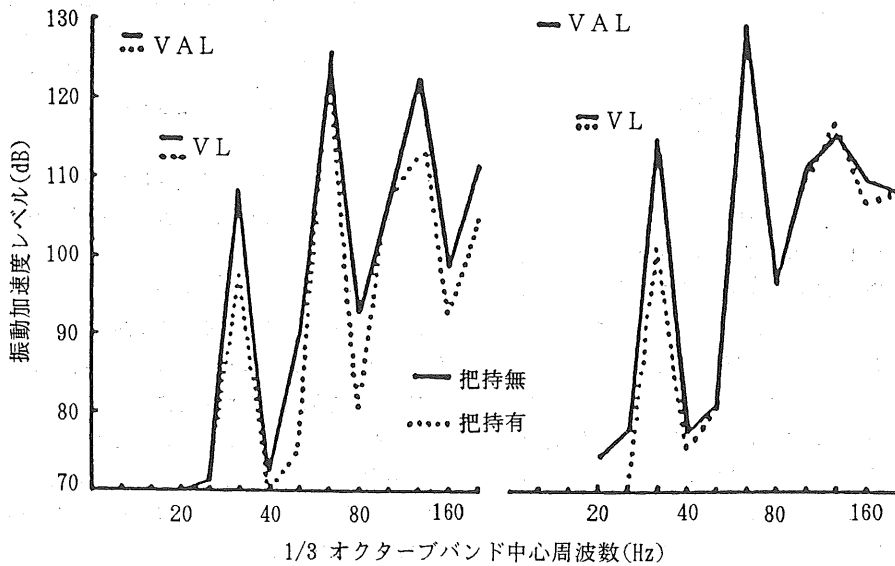
(3) 防振ゴム有り、把持有り

供試歩行型トラクタの機関と本体との結合状態は、現状では機関の底面で 4 点、上面で 2 点のボルト結合となっている。本研究では底面 4 点のボルト結合を防振ゴムによる弾性支持に代替させることにより、ハンドル把持部 X 方向の振動軽減を図った。また、振動レベルで現状より 8dB 低下させることを目標としたことは前述のとおりである。防振ゴムは表 5.1 の 3 種を用い、まず、挿入個数 2、3、4 個の場合についてのハンドル把持部振動の変化をそれぞれ予想した。挿入個数 4 個の場合の全系方程式は、次式のようになる。

$$\begin{pmatrix}
 \gamma_{11} & \gamma_{12} & \gamma_{13} & \gamma_{14} & \gamma_{15} & \gamma_{16} & \gamma_{17} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \gamma_{21} & \gamma_{22}+p & \gamma_{23} & \gamma_{24} & \gamma_{25} & \gamma_{26} & \gamma_{27} & q & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \gamma_{31} & \gamma_{32} & \gamma_{33}+p & \gamma_{34} & \gamma_{35} & \gamma_{36} & \gamma_{37} & 0 & q & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \gamma_{41} & \gamma_{42} & \gamma_{43} & \gamma_{44}+p & \gamma_{45} & \gamma_{46} & \gamma_{47} & 0 & 0 & q & 0 & 0 & 0 \\
 \gamma_{51} & \gamma_{52} & \gamma_{53} & \gamma_{54} & \gamma_{55}+p & \gamma_{56} & \gamma_{57} & 0 & 0 & 0 & q & 0 & 0 \\
 \gamma_{61} & \gamma_{62} & \gamma_{63} & \gamma_{64} & \gamma_{65} & \gamma_{66}+\delta_{56} & \gamma_{67}+\delta_{56} & \delta_{51} & \delta_{52} & \delta_{53} & \delta_{54} & \delta_{57} & \delta_{58} \\
 \gamma_{71} & \gamma_{72} & \gamma_{73} & \gamma_{74} & \gamma_{75} & \gamma_{76}+\delta_{65} & \gamma_{77}+\delta_{65} & \delta_{61} & \delta_{62} & \delta_{63} & \delta_{64} & \delta_{67} & \delta_{68} \\
 0 & q & 0 & 0 & 0 & \delta_{15} & \delta_{16} & \delta_{11}+p & \delta_{12} & \delta_{13} & \delta_{14} & \delta_{17} & \delta_{18} \\
 0 & 0 & q & 0 & 0 & \delta_{25} & \delta_{26} & \delta_{21} & \delta_{22}+p & \delta_{23} & \delta_{24} & \delta_{27} & \delta_{28} \\
 0 & 0 & 0 & q & 0 & \delta_{35} & \delta_{36} & \delta_{31} & \delta_{32} & \delta_{33}+p & \delta_{34} & \delta_{37} & \delta_{38} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & q & \delta_{45} & \delta_{46} & \delta_{41} & \delta_{42} & \delta_{43} & \delta_{44}+p & \delta_{47} & \delta_{48} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \delta_{75} & \delta_{76} & \delta_{71} & \delta_{72} & \delta_{73} & \delta_{74} & \delta_{77}+D & \delta_{78} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \delta_{85} & \delta_{86} & \delta_{81} & \delta_{82} & \delta_{83} & \delta_{84} & \delta_{87} & \delta_{88}+D
 \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix}
 X_1 \\
 X_2 \\
 X_3 \\
 X_4 \\
 X_5 \\
 X_6 \\
 X_7 \\
 X_8 \\
 X_9 \\
 X_{10} \\
 X_{11} \\
 X_{12} \\
 X_{13}
 \end{pmatrix}
 =
 \begin{pmatrix}
 F \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0
 \end{pmatrix}$$

(5.11)

- γ_{ij} : 機関上の i 点、j 点間の動剛性 [N/m]
- δ_{ij} : 本体上の i 点、j 点間の動剛性 [N/m]
- k : 防振ゴムの剛性 [N/m]
- c : 防振ゴムの粘性抵抗 [Ns/m]
- p : $k + j\omega c$
- q : $-(k + j\omega c)$
- D : 手腕の動剛性 [N/m]、j : 虚数単位



(a) 実測値 (b) シミュレーション計算値

図5.15 把持の有無によるハンドル振動の比較

また、この全方程式によって各防振ゴムの挿入効果を予想し、実測値と比較した結果を表5. 2に示す。4点支持、3点支持では、防振ゴムA、B、Cともに振動軽減効果は得られず、防振ゴムCによる3点支持を除いて逆に振動が増大すると予想された。実測の結果、防振ゴムA、Bでは振動は増大し、また防振ゴムCを使用することにより振動レベルは1～4 dB低下したものの、目標値には至らなかった。2点支持では、防振ゴムAで11dB振動レベルは増大するが、防振ゴムBで4dB、Cで9dB低下すると予想された。実測の結果、防振ゴムBで6dB、Cで12dB振動レベルは低減し、予想どおり、防振ゴムCを使用することにより目標値を達成できた。図5. 16に現状の振動と防振ゴムA、Cにより2点支持の場合の振動の変化を1/3オクターブ分析結果で示す。防振ゴムの挿入によるハンドル把持部振動の変化は、実測値とシミュレーション値でほぼ同様な傾向を示した。とくに、最も大きなピークを示す63Hz成分で傾向は類似した。これらの結果より、図5. 4に示したモード解析とBBA

表5. 2 防振ゴムの挿入による振動レベルの変化

	現状	4点支持			3点支持			2点支持		
	dBVL	A	B	C	A	B	C	A	B	C
実測値(dB)	113	+5	+4	-1	+5	+2	-4	+6	-6	-12
計算値(dB)	117	+5	+9	+3	+5	+8	0	+11	-4	-9

法を基幹としたシミュレーション手法は、手腕系振動軽減に十分有効な方法であると確認できた。

さらに、防振ゴムCによる2点支持の効果をY方向、Z方向についても測定した。その結果を図5. 17に示す。全振動方向で機関振動の2次、4次成分(63Hz、125Hz)が大きく低下し、振動レベルは目標値の105dBVLを下回った。

しかし、機関を支持するという本来の目的を考えると、防振ゴムCによる2点支持は構造的に不安定であり、今後さらに、最適設計に向けて検討していく必要があろう。

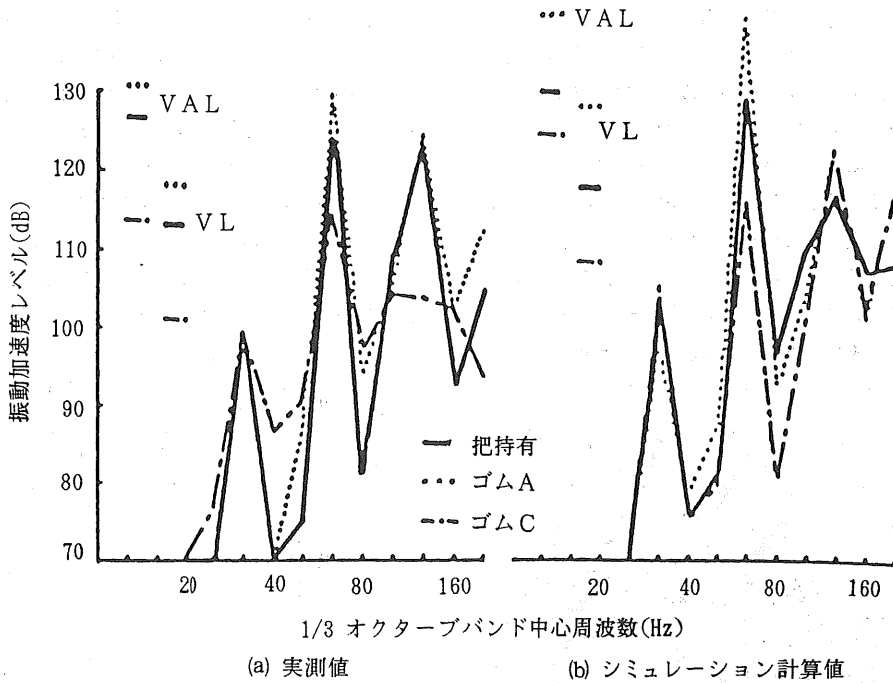


図5.16 防振ゴムの種類による手腕系振動の比較(2点支持)

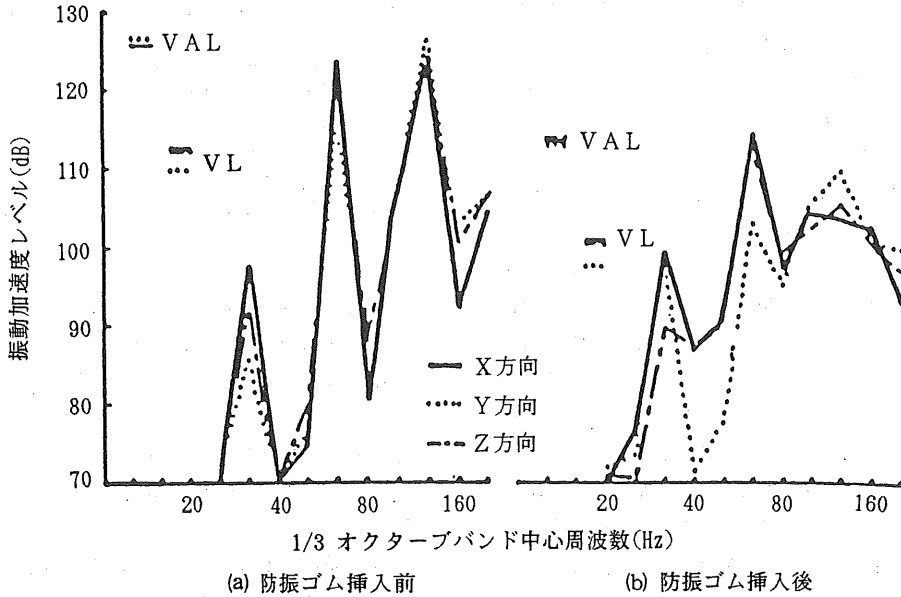


図5.17 防振ゴム挿入後の各方向の手腕系振動

5. 4 刈払機ハンドルの取付位置の最適化への応用

5. 3では、歩行型農業機械の手腕系振動軽減対策の一事例として、歩行型トラクタ用機関マウント防振ゴムの挿入効果について検討した。本節では、可搬型農業機械として図5. 18のような刈払機(質量: 6.7kg、全長: 1,670mm、機関回転数: 6,000~7,000rpm、減速比: 14/17)を供試し、ハンドル取付位置の最適化問題に振動軽減手法の適用を試みた。可搬型農業機械は、本体を人間の手で支える必要があるため、当然、手腕の振動特性の影響が多く表れると考えられるが、本節では、ハンドルを把持しない状態で、振動測定やシミュレーションを行った。また、振動方向は、X、Y方向のみについて考慮し、対象周波数域は、DC~500Hzとした。

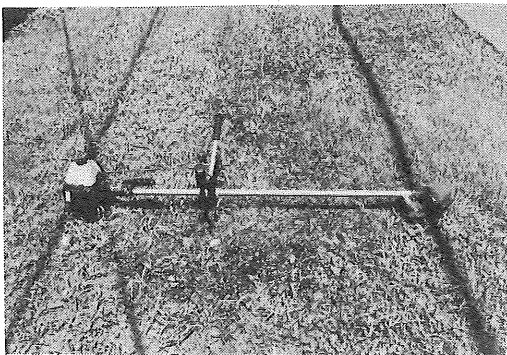


図5.18 供試刈払機の全景

5. 4. 1 現状分析

機関回転数5,000rpm、6,000rpm、7,000rpmにおけるX、Y方向のハンドル把持部振動を図5. 19、図5. 20、図5. 21に示す。この刈払機の振動の大きな特徴は、機関回転数が変化しても20Hz成分はほとんど変化せず、115~120dBの高い振動加速度レベルを示すことである。20Hzは、機関回転数成分、刈刃回転数成分とも無関係で、この特徴は供試刈払機の共振現象に関与すると考えられる。また、低周波数域での振動であるため、手腕の振動感覚への影響が大きく、この周波数での振動を抑えることを供試刈払機の振動軽減の重点目標とする。

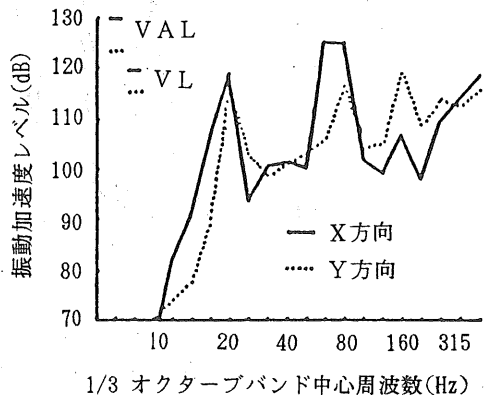


図5.19 供試刈払機の手腕系振動

(機関回転数: 5000rpm)

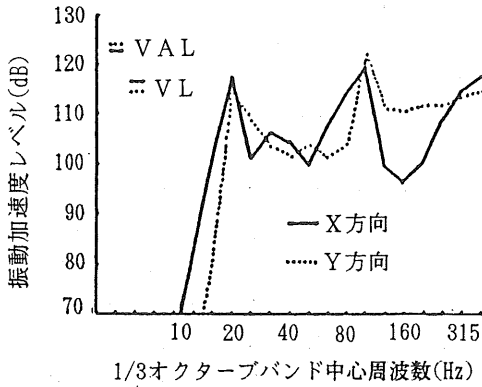


図 5.20 供試刈払機の手腕系振動
(機関回転数：6000rpm)

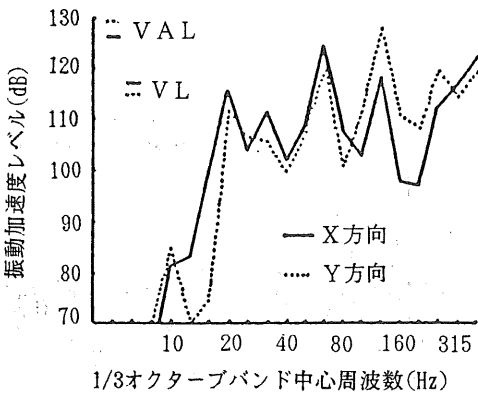


図 5.21 供試刈払機の手腕系振動
(機関回転数：7000rpm)

5. 4. 2 分系分割とモード解析

分系分割し個々の分系の伝達関数を求め、モード解析を行う前に、刈払機全系モード解析を試み、固有振動数、振動モードを測定した。500Hzまでの間に計14次の振動モードを有し、それらの中から特徴的な1次、3次、9次のモードを選び、図5. 22に示す。1次モードは、固有振動数19.5Hzでハンドル取付部の近傍でモードが大きくなり、機関及び刈刃部では振動の節になっているのが分かる。現状分析で20Hzの振動加速度が大きくなった原因は、この1次振動モードの影響であろう。3次振動モードの固有振動数は60.5Hzで1次振動モードとは逆に、

ハンドル取付部で振動の節ができています。また、9次振動モード(固有振動数：134.0Hz)は主桿上の2カ所に振動の節を持った形になっている。これらの固有振動数が機関回転数の周波数成分と一致すると、非常に大きな振動になると推察できる。小泉^{124) 125)}は以前、伝達マトリックス法を使って刈払機の振動モードを解析的に求めた。本研究では実験的に振動モードを測定したが、両者の形はほぼ一致した。

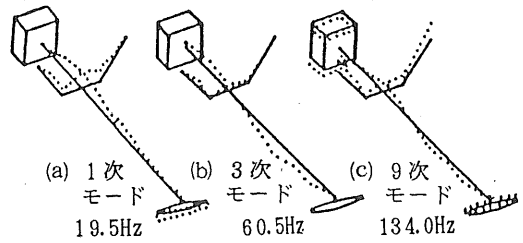


図 5.22 供試刈払機の振動モード

次に、供試機を主桿、ハンドル、防振ゴム(ハンドル取付部)に分割し、それぞれの分系について伝達関数を測定しモード解析を行った。図5. 23は、主桿の伝達関数とその曲線適合値である。500Hzまでの周波数域に計11のモードが存在し、そのほとんどは250Hz以下の周波数域に集中していた。図5. 24はハンドルの伝達関数で1次振動モードの固有振動数は75Hzであった。防振ゴムは円筒形になっているため、図5. 25のようにモデル化し、円筒の軸方向に4分割し、5. 3. 2(2)と同様の方法で、k、cを求めた。

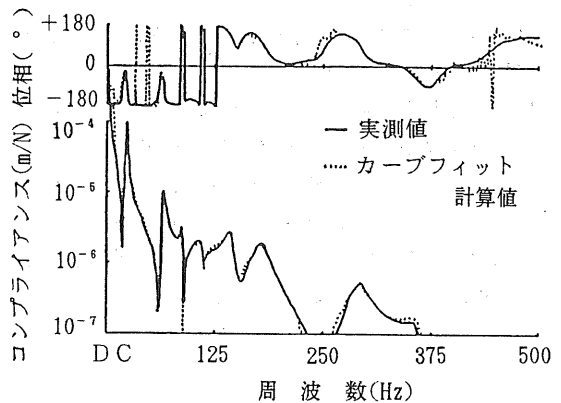


図 5.23 供試刈払機の主桿の伝達関数

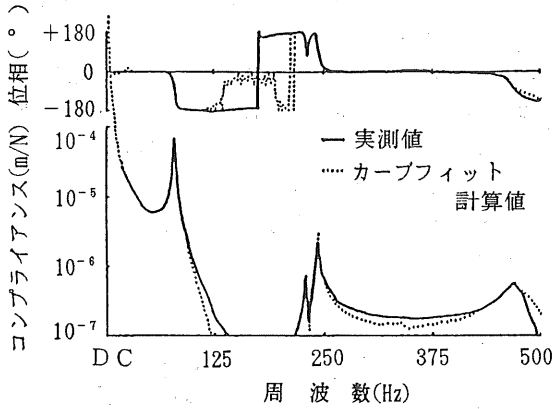


図5.24 供試刈払機のハンドルの伝達関数

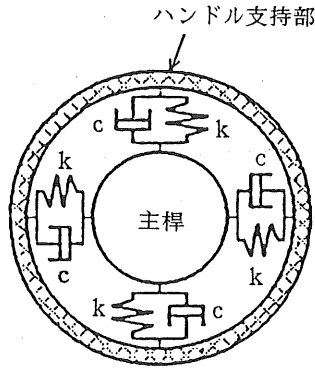


図5.25 刈払機用防振ゴムのモデル

k : 剛性 ($2.74 \times 10^5 \text{ N/m}$)
 c : 粘性抵抗 (130.0Ns/m)

5. 4. 3 励振力の測定

歩行型トラクタでは、励振点をクランク軸近くの1点と想定して解析を進めたが、刈払機では、機関と刈刃の2点から励振力が発生していると仮定した。なぜならば、現状分析の結果、刈刃の回転数成分で振動加速度レベルが上昇し、刈刃からの励振力を無視できないと考えられたためである。この2点からの励振力は、以下のようにして求めた。刈払機実働中の主桿上のある2点の変位は、2つの励振力により次式で表される。

$$G_{o_i} F_E + G_{k_i} F_k = x_i \quad (5.12)$$

$$G_{o_j} F_E + G_{k_j} F_k = x_j \quad (5.13)$$

G_{o_i} : 機関と i 点間のコンプライアンス [m/N]
 G_{k_i} : 刈刃と i 点間のコンプライアンス [m/N]
 F_E : 機関励振力 [N]
 F_k : 刈刃励振力 [N]
 x_i : i 点の実働時変位 [m]

よって、分系分割の際に求めたコンプライアンスと、実働時の加速度を2カ所測定しておけば、機関励振力、刈刃励振力が計算上求められる。また、前述のように、本章では手腕系のX、Y方向を対象とし解析を行うため、2点の励振点で2方向の励振力を求めた。図5. 26に機関回転数5,000rpmでの手腕系X方向に相当する励振力を示す。機関励振力は83Hzでピークを示し、機関回転数の1次成分の影響を強く受けているのが分かる。70Hzでの小さなピークは、刈刃回転数の周波数成分である。また、刈刃励振力も83Hzで突出するものの機関励振力の約1/10で、逆に70Hzでは機関励振力を上回っているのが分かる。

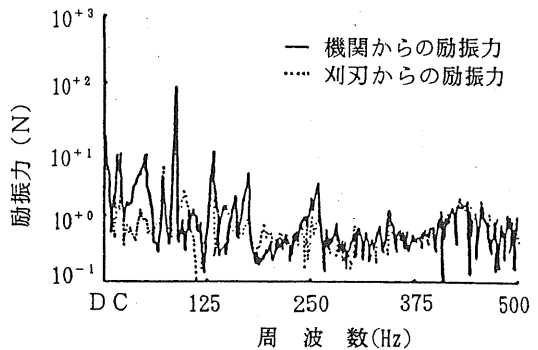


図5.26 供試刈払機の振動力

5. 4. 4 振動シミュレーション

(1) 実測値とシミュレーション値との比較

全系方程式については、5. 3で十分述べたのでここでは省略する。まず、機関からハンドルまでのX方向の伝達関数を実測値とシミュレーション値で比較した。その結果を図5. 27に示す。傾向はほぼ一致するものの、高周波数域での適合状態が悪くなっている。歩行型トラクタと同様、構造体の非線形性の影響であろう。また、50~70Hzでも傾向が若干異なっている。実測値の50Hzの固有振動数は、主桿軸回りの回転自由度によるものと考えられ、主桿単体で伝達関数を測定した際には無視できるほど小さいが、ハンドルの長さにより増幅されて大き

く表れたものである。後述するが、BBA法の欠点の一つに、回転自由度を加味できないことが挙げられ、並進方向の振動には威力を発揮するが、回転方向については無力である。

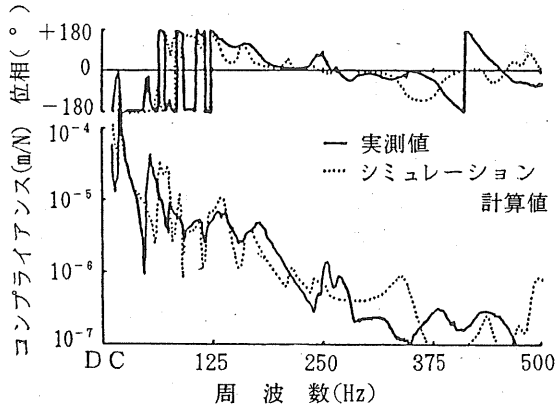


図 5.27 機関からハンドルまでの伝達関数(刈払機)

全系方程式に機関回転数5,000rpm、6,000rpm、7,000rpmでの励振力データを代入し、実働時のハンドル把持部振動を予測した結果を、図5.28～図5.33に示す。機関回転数5,000rpm、6,000rpmでは、実測値と傾向がほぼ一致する。これらの機関回転数でのシミュレーション値の振動レベルは、実測値に対しX方向で約3dB低下し、Y方向では逆に約7dB上昇した。機関回転数7,000rpmでは、5,000rpm、6,000rpmより適合状態が劣り、Y方向の振動レベルは、10dB以上も実測値より高くなった。他の機関回転数で良好な適合結果が得られていることを考慮すると、機関回転数7,000rpmでの実測値との差は、励振力を正確に求められなかったことや非線形性の影響に起因すると考えられる。

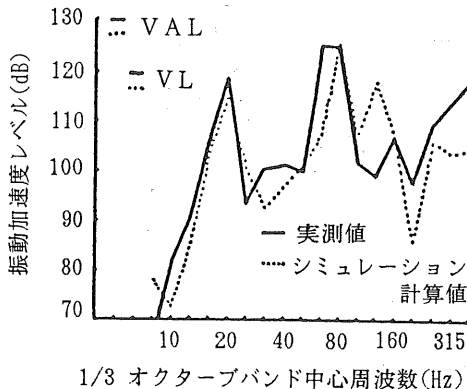


図 5.28 刈払機のハンドル振動のシミュレーション (機関回転数：5000rpm, X方向)

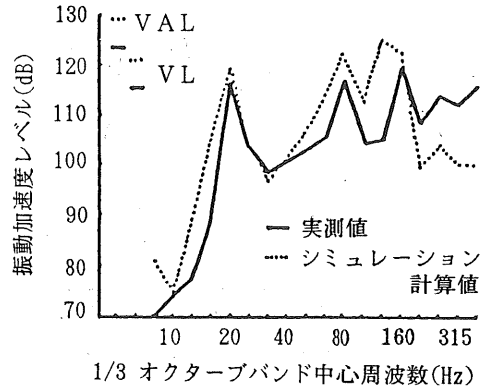


図 5.29 刈払機のハンドル振動のシミュレーション (機関回転数：5000rpm, Y方向)

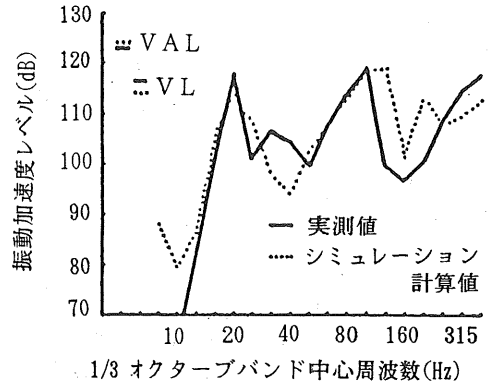


図 5.30 刈払機のハンドル振動のシミュレーション (機関回転数：6000rpm, X方向)

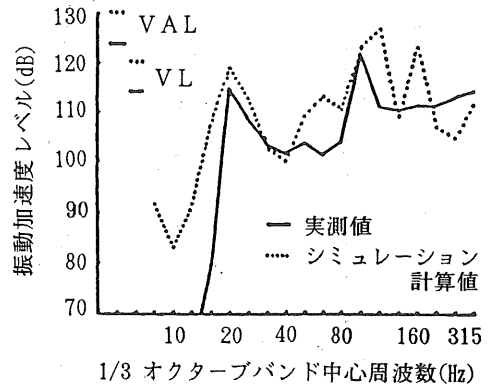


図 5.31 刈払機のハンドル振動のシミュレーション (機関回転数：6000rpm, Y方向)

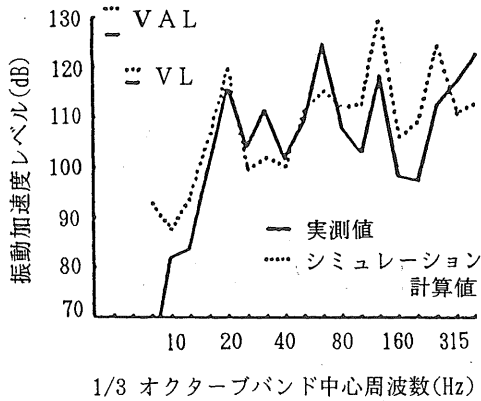


図5.32 刈払機のハンドル振動のシミュレーション
(機関回転数：7000rpm, X方向)

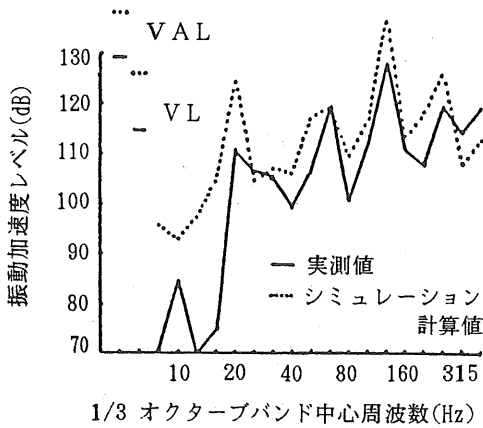
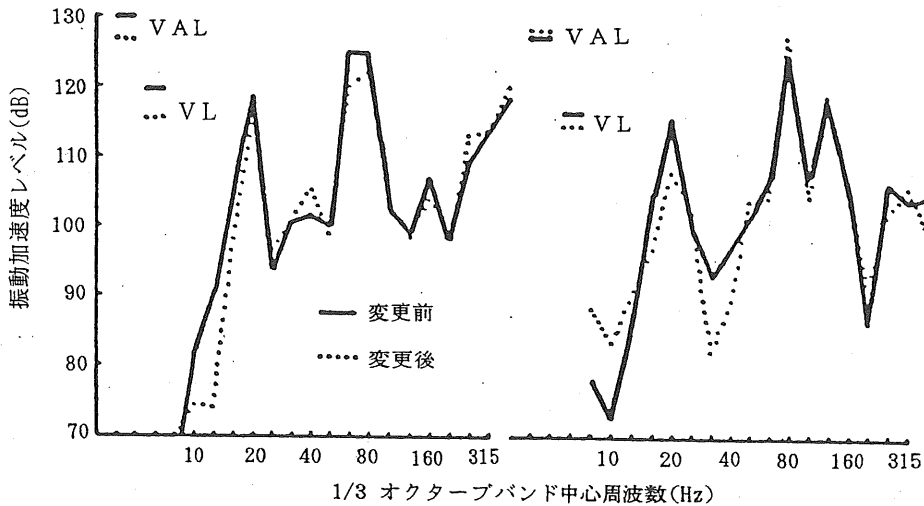


図5.33 刈払機のハンドル振動のシミュレーション
(機関回転数：7000rpm, Y方向)



(a) 実測値 (b) シミュレーション計算値

図5.34 ハンドル取付位置の相違による振動の比較

(2) ハンドル取付位置の最適化に関する振動シミュレーション

全系の振動モードを描いた際に明らかになったように、この刈払機は、19.5Hzに1次振動モードを有し、しかもハンドルの取付位置で振動モードが最大になっている。その結果、実働時のハンドル把持部振動を1/3オクターブ分析すると、機関回転数成分や刈刃回転数成分と全く関係のない20Hzで振動加速度レベルが増大している。20Hzのような低周波数成分での振動加速度レベルは、振動感覚に大きく寄与し、振動レベルも増大させるので、この振動モードの影響をいかに緩和するかが改良のポイントになると考えられる。よって、ハンドルの取付位置を刈刃方向に10cm移動させ、1次振動モードの最大点から遠ざけることを考えた。図5.34(b)にシミュレーション値を示す。80Hzでは、振動加速度レベルが増大するものの、20Hzで5~7dB低下し、振動レベルでは、改良前より2~3dB低下すると予想された。図5.34(a)に示した実測値では、20Hz成分ばかりでなく、63Hzや80Hzでも低下し、振動レベルでは、4~5dBの振動軽減効果が得られ、ほぼシミュレーションと一致した。

5.5 要約及び今後の問題点

歩行型・可搬型農業機械の手腕系振動を工学的手法により効率良く軽減させるには、まず、改良効果を予測することが肝要である。そこでモード解析、BBA法を基幹とした振動軽減手法を提示し、本手法を歩行型トラクタ用の機関マウント部の防振ゴムの選定、刈払機ハンドルの取付位置の最適化に適用した。歩行型トラクタの場合には、機関、本体、防振ゴム、手腕の4分系に分割し、それぞれについてモード解析を行うとともに、BBA法を用い3種の防振ゴムを挿入した時のハンドル把持部振動を予測した。その結果、シミュレーション値と実測値はほぼ一致し本手法が有効であると認められた。また、全振動方向で105dBVL以下の振動軽減目標値を達成した。刈払機の場合には、ハンドル取付位置を刈払機の1次振動モードの最大振幅点から遠ざけることにより低周波数域の振動を抑制することに成功した。

しかし、検討すべき点も多く、完全に本手法に頼ってよいわけではない。本手法の問題点を列記すると、

- ① モード解析やBBA法は線形性を基礎とするため、非線形性を有する供試体に適用すると誤差が大きくなる。
- ② 回転自由度の振動特性を実験的に精確に求める方法がなく、BBA法に適用できない。
- ③ 励振点及び励振力の推定に仮定が多く、現実とは異なる値になることが多い。

等が挙げられる。とくに②の回転自由度の影響は無視できない。その例を図5.35、図5.36を使って説明する。図5.35は、歩行型トラクタの分系分割時に、本体からハンドルを切り離して全系の伝達関数を予測した結果である。50Hz以下の低周波数域で、全く実測値と適合していないのが分かる。供試歩行型トラクタのハンドルは、ハンドル結合部から把持部まで約70cmあるにもかかわらず、本体とほとんど1点で結合しているため、ハンドル結合部、あるいは車軸回りの小さな回転振動に対し、ハンドル把持部では、非常に大きな変位となって表れる。しかし、モード解析、BBA法では、前述のように並進方向のみを対象とするため、この回転角の影響を全く予測できない。図5.36は、刈払機主桿軸方向(手腕系Z方向)の機関からハンドル把持部までの伝達関数である。実測値では、50Hzの固有振動数が存在するが、シミュレーション値ではこれを予想できなかった。主桿での小さな歪が主桿から約20cm離れたハンドル把持部では、大きな変位となって表れたためである。

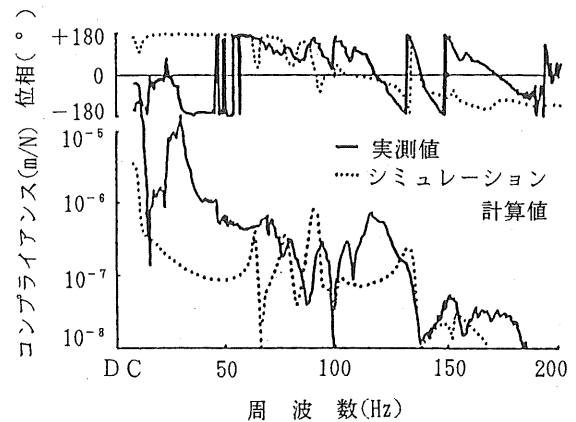


図5.35 歩行型トラクタのハンドルを分系とした時の伝達関数シミュレーションの例

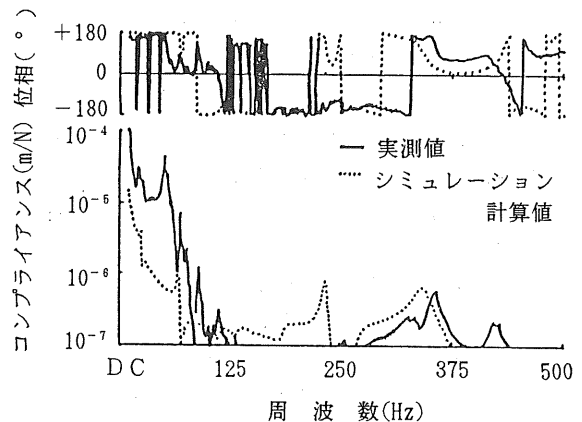


図5.36 刈払機ハンドルのZ方向の伝達関数シミュレーションの例

これらの問題点は、モード解析、BBA法の根幹に係わる重要事項であり、現在、各分野の専門家が基礎的研究によって一つ一つの解決を図っているところである¹²⁶⁾¹²⁷⁾。当面は、これらの問題点を考慮しつつ本手法を適用し、データを積み重ねるとともに振動軽減のためのノウハウを蓄積していくことも重要であろう。

さらに、モード解析、BBA法により振動軽減の観点から最適と思われる対策を見いだせたが、それが機械本来の機能面あるいは取扱性の面では決して最適であるとは言えない。前述のように、歩行型トラクタの機関を2点で弾性支持することは構造上の不安定を招き、実作業

の場では問題が残るであろうし、刈払機のハンドル取付位置を変更することは全体の重量バランスを崩し、作業者の労働負担が増大することも十分考えられるのである。従って本章では振動軽減の観点からの機械の設計法、改良方法についての記述したが、実際には、実用面も含め総合的観点から最適設計に取り組むことも必要である。

6. 防振ハンドルの設計^{120) 121)}

前章では、モード解析やBBA法による振動軽減手法について検討を行ったが、ソフト面の考察にとどめ、防振装置に関するハード面については言及しなかった。とくに、機械の軽量化が叫ばれる可搬型農業機械には、質量増や操作性の低下を招くことのない新機構の防振装置が望まれている。

本章では、手腕系振動軽減のための防振装置の開発に重点を置き、検討する。

6. 1 工学的振動軽減対策の具体例と問題点

手腕系振動の工学的防振対策としては、次の3種が考えられる。

- ① 振動源の励振力を低減する。
- ② 振動源からハンドルまでの振動伝播経路中の振動絶縁を図る。
- ③ 振動体としてのハンドルの振動応答を小さくする。

①は、振動源の運動部分のつり合わせ(カウンタバランスの装着)や、衝撃力、爆発圧力の相殺を考える方法である。新家¹³⁰⁾は、歩行型トラクタの4サイクル機関にカウンタバランスを取り付け、ハンドル振動の軽減を図った。また、オートパイの機関にもカウンタバランスを取り付けた例が多く、その設計手法も確立されている¹³¹⁾。さらに、コンクリートブレーカに対向ライナを装着し振動低減に成功した例もある^{82) 132)}。爆発圧力の相殺を考える方法としては、最近のチェンソーの対向ピストン方式が挙げられる⁴⁴⁾。振動源に改良を加える方法は、まず最初に考えなければならないが、対象が内燃機関や電動モータのように複雑で精巧な構造物になると、改良に専門の技術者を必要とし、筆者の技術では改良に着手するのが困難である。

②の方法は、構造物の中に、防振ゴムのような粘弾性体を挿入し、その粘弾性体の固有振動数より高い振動数の振動加速度を減少させようとするものである。この方法は、筆者の技術でも比較的容易に改良を施すことができるが、対象が複雑な構造物になると改良効果を予測す

るのが困難になり、目標通りの改良効果を満たすまでかなりの労力と時間を費やすことにもなりかねない。前章で述べたシミュレーション手法は、②の方法の難点になっている改良効果の予測をコンピュータで行い、効率的に振動軽減を図ろうとするものである。遠隔操作による振動遮断も②のカテゴリリーに入るであろう。この例としては、リモコンチェンソーが挙げられる。

③の方法は、手と直接接するハンドル部だけで、振動を低減させようとする方法である。この方法に類するものとして防振手袋の装着が考えられる。防振手袋については、Bingham¹³³⁾がその効果を報告しているが、完全に防振しようとするとかかなり厚い材質の手袋になり、操作性に不具合が生じる。また、薄手のものは、大きな防振効果は望めない。しかし、最近JIS⁴⁰⁾で防振手袋の標準試験法が定められ、今後、操作性・防振性の両者を満足した防振手袋の開発が期待される。ハンドル部だけで振動を低減させる方法は、防振手袋の装着と同様に、操作性をも考慮しなければならない。②の方法のように、防振ゴムのような粘弾性体をハンドルの根元に挿入して、振動の絶縁を図った例もあるが、防振対象とする周波数が低い場合、粘弾性体のばね定数をできるだけ小さくするか、あるいはハンドル質量を大きくして対処しなければならない。しかし、これらの方法はハンドルの操作性を悪くしたり、質量増加の影響で手にかかる負担が増大し能率低下を招く。また、動吸振器を装着して振動を抑制しようとした例^{134) 135)}も見受けられるが、動吸振器の固有振動数と対象振動数がほぼ一致した時、大きな効果をもたらされるものの、両者の間に差が生じれば、振動はかえって増幅する結果にもなりかねない。

背戸^{136) 137)}はハンドル操作性の低下や質量増による労働負担の増大を招くことなくハンドル振動を軽減する方法として、振動の節を利用する方法を提案した。本章では、この防振機構を歩行型トラクタ、茶摘採機に適用し問題点を抽出するとともに、全振動方向で防振作用の働くハンドルを開発したので、その設計手法と防振効果について述べる。

6. 2 防振ハンドルの概要

励振力を受けた構造物は、ある周波数に対して、特定の場所に振動の節を作る。本防振ハンドルは、この振動の節を振動絶縁点として利用しているところに特徴がある。図6. 1に示すように、このハンドルは、S、sで表した2個の棒状ばねと、M、mで表した2個の質量体、

及びMにより固定された握りの筒より構成されている。ハンドルの根元がある周波数で加振されると、ばねs上の一点に振動の節ができ、同様なことが握りの筒上にも起こる。農業機械のハンドル振動では、2章で示したように、機関や刈刃の回転数成分等、特定の周波数でピークを生じる場合が多いので、振動の節を作る周波数とこれらの回転数成分を一致させれば、大きな防振効果が得られると予想される。

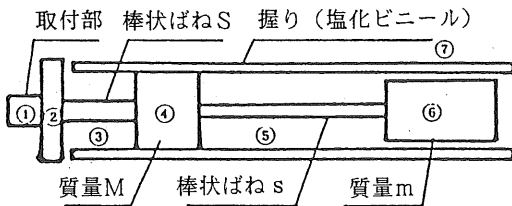


図6.1 試作防振ハンドルの構造
(①～⑦は梁要素記号)

ばねS、sの材質は、それぞれSW80(φ6)、SWP(φ4)で、M、mの質量は74g、86gである。また、ばねS、sの長さL、ℓは設計変数とし、Lを20mm、25mm、30mm、ℓを40、60、80mmに変更できるように、質量体M、mとばねS、sはねじどめとした。L=25mm、ℓ=60mmの場合、全長は162mm、全質量は280gである。

6. 2. 1 防振ハンドルの理論解析

供試防振ハンドルの振動特性を測定するための基礎実験を行う前に、FEMによる理論解析を行った。コンピュータはMELCOM70/MX3000IIを使用した。FEMの基礎的事項については、後掲の文献¹³⁾を参照されたい。

表6.1に供試ハンドルの設計値を示す。この設計値と各梁要素の結合条件、及び入力変位より、握りの筒先端から25mmにおける変位を計算し、入力変位に対する振動伝達率で表すと、図6.2になる。設計変数L、ℓの値に係わらず、共振点と反共振点が交互に表れているのが分かる。また、この反共振点では、振動伝達率が0になることから、測定点における振動の節を作る周波数であることが容易に想像できる。表6.2に、各設計変数における共振周波数、反共振周波数、及び振動伝達率が0.5以下になる周波数域を示す。棒状ばねSの長さLが変化しても、反共振周波数の値がほとんど変化しないことから、質量mの値が定まっている場合には、ほぼ棒状ばねsの特性だけが、この値の決定に影響を持つと考えられる。1次、2次共振周波数は、L、ℓの組合せにより多少変動し、ℓ=40mmの場合、Lの変動によって1次共振周波数の差は約7Hz、2次共振周波数の差は約30Hzになる。よって、共振周波数には、S、sの双方が、影響しあうと予想される。

表6.1 供試防振ハンドルの各梁要素の設計値

パラメータ	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦
E (MPa)	2.1×10^5	2.1×10^5	2.1×10^5	2.1×10^5	2.1×10^5	2.1×10^5	2.6×10^3
ν	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
ρ (g/cm ³)	7.8	7.8	7.8	7.8	7.8	7.8	1.4
A (cm ²)	0.785	8.55	0.283	4.91	0.126	3.14	3.13
I (cm ⁴)	4.9×10^2	5.82	6.4×10^3	1.92	1.3×10^3	0.785	3.23

注1) ①～⑦は、図6.1中の梁要素記号に相当する。

注2) E：縦弾性係数、 ν ：ポアソン比、 ρ ：密度、
A：断面積、I：断面2次モーメント

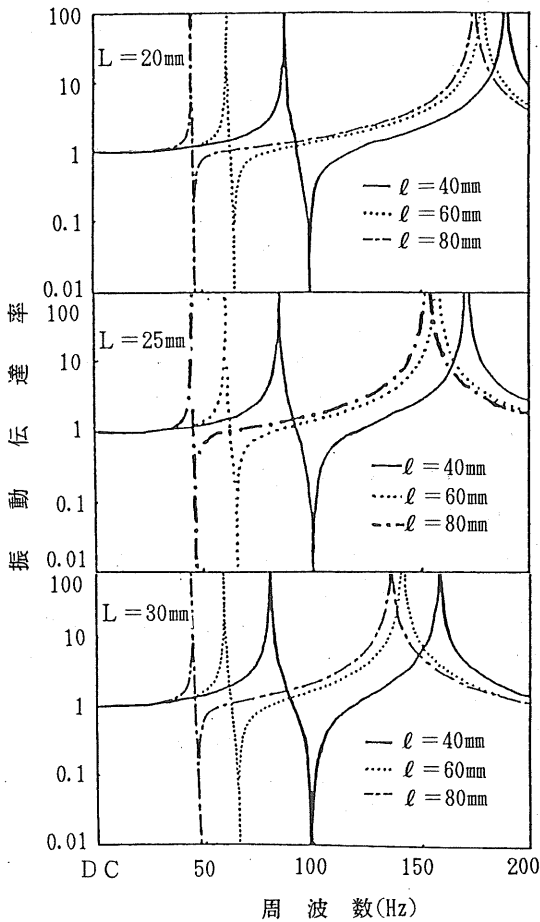


図6.2 試作防振ハンドルの振動伝達率計算値

表6.2 供試ハンドルの共振周波数と反共振周波数
(計算値)

単位: Hz

L (mm)	l (mm)	1次共振 周波数	2次共振 周波数	反共振 周波数	振動伝達率 0.5以下	
					下限	上限
20	40	87.0	188.5	99.5	95.0	105.5
	60	61.0	177.5	65.5	64.0	68.0
	80	44.5	173.5	46.5	45.5	48.0
25	40	84.5	171.5	99.5	94.5	107.0
	60	60.5	157.0	65.0	63.5	68.5
	80	44.5	152.0	46.5	45.5	48.0
30	40	80.5	159.0	99.0	93.0	108.0
	60	58.5	141.5	65.0	63.0	69.0
	80	43.5	136.0	46.5	45.5	48.0

6. 2. 2 防振ハンドルの実験的考察

理論解析で予想された振動の節のハンドル握り上での存在、棒状ばねS、sの長さL、lに大きな影響を受ける共振周波数の存在、及び、全周波数域における振動伝達率の傾向が実測値と一致するか、を実験で確認する必要がある。そこで、以下のような2種の試験を行った。

- ① 供試ハンドルを小型動電型加振機 (EMIC 513A) に取り付け、ランダム波発生器 (NF WG721) からの信号でランダム波加振し、DC~200Hz のハンドル把持部 (握り筒の先端から25mm) の振動伝達率を測定した。
- ② 同様に、ハンドル把持部の振動伝達率が 0.5 以下になる周波数域において、10Hz 間隔で正弦波加振を行い、供試ハンドルの握り各部の振動伝達率を測定した。

図6.3にハンドル把持部での振動伝達率を示す。傾向は理論値と同様で、二つの共振点と一つの反共振点が存在する。共振周波数は、L、lの値により多少変動するものの、反共振周波数はLの影響をほとんど受けず、lの値により大きく変動する。つまり、lの値が大きくなるに従い、反共振周波数は低くなる。また、共振周波数での振動伝達率がほぼ10にとどまり、理論値より低くなっている。これは、理論解析では減衰を考慮せず解析しているためで、実際には棒状ばねに減衰があることを示している。表6.3に理論解析と同様、各試験条件における共振周波数、反共振周波数、及び振動伝達率が0.5以下になる周波数域を示す。1次、2次の共振周波

表6.3 供試ハンドルの共振周波数と反共振周波数
(実測値)

単位: Hz

L (mm)	l (mm)	1次共振 周波数	2次共振 周波数	反共振 周波数	振動伝達率 0.5以下	
					下限	上限
20	40	56.5	>200.0	97.5	77.0	114.5
	60	45.0	190.0	59.0	53.5	73.5
	80	32.0	185.0	36.5	34.5	39.5
25	40	54.0	188.0	98.0	75.5	118.0
	60	42.0	171.5	58.5	52.5	72.5
	80	35.5	165.0	42.0	40.0	48.5
30	40	50.0	183.5	101.5	75.5	123.5
	60	42.0	158.5	60.0	53.5	75.5
	80	33.5	148.0	42.5	39.5	52.0

数は、理論値と実測値に大きな差が認められ、実測値の1次共振周波数は、理論値の60~70%に減少し、2次共振周波数は逆に10%増大した。この差は、表6.1の梁要素の設定値が実際の値と異なっていたことによると考えられる。

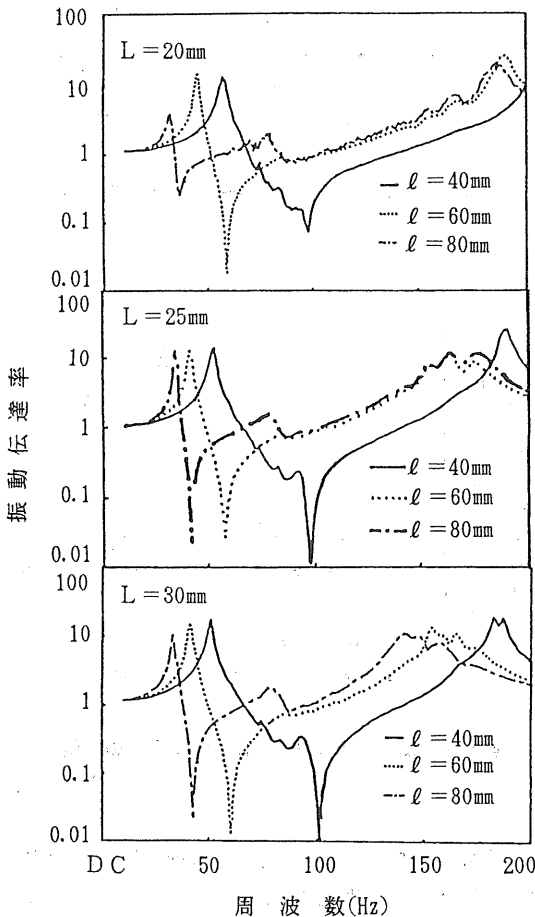


図6.3 試作防振ハンドルの振動伝達率実測値

振動伝達率が0.5以下になる周波数域は理論値よりかなり広い。例えば、 $L=30\text{mm}$ 、 $l=40\text{mm}$ の供試ハンドルでは、75.5~123.5Hzの広い周波数域で振動伝達率が0.5以下になっている。このことは、多少の入力周波数の変化に対しても十分な防振効果が得られる可能性を示している。背戸¹³⁾は、このような広い周波数域での防振効果は動吸振器では得ることができないと報告している。

$L=25\text{mm}$ 、 $l=60\text{mm}$ の供試ハンドルで50、60、70Hzで正弦波加振を行い、振動伝達率を描いた結果、図6.4のように50、60Hzで確かに振動の節が存在することが確認できた。また、振動の節は、周波数が上昇するに伴い握りの先端方向に移動する傾向にあった。

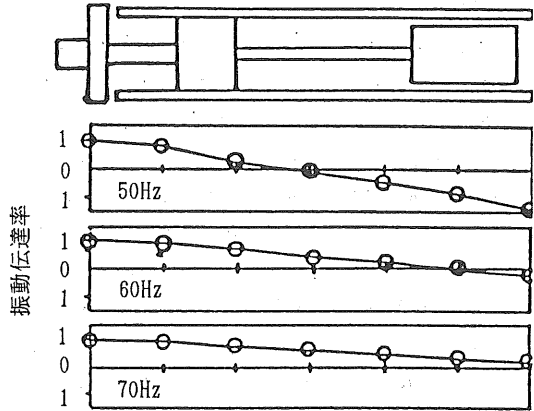


図6.4 試作防振ハンドルの握り各部の振動伝達率

6.3 歩行型トラクタ、茶摘採機への応用

6.3.1 歩行型トラクタ用防振ハンドルの効果

振動の節を利用した防振ハンドルを歩行型トラクタ（単気筒4サイクル機関使用、定格出力：1.8kW/1,800rpm、質量61.5kg）に適用した。振動のピークを示す周波数は、60Hz（機関回転数1,800rpm）であったので、その周波数でハンドル把持部に節が生じるよう防振ハンドルの仕様を表6.4のように決定した。この防振ハンドルを供試機に取り付け、機関回転数1,500~2,000rpmまで100rpm毎にハンドル把持部振動を無負荷で測定した。

表6.4 歩行型トラクタ、茶摘採機用防振ハンドルの設計値

種 類	M, m の質量(g)		S, s の長さ(mm)	
	M	m	S	s
歩行型トラクタ	95	74	39	67
茶 摘 採 機	46	74	41	36

注) 棒状ばねSの直径：φ8、棒状ばねsの直径：φ6

表6.5に歩行型トラクタの機関回転数別の振動レベルを示す。対象ハンドルでは機関回転数が増加するに従い振動レベルも高くなり、1,700rpm以上の回転数では、Z方向で117dBVL以上に達した。それに対し、X、Y方

向では相対的に低い値を示した。防振ハンドルでは、機関回転数1,700、1,900、2,000rpmでX、Z方向に防振効果が認められ、とくに1,900rpmでは対照ハンドルと比較してX方向で8dB、Z方向で12dB振動レベルが低減した。しかし、この防振効果も1,500rpmになると全く認められなくなり、全振動方向で110dBVL以上の高い振動レベルを示した。また、ハンドル軸方向のY方向では、1,800rpmを除いて逆に5~8dB高くなり113dBVLであった。機関回転数1,900rpmでの各振動方向の1/3オクターブ分析結果を図6.5、図6.6、図6.7に示す。X、Z方向では30Hz以下の低周波数域で振動加速度が大きくなるが、機関回転数の2次成分(63Hz)でハンドル把持部に振動の節を作り、両者とも約20dB振動加速度レベルが低減した。その結果、大きなピークを有する周波数帯がなくなり、振動レベルで前述のような防振効果を得た。Y方向では逆に63Hzで約5dB増加した。ハンドル根元の柔らかさについては問題なく、実際の中耕培土等の管理作業であっても操作性を損なうことはないと思われた。

表6.5 歩行型トラクタの機関回転数別振動レベル
単位: dBVL

振動方向と ハンドルの種類		機関回転数 (rpm)					
		1,500	1,600	1,700	1,800	1,900	2,000
X	対照ハンドル	104	107	105	102	111	110
	防振ハンドル	110	104	104	106	103	106
Y	対照ハンドル	106	107	107	115	108	107
	防振ハンドル	114	113	113	110	113	112
Z	対照ハンドル	112	115	118	118	118	117
	防振ハンドル	113	112	108	110	106	114

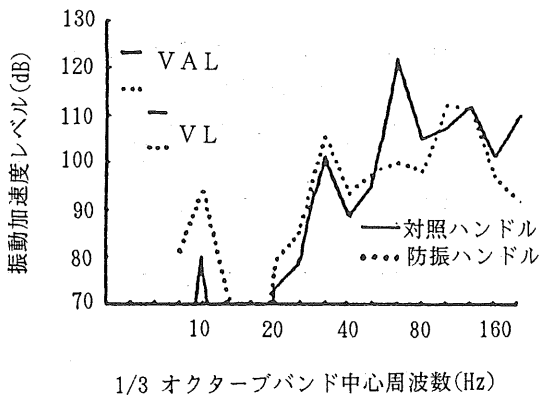


図6.5 歩行型トラクタ用防振ハンドルの効果 (X方向)

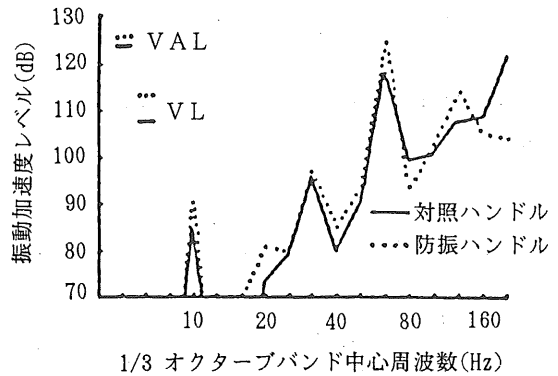


図6.6 歩行型トラクタ用防振ハンドルの効果 (Y方向)

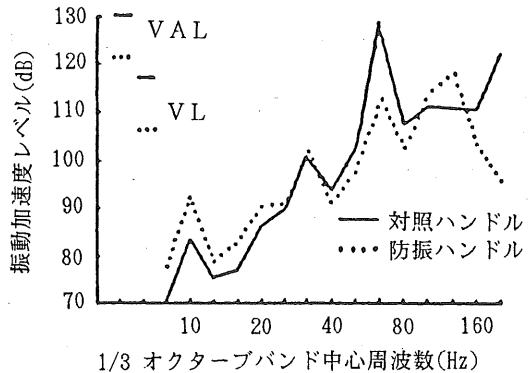


図6.7 歩行型トラクタ用防振ハンドルの効果 (Z方向)

以上のように、本防振ハンドルを歩行型トラクタに装着した場合、二つの問題点が指摘された。一つは、ハンドル軸方向であるY方向に防振効果が認められない、ということである。この問題点についてはある程度予想はされたものの、逆に振動レベルが増大するという事は推測できなかった。Y方向で防振作用を発揮させる新機構の防振ハンドルは6.4以降で述べるが、5章で述べたような、機関マウント部での振動遮断等についても再考の余地があるであろう。二点目は、X、Z方向の防振効果が広い周波数範囲で働かない、ということである。この歩行型トラクタでの作業は中耕培土がほとんどであるが、圃場内外の移動時には機関回転数を低速で使用する場合が多い。よって、防振ハンドルの性能としては機

関回転数 1,500~2,000rpmの広い回転数範囲で防振効果が得られることが望ましい。しかし、本防振ハンドルの場合、防振周波数域と共振周波数が近接しているため、励振周波数が防振周波数域より若干低くなっただけで振動が増大する。この解決策の一つとして、本防振ハンドルの内部に磁気ダンパを装着し共振現象を抑制する、等が考えられる。

6. 3. 2 茶摘採機用防振ハンドルの効果

供試茶摘採機（単気筒 2 サイクル機関使用、最大出力：1.5kW/7,500rpm、質量：15.1kg）は二人作業用で 2 対のハンドルが本体と接続している（図 6. 8）。また、ハンドル把持部の形状はループ型であるが、本防振機構の性能が発揮できるようつもの形状に変更し、機関回転数 7,500rpm でハンドル把持部に節が生じるよう、表 6. 4 に示すような防振ハンドルを取り付けた。本体との接続部からハンドル把持部までのハンドル 2 対の全質量は 790g 増加し 1,870g である。また、歩行型トラクタ用防振ハンドルと同様に機関回転数 6,000~7,500rpm まで 500rpm 毎に室内無負荷振動試験を行った。

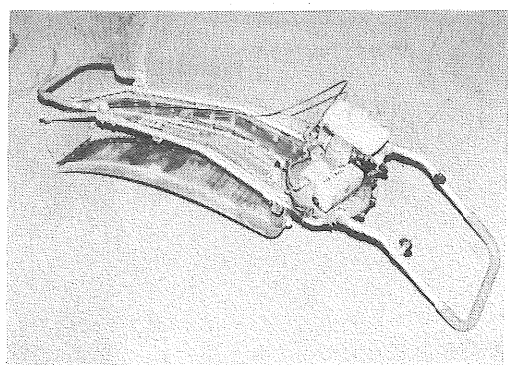


図 6. 8 供試茶摘採機の全景

表 6. 6 に機関回転数別の振動レベルを示す。対照ハンドルでは Y 方向、Z 方向の振動レベルが 6,500rpm 以上の機関回転数で 110dBVL を越え、X 方向より高くなる傾向にあった。防振ハンドルでは 6,500~7,500rpm で X、Z 方向に防振効果が認められ、とくに Z 方向では 10dB 以上振動レベルが低減した。この傾向は歩行型トラクタ用防振ハンドルと類似している。しかし、Y 方向では歩行型トラクタ用防振ハンドルのように大きな増幅はなかったものの、防振効果も得られなかった。機関回転数 7,500rpm

での各振動方向での 1/3 オクターブ分析結果を図 6. 9、図 6. 10、図 6. 11 に示す。X、Z 方向では機関回転数の 1 次成分 (125Hz) でそれぞれ 15dB、23dB 振動加速度レベルが低下し、振動の節による顕著な防振効果が認められた。また、両者とも 50Hz で 1 次共振周波数の影響により振動が増大するが、問題となるような値にはなっていない。Y 方向では全く防振効果が得られず、振動レベルは 120dBVL に達した。このように、茶摘採機に本防振ハンドルを装着した場合も歩行型トラクタと同様、ハンドルグリップ部の軸方向である Y 方向の振動を軽減できないという大きな問題点を残した。つまり、この問題点を克服しない限り、本防振ハンドルの農業機械への適用は難しいことが判明した。

表 6. 6 茶摘採機の機関回転数別振動レベル

単位: dBVL

振動方向と ハンドルの種類		機 関 回 転 数 (rpm)			
		6,000	6,500	7,000	7,500
X	対照ハンドル	105	106	110	108
	防振ハンドル	102	104	106	100
Y	対照ハンドル	105	111	115	119
	防振ハンドル	115	109	116	120
Z	対照ハンドル	108	112	112	113
	防振ハンドル	105	98	101	101

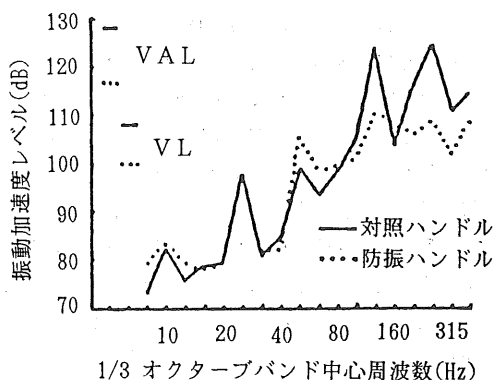


図 6. 9 茶摘採機用防振ハンドルの効果 (X 方向)

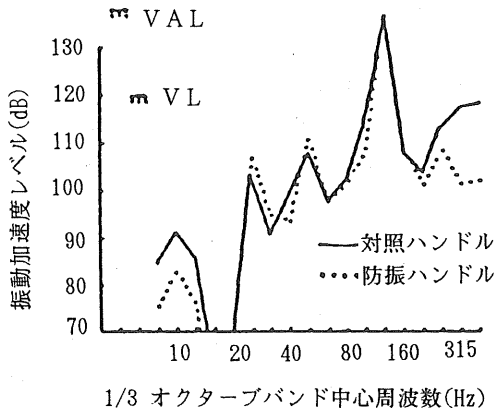


図6.10 茶摘採機用防振ハンドルの効果 (Y方向)

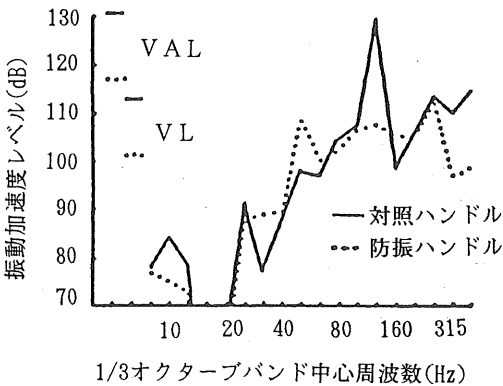


図6.11 茶摘採機用防振ハンドルの効果 (Z方向)

にした。機関回転数7,500rpmでの対照ハンドルでの振動スペクトルを図6.13に示す。供試刈払機は機関〜刈刃までの減速比が1:1.33であるので、振動スペクトルには機関回転数成分と刈刃回転数成分の2点で大きなピークができる。例えば機関回転数7,500rpmの場合、125Hzと94Hzで振動加速度が大きくなり、かなり広い防振域が必要になる。また、実作業時では負荷に応じて機関回転数が大きく変動することが予想されるので、防振ハンドルの設計に際しては機関回転数6,000~10,000rpm(周波数では、約80~170Hz)で振動が軽減できるよう留意しなければならない。

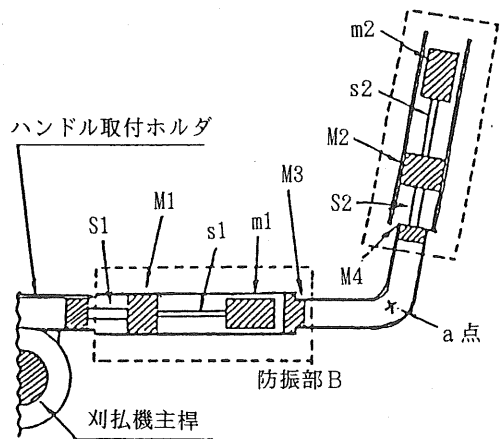


図6.12 D Iハンドルの構造

6.4 刈払機用二段防振ハンドル (D Iハンドル) の開発

6.4.1 D Iハンドルの設計目標

前述のように振動の節を利用した防振機構は、ハンドル軸と垂直な方向(手腕系X、Z方向)に対しては大きな防振効果があるが、軸方向(手腕系Y方向)に対しては全く効果がない。そこで、供試刈払機(単気筒2サイクル機関使用、定格出力:1.4kW/8,000rpm、質量:9.1kg)のU型ハンドルの形状を利用し、Y方向にも防振効果が働くよう図6.12のような二段防振機構を考案した(Double-Isolating Grip Handle、以下「D Iハンドル」と称する。)¹³⁾⁹⁾。つまり、X、Z方向に対してはハンドル把持部での防振機構(A防振部)により振動の節ができるようにし、Y方向についてはハンドル取付部での防振機構(B防振部)によりa点で節が生じるよう

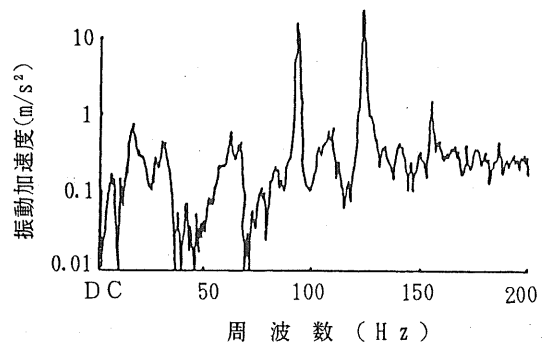


図6.13 供試刈払機ハンドルの振動スペクトル (機関回転数:7,500rpm, X方向)

6. 4. 2 振動伝達率の理論値

上記の設計目標を得るために、勘に頼って試作-試験を繰り返しては効率的な改良に結びつかないため、まずFEMで振動伝達率の予想を試みた。図6. 14、表6. 7にD Iハンドルの有限要素モデル図及び梁要素パラメータを示す。各パラメータの変更が容易にできるように質量体M、mはすべて節点集中質量と考え、その他の構成要素はすべて梁と考えた。節点数は計14、梁要素数は計11である。これらの値をミニコン(MELCOM70/MX3000 II)に入力し、節点番号13での振動伝達率を計算した。図6. 15にFEMによる振動伝達率の計算値と実測値を示す。各共振周波数や反共振周波数、或いはそれらの周波数での振動伝達率は両者で若干異なった。これらの原因として、①M、mは体積を持った質量体であるにもかかわらず、節点集中質量と考えたこと、②減衰を無視したこと、③防振部Aの軸方向と防振部Bの方向との角度を90°と考えたこと、④各梁要素の設定値(例えば、縦弾性係数やポアソン比等)が実際とは異なっていたこと等が考えられる。

表6. 7 D Iハンドルの各梁要素のパラメータ

パラメータ	梁要素記号			
	a, g	b, h	c, d, i, j, k	e, f
E (MPa)	2.1×10^5	2.1×10^5	7.2×10^4	7.2×10^4
ν	0.3	0.3	0.34	0.34
ρ (g/cm ³)	7.8	7.8	2.7	2.7
A (cm ²)	0.283	0.126	1.25	1.26
I (cm ⁴)	6.36×10^{-3}	1.26×10^{-3}	1.10	6.35×10^{-1}

注) E: 縦弾性係数、 ν : ポアソン比、 ρ : 密度、
A: 断面積、I: 断面2次モーメント

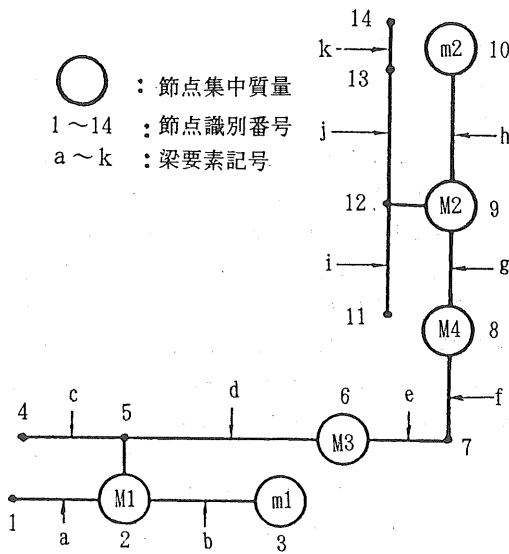


図6. 14 D Iハンドルの有限要素モデル図

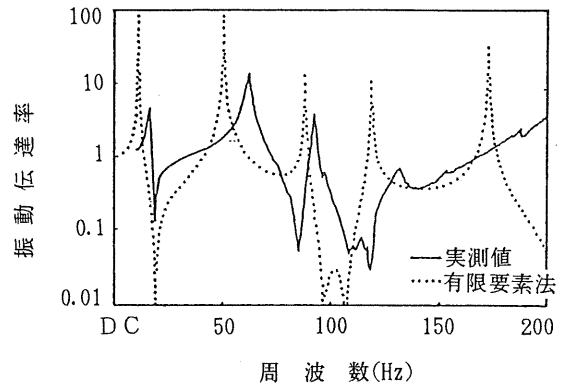


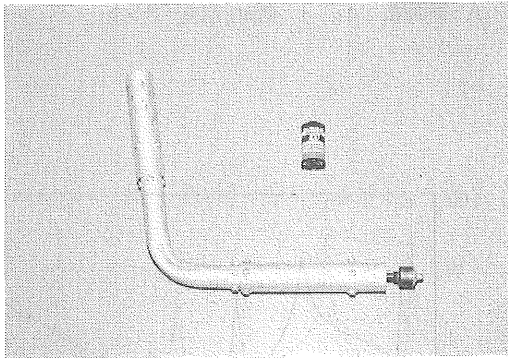
図6. 15 D Iハンドルの振動伝達率の実測値と計算値(X方向)

しかし全体的な傾向は類似するので、FEMでは、各パラメータを変更した時に振動伝達率がどのように変動するか、また、どのパラメータがその主な要因になっているかの予測を行い、設計に役立てた。実際は、設計-試作-試験の繰り返しを行ったが、FEMによる理論解析を行ったことで設計時間をかなり短縮できた。以上のような過程を経て各パラメータを表6. 8のように決定した。また、試作したD Iハンドルの外観と内部の防振機構を図6. 16に示す。

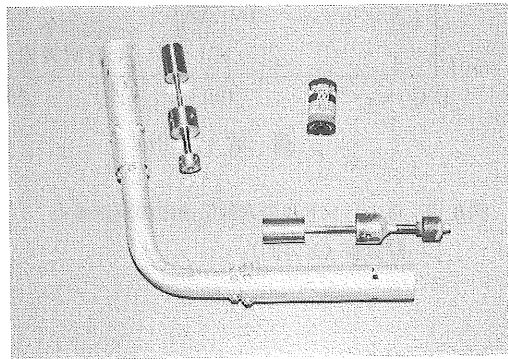
表 6. 8 D I ハンドルの設計値

質量体M, m の質量(g)						棒状ばねS, s の長さ(mm)			
M1	M2	M3	M4	m1	m2	S1	S2	s1	s2
46	46	59	20	86	74	25	25	41	34

注) S1, S2 の材質: SW、s1, s2 の材質: SK、
S1, S2 の直径: $\phi 6$ 、s1, s2 の直径: $\phi 4$ 、
ハンドル把持部の直径: $\phi 32$ 、全質量: 580g



(a) D I ハンドルの外観



(b) D I ハンドル内部の防振機構

図 6.16 D I ハンドルの外観と内部の防振機構

6. 4. 3 振動伝達率の実測値

試作D Iハンドルを動電型加振機に取り付け、信号発生器(NF-WG721、帯域: DC~20kHz)からのランダム波で加振し各振動方向の振動伝達率を測定した。入力、出力信号は加速度変換器(RION PV80B)で検出し、増幅器(RION VM19)を介し2chFFTアナライザ(ONO CF500)で解析した。

各振動方向の振動伝達率を図6. 17に示す。X方向の把持のない状態ではDC~200Hzまでの間に4共振点と3反共振点が現れる。また、防振域(振動伝達率が0.5以下になる周波数域)は3カ所で認められ、それぞれ17.5~20.0Hz、78.5~88.5Hz、98.5~128.0Hzであった。把持した状態では各共振周波数でのピークはほとんどなくなり、1次反共振周波数も認められなくなった。しかし2次、3次反共振周波数は変化せず、防振域も77.0~89.0Hz、95.0~150.0Hzで確保されほぼ目標とした振動伝達率曲線が得られた。Y方向では3共振点、3反共振点が存在し、防振域は23.5~50.0Hz、85.5~88.0Hz、114.5~195.5Hzであった。把持すると2次反共振周波数が顕著になり、防振域も87.0~200Hzまで幅広く得られた。Z方向では3共振点と2反共振点が認められ、防振域は71.5~162.0Hzであった。

6. 4. 4 振動シミュレーション

各振動方向で振動伝達率を測定した結果、ほぼ目標通りの防振域が確保されることが分かったため、次に刈払機主桿(機関、刈刃を含む)、ハンドル(対照及びD I)について実験モード解析を行い、BBA法により機関回転数7,500rpmでのX、Y方向の防振効果を予測した。以下、モード解析結果とBBA法によるシミュレーション結果についてのべる。

(1) モード解析

図6. 18に刈払機主桿の伝達関数(コンプライアンス)の実測値とモード解析によるカーブフィット計算値を示す。この刈払機主桿の動特性を表6. 9に示すように8モードで表しグラフ化した結果、それらのモードパラメータによってほぼ動特性を同定できているのが分かる。100~140Hzにはピークが一つしか認められず、その間を1モードで同定しても良いように見えるが、他の場所のコンプライアンスを測定した結果、二つのピークが重なり合っていることが分かった。よって、若干曲線適合していないように見受けられるが、あえて2モードで表現させている。図6. 19、図6. 20に対照ハンドルとD Iハンドルのコンプライアンス実測値とカーブフィット計算値を示す。対照ハンドルは2モード、D Iハンドルは7モードで同定した。双方ともほぼ実測値とカーブフィット計算値が一致した。また、対照ハンドルは、非常に単純な振動特性を示すのに対し、D Iハンド

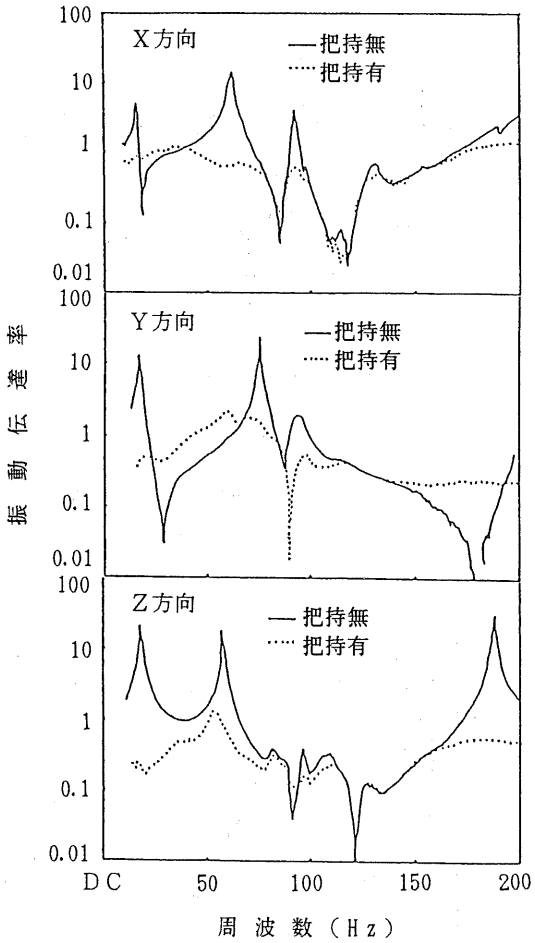


図6.17 D Iハンドルの振動伝達率実測値

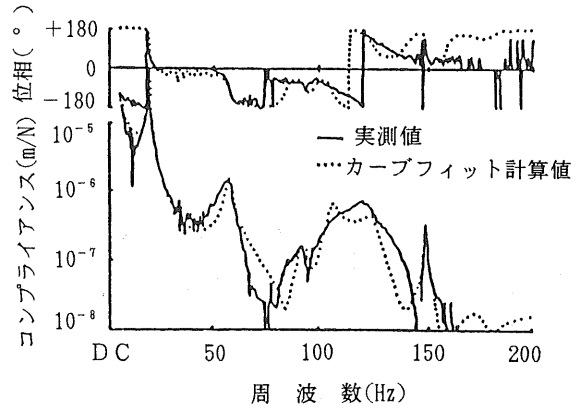


図6.18 供試刈払機の主桿の伝達関数

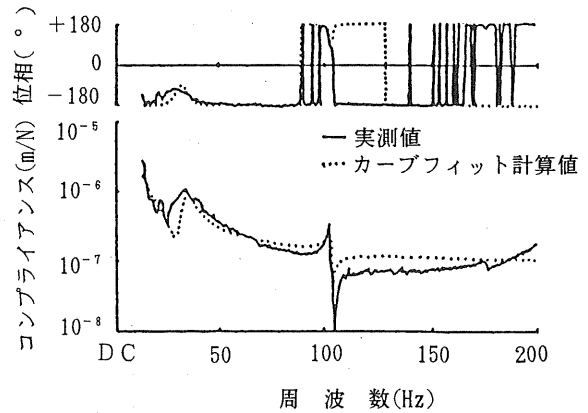


図6.19 対照ハンドルの伝達関数

表 6. 9 刈払機主桿のモードパラメータの例

モード	周波数 (Hz)	モード質量 (kg)	モード剛性 (N/m)	モード減衰比
1	19.5	-3.6424×10^1	-5.4678×10^5	0.030
2	58.0	1.0897×10^2	1.4472×10^7	0.045
3	93.3	3.9926×10^2	1.3721×10^8	0.053
4	106.5	7.8812×10^1	3.5290×10^7	0.047
5	124.5	-6.5764×10^1	-4.0243×10^7	0.060
6	149.5	-5.3445×10^2	-4.7157×10^8	0.008
7	174.5	-1.2042×10^3	-1.4476×10^9	0.069
8	184.8	8.1835×10^3	1.1033×10^{10}	0.065

剰余質量： 8.5478×10^0 kg

剰余剛性： -5.9965×10^7 N/m

ルでは、85Hz、110Hz 近辺でコンプライアンス絶対値が非常に小さくなる。また、この傾向は振動伝達率の測定結果とほぼ一致した。

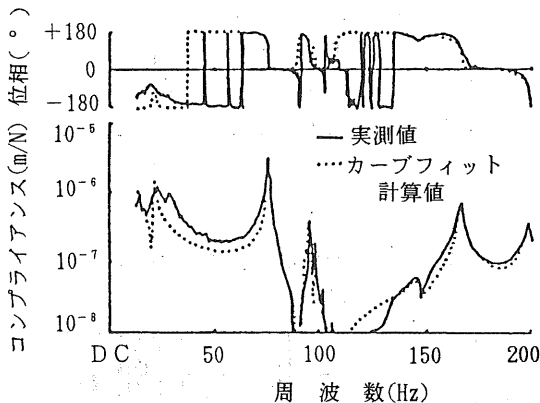


図6.20 D Iハンドルの伝達関数

(2) 伝達関数のシミュレーション

(1)で得られたモードパラメータがBBA法に適用可能であるかを検討するため、刈払機主桿にD Iハンドルを取り付けた場合のコンプライアンスの実測値とBBA法によるシミュレーション値を比較した。図6.21、図6.22にその結果を示す。X方向では、110~150Hzでコンプライアンス絶対値が両者でかなり異なった値を示した。この周波数域は、図6.20に示したように防振対象とした周波数域で、D Iハンドルのコンプライアンス絶対値が非常に小さくなっている。それ故、D Iハンドルのモード解析の際にも誤差が生じ易くなっている。また、コンプライアンス絶対値は対数尺で表されるので、見かけ上適合していないように見えるが、その差はかなり小さい。Y方向では150Hz以上でコンプライアンス絶対値のピークの位置が若干異なった。これは、6章で述べたように非線形性の影響であると考えられる。しかし、X、Y方向ともに実測値とシミュレーション値の傾向がほぼ一致し、(1)で求められたモードパラメータはBBA法に十分適用可能であると認められた。

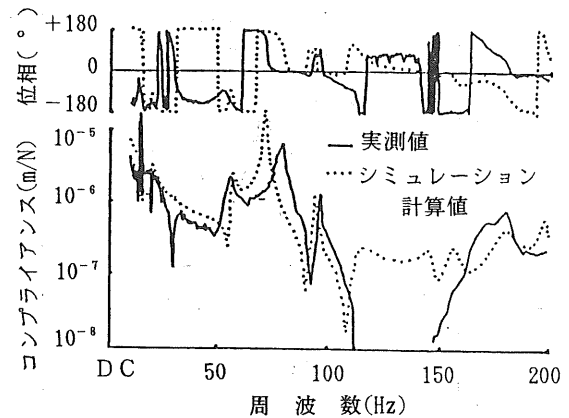


図6.21 D Iハンドルの装着刈払機の伝達関数
シミュレーション (X方向)

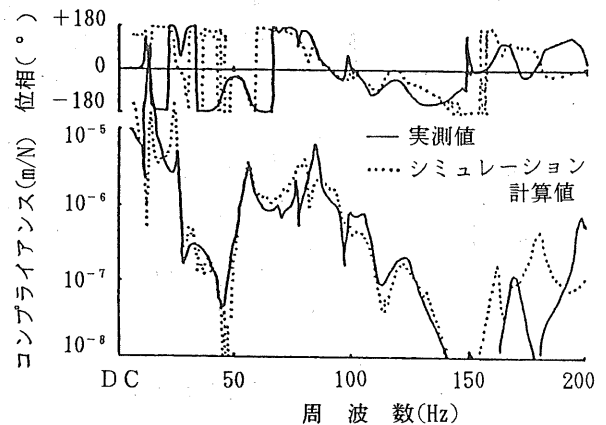


図6.22 D Iハンドルの装着刈払機の伝達関数
シミュレーション (Y方向)

(3) 手腕系3自由度振動モデルの検討

5章、6章で述べたように手腕系振動をBBA法を使って予測する際には、手腕の振動特性も考慮しなければならない。本節での供試機は刈払機であり、そのハンドル形状はU字形であるので、5章に示した手腕系3自由度振動モデルの内、Cハンドル・X方向、Cハンドル・Y方向の各パラメータ値を用いる必要がある。そこで、これらのパラメータ値が適当であり、かつBBA法に適用可能であるかを検討するため、把持によるハンドル把持部振動の変化を実測値とシミュレーション値で比較した。図6.23、図6.24にその結果を示す。シミュ

レーションの結果、X方向、Y方向ともに把持することにより40Hz以下の低周波数域で2～3 dB振動加速度レベルが低下し、それより高い周波数域では振動加速度レベルはほとんど変化しないと予想された。しかし、実測値では把持することによる各周波数での振動加速度レベルの低減が大きく、X方向の40Hzでは約20dB、Y方向の20 Hzでは約15dBに達した。シミュレーション値と実測値とのこれらの差は、手腕の振動特性が非線形であることに起因すると思われる。つまり、入力される振動の大きさにより手腕の振動特性が異なってくるのではないかと予想される。6章では、Aハンドル・X方向の手腕系3自由度振動モデルを使って、歩行型トラクタの手腕系振動を予測した結果、実測値とはほぼ同様の傾向を示し、このモデルの各パラメータ値が妥当であることを示したが、今後、いろいろな入力条件でのモデルの検討が必要となる。

しかし、「40Hz以下の低周波数域では、80Hz以上の高周波数域より振動加速度レベルの低減が大きい」という傾向は一致する。よって、手腕の非線形性の問題点が指摘されたが、6章以下の手腕系振動の予測にCハンドル・X方向、Cハンドル・Y方向の振動モデルを使用することにした。

(4) D Iハンドルの防振効果の予測

刈払機主桿、対照ハンドル、D Iハンドルのモード解析結果、及び手腕の3自由度振動モデルより、機関回転

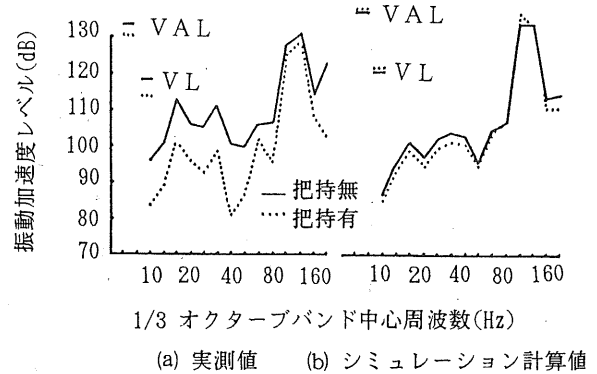


図6.23 把持の有無によるハンドル振動の比較 (X方向)

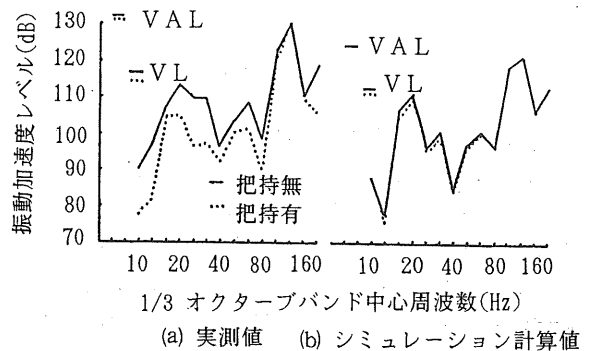


図6.24 把持の有無によるハンドル振動の比較 (Y方向)

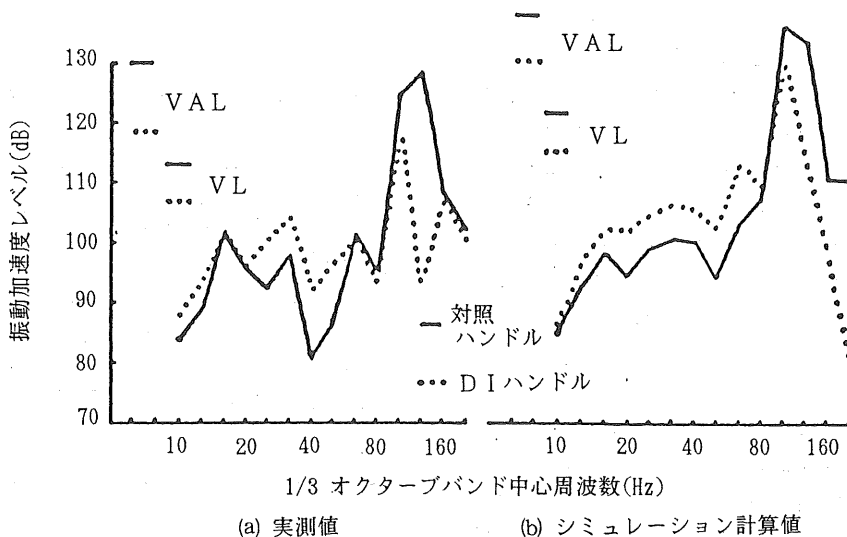


図6.25 D Iハンドル装着効果の予測 (X方向)

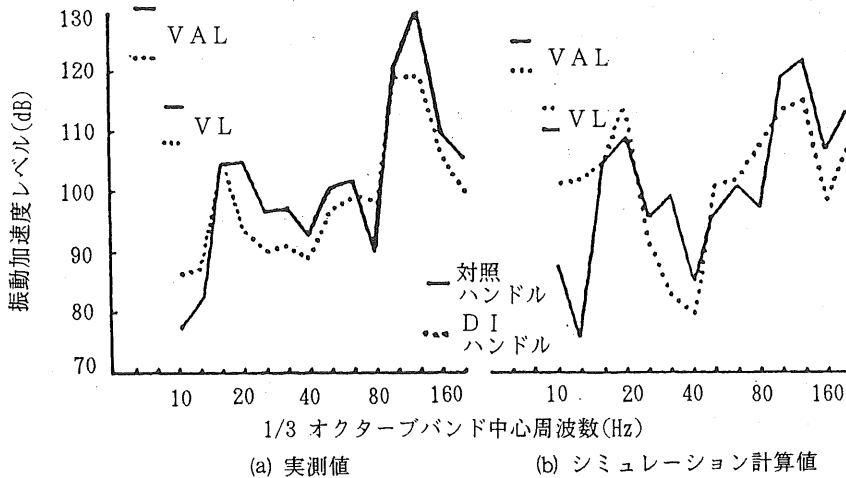


図6.26 DIハンドル装着効果の予測(Y方向)

数7,500rpmでのハンドル把持部振動を予測した。ハンドル把持部X方向、Y方向のシミュレーション結果を図6.25(b)、図6.26(b)に示す。X方向では63Hz以下の低周波数域で振動加速度レベルが増大するものの、刈刃及び機関の1次回転数成分の100Hz、125Hzで防振され、振動レベルで約6dB低下すると予想された。Y方向では、対照ハンドルでX方向より低周波数域で振動加速度レベルが高くなり、DIハンドルではさらに増大すると予想された。その結果、目標通り、100Hz、125Hzで振動加速度レベルが低下したものの、振動レベルでは、約4dB上昇するというシミュレーション結果になった。

低周波数域での振動加速度の増大が予想されたが、ほぼ目標とする周波数分析のパターンが得られたので、実際に刈払機主桿にDIハンドルを取り付け、同様に1/3オクターブ分析を行った。その結果を図6.25(a)、図6.26(a)に示す。X方向ではシミュレーションとほぼ同様な傾向が得られ、振動レベルで約7dB対照ハンドルより低減した。また、Y方向では、懸念された低周波数域での振動加速度の増大もなく、振動レベルは約5dB低下した。

6.4.5 DIハンドルの防振効果の実測

(1) 室内無負荷振動試験

機関回転数7,500rpmでのハンドル把持部振動を予測した後、DIハンドルの効果は無負荷で測定した。機関回

転数は6,500~8,500rpmまで500rpm毎に設定した。その結果を表6.10に示す。全ての試験条件で全方向110dBVL以下になり、全方向105dBVL以下の最終目標値には届かなかったものかなり近づいた。図6.27、図6.28、図6.29に機関回転数7,500rpmでの各振動方向の防振効果を時間領域で表した。サンプリング間隔は約2msecである。最も防振効果の少ないY方向でも加速度振幅は約50%になり、全方向でかなり振動が減少したことが分かる。

表6.10 刈払機の機関回転数別振動レベル

単位: dBVL

振動方向と ハンドルの種類		機関回転数 (rpm)				
		6,500	7,000	7,500	8,000	8,500
X	対照ハンドル	117	115	114	113	113
	DIハンドル	107	106	107	105	105
Y	対照ハンドル	116	115	114	113	113
	DIハンドル	108	107	108	110	102
Z	対照ハンドル	112	112	112	114	115
	DIハンドル	108	103	105	102	102

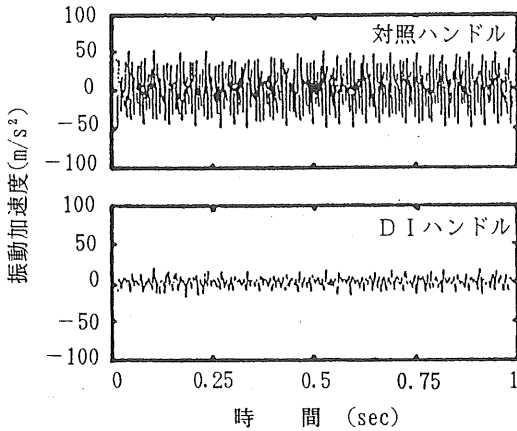


図6.27 時間領域におけるD Iハンドルの効果 (X方向)

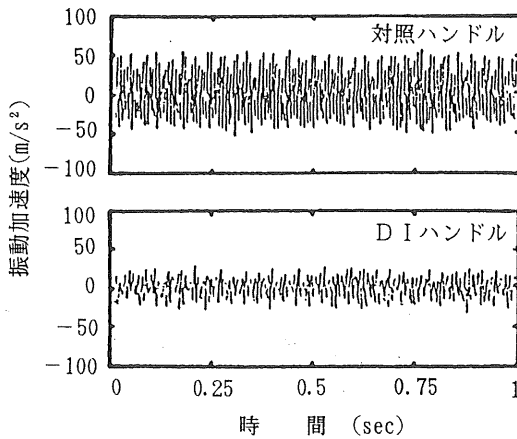


図6.28 時間領域におけるD Iハンドルの効果 (Y方向)

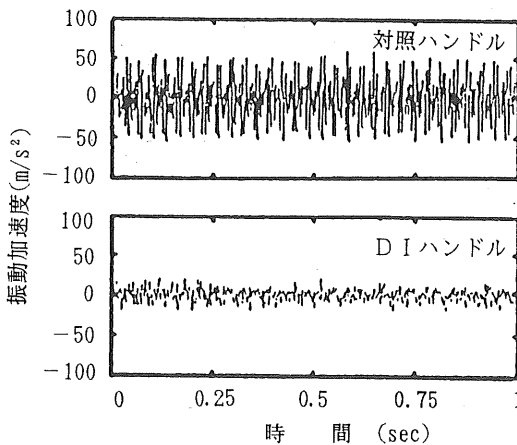


図6.29 時間領域におけるD Iハンドルの効果 (Z方向)

(2) 草刈作業におけるD Iハンドルの効果

このD Iハンドルは、防振効果を優先して設計し、耐久性についてはほとんど考慮しなかった。とくに、B防振部の棒状ばねS1にφ6のSW材を使用したのが、草刈作業時にはかなり大きな曲げモーメントと振りモーメントが同時に作用することが予想され、その強度が懸念された。そこで、供試刈払機のハンドルにストレインゲージを貼布し、草刈作業時のハンドル操舵力を測定した。図6.30は過繁茂状態の藪の中でのハンドル操舵力の例で、上図に手腕系Z方向のハンドル操舵力の変動を、下図に手腕系X方向の操舵力の変動を示す。X方向の操舵力(刈払機を左右に振る力)よりもZ方向の操舵力(刈払機を押し、あるいは引く力)の方が約3~4倍大きく、X方向操舵力の最大値が約20Nに対し、Z方向操舵力の最大値は約70Nであった。また、木株に刈払機の刈刃を衝突させ、ハンドルに衝撃を与えたときの操舵力もほぼ同じ値になった。Y方向操舵力は測定しなかったが、ハンドル把持部での分担荷重より約20Nと仮定して良いと思われる。以上の値を使ってハンドル根元の強度計算を行った結果、S1の径をφ8にする必要があることが判明し、S1をφ8、長さ70mmに変更したD Iハンドルを新たに試作した。また、振動伝達率等の振動特性は、φ6の場合とほとんど変わらないことを確認した。

このD Iハンドルを装着した刈払機を供試し、実際の草刈作業における防振効果を測定した。試験場所は、雑草地(すすき、草丈:約150cm)である。また、機関回

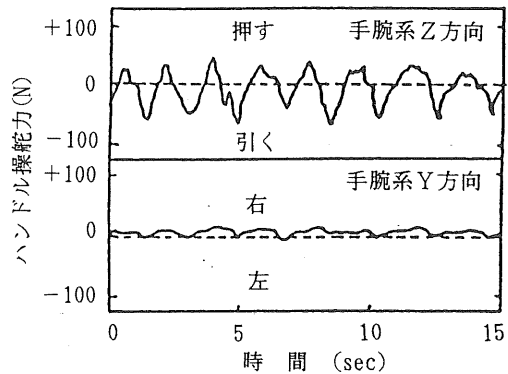


図6.30 刈払機使用時のハンドル操舵力

転数は無負荷で8,000rpmと10,000rpmの2通りに設定し、それぞれについて対照ハンドル、D Iハンドルでのハンドル把持部振動を測定した。振動データはデータレコーダ(KYOWA RTP570B)に収録したが、得られた振動データは負荷によって不規則に変動するため、その評価に関し

ては、2. 1で述べたように、等価振動レベルを使用しなければならない。それで、収録データを表1. 1に示したフィルタ回路を持った振動レベル計(RION VM19)を介した後、三浦の試作したデジタル実効値計¹⁰⁰⁾を使って等価振動レベルを求めた。試験結果を表6. 11に示す。無負荷機関回転数8,000rpmの試験条件では、刈刃に作用する負荷の変動により機関回転数は7,000~8,000rpmの間を変動したが、X方向で8dB、Y方向で7dB、Z方向で10dBの防振効果を得、全方向で等価振動レベルが110dBVL以下になった。また、無負荷機関回転数10,000rpmの試験条件では8,000rpmの場合より防振効果が大きく、X方向で11dB、Y方向で11dB、Z方向で6dB等価振動レベルが低減した。

表6. 11 草刈作業におけるDIハンドルの効果

単位: dBVL

ハンドルの種類	振動レベル					
	①			②		
	X	Y	Z	X	Y	Z
対照ハンドル	112	114	112	116	118	114
DIハンドル	104	107	102	105	107	108

注) ①の場合、機関回転数は7,000~8,000rpmの間を変動

②の場合、機関回転数は9,000~10,000rpmの間を変動

物理的には大きな防振効果が得られることが分かったが、「感覚的に防振効果を感じる事ができるか」「質量増(0.79kg)により労働負担が増大することはないか」「ハンドル根元が柔らかく作業性に支障は生じないか」という疑問点が残っていたため、上記3項目について被験者16名に聞き取り調査を行った。調査方法は以下の通りである。まず、対照ハンドルを装着した刈払機の機関回転数を無負荷8,000rpmに設定し、その状態で約3分間被験者は草を刈る。その後、被験者の随意にいろいろな回転数で草刈作業を行い、その重量感、操作性、振動感覚を被験者は覚えておく。次に、DIハンドルを同じ刈払機に取り付け、対照ハンドルの場合と同じように草刈作業を行い、上記3項目について両者を比較する。表6. 12にその結果を示す。質量については、ほとんどの被験者が質量増(0.79kg)をあまり感じていない。また、ハンドル根元の柔らかさについては、約94%が作業に影響はないと答えた。さらに約87%が防振効果を認め、とくに高周波数成分の低減を指摘した。以上のように、懸念された作業性の低減も認められず、実用性の高いことが確認された。

6. 5 要約及び今後の問題点

既存の技術である振動の節を利用した防振ハンドルを歩行型トラクタ、茶摘採機に装着し、その効果を測定し

表6. 12 DIハンドルの作業性調査

単位: 人、()内は%

重量感について	重すぎる	重い感じがする	ほとんど気にならない	全く気にならない	計
	0(0)	0(0)	13(81)	3(19)	16(100)
ハンドル根元の柔らかさについて	柔らかすぎて、作業不可能	柔らかく、若干作業に支障がある	若干柔らかいが、作業に影響ない	全く問題ない	計
	0(0)	1(6)	10(63)	5(31)	16(100)
防振効果について	効果なし	わからない	良い	大変優れている	計
	0(0)	2(13)	13(81)	1(6)	16(100)

た結果、X、Z方向では大きな防振効果を得られるが、ハンドル軸方向に当たるY方向では全く効果が認められなかった。そこで、Y方向でも防振効果が得られるよう防振装置を2段に利用したDIハンドルを開発した。また、刈払機に装着する場合のDIハンドルの設計には、FEMと5章で述べたシミュレーション手法を使用した。FEMで求めた振動伝達率の理論値と実測値は、減衰比の影響などにより一致しなかったが、モード解析、BBA法を基幹としたシミュレーション手法を用い、ハンドル把持部振動を予測した結果、実測値とほぼ一致した。

室内無負荷、及び草刈作業中の運転試験の結果、DIハンドルを刈払機に取り付けることにより、広い周波数範囲で、しかも全振動方向で防振効果を得られることが分かった。さらに、作業性にも支障のないことを確認した。

しかし、構造が複雑になったこと、機体質量が増したこと等、当初の目標とは異なってきたことは否めない。このハンドルの普及に向けては、メーカーや農家の意見も取り入れていく必要がある。また、このDIハンドルは刈払機とほぼ同じ振動スペクトルを持つ茶摘採機にも十分適用可能である。刈払機に比べ、負荷によって機関回転数が大きく変動しないことも考え合わせると、さらに大きな防振効果が期待できる。このように、DIハンドルはいろいろな農業機械にその仕様を変更するだけで汎用的に適用可能であることも特徴の一つである。

7. 摘 要

現在、歩行型・可搬型農業機械の手腕系振動は作業者に大きな「不快感」をもたらしている。本研究では、歩行型・可搬型農業機械の手腕系振動を工学的手法を用いて軽減し、より「快適」な農作業を促進していくことを目標とする。

以下に、本研究で得られた成果を章ごとに列記する。

1) 歩行型・可搬型農業機械の手腕系振動の実態を把握するため、歩行型トラクタ、刈払機、茶摘採機計7機種振動を測定した結果、ほとんどの機種が振動加速度レベル125dBVAL以上、振動レベル110dBVL以上の高い値を示した。また、1/3オクターブ分析の結果、機関等の回転数成分で振動が大きくなる、いわゆる「一峰性」の振動パターンを示すものが多かった。次に、チェンソー、削岩機、動力ハンマー、コンクリートブレーカ等の他産業機械と比較して歩行型・可搬型農業機械の手腕系振動

がどのような特徴を有するかを検討するため、他産業機械の振動実態を調査した。その結果、チェンソーでは、農業機械と同様に「一峰性」の振動パターンを示すが、低周波数域で振動加速度が大きくなり、振動レベルが相対的に高くなった。建設・土木分野で使用される振動工具は衝撃性が強く幅広い周波数域で高い振動加速度を示し、120dBVLを超える機種も存在した。これらの検討結果より、歩行型・可搬型農業機械の振動目標値を105dBVL以下に決定した。

2) オペレータはどのような振動曝露環境にある時に振動を強く感じるか、を検討するために等感度試験を行うことが多く、手腕系振動においてもその研究データは数多く見受けられるが、ハンドル把持姿勢、ハンドル把持力等の試験条件が、歩行型、可搬型農業機械による作業実態に即しているものはほとんどない。そこで、等感度試験方法を決定するために、歩行型・可搬型農業機械使用時のハンドル把持姿勢とハンドル把持力を測定した。まず、農業機械のハンドルは、その握り方から、Aハンドル（ループ形ハンドル）、Bハンドル（つの形ハンドル）、Cハンドル（U形ハンドル）に大別できることを示し、それぞれのハンドル把持姿勢について3振動方向が存在するため、等感度試験では計9試験条件を設定した。さらに、試作把持力計を用い農業機械使用中のハンドル把持力を測定した結果、把持力はほぼ30~36Nの範囲にあり、等感度試験を行うときの把持力を33Nに決定した。

等感度試験の結果、手腕系振動の等感度曲線は、把持姿勢・振動方向によって2パターン存在することが分かった。その一つ（a群）は、28Hz以下の低周波数域で他の一つ（b群）より等感度振動加速度レベルが約5dB低くなり、a群に属する把持姿勢・振動方向では、作業者は低周波数域の振動を強く感じるようになった。また同時に、「農業機械の手腕系振動による不快感軽減のためには、第一に、a群に示された振動方向の低周波数成分が低下するよう防振設計すべきである」という一つの技術指針を示すことができた。

3) 歩行型・可搬型農業機械のハンドル把持部振動をシミュレーション手法を使って予測する際に重要な要素となる手腕の振動特性を機械的インピーダンスを指標として把握しようとした。インピーダンスの測定に際しては、等感度試験と同様、把持姿勢、振動方向によって計9試験条件を設けた。インピーダンス絶対値の範囲は、概ね10~400Ns/mの範囲にあるが、試験条件間で曲線の傾向

はかなり異なった。また、把持力が大きくなるに従い、インピーダンス曲線は上方に、手腕の共振周波数は高周波数側に移動する傾向にあった。次に、手腕の振動特性を3自由度に数学モデル化し、実測値と一致するようにモデルの各パラメータを求めた。その振動特性は手腕の振動特性とほぼ一致し、このモデルはハンドル把持部振動を予測するためのシミュレーション手法に十分適用可能であると考えられた。しかし、手腕の機械的インピーダンスを測定した既往の研究データを本研究も含め、相互に比較した結果、インピーダンス曲線の傾向は、お互いに異なることが多かった。把持姿勢等の試験条件の違いによるところが大きいと推察された。

最後に、手腕の3自由度振動モデルの各パラメータより、振動に対する「不快感」「疲労感」と関連が深いとされる手腕系吸収エネルギーを計算した。その結果、インピーダンスと同様に把持姿勢・振動方向によって値が異なった。また、等感度曲線との関連は認められなかった。

4) 歩行型トラクタの機関マウント部に防振ゴムを挿入した時の振動軽減効果をモード解析とビルディングブロック法を基本としたシミュレーション手法を用いて予測した。最初に、歩行型トラクタを本体、機関、防振ゴムに分割し、モード解析を用いて各々の振動特性を同定した。モード解析により各部材の振動特性を簡易にかつ正確に把握することができた。また、手腕の振動特性として前章で求めた3自由度振動モデルを適用した。次に、3種類の防振ゴムで機関を4点支持、3点支持、2点支持した時のハンドル把持部振動をビルディングブロック法を用いて予測した。1/3オクターブ分析により予測値と実測値を比較した結果、その傾向はほぼ一致し、本手法は手腕系振動軽減のために有効に利用できることを確認した。さらに、予測結果に基づいて改良した結果、ハンドル把持部振動は全振動方向で105dBVL以下の振動軽減目標値を達成した。

同様に、本手法を刈払機ハンドルの取付位置の最適化に応用した。シミュレーションの予測通り、ハンドル取付位置を刈払機の1次振動モードの最大振幅点から遠ざけることにより低周波数域の振動を抑制することに成功した。しかし、供試体の非線形性や回転自由度の影響等が大きい場合には、予測値と実測値が大きく異なる場合もあり、本手法の適用に際しては、これらの要因について十分に考慮する必要がある。

5) 振動の節を利用した防振機構をハンドル把持部1カ所に内蔵したハンドルを試作し、振動伝達率を測定した

結果、機関の回転振動成分等特定の周波数域で大きな防振効果があることがわかった。そこで、この防振ハンドルを歩行型トラクタ、茶摘採機に適用したが、手腕系X、Z方向では振動は軽減するが、ハンドルの軸方向である手腕系Y方向には全く効果がないことが確認された。

次に、全振動方向で防振効果が得られるよう、防振機構を直交する方向に2段階に内蔵した刈払機用DIハンドルを開発した。また、その開発過程において、有限要素法によりDIハンドルの各パラメータの最適化を図った。予想した振動伝達率曲線は、共振周波数、反共振周波数の位置が実測値と一致しなかったが、パラメータを変化させた時の振動伝達率の変化の傾向がほぼ一致し、有限要素法は、パラメータの決定に際し有用な手法であった。

最後に、室内無負荷、及び草刈作業中の運転試験の結果、DIハンドルを刈払機に取り付けることにより、広い機関回転数範囲で、しかも全振動方向で防振効果が得られることがわかった。また、作業性の低下も認められず、DIハンドルの実用性が高いことが確認された。

謝 辞

本研究は、筆者が生物系特定産業技術研究推進機構（農業機械化研究所）在任中に「農業機械の安全性に関する研究」の一環として実施したものであります。本研究着手以来貴重な御助言を戴いた芦澤利彰研究検査担当理事、藤岡澄行、篠崎浩之歴代研究第一部長に深く感謝いたします。とくに、本研究課題を筆者に与えて下さるとともに、振動工学の基礎から研究手法まで懇切丁寧に御教示、御指導を賜った石川文武安全人間工学研究単位主任研究員、本論文のとりまとめを強くお褒めいただいた三浦恭志郎基礎技術研究部長、本研究に深い御理解を示され、取りまとめに当たって終始懇切丁寧な御指導を賜った北海道大学農学部の寺尾日出男教授には深甚なる謝意を表します。また、同じく、本論文を御閲読いただき有益な御助言を賜った同学部の南部悟教授、伊藤和彦教授、近江谷和彦助教授に心から感謝申し上げます。

さらに、防振ハンドルの製作に際し多大な協力をいただいた生研機構試作工場の大竹昇治氏、渋谷次雄氏、清水秀夫氏、中根幸一氏、論文のとりまとめにあたってご苦勞をおかけした安全人間工学研究単位の岡田博子女史に深く感謝の意を表します。

引用文献

- 1) 三浦恭志郎, 石川文武, 小林 恭: 各種農機のハンドル部振動の測定と一対策例, 農業機械の安全性に関する研究 (第2報), 農機研研究成績 54-1 p. 25-33, 1979
- 2) 石川文武, 大黒正道: 手腕系振動の軽減 (第1報), 農業機械の安全性に関する研究 (第9報), 農機研研究成績 60-1, p. 9-20, 1986
- 3) 荒牧利武 他: 果樹園用小型管理機のハンドル部の設計について, 農機学会関西支部報, 32, p. 52-54, 1971
- 4) 遠藤俊三, 芝野保徳, 笹尾 彰, 村岡文夫: 歩行用トラクタのハンドル部の振動について, 農機学会関西支部報, 38, p. 29-31, 1975
- 5) 三浦豊彦 編: 工具振動と振動障害対策, 労働科学研究所, p. 136-258, 1982
- 6) 二塚 信: 林業における振動障害のその後, 労働の科学, 43(10), p. 12-16, 1988
- 7) 石川文武: トラクタ用安全フレームの研究, 農業機械化研究所報告 21, p. 1-65, 1987
- 8) 岩田弘敏: 振動症候群, 近代出版, p. 21-72, 1978
- 9) Duouis, H. G. Gemme: Hand-Arm Vibration and the Central Nervous System, Int Arch Occup Environ Health, Vol. 55, pp. 185-189, 1985
- 10) International Standard: Mechanical Vibration-Guidelines for the Measurement and the Assessment of Human Exposure to Hand-Transmitted Vibration (ISO5349), 1986
- 11) 三浦豊彦: 1930年代から1980年代の振動工具による振動障害とその対策, 労働科学 58(1), p. 1-34, 1982
- 12) 三浦豊彦, 富永洋志夫, 肝付邦憲: 手・腕系への振動の暴露年数, 暴露時間と振動障害発生の関係 (第1部), 労働科学, 54(6), p. 297-314, 1978
- 13) 労働省: チェンソーの規格, 労働省告示第85号, 1977
- 14) 山田信也, 榊原久孝, 宮尾 克, 近藤孝明, 古田真司: 職場の振動障害のその後, 労働の科学, 43(10), p. 4-11, 1988
- 15) 松本忠夫, 桜井忠義, 横森 求: オートバイと振動障害のその後, 労働の科学, 43(10), p. 17-21, 1988
- 16) Nasu, Y. K. Ishida: Follow-up Study of Patients with Vibration Syndrome in Japan, Scand J Work Environ Health, Vol. 12, pp. 313-319, 1986
- 17) Farkkila, M., I. Pyykkö, V. Jäntti, S. Aatola, J. Starck, O. Korhonen: Forestry Workers Exposed to Vibration: A Neurological Study, British Journal of Industrial Medicine, Vol. 45, pp. 188-192, 1988
- 18) Olsen, N. P. Fjeldborg, J. B. Mortensen: Sympathetic and local Vasoconstrictor Response to Cold in Vibration Induced White Finger, British Journal of Industrial Medicine, Vol. 42, pp. 272-275, 1985
- 19) Bovenzi, M. C. Giansante, A. Fiorito, S. Calabrese: Relation of Haemostatic Function, Neurovascular Impairment, and Vibration Exposure in Workers with Different Stages of Vibration Induced White Finger, British Journal of Industrial Medicine, Vol. 42, pp. 253-259, 1985
- 20) Futatsuka, M. T. Ueno, T. Sakurai: Follow up Study of Vibration Induced White Finger in Chain Saw Operators, British Journal of Industrial Medicine, Vol. 42, pp. 267-271, 1985
- 21) Futatsuka, M. N. Yasutake, T. Sakurai, T. Matsumoto: Comparative Study of Vibration Disease among Operators of Vibrating Tools by Factor Analysis, British Journal of Industrial Medicine, Vol. 42, pp. 260-266, 1985
- 22) Dupuis, H. N. Schäfer: Effects of Impulse Vibration on the Hand-Arm System, Scand J Work Environ Health, Vol. 12, pp. 320-322, 1986
- 23) Starck, J. I. Pyykkö: Impulsiveness of Vibration as an Additional Factor in the Hazards Associated with Hand-Arm Vibration, Scand J Work Environ Health, Vol. 12, pp. 323-326, 1986
- 24) Bjerker, N. B. Kylin, I. M. Lidström: Changes in the Vibratory Sensation Threshold after Exposure to Powerful Vibration, Ergonomics,

- Vol.15(4) pp.399-406, 1972
- 25) Suvorov, G. A, Z. M. Butkovskaya, E. I. Denisov, N. N. Malinskaya : Improving Health Standards for Vibration from Manually Operated Machinery, *Noise & Vibration Bulletin*, pp.52-55, 1980
- 26) 吉田富穂, 松見高俊, 寺尾日出男, 広島和夫, 近江谷和彦 : 振動機械における加速度測定の一事例, *農業機械学会北海道支部会報*, 12, p.85-93, 1972
- 27) 辻 隆道, 石井邦彦 : 高速度カメラによる振動測定(予報), *農作業研究*, 10, p.29-32, 1970
- 28) 辻 隆道, 石井邦彦, 豊川勝生, 鈴木勝己, 山口亮 : 高速度カメラによる振動測定(第2報), *農作業研究*, 24, p.67-72, 1970
- 29) 三輪俊輔 : 手持ち振動工具の測定と評価法の最近の問題 : *労働の科学*, 43(10), p.22-26, 1988
- 30) Radwin, R. G, T. J. Armstrong : Assessment of Hand Vibration Exposure on an Assembly Line, *Am Ind Hyg Assoc J*, Vol.46(4), pp.211-219, 1985
- 31) Bitsch, J, P. Donati, R. Poirot, L. Roure : Elaboration of a Standard Procedure for the Measurement of Vibration Emitted by Percussive Tools—Application to Breaker, *Scand J Work Environ Health*, Vol.12, pp.347-350, 1986
- 32) Tasker, E. G : Assessment of Vibration Levels Associated with Hand-Held Roadbreakers, *Scand J Work Environ Health*, Vol.12, pp.407-412, 1986
- 33) Lundström, R : Effects of Vibration Transmitted from Ultrasonic Devices on Vibrotactile Perception in the Hands of Therapists, *Ergonomics*, Vol.28(5), pp.793-803, 1985
- 34) Froot, A. D. M : Test Method and Some of The Problems Involved in Measuring the Vibration of Hand-Held Pneumatic Tools, *Proceedings of the International Occupational Hand-Arm Vibration Conference*, Cincinnati, Ohio, DHEW Publication, pp.77-83, 1977
- 35) Lidström, I. M : Vibration Injury in Rock Drillers, Chisellers, and Grinders, *Proceedings of the International Occupational Hand-Arm Vibration Conference*, Cincinnati, Ohio, DHEW Publication, pp.77-83, 1977
- 36) Miwa, T : Measurement and Evaluation of Hand-Transmitted Vibration by Means of Their Powers, *J. Acoust. Soc. Jpn.* 9, 5, 1988
- 37) Miwa, T : Studies on Hand Protectors for Portable Vibrating Tools, I. Measurements of the Attenuation Effect of Porous Elastic Materials, *Ind. Health*, Vol.2, pp.95-105, 1964
- 38) Jahn, R, M. Hesse : Applications of Hand-Arm Models in the Investigation of the Interaction between Man and Machine, *Scand J Work Environ Health*, Vol.12, 343-346, 1986
- 39) Reynolds, D. D, F. L. Wilson, *Mechanical Test Stand for Measuring the Vibration of Chain Saw Handles during Cutting Operations*, *Vibration Effects on the Hand and Arm in Industry* ; AJ Brammer, and W Taylor, Editors ; Jhon Wiley and Sons, New York, 1981
- 40) JIS T 8114 防振手袋, 1987
- 41) Clarke, J. B, W. Dalby, J. F. Gunn : Chipping Hammer Vibration, *Scand J Work Environ Health*, Vol.12, pp.351-354, 1986
- 42) Hampel, G. A : Material Performance Evaluation for Hand-Arm Vibration Isolation, *Inter-Noise 86*, Vol.1, pp.665-670, 1986
- 43) Miwa, T, K. Suzuki, T. Kawaguchi, Y. Kawakami, S. Ohtsu, O. Date : Reduction of Grinder Vibration by Balancing, *Ind. Health*, Vol.22, pp.59-74, 1984
- 44) Inaga, H, S. Ohno, Y. Kamata, T. Fukuoka, Y. Nagao : Research and Development of Chain Saw Driven by Horizontally Opposed Twin Cylinder Two-Stroke Gasoline Engine, *SAE Technical Paper Series*, 870992, pp.349-359, 1987
- 45) JIS B 4900 手持動力工具の工具振動レベル測定方法, 1986
- 46) JIS C 1511 手持工具用振動レベル計, 1979
- 47) Futatsuka, M, T. Ueno : A Follow-up Study of Vibration-Induced White Finger due to Chain-Saw Operation, *Scand J Work Environ Health*, Vol.12, pp.304-306, 1986
- 48) Pyykkö, I, O. Korhonen, M. Färkkilä, J. Starck, S. Aatola, V. Jäntti : Vibration Syndrome among

- Finnish Forest Workers, a Follow-up from 1972 to 1983, Scand J Work Environ Health, Vol.12, pp.307-312, 1986
- 49) 林野庁：林業用手持機械の振動・騒音測定試験結果 No.24, 編者, 1984
- 50) 林野庁：林業用手持機械の振動・騒音測定試験結果 No.25, 編者, 1985
- 51) 林野庁：林業用手持機械の振動・騒音測定試験結果 No.26, 編者, 1986
- 52) 林野庁：林業用手持機械の振動・騒音測定試験結果 No.27, 編者, 1987
- 53) 林野庁：林業用手持機械の振動・騒音測定試験結果 No.28, 編者, 1988
- 54) 三輪俊輔, 米川善晴：衝撃振動の評価法, 日本音響学会誌, 27(1), p.33-39, 1971
- 55) Schäfer, N, H. Dupuis, E. Hartung : Acute Effects of Shock-Type Vibration Transmitted to the Hand-Arm System, Int Arch Occup Environ Health, Vol.55, pp.49-59, 1984
- 56) 日本機械工業連合会：昭和59年度防振機械工具開発改良研究報告書, 編者, 1985
- 57) Yokomori, M, T. Nakagawa, T. Matsumoto: Handlebar Vibration of A Motorcycle during Operation on Different Road Surfaces, Scand J Work Environ Health, Vol.12, pp.332-337, 1986
- 58) Matsumoto, T, Y. Fukaya, M. Yokomori : Effects of Different Weight Loads on the Body during Motorcycle Riding, Scand J Work Environ Health, Vol.12, pp.385-388, 1986
- 59) 日本機械工業連合会：昭和56年度防振機械工具開発改良研究報告書, 編者, 1982
- 60) 日本機械工業連合会：昭和57年度防振機械工具開発改良研究報告書, 編者, 1983
- 61) 日本機械工業連合会：昭和58年度防振機械工具開発改良研究報告書, 編者, 1984
- 62) 日本機械工業連合会：昭和60年度防振機械工具開発改良研究報告書, 編者, 1986
- 63) 大黒正道, 石川文武：手腕系振動の軽減(第6報), 農業機械の安全性に関する研究(第11報), 農機研研究成績 62-1, p.57-71, 1988
- 64) 中野有朋：入門騒音工学, 技術書院, 1984
- 65) Miwa, T : Evaluation Methods for vibration Effect, Part 1. Measurements of Threshold and Equal Sensation Contours of Whole Body for Vertical and Horizontal Vibrations, Ind. Health, Vol.5, pp.183-205, 1967
- 66) Miwa, T : Evaluation Methods for Vibration Effect, Part 2. Measurements of Equal Sensation Level for Whole Body between Vertical and Horizontal Sinusoidal Vibrations, Ind. Health, Vol.5, pp.206-212, 1967
- 67) Dupuis, H : Zur Physiologischen Beanspruchung des Menschen durch Mechanische Schwingungen, VDI-Z. Reihe 11, Nr. 7, 1969
- 68) International Standard : Guide for the Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration (ISO2631), 1978
- 69) Miwa, T : Evaluation Methods for vibration Effect, Part 3. Measurements of Threshold and Equal Sensation Contours on Hand for Vertical and Horizontal Sinusoidal Vibrations, Ind. Health, Vol.5, pp.213-220, 1968
- 70) Miwa, T : Evaluation Methods for vibration Effect, Part 4. Measurements of Vibration Greatness for Whole Body and Hand in Vertical and Horizontal Vibrations, Ind. Health, Vol.6, pp.1-10, 1986
- 71) Miwa, T : Evaluation Methods for vibration Effect, Part 6. Measurements of Unpleasant and Tolerance Limit Levels for Sinusoidal Vibrations, Ind. Health, Vol.6, pp.18-27, 1968
- 72) Reynolds, D. D, K. G. Standlee, E. N. Angevine : Hand-Arm Vibration, Part III : Subjective Response Characteristics of Individuals to Hand-Induced Vibration, J Sound Vib, Vol.51(2), pp.267-282, 1977
- 73) Suvorov, G. A, E. I. Denisov : Physiological and Hygienic Significance of Vibrational and Force Loads during Hand-Transmitted Vibration, Combined Effects of Occupational Exposures, Proceedings of the Fourth Finnish-Soviet Joint Symposium, Institute of Occupational Health, Helsinki, pp.159-166, 1984
- 74) Färkkilä, M, S. Aatola, O. Korhonen, J. Starck,

- I. Pyykkö : Hand-Grip Force in Lumberjacks : Two-Year Follow-up, *Int Arch Occup Environ Health*, Vol. 58, pp. 203-208, 1986
- 75) Farkkila, M., I. Pyykkö, O. Korhonen, J. Starck : Hand Grip Forces during Chain Saw Operation and Vibration White Finger in Lumberjacks, *British Journal of Industrial Medicine*, Vol. 36, pp. 336-341, 1979
- 76) Radwin, R. G., T. J. Armstrong, D. B. Chaffin : Power Hand Tool Vibration Effects on Grip Exertions, *Ergonomics*, Vol. 30(5), pp. 833-855, 1987
- 77) 肝付邦憲 : 振動工具把持力と振動の影響について (I), *労働科学*, 50(8), p. 509-518, 1974
- 78) 肝付邦憲 : 振動工具把持力と振動の影響について (II), *労働科学*, 55(9), p. 483-489, 1979
- 79) 肝付邦憲 : 振動負荷の取手把持力に及ぼす影響に関する実験的研究, *労働科学*, 58(4), p. 183-196, 1982
- 80) 奥野忠一 他 : 応用統計ハンドブック, 養賢堂, p. 202-244, 1978
- 81) 大黒正道, 石川文武 : 手腕系振動の軽減 (第3報), 農業機械の安全性に関する研究 (第10報), *農機研研究成績* 61-1, p. 31-63, 1987
- 82) Daikoku, M., F. Ishikawa : Mechanical Impedance and Vibration Model of Hand-Arm System, *Proceedings of Fifth International Conference on Hand-Arm Vibration*, pp. 167-171, 1990
- 83) Kuhn, F. : Über die mechanische Impedanz des Menschen bei der Arbeit mit dem PreBlufthammer, *Arbeitphysiologie*, Vol. 15, pp. 79-84, 1953
- 84) Dieckmann, D. : Ein mechanisches Modell für das schwingungserregte Hand Arm-System des Menschen, *Int Z Angew Physiol einschli Arbeitsphysiol*, Vol. 17, pp. 125-132, 1958
- 85) 新石正弘 : 局所振動に対する人体の力学的特性, *人間工学*, 7(4), p. 201-206, 1971
- 86) 荒牧利武, 安部武美, 山下 淳 : 農業機械における局所振動の許容基準に関する研究 (第4報), *農機誌*, 36(1), p. 51-57, 1974
- 87) Reynolds, D. D., C. Jokel : Hand-Arm Vibration - An Engineering Approach, *Am Ind Hyg Assoc J*, Vol. 35(10), pp. 613-622, 1974
- 88) Louda, L., E. Lukas : Hygienic Aspects of Occupational Hand-Arm Vibration, *Proceedings of the International Occupational Hand-Arm Vibration Conference*, Cincinnati, Ohio, DHEW Publication, pp. 60-66, 1977
- 89) Suggs, C. W., J. W. Mishoe : Hand-Arm Vibration : Implications Drawn From Lumped Parameter Model, *Proceedings of the International Occupational Hand-Arm Vibration Conference*, Cincinnati, Ohio, DHEW Publication, pp. 136-141, 1977
- 90) Mishoe, J. W., C. W. Suggs : Hand-Arm Vibration Part II : Vibrational Responses of the Human Hand, *J Sound Vib*, Vol. 53(4), pp. 545-558, 1977
- 91) Reynolds, D. D., R. H. Keith : Hand-Arm Vibration Part I : Analytical Model of the Vibration Response Characteristics of the Hand, *J Sound Vib*, Vol. 51(2), pp. 237-253, 1977
- 92) Lundström, R. : Local Vibrations-Mechanical Impedance of the Human Hand's Glabrous Skin, *J Biomechanics*, Vol. 17(2), pp. 137-144, 1984
- 93) Panzke, K. J., W. Balasus : Time dependence and Non-Linearity of the Impedance of the Human Hand-Arm System While Exposed to Intense Vibration, *Int Arch Occup Environ Health*, Vol. 57, pp. 35-45, 1985
- 94) Hempstock, T. I., D. E. O'Connor : Accuracy of Measuring Impedance in the Hand-Arm System, *Scand J Work Environ Health*, Vol. 12, pp. 355-358, 1986
- 95) Cronjäger, L., M. Hesse : Hand-Arm System's Response to Stochastic Excitation, *Proceedings of Fifth International Conference on Hand-Arm Vibration*, 1990
- 96) Lundström, R., L. Burström : Mechanical Impedance of the Human Upper Extremity, *Proceedings of Fifth International Conference on Hand-Arm Vibration*, 1990
- 97) Wood, L. A., C. W. Suggs, C. F. Abrams : Hand-Arm Vibration Part III : A Distributed Parameter Dynamic Model of the Human Hand-Arm System, *J Sound Vib*, Vol. 57(2), pp. 157-169, 1978

- 98) ----- : Mechanical Vibration and Shock-Mechanical Input Impedance and Vibration Model of the Human Hand-Arm System, ISO/TC108/SC4/WG5 N 53, 1989
- 99) 坪内和夫：人間工学，日刊工業新聞社，p.29-55, 1969
- 100) 三浦恭志郎：乗用農機座席の振動に関する安全工学的研究，農業機械化研究所報告，18，p.1-78, 1984
- 101) 谷口 修 他：振動工学ハンドブック，養賢堂，p.37-46, 1977
- 102) 谷口 修，田村章義：工業振動学，コロナ社，p.245-324, 1977
- 103) Burström, L, R.Lundström : Energy Absorption in the Hand-Arm While Exposed to Vibration, Proceedings of Fifth International Conference on Hand-Arm Vibration, p.43-47, 1990
- 104) 大黒正道，石川文武：手腕系振動の軽減（第4報），農業機械の安全性に関する研究（第11報），農機研研究成績 62-1, p.9-40, 1988
- 105) 大黒正道，石川文武：手腕系振動の軽減に関する研究（第1報），農機誌，52(3), p.13-19, 1990
- 106) 長松昭男：最近の振動問題の数値解析法，日本機械学会誌，85(760), p.256-262, 1982
- 107) 村井秀児，伊藤博幸，吉岡義晃：ダイナミックデザインアナリシスの研究（第1報），小松技報，24(4), p.1-11, 1978
- 108) 村井秀児，伊藤博幸，吉岡義晃：ダイナミックデザインアナリシスの研究（第2報），小松技報，25(2), p.1-20, 1979
- 109) 日本機械学会編：モード解析の基礎と応用，丸善，p.162-276, 1986
- 110) ----- : やさしいモード解析，日本機械学会第617回講習会資料，p.89-167, 1986
- 111) ----- : モード解析とその効果的利用方法，日本機械学会第640回講習会資料，p.71-144, 1987
- 112) 大久保 稔：振動騒音解析システムによるトラクタ用エンジンの低騒音化，農用トラクタの開発・改良のための課題と展望（その1），p.1-7, 昭和63年度農業機械学会技術研究会資料，1989
- 113) 野田直孝：コンパクト・トラクタ開発におけるCAE適用事例，農用トラクタの開発・改良のための課題と展望（その2），昭和63年度農業機械学会技術研究会資料，p.15-22, 1989
- 114) 長尾信一，牧野 功，松村信良：チェンソーの振動特性（第3報），北海道工業試験場報告，283, p.59-67, 1984
- 115) 長尾信一，牧野 功，松村信良：牧草刈取機の振動低減化（第1報），北海道工業試験場報告，285, p.53-54, 1986
- 116) 長尾信一，牧野 功，松村信良：牧草刈取機の振動低減化（第2報），北海道工業試験場報告，285, p.39-40, 1986
- 117) 長松昭男：モード解析，培風館，p.99-274, 1985
- 118) 大久保信行：機械のモーダルアナリシス，中央大学出版部，p.7-170, 1982
- 119) 岩朝精三：エンジンの振動防止，機械設計，28(2), p.92-99, 1984
- 120) 見田 晃，牛島孝夫，上嶋祥元，藤田彰男，園田雅明：自動車用防振ゴムの現状，自動車技術，40(10) p.1288-1296, 1986
- 121) 日野順市，谷住和也，芳村敏夫，長松昭男：部分構成合法による小型モータの振動解析（第1報），日本機械学会論文集(C編)，53(491), p.1384-1390, 1987
- 122) 岡村秀男：自動車における振動設計—現状の問題点自動車技術，40(12), p.1518-1529, 1986
- 123) 大久保信行：モーダル解析の自動車への応用，自動車研究，9(4), p.124-129, 1987
- 124) 小泉武紀：電動刈払機のたわみ固有振動数（第4報），農機誌，33(4), p.349-354, 1971
- 125) 小泉武紀：電動刈払機のたわみ固有振動数（第5報），農機誌，34(1), p.46-50, 1972
- 126) 頭井 洋：非線形振動解析技術の動向，自動車技術，42(12), p.1556-1562, 1988
- 127) 渡部 和，佐藤壽芳：非線形ビルディングブロック法の開発と応用，日本機械学会論文集（C編），52(481), p.2397-2403, 1986
- 128) 大黒正道，石川文武：手腕系振動の軽減（第7報），農業機械の安全性に関する研究（第12報），農機研研究成績 63-1, p.9-38, 1989
- 129) 大黒正道，石川文武：手腕系振動の軽減に関する研究（第2報），農機誌，52(4), p.37-43, 1990
- 130) 新家 憲：ティラ，耕うん機のハンドル振動，農機誌，48(1), p.99-102, 1986
- 131) 井上 健，越智一夫：二輪車の振動対策，自動車技

- 術, 36(12), p.1254-1260, 1982
- 132)大津新喜, 河上 洋, 兼田喜代志: コンクリートブ
レーカの制振に関する研究(第2報), 日本機械学
会論文集(C編), 52(476), p.1218-1223, 1986
- 133)Bingham, M. D, C. W. Suggs, C. F. Abrams: Vibration
Attenuation of Cushioned Gloves, ASAE Paper
No. 87-1102, 1987
- 134)背戸一登: 磁石を用いた制振器とその効果, 騒音制
御, 7(1), p. 27-32, 1983
- 135)兼田喜代志, 背戸一登: 手持振動工具に対する複合
動吸振器のフィードバックコントロールによる制振
効果, 日本機械学会論文集(C編), 48(435),
p. 1759-1766, 1982
- 136)背戸一登: 振動の節を活用した振動絶縁法の研究
(第1報), 日本機械学会論文集(C編), 49(439),
p. 341-350, 1982
- 137)背戸一登: 振動の節を活用した振動絶縁法の研究
(第2報), 日本機械学会論文集(C編), 49(447),
p. 2092-2099, 1983
- 138)戸川隼人: FORTRAN による有限要素法入門, サイエ
ンス社, 1974
- 139)石川文武, 大黒正道: 二重防振ハンドル, 実用新案
出願中(出願番号:平成元年090924号), 1989

S u m m a r y

Hand-Transmitted Vibration Reduction of the Walking Type
and the Portable Type Agricultural Machinery

Masamichi DAIKOKU

The rapid spread of the riding type agricultural machinery in the last 20 years has resulted in the shortening of farm working time and the increase in productivity. But the walking type and the portable type agricultural machinery are more useful than the riding type to operate in the sloping and/or small block field, and have an important part to produce the local and high quality crops, such as vegetables, fruits and tea. At present it is generally considered that smaller-size and lighter-weight are the most important designing points of the these machines. But the development of these machines with smaller-size and lighter-weight sometimes causes the higher levels of vibration, and incremental reductions of hand-transmitted vibration becomes increasingly difficult to achieve.

The chain saw is a prime example of machines with a high level of vibration. With engineering improvements and the hygienic guidance by the Forestry Agency, the problem of the vibration disease associated with the chain saw operators has been almost eradicated. On the other side, it is thought that farmers using the walking type and the portable type agricultural machinery have almost never shown the vibration disease because of the shorter operating time, the warmer environment, and the lower vibration level. But the above mentioned delays the progress of the study on hand-transmitted vibration reduction of the agricultural machinery. The reduction of hand-transmitted vibration would further reduce any unpleasant physical sensations for the operator, and more importantly the reduction in the number of farm related accidents. Hence, the author attempts to indicate the effective methods for reducing hand-transmitted vibration of the walking type and the portable type agricultural machinery from the view point of vibration engineering, and finally means to decrease the unpleasant physical sensations associated with operating this type of agricultural machinery.

Given below is the summary of the achievements and discussions in each chapter.

Chapter 2. Hand-transmitted vibration of agricultural machinery :

At first, it is necessary to understand the characteristics of actual hand-transmitted vibration of agricultural machinery, and establish the target value of the vibration reduction by engineering improvement. Therefore, vibration conditions of several machines in operating should be measured.

Hand-transmitted vibration of a two-wheeled brush cutter, two-wheeled rice planters (two types), two-wheeled tractors (three types), bush cleaners (three types), and a tea plucker were measured and analyzed. The results of measurements and one-third octave band frequency analysis showed that all machines except for rice planters had vibration acceleration level above 125dBVAL and vibration level above 110dBVL. The discussion on each frequency indicated that vibration factors of rotating engine transmitted to the handlegrips and showed higher levels. After the comparison with the vibration of chain saws, rock drills and electrical hammers, it was decided that the target vibration level achieved by the engineering approach in this research paper is below that of 105dBVL, which is nearly the vibration level of the rice planter.

Chapter 3. Equal sensation contours of hand-transmitted vibration :

Secondly, it should be discussed what kind of hand-transmitted vibration brings about the unpleasant sensation to the machine operators. In this paper, the correlation between operators' physical sensitivity levels and vibration exposure conditions, such as gripping postures, vibration directions, frequencies and vibration intensities, is stated in statistical analysis.

Though equal sensation levels on hand-transmitted vibration were measured in the previous reports, vibration exposure conditions in these experiments, such as gripping postures, gripping force etc, did not correspond to the actual conditions in operating agricultural machinery. Gripping postures and gripping forces in operating were discussed prior to the equal sensation test. The results of measurements of gripping force in operating showed that gripping force should be set 33N in the test.

Gripping postures were divided into 3 categories, in regard to the handle shapes of the agricultural machinery. For each posture, three orthogonal vibration directions are considered; therefore, equal sensation levels were examined in nine test conditions (the number of subjects was 12). The results of the equal sensation test concluded that equal sensation contours showed two patterns according to test conditions (group 'a' and group 'b'), and equal sensation levels of group 'a' were about 5dB lower below 28Hz than those of group 'b'. This result mean that vibration in the low frequency range in group 'a' offered more unpleasant physical sensations to the operators than that in group 'b'. Furthermore, it is interesting to note, that the vibration directions in group 'a' coincided with z direction of wholebody vibration.

Chapter 4. Vibration characteristics of hand-arm system :

For the purpose of efficiently reducing hand-transmitted vibration, vibration reduction due to engineering improvement in the stage of design or trial manufacture must be calculated and predicted. But this calculating system cannot be considered without dynamic characteristics of hand-arm system. Because of these reasons, the author measured the driving point mechanical impedance of the hand-arm system, and presented the mathematical model.

In order to measure mechanical impedance of the hand-arm system, 10 subjects were tested in 3 vibration directions, 3 grip postures, gripping force 33.0N, and at 15 frequencies between 8 and 200Hz. The significant differences of the impedance at certain test conditions were recognized. Moreover, the comparison of author's impedance data with those of existing reports revealed that the impedance curves seemed to show the same tendency above 50Hz each other, but differ below 50Hz. The difference of the impedance in 3 gripping forces (16.5N, 33.0N, 66N) were not larger than predicted, but statistical analysis showed that the impedance had the significant difference due to gripping force. Once the impedance data were collected, they should be modeled by an equivalent dynamic system. The model of a three mass-spring-damper system was adopted, and parameters were determined by the Monte Carlo method. The amplitude of the impedance and the phase difference between force and velocity calculated by this mathematical model, show close agreement with measured

values. Finally, absorbed power of hand-arm system was calculated in use of hand-arm mathematical model. The tendency of absorbed power was not the same as that of the equal sensation levels.

Chapter 5. Simulation method for hand-transmitted vibration reduction :

Recently, the method of vibration reduction by computer simulation, such as modal analysis and building block approach, has been applied to motorcars, machine tools, and electrical machinery etc. Using this computer simulation and hand-arm mathematical model, hand-transmitted vibration of the walking type and the portable type agricultural machinery will be able to be reduced more efficiently.

The procedure for hand-transmitted vibration reduction of this report consists of 'deviding and synthesizing' and is composed of 4 stages, i. e. ① Measurement of hand-transmitted vibration and determination of a target value for vibration reduction, ② Division into some components and modal analysis, ③ Computer simulation, ④ Actual improvement. At first, the hand-transmitted vibration of the objective machine is measured, and the target value for vibration reduction is determined. Secondly, the objective machine is divided into some components, and a transfer function of each component is measured by means of exciting test. Afterward modal parameters are obtained by modal analysis. Then the best improvement for vibration reduction is discussed, for example, insertion of isolating devices, addition of mass and changing other components etc. Using modal parameters of each component and hand-arm mathematical model, the hand-transmitted vibration is calculated in the case of discussed improvement. If the calculated value is lower than the target value, actual improvement of the machine can be carried out. If the calculated value is higher than the target value, we should return to the stage of discussion again. Thus, by computer simulation, we will be able to calculate and predict hand-transmitted vibration reduction due to engineering improvement in the stage of design and trial manufacture, and avoid wasting time and labour due to 'trial and error'.

This procedure for vibration reduction was applied to hand-transmitted vibration of the walking type tractor, and calculated values were compared with measured values in the case of changing the dynamic characteristics and the number of vibration-isolating rubber for engine-mount. Because of

engineering improvement due to insertion of vibration isolating rubbers for engine-mount, the tested machine was divided into the engine part and the main body part, and measurement of transfer function of each component and modal analysis were made. Furthermore, dynamic characteristics of vibration-isolating rubbers and hand-arm system were obtained and modeled. Namely, the number of divided components was 4.

In the case of insertion of two rubbers, the calculated value by building block approach showed a 9dB lower vibration level than that of before insertion, and the measured value was almost the same as the calculated. One-third octave band frequency analysis revealed that the measured value had the same tendency to that of the calculated too. Thus, it could be recognized that this procedure for vibration reduction was very useful in predicting vibration reduction due to the engineering approach in the atage of design and trial manufacture.

Chapter 6. Design of vibration-isolating handle :

Generally, as the methods to reduce hand-arm vibration of agricultural machinery, the following countermeasures are considered.

- ① Reduction of the exciting force at the source vibration,
- ② Vibration-isolation of some points from the source of vibration to the handlegrip,
- ③ Reduction of the vibration response of the handlegrip.

The first countermeasure is the method to balance the moving parts at the source of vibration. For example, hand-transmitted vibration of present two-cylinders chain saws are reduced by this method. The second countermeasure is the method which requires the insertion of elastic materials between one component and another component. By this method, we can reduce vibration at higher frequencies than the natural frequency of the elastic material. The computer simulation stated in chapter 6 is useful in predicting the effect of vibration reduction. The third countermeasure is the method to reduce vibration at the handlegrip point which comes in contact with the operator's hands. The second countermeasure which requires the insertion of elastic materials is also considered. If reduction of low frequency vibration is attempted by this method, the spring constant of the elastic material must be lowered, and/or handle weight must be made heavier. But it should be understood

that both these methods bring about operational difficulty due to elastic handles and the increase in the operator's work load due to the heaviness of the machine.

For the purpose of bringing about effective vibration reduction without too much elasticity or weight, a vibration-isolating handlegrip which has a vibration node at its grip point was designed and equipped on a walking type tractor and a teaplucker. Measurements of their hand-transmitted vibration showed that reduction of the vibration level was achieved in X and Z directions, but that no effects were observed for Y direction which coincides with the direction of the axis of handlegrip.

To realize the reduction of hand-transmitted vibration in three directions, another handle was designed, in which two isolating mechanism were incorporated for a single grip. The principle of each mechanism was the same to that of the above mentioned trial, but this handle had a structure that two mechanisms were placed in a nearly perpendicular position to each other ('DI handle'). Specifications of these mechanisms were determined by means of modal analysis, finite element method and building block approach. Measurements of hand-transmitted vibration of a bush cleaner with 'DI handle' revealed that vibration reduction to the intended reduction target in three directions was nearly attained in wider range of engine speed, 6,500-10,000rpm. Furthermore, the reduction of work efficiency was not recognized because of the increase in machine weight (0.79kg) and elasticity of handle base point due to the equipment of DI handle.

農業機械化研究所報告 第 27 号 平成 3 年 10 月 31 日 印刷・発行

Technical Report of the Institute of
Agricultural Machinery No. 27

頒価 1,200 円

生物系特定産業技術研究推進機構

農業機械化研究所

〒331 埼玉県大宮市日進町 1 丁目

Nisshin, Omiya, Saitama, Japan
Tel. 048-663-3901

Institute of Agricultural Machinery

Bio-oriented Technology Research Advancement Institution

印刷・製本／ 株式会社 三元社