

広島大学博士論文

遠心ファンの振動解析と騒音低減  
に関する研究

**Studies on Vibration Analysis and Noise Reduction Method  
in Centrifugal Fans**

2010 年 7 月

広島大学大学院 工学研究科  
機械システム工学専攻

藤 井 武 夫

# 目 次

目 次.....	iii
記号の説明.....	vii
第1章 序 論.....	1
1.1 本研究の背景と目的.....	1
1.1.1 遠心ファンの騒音と振動の低減の必要性.....	1
1.1.2 数値シミュレーションと振動診断に関する技術の構築.....	1
1.2 従来の研究の概要.....	3
1.2.1 流体機械・ターボ機械における遠心ファンの位置付けと分類.....	3
1.2.2 ターボ機械全般の騒音と振動の概要.....	11
1.2.3 遠心ファンの振動と不安定現象.....	11
1.2.4 遠心ファンの騒音と流体騒音.....	12
1.2.5 数値流体解析と最適化.....	13
1.2.6 モード解析と有限要素法および最適化.....	14
1.2.7 ロータの振動と強度.....	15
1.2.8 ころがり軸受の振動と騒音.....	16
1.2.9 ベルトの振動.....	17
1.3 本研究の課題.....	18
1.3.1 低騒音化の本質と数値流体解析.....	18
1.3.2 防振のための固有値解析と振動診断.....	18
1.3.3 V ベルト加振力の導出と振動応答解析.....	19
1.4 本論文の構成.....	20
第2章 遠心ファンの騒音低減.....	21
2.1 緒 言.....	21
2.2 ファン騒音の理論と特性.....	22
2.2.1 音の発生.....	22
2.2.2 空力的に発生する音.....	23
2.2.3 ファン騒音の概要.....	24

2.2.4	広帯域周波数騒音（乱流騒音）	24
2.2.5	卓越音（回転騒音）	26
2.2.6	遠心ファンの騒音低減	26
2.3	数値シミュレーションモデルの流れ解析	27
2.3.1	数値シミュレーションモデル	27
2.3.2	ファン特性	28
2.3.3	羽根形状の影響	32
2.4	実験機の騒音比較	41
2.4.1	実験機の騒音周波数分析	41
2.4.2	実験機の比騒音	45
2.4.3	実験機の回転数と騒音値	46
2.5	軸受台の影響を調べるための流れ解析	50
2.6	結 言	52
第3章	遠心ファンの摩擦振動	53
3.1	緒 言	53
3.2	実 験	54
3.2.1	ファン構造	54
3.2.2	ファン加熱試験設備	55
3.2.3	弾性フロア	56
3.3	結果および考察	57
3.3.1	コンクリートスラブ上での遠心ファンの振動	57
3.3.2	弾性フロア上での遠心ファンの振動	57
3.3.3	追加支持付き弾性フロア上での遠心ファンの振動	62
3.3.4	弾性フロア上での遠心ファンの熱変形と振動	72
3.4	結 言	76
第4章	遠心ファンの防振	77
4.1	緒 言	77
4.2	研究対象とした振動現象	78
4.3	固有値解析と振動診断の方法	81
4.3.1	実験機	81
4.3.2	固有振動数とモード形状の確認	83

4.3.3	実稼働振動形状の確認 .....	85
4.3.4	回転数あるいは風量による振動変化の確認 .....	85
4.3.5	実験および解析装置の体系図 .....	86
4.4	防振対策前の固有値解析と振動診断 .....	88
4.4.1	固有振動数とモード形状の確認 .....	88
4.4.2	実稼働振動形状の確認 .....	89
4.4.3	回転数による振動変化の確認 .....	90
4.4.4	風量による振動変化の確認 .....	93
4.4.5	振動の振幅変調現象 .....	93
4.5	防振対策後の固有値解析と振動診断 .....	94
4.5.1	固有振動数とモード形状の確認 .....	94
4.5.2	回転数による振動変化の確認 .....	95
4.5.3	対策結果 .....	96
4.6	各種ベルト駆動方式による遠心ファンの振動 .....	98
4.6.1	1本掛けVベルト .....	98
4.6.2	連結ベルト .....	98
4.6.3	Vリブドベルト .....	98
4.6.4	テンショナー付き平ベルト .....	98
4.7	結    言 .....	103
第5章	遠心ファンの振動解析手法 .....	105
5.1	緒    言 .....	105
5.2	遠心ファンのモデル化と運動方程式 .....	106
5.3	振動の応答解析 .....	107
5.4	ファンロータとモータプーリの不釣り合い力 .....	110
5.5	Vベルトによる加振力 .....	110
5.5.1	Vベルトの張力がプーリに及ぼす力 .....	110
5.5.2	Vベルトの張力変動によって生じる加振力 .....	116
5.6	結    言 .....	121
第6章	Vベルトに起因する遠心ファンの振動 .....	123
6.1	緒    言 .....	123
6.2	解析結果 .....	124

6.3	実験結果	126
6.3.1	実験機のパラメータ同定	126
6.3.2	固有振動数	130
6.3.3	ベルトの張力および張力増加率	132
6.3.4	周波数応答	135
6.4	結 言	137
第7章	ベルト駆動式遠心ファンにおける振動の振幅変調現象	139
7.1	結 言	139
7.2	解析結果	140
7.3	実験結果	142
7.3.1	実験機のパラメータ同定	142
7.3.2	固有振動数	146
7.3.3	ベルト張力および張力増加率	147
7.3.4	時刻歴応答	151
7.4	結 言	158
第8章	結 論	159
8.1	本研究のまとめ	159
8.2	今後の研究課題	161
謝 辞		163
参 考 文 献		165
本論文に関する原著論文および発表論文		175
原 著 論 文		175
国際会議 Proceedings		175
学術講演会発表論文		176

# 記号の説明

主な記号を章別に示す．特別な記号の使い方については本文中に示す．

## 第 2 章

- $A_2$  : 羽根車出口面積
- $a$  : 音速
- $F_i$  : 固体境界に働く合力
- $I$  : 音の強さ
- $k$  : 乱流エネルギー
- $L$  : 軸動力
- $L_A$  : 騒音レベル
- $L_e$  : ガス動力
- $L_{SA}$  : 比騒音レベル
- $N$  : 回転数
- $P_a$  : 遠距離音場における音圧
- $P_T$  : ファン全圧
- $P_1$  : ダクト入口全圧
- $P_2$  : ダクト出口全圧
- $p$  : 圧力
- $Q$  : ファン流量
- $r = |\bar{x} - \bar{y}|$  : 円柱座標系における観測点の半径方向座標
- $S$  : 音源の表面積
- $T$  : 羽根車にかかるモーメント
- $T_{ij}$  : ライトヒルの応力テンソル
- $i, j$  : 1, 2, 3 (テンソル表示)
- $t$  : 観測点までの音場の到達基準とした時間
- $u$  : 非定常速度
- $u_n$  : 物体表面上の法線方向速度成分
- $u_2$  : 羽根車出口周速
- $V$  : 音源場の体積
- $x$  : 観測点に関する座標
- $y$  : 湧き出し点に関する座標
- $Z$  : 羽根枚数

- $Z_L$  : 長羽根枚数  
 $\delta_{ij}$  : クロネッカーのデルタ ( $i = j$  ならば 1,  $i \neq j$  ならば 0)  
 $\varepsilon$  : 散逸  
 $\phi$  : 流量係数  
 $\varphi$  : 全圧係数  
 $\eta$  : 効率  
 $\lambda$  : 軸動力係数  
 $\rho$  : 流体の密度  
 $\tau_{ij}$  : 粘性応力テンソルの成分 ( $i, j$ )次成分

## 第5章～第7章

- $A$  : V ベルトの断面積
- $a_n\Delta F_{X1}$  : 原動プーリにおける X 方向のベルトの  $n$  次成分による加振力の振幅
- $a_n\Delta F_{Y1}$  : 原動プーリにおける Y 方向のベルトの  $n$  次成分による加振力の振幅
- $a_n\Delta F_{Z1}$  : 原動プーリにおける Z 方向のベルトの  $n$  次成分による加振力の振幅
- $a_n\Delta F_{X2}$  : 従動プーリにおける X 方向のベルトの  $n$  次成分による加振力の振幅
- $a_n\Delta F_{Y2}$  : 従動プーリにおける Y 方向のベルトの  $n$  次成分による加振力の振幅
- $a_n\Delta F_{Z2}$  : 従動プーリにおける Z 方向のベルトの  $n$  次成分による加振力の振幅
- $1/C$  : 剰余質量
- $[C]$  : 減衰マトリクス
- $c_r$  :  $r$  次のモード減衰係数
- $1/D$  : 剰余剛性
- $E$  : V ベルトの縦弾性係数
- $F_F$  : ファンロータの不釣合い力の振幅
- $F_M$  : モータプーリの不釣合い力の振幅
- $F_q$  : 任意の点  $q$  に作用する調和加振力の振幅
- $F_{X1}$  : 原動プーリの水平方向に作用する力
- $F_{X2}$  : 従動プーリの水平方向に作用する力
- $F_{Y1}$  : 原動プーリの鉛直方向に作用する力
- $F_{Y2}$  : 従動プーリの鉛直方向に作用する力
- $F_{Z1}$  : 原動プーリに作用する軸方向推力
- $F_{Z2}$  : 従動プーリに作用する軸方向推力
- $\Delta F_{X1}$  : 原動プーリの X 方向に作用する力の増加分
- $\Delta F_{X2}$  : 従動プーリの X 方向に作用する力の増加分
- $\Delta F_{Y1}$  : 原動プーリの Y 方向に作用する力の増加分
- $\Delta F_{Y2}$  : 従動プーリの Y 方向に作用する力の増加分
- $\Delta F_{Z1}$  : 原動プーリの Z 方向に作用する力の増加分
- $\Delta F_{Z2}$  : 従動プーリの Z 方向に作用する力の増加分
- $\{F\}$  : 外力ベクトル
- $f_{B1}$  : 内側ベルト回転数
- $f_{B0}$  : 外側ベルト回転数
- $f_F$  : ファン回転数
- $f_M$  : モータ回転数
- $f(\theta)$  : 幅  $2s_1$  と  $2s_2$  のパルス列で表される単位加振力
- $\Delta f$  : FFT 分解能
- $nf_B$  : ベルト回転数の  $n$  次成分



- $G$  : V ベルトの横弾性係数
- $G_{pq}(\omega)$  : コンプライアンス
- $H$  : プーリ軸間の水平方向へ作用する力
- $H_{pq}(\omega)$  : モビリティ
- $h$  : V ベルトの高さ
- $I$  : 内側ベルトのパラメータへの添字
- $[K]$  : 剛性マトリクス
- $k_r$  :  $r$  次のモード剛性
- $L_{pq}(\omega)$  : アクセラランス
- $L$  : ベルトの全長
- $l$  : ベルト上のある基準点からの距離
- $2l_1$  : 原動プーリ上のベルトの接触長
- $2l_2$  : 従動プーリ上のベルトの接触長
- $[M]$  : 質量マトリクス
- $m$  : ベルトの単位長さ当りの質量
- $m_F$  : 羽根車の残留不釣合い質量
- $m_M$  : モータプーリの残留不釣合い質量
- $m_r$  :  $r$  次のモード質量
- $N$  : 遠心ファンを FEM によってモデル化した場合の自由度
- $N'$  : 対象周波数範囲に含まれる固有モードの個数
- $n$  : 高調波成分の次数
- $O$  : 外側ベルトのパラメータへの添字
- $P'$  : プーリからの反力
- $p$  : 固有振動数
- $R_1$  : 原動プーリのピッチ円の半径
- $R_2$  : 従動プーリのピッチ円の半径
- $r$  : 固有モードの次数
- $r_F$  : 羽根車の半径
- $r_M$  : モータプーリの半径
- $S$  : スパン長さ (ベルトがプーリに接触していない距離)
- $2s_1$  : 原動プーリ上のパルス列の幅
- $2s_2$  : 従動プーリ上のパルス列の幅
- $T_e$  : 有効張力
- $T_s$  : 緩み側張力
- $T_t$  : 張り側張力
- $T_0$  : ベルトの静止張力

- $u$  : V ベルトの走行速度
- $V$  : プーリ軸間の垂直方向へ作用する力
- $w_0$  : V ベルトの幅
- $|X|$  : 任意の点  $p$  における応答の複素振幅の大きさ
- $X_p(\omega)$  : 任意の点  $p$  における応答の複素振幅
- $\{\ddot{x}\}$  : 加速度ベクトル
- $\{\dot{x}\}$  : 速度ベクトル
- $\{x\}$  : 変位ベクトル
- $\ddot{x}_p$  : 任意の点  $p$  における振動加速度の応答振幅
- $\dot{x}_p$  : 任意の点  $p$  における振動速度の応答振幅
- $x_p$  : 任意の点  $p$  における振動変位の応答振幅
- $\alpha_1$  : 原動プーリの開き角（くさび角）の半分
- $\alpha_2$  : 従動プーリの開き角（くさび角）の半分
- $\varepsilon$  : 張力増加率
- $\phi$  : 任意の点  $p$  における応答の複素振幅の位相
- $\phi_{rp}$  :  $r$  次の  $p$  点の固有モードの振幅
- $\phi_{rq}$  :  $r$  次の  $q$  点の固有モードの振幅
- $\gamma$  : 外側ベルトの継目の, 内側ベルトの継目に対する位相遅れ
- $\mu_n$  : プーリ表面に対する V ベルト側面の半径方向の最大静摩擦係数
- $\mu_n P'$  : 半径方向の摩擦力
- $\Theta$  : プーリ軸間の傾き角
- $\theta$  : 継ぎ目の移動距離
- $\rho$  : V ベルトの密度
- $\rho A u^2$  : V ベルトに作用する遠心力
- $\rho_n$  :  $\mu_n$  に対する摩擦角
- $\Omega_r$  :  $r$  次の固有角振動数
- $\omega$  : 角振動数
- $\omega_F$  : 回転する羽根車の角振動数
- $\omega_M$  : 回転するモータプーリの角振動数
- $\psi_1$  : 原動プーリの接触角（巻掛け角）
- $\psi_2$  : 従動プーリの接触角（巻掛け角）
- $\zeta_r$  :  $r$  次のモード減衰比

# 第1章 序 論

## 1.1 本研究の背景と目的

### 1.1.1 遠心ファンの騒音と振動の低減の必要性

遠心ファンは、自動車や住宅からビルやプラントに至るまで、その給排気、空調用の機器や設備に広く使用されており、生活や産業に欠かせない流体機械の一つである。遠心ファンは古くからあって既に成熟した機械のようであるが、時代や環境の変遷に応じて改良が続けられている。自動車や家電などで用いられる小型遠心ファン（概ね 0.4kW 以下）においては低騒音化の面で、また、製鉄、採鉱、発電などに用いられる大型遠心ファン（概ね 280kW 以上）においては高性能化の面で大きく発展を遂げてきた<sup>(1)-(4)</sup>。近年では環境問題への関心の高まりから、ビルやプラントの給排気、空調用の機器、設備に用いられる中型遠心ファンについても、省エネルギーと低騒音化の要求がますます高まってきた。一方で、省スペース、軽量化、低価格化などの市場ニーズがあり、振動や騒音の面では条件が厳しくなる一方である。さらに、中型遠心ファンについては、機器や設備の一部品となって鉄骨架構上に設置される場合も多く、コンクリート基礎に設置される場合と違って、鉄骨架構は十分な剛性をもたない場合があるため、設置条件にも配慮が必要である。設置スペースや設備費を抑えるため厳しい使用条件となっており、振動や騒音の問題が発生することもある。このような背景から、本研究では、ビルやプラントにおいて給排気、空調用の機器や設備に用いられる中型の遠心ファンを対象とし、その騒音低減と防振を図ることを第 1 の目的とする。

### 1.1.2 数値シミュレーションと振動診断に関する技術の構築

一方、製品開発における期間短縮や経費削減のためには試作検証に頼らない、言わば試作レス化が求められるようになってきている。ところが、機械や構造物がコンパクト化、軽量化されるにつれて、振動や騒音を低減することがますます難しい問題となり、動特性を良好なものとする動

的設計の重要性が増している。動的応答を表す数学モデルを正しく構築し、解析的に扱うことによって動的応答を正しく予測でき、数値シミュレーションによって設計変更を繰り返すことができる。その解析精度を高めるためには、振動・騒音状態の診断による検証も欠かせない。更に最近では、この設計変更の繰り返し回数を少なくするため、設計者の判断に頼らない最適設計の手法も研究されている。従来の遠心ファンの設計では、主に静的な応力や変形について簡易計算や CAE (Computer Aided Engineering) による数値解析を行う一方、動的問題に対しては、従来設計に経験を加味し、主に試作と検証の繰り返しにより不具合を無くしていくのが常であった。しかし、動的設計については 20 年以上も前から重要視されていながら、遠心ファンの設計においては十分な取り組みがなされていなかったのが実情である。それには、流体やベルト駆動といった、比較的難しい動的設計の要素があることも原因であったと言える。それらの困難を緩和するため、近年では、流体解析ソフトウェアや構造解析ソフトウェアの導入も進んできたが、その活用は未だ十分とは言えない。一方、対策の本質を見極めること、適切なモデル化を行うための実測値との比較・整合、より高精度な数値シミュレーションを行うための境界条件などの与え方、解析ソフトウェアによるブラックボックス化しないことへの配慮が必要である。また、時代の流れは「最適化」へと向かっており、その将来的な導入も視野に入れ、設計上の様々な制約を整理し、妥当な目的関数を設定するための準備が望まれる。このような背景から本研究では、遠心ファンに適した騒音、振動に関する数値シミュレーション技術と、それを確かなものとする振動診断技術の構築を第 2 の目的とする。

## 1.2 従来の研究の概要

### 1.2.1 流体機械・ターボ機械における遠心ファンの位置付けと分類

遠心ファンは圧縮機，ポンプ，水車などと共に流体機械のうちのターボ機械に属し，本研究の参考になることも多いため，ターボ機械全般に関する従来研究や最新研究を調査してきた．そこで，最初に流体機械とターボ機械の概要，遠心ファンの位置付けと分類について説明しておく．

#### (1) 流体機械とターボ機械の概要

流体機械とは，機械工学的に流体と機械との間でエネルギーの授受を行う機械類を総称するものである．その用途としては，あらゆる産業分野から各家庭に至るまで極めて広く使用されており，その歴史は古いが，現在でもなお様々な性能向上，用途拡張などが続けられている．流体機械については従来から各種の分類がなされている<sup>(6)-(11)</sup>が，遠心ファンの位置付けを説明するための総合的な分類の概要を図 1.1～図 1.5 に示す．図 1.1 は，流体機械を取り扱う流体の種類と性状によって大別したものであり，さらに気体機械，水力機械，非圧縮性空気機械，圧縮性空気機械をそれぞれ，流体の有するエネルギーを機械エネルギーに変換する原動機と，機械により流体のエネルギーを高める被動機の別や構造形式により分類したものを，それぞれ図 1.2～図 1.5 に示す．図 1.2 に示す気体機械の分類では，原動機と被動機の機能を合わせ持つ過給機，原動機としての蒸気タービン・ガスタービンに大別した上で，さらに，それぞれを構造形式により細分した．図 1.3 に示す水力機械の分類では，被動機としてのポンプ，原動機としての水車，原動機と被動機が組み合わされた流体伝動装置としての特殊機器に大別した上で，さらに，それぞれをターボ形，容積形，特殊形の構造形式により細分した．図 1.4 に示す非圧縮性空気機械では，被動機としての送風機（吐出圧 0.1MPa 未満），原動機としての風車，そして，ここに真空ポンプ（吸込圧 100Pa 以下）を含めて三つに大別した上で，さらに，それぞれをターボ形，容積形の構造形式により細分した．図 1.5 に示す圧縮性空気機械には，被動機として送風機よりも吐出圧が高圧である圧縮機（吐出圧 0.1MPa 以上）が分類され，さらに，それぞれをターボ形，容積形の構造形式により細分した．ただし，図 1.1～図 1.5 では概要を説明するために主な流体機械だけを挙げており，その他の流体機械や個々の流体機械に関する詳しい説明は本

研究の主旨から外れるため省略し，参考文献<sup>(6)-(11)</sup>に委ねる．なお，これらの図中でターボ形とは，回転している羽根車の内部を連続的に流体が通過することによって，機械工学的に流体のエネルギー変化が生じる機械の形式の総称である．容積形とは，運動部分と静止部分の間にできる空間の容積変化を利用するものである．また，特殊形には，せん断応力を利用した渦流式（再生ポンプなど）や噴流式（ジェットポンプなど）などが含まれる．したがって，図 1.1～図 1.5 に分類した流体機械は，ターボ形流体機械と容積形流体機械，および特殊形流体機械に大別することもできる．なお，このうちターボ形流体機械が一般的にターボ機械と呼ばれる．動翼をロータの周りに多数取り付けられたものを羽根車といい，流れが半径方向に流出する遠心式，軸方向の軸流式，両者の中間方向の斜流式，そして，回転軸に直角に流入・流出する横流式がある．概して述べると，遠心式は軸流式に比べて流量は小さく，外径は大きくなるが，比較的高効率で高い吐出圧が得られるという特徴がある．

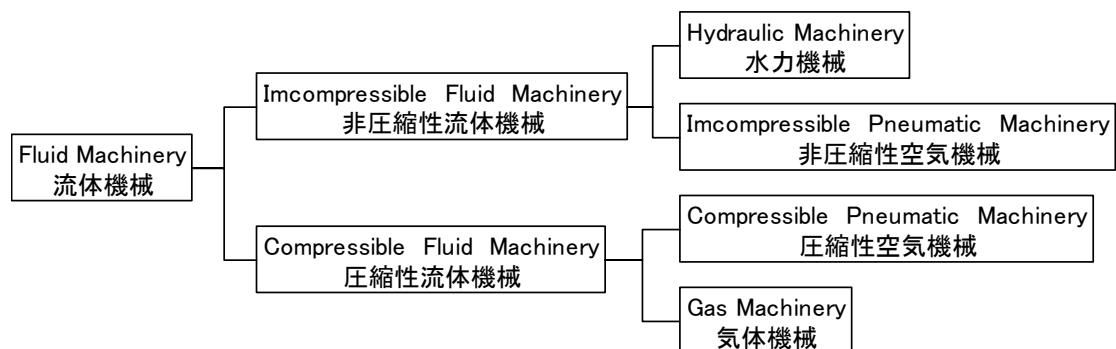


図 1.1 流体機械の分類

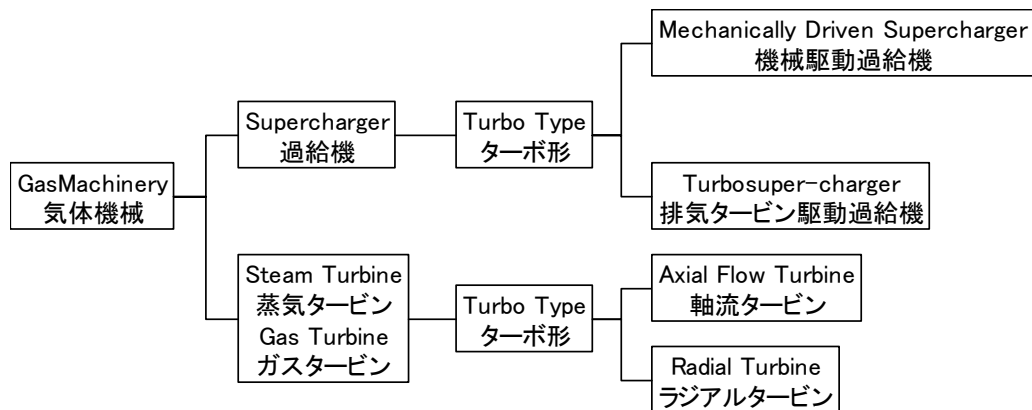


図 1.2 気体機械の分類

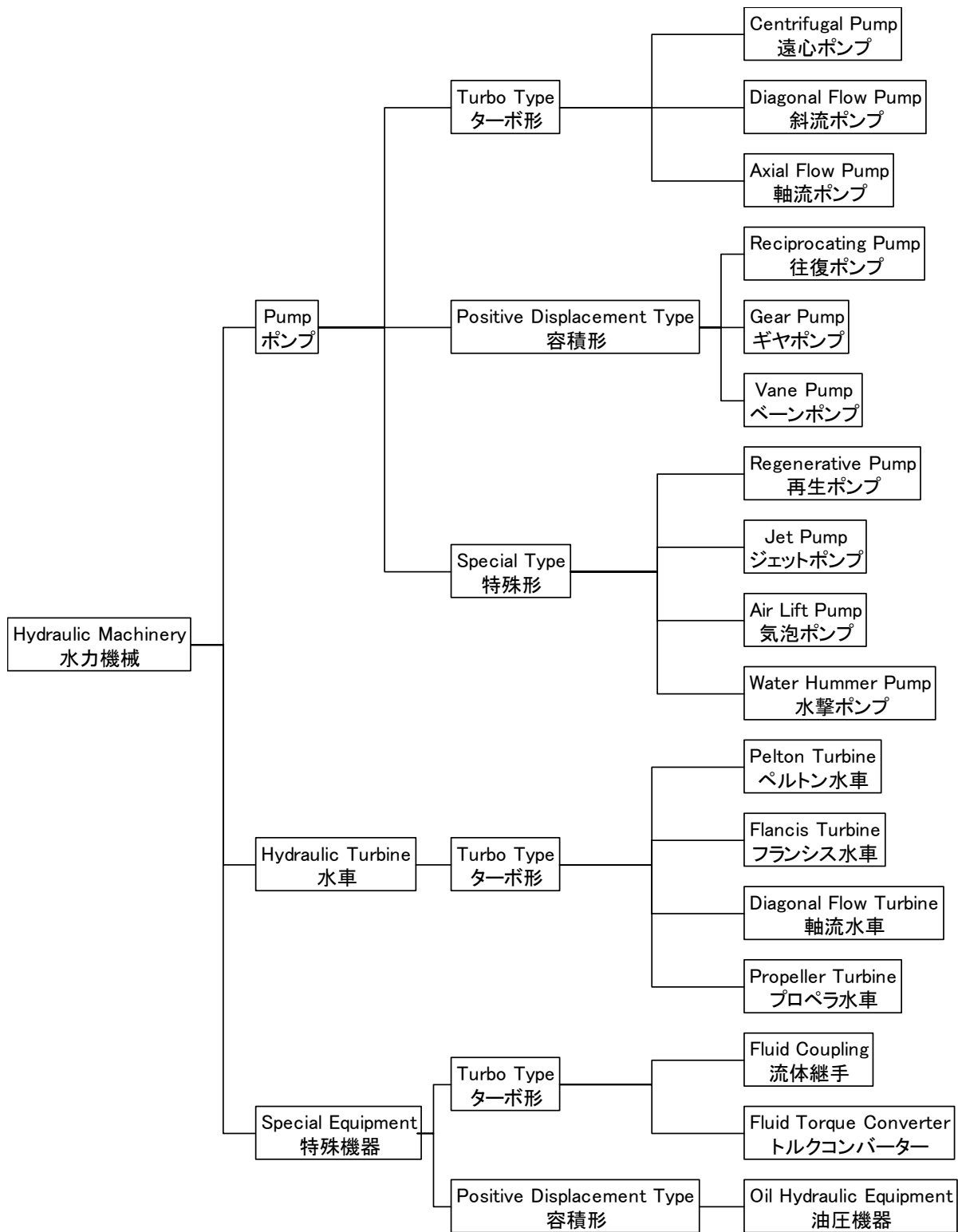


図 1.3 水力機械の分類

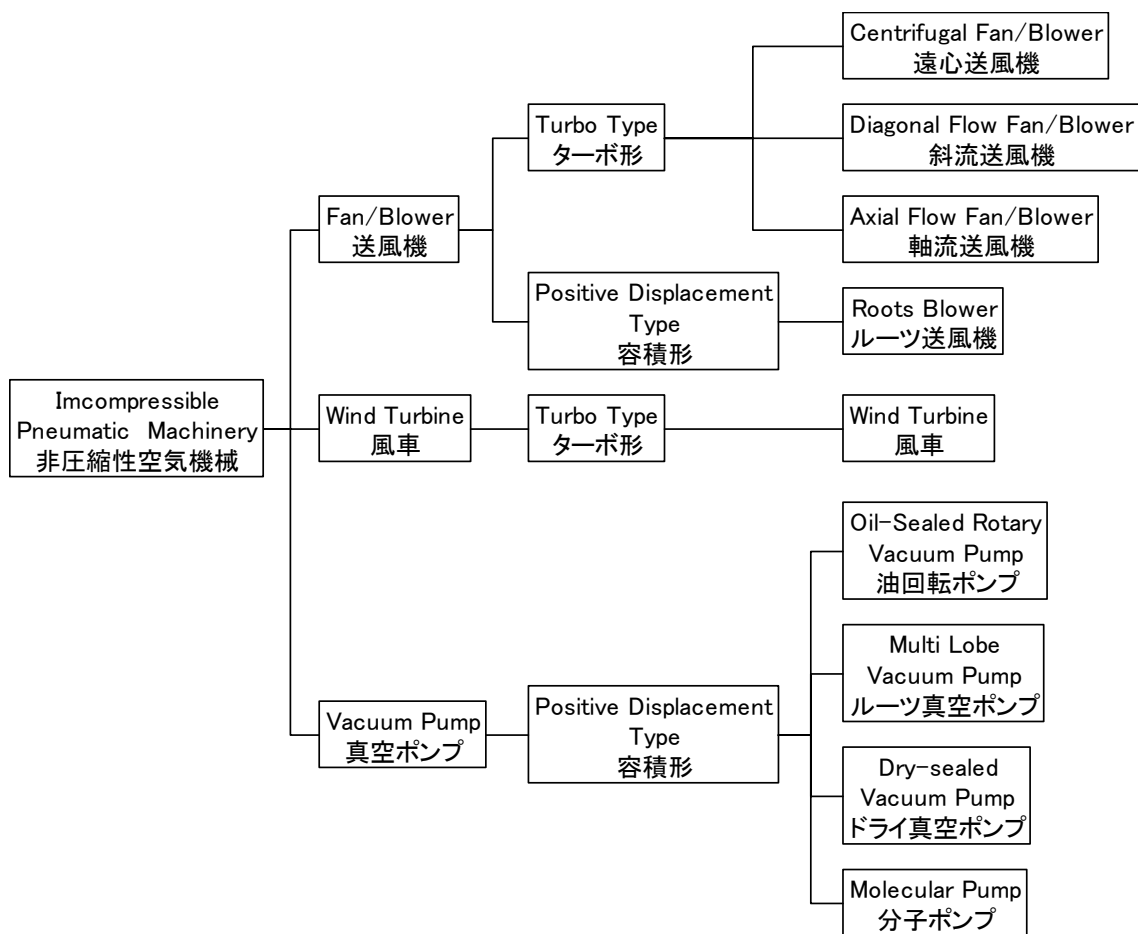


図 1.4 非圧縮性空気機械の分類

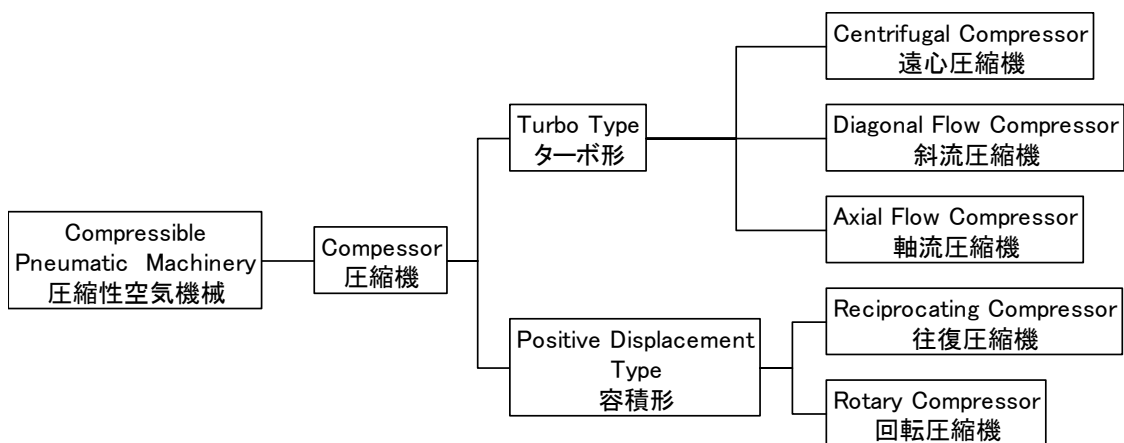


図 1.5 圧縮性空気機械の分類



## (2) 遠心ファンの位置付けと分類

図 1.4 の非圧縮性空気機械のうち送風機は、吐出圧力によって図 1.6 に示すように、ファン（吐出圧 0~10kPa 未満）とブロワ（吐出圧 10kPa ~0.1MPa）に大別され、さらに、それぞれターボ形、容積形の構造形式により細分される。このうち、遠心ファン、軸流ファンの外観と設置の例を、それぞれ図 1.7, 図 1.8 に示す。また、遠心ファン、横流ファン、斜流ファン、軸流ファンの羽根車形状とケーシング内部の構造を、それぞれ図 1.9 の(a)~(d)に示す。本研究で扱う遠心ファンは、軸流ファンに比べて小流量で外径や設置面積が大きく、接続ダクトもファンとの接続で 90 度曲げる必要があるが、比較的高効率で高い吐出圧が得られるため多用される。さらに、遠心ファンは図 1.10 に示すように、羽根の向きや形状によって多翼ファン（前向き羽根ファン）、ラジアルファン（径向き羽根ファン）、ターボファン（後向き羽根ファン）、エアフォイルファン（翼形羽根ファン）に大別され、それぞれのファンの羽根車と羽根の形状を図 1.11 に示す。概して述べると、遠心ファンの中でも第 4 章~第 7 章で扱う多翼ファンは低圧・大風量用途、第 2 章と第 3 章で扱うターボファンは高圧・低風量用途、エアフォイルファンは効率重視、ラジアルファンは耐久性重視にて選定される。

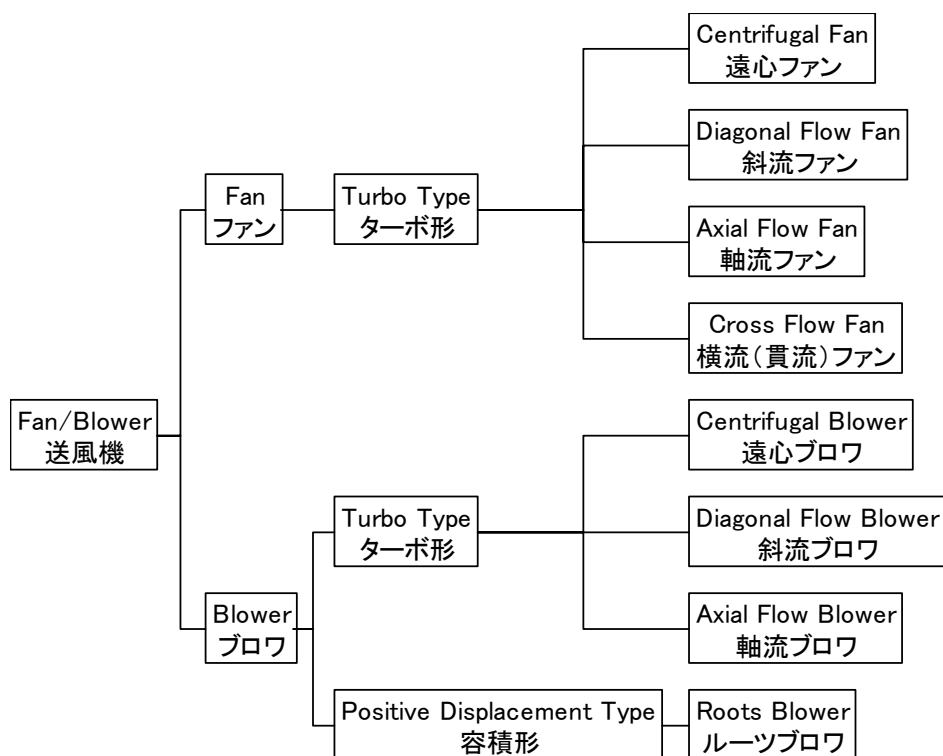


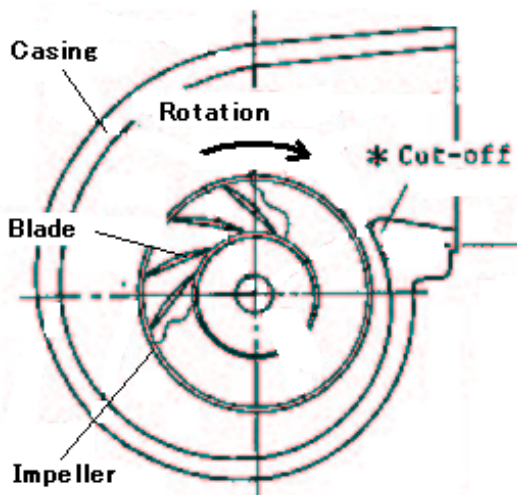
図 1.6 送風機の分類



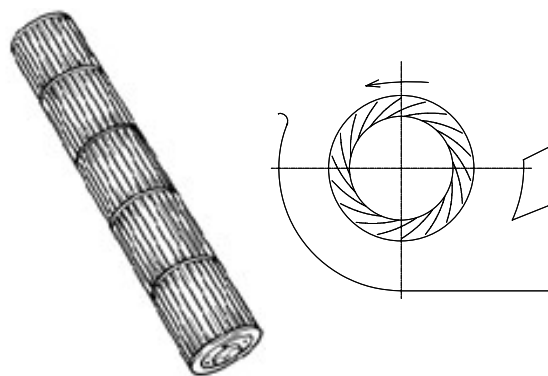
図 1.7 遠心ファンの設置例



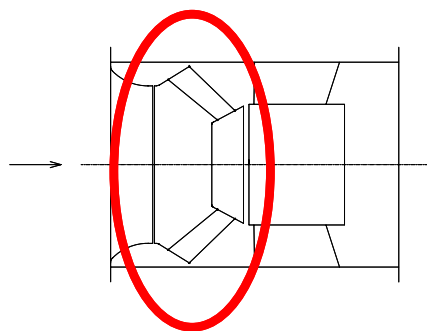
図 1.8 軸流ファンの設置例



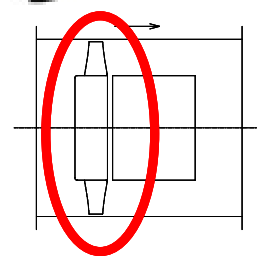
(a) 遠心ファン



(b) 横流ファン



(c) 斜流ファン



(d) 軸流ファン

図 1.9 羽根車とケーシング内部

なお，エアフォイルファンは後向き羽根ファンに分類されることもあり，ラジアルファンのフラット羽根の耐久性を兼ね備えた後向き羽根ファンもある．詳しい説明は本研究の主旨から外れるため省略し，参考文献<sup>(6)-(11)</sup>に委ねる．

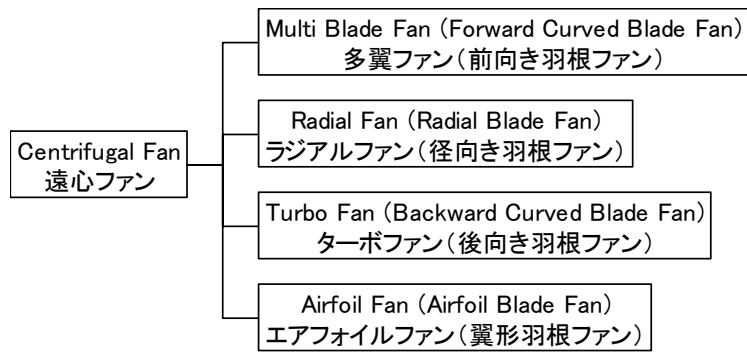


図 1.10 遠心ファンの分類



図 1.11 羽根車と羽根の形状

### 1.2.2 ターボ機械全般の騒音と振動の概要

1977 年以前のターボ機械の騒音・振動に関する技術的問題点として、鈴木<sup>(12)</sup>は送風機・圧縮機の騒音低減，超低周波音，ポンプ騒音低減，回転軸系の振動，翼の振動，測定規格について紹介している．同じく 1977 年以前の流体機械の振動・騒音に関する研究の動向として，辻<sup>(13)</sup>が流体機械（空気用・液用）の発生騒音を流れ自身の振動に起因するものと，ロータとケーシング，管路系，据付条件などに関連する振動とに分けて紹介している．1985 年になるとターボ機械の騒音・振動に関する研究の動向として，鈴木・金光<sup>(14)</sup>がターボ送風機・圧縮機の騒音，ポンプの騒音，ターボ機械の異常診断，回転軸系の振動解析法，すべり軸受，シール，翼や羽根車の比定常流体力に関する研究を紹介している．音に対する関心の高まりから 1991 年に工藤<sup>(15)</sup>は送風機・圧縮機の騒音と対策について，1998 年には寺崎<sup>(16)</sup>が送風機，ポンプ，圧縮機の騒音・振動について解説しているが，従来からの一般的内容に加えて対策事例が追加されている程度である．なお，第 3 章に関連し，流体機械の摩擦振動<sup>(17)</sup>に関するものとしてはスーツブローア<sup>(18)</sup>についての研究があるが，遠心ファンに関するものは見当たらないようである．

一方，振動は回転機械の稼働中の健全性評価ならびに製造時の設計・製作妥当性評価の際有効な指標となる<sup>(19)-(21)</sup>．したがって，遠心ファンや遠心ポンプをはじめとしたターボ機械についても，診断監視技術が 1981 年から報告されてきた<sup>(22)-(24)</sup>．2004 年には豊田<sup>(25)</sup>が予知保全及びその動向について概説している．

### 1.2.3 遠心ファンの振動と不安定現象

送風機の振動に関する論文，技術資料，展望・解説は騒音に関するものに比較しても少なく貴重である．1977 年に尾形・石上<sup>(26)</sup>が，大型送風機の製作・据付上の問題点について述べている．1986 年に大石<sup>(27)</sup>が低圧遠心送風機の振動と防振技術について解説し，振動原因の模索，製作技術と振動と今後の課題について述べており，理論的ではないが送風機の振動について経験的によく纏めてあり，参考になる．

送風機に生じる種々の現象については 1996 年に鈴木・岡野<sup>(28)</sup>が以下のように概説している．送風機は最高効率点またはその付近で運転するのが一般であるが，用途によっては部分風量で運転せざるを得ないこともある．送風機の騒音も最高効率点またはその付近で運転するときには特

別なことはないが，部分風量運転ではいくつかの現象が発生することがある．部分風量で運転するときはサージング，旋回失速などの比定常現象（いずれも翼列での失速に起因する不安定現象）が発生することがある．サージングは圧力曲線の右上がりの領域で風量，圧力が定常的でなく脈動を起こし，送風機本体および配管系の振動が大きくなる現象であるが，圧力の高い圧縮機のように破損，運転不能になるようなことはない．サージングが送風機と管路系によりなる振動系の自励振動であることは理論的に解明されている<sup>(29)(30)</sup>．一方，旋回失速によって超低周波音が発生し，人間の耳に聴き取れなくても，周辺民家の窓ガラス，戸，障子などを振動させるという現象が発生し，公害となることがある．カルマン渦音との共鳴も送風機本体のほかに熱交換器のような補機にも発生することがある．このほかにも偏流した流れを吸い込むことによって，性能低下，騒音の増大を伴うことがある．遠心送風機の旋回失速に関して詳しくは 1990 年に柳下・山中<sup>(31)</sup>の研究がある．

なお，第 4 章～第 7 章に関連し，遠心ファンの振動のうちベルトについては，2008 年にフレーム共振によるベルトの緊張と緩和や摩耗に関する報告<sup>(32)</sup>があるが，詳細なメカニズムやデータは示されていない．

#### 1.2.4 遠心ファンの騒音と流体騒音

遠心送風機の騒音の予測と防止について，岡野<sup>(33)</sup>が 1989 年に展望・解説を行っているが，簡易的な比騒音レベルの予測と音源対策が概説されているに過ぎない．

送風機の低騒音化に関する研究は，IT 機器用冷却ファン，エアコン室外機・室内機，カーエアコン・ラジエターファンなどの関係で，軸流ファン，プロペラファン，多翼ファン（前向き羽根ファン），横流（貫流）ファンに関するものが多い．第 2 章に関連し，ターボファン（後向き羽根ファン）については以下のような研究がある．御法川・鈴木ら<sup>(34)(35)</sup>は 2000 年と 2003 年に，舌部周辺の流速変動や圧力変動を測定することにより，変隙間形舌部の回転騒音軽減機構について明らかにした．山崎ら<sup>(36)</sup>は 1999 年に，羽根入口・出口の流れ分布，側板傾斜角・吸込管と側板との重なり寸法変化の影響について報告している．荻野ら<sup>(37)</sup>は 2003 年に，インデューサ付き遠心ファンの空力特性と騒音特性に及ぼす羽根出口角およびスキュー角の影響について報告している．川口・奥井ら<sup>(38)</sup>は 2004 年に，簡易型スクロールを有するターボファンにおいて羽根入口

先端部における前縁（丸め）半径とスクロール形状がファン騒音に及ぼす影響について報告している．近藤ら<sup>(39)</sup>は 1989 年に，ターボファンの低騒音化を主体にファンの高性能化について，羽根・シュラウド形状及びオーバーラップ部の流路形状の騒音・空力性能に与える影響を検討した結果を報告している．太田ら<sup>(40)</sup>は 2002 年に，渦形室舌部壁面上に分布する翼通過周波数 BPF（Blade Pass Frequency）成分の有効音源領域を詳細に調査し，その音源領域に対して直接能動制御を施すことで BPF 高次（2 次，3 次）成分を減音させる方法を提案している．上記のように，ターボファンについては構成要素を変化させながら実験的に低騒音化を図った研究が多い．また，ケーシング内羽根入口・出口の流速分布などを計測して内部流れを考察した例は多い．しかし，第 2 章に示すような，インペラ内部流れを数値流体解析 CFD（Computational Fluid Dynamics）によって解析したものは非常に少ないようである．

なお，2.2 節で詳しく述べるが，流体騒音<sup>(3)(41)-(48)</sup>についても多くの研究があり，ファン騒音の本質が究明されている．

#### 1.2.5 数値流体解析と最適化

加藤<sup>(49)</sup>は 2003 年に，ターボ機械から発生する流体騒音の分類と数値解析による流体騒音の予測手法について分かり易く概説するとともに，ターボ機械から発生する流体騒音の解析事例について紹介している．

古川<sup>(50)</sup>は 2003 年に，CFD を用いたプロペラファンの流動解析により，その 3 次元流れ構造の解明が進むと同時に，流れ場の非定常挙動も明らかにされつつあり，CFD による非定常流れ解析からプロペラファンの空力騒音を予測することが現実味を帯びてきたと展望・解説している．プロペラファンにおいて CFD の活用は相当に進んでいるようである．

一方，後藤<sup>(51)</sup>は 2002 年に，3 次元逆解法を紹介し，またその最新研究開発状況を報告するとともに，逆解法と最適化アルゴリズムのハイブリッド化による，設計の自動化における試みを紹介している．このとき後藤が行った展望・解説によれば，ターボ機械翼の流体設計「最適化」プロセスにおいて，CFD が積極的に活用されているが，目標とする設計仕様と性能特性に対し最適な翼形状を決定することは容易ではないとしている．その理由として，3 次元性の強い複雑な流れであること，従来の設計指針が翼形状パラメータに対して集大成されており，CFD で得られる膨大な流れ場情報が能率的に形状修正にフィードバックできないこと

を挙げている。つまり、既に高いレベルにある性能の更なる改善，あるいは従来実績を越えた斬新な設計コンセプトの実現には、「解析」技術の洗練化に止まらず，流動現象に立脚した「設計」技術の開発が必要であるとしている。まさに，ターボ機械メーカーの流体設計に関する研究開発は，その方向に向かっていると思われる。

#### 1.2.6 モード解析と有限要素法および最適化

機械構造物の振動特性を解析するモード解析技術<sup>(52)-(63)</sup>は，今や産業界で広く使われるようになり，振動の専門家だけでなく，多くの技術者が常識として身に付けておかねばならない基盤技術になっている。機械の不具合や故障の過半数には，振動が何らかの形で絡んでいる。厳しい開発期間短縮とコスト低減の要請の下でギリギリの軽量化と性能向上を要求される各種機械製品を開発するためには，実稼働時の振動問題を設計の早期段階で予測し的確に対策しておくことが鍵になる。このためにモード解析技術は不可欠であると言ってよい。

岩原・長松<sup>(64)</sup>は 1998 年に，実験モード解析の精度と信頼性の改善として，自動打撃加振装置の開発，打撃加振器先端形状改良と加速度検出器評価，実験同定と有限要素法の結果比較を行い，計測誤差低減の研究成果を示している。なお，実験モード解析を行う上での貴重なノウハウが分かり易く解説されている。

天津・長松<sup>(65)</sup>は 2002 年に，振動と音響の計測と解析に関する歴史から最新動向まで次のように解説している。1965 年に Cooley と Tukey により提案された高速フーリエ変換 FFT (Fast Fourier Transform)<sup>(66)</sup>の理論は，1970 年代開始と共に実用化され，FFT 装置として市販されるに至り，振動計測の世界を一変させた。その後 FFT 装置は，単体の専用機器の形で急速に発展し，ハードウェアの性能向上と共に音響計測への応用も可能になり，振動・音響計測の中核機器に成長して行った。15 年程前までは熟練者が複雑な操作を行うのが普通であったが，現在ではパーソナルコンピュータの処理能力向上と Windows 等のグラフィックユーザーインターフェイスの充実により，パソコンと計測機器を組み合わせる計測することが一般的になっている。一方，1960 年代に基礎的な理論と技術が確立した実験モード解析は，同時期に出現した FFT とすぐに組み合わせられた。こうして実験モード解析装置が出現し，実験振動解析の主役になったが，15 年程前までは高性能だが高価な実験装置であり，経営資



源が乏しく、振動・音響の専門技術者をもたない多くの企業が簡単に購入し活用できる装置ではなかったと解説している。

送風機へのモード解析と有限要素法 FEM (Finite Element Method) の適用については、羽根車に関するもの<sup>(67)-(69)</sup>と、全体の構造系ではロータリーブロワに関するもの<sup>(70)</sup>、大型遠心ファンに関するもの<sup>(71)</sup>があるが、第 3 章～第 7 章に示すような中型や小型の遠心ファンに関するものは見当たらないようである。

各種機械構造物の設計において、小型軽量化、高剛性化、高強度化の向上が重要な課題である。これらの諸性能を有限要素法に代表される数値解析法により予測し、設計に反映する手法は盛んに試みられているが、実際には必ずしも容易ではなく、より実用的で効率的な設計手法が求められている。効率的な設計を行う際の有力なツールとして、有限要素解析と数理的な最適化手法を組み合わせる構造物の形状あるいは位相形態を自動的に決定する手法が提案されている。月野・竹内・丸山<sup>(72)</sup>は 2006 年に、自動車部品の設計に手法を有効に利用すべく、形状最適化の過程で自動的に製造性やレイアウト上の制約を考慮して形状変動を制限する手法を開発し、手法において型抜き可能な形状を維持する手法とレイアウト上の制約を考慮する手法について報告している。また、竹内・月野・丸山<sup>(73)</sup>は 2006 年に、動特性を考慮した設計を行う際に、手法を実用的なツールとして利用するために必要となる機能として、固有モードの節位置制御問題と周波数応答最小化問題についての定式化と感度計算方法について示し、かつ、計算時間の短縮には部分構造合成法が適用できることを指摘し、数値解析例を通してその有効性を示している。なお、これら両報告には最適化についての先行研究の概要が分かり易く紹介されている。

### 1.2.7 ロータの振動と強度

生井・井上<sup>(29)</sup>は 1988 年に、理論や応用面の詳細が 1 冊でわかるような参考書があればと、ターボ送風機と圧縮機について纏めている。特にロータの危険速度計算については、生井<sup>(30)</sup>が 1960 年に纏めた書よりも新しく詳しい。ダンカレー(Dunkerley)の公式やレイリー(Rayleigh)の公式のような簡易計算法と伝達マトリクス法、有限要素法が紹介されている。この伝達マトリクス法による危険速度の計算については、田村<sup>(74)(75)</sup>が 1974 年に、複雑な形状のロータの、更に軸受部を考慮に入れることを考

えると簡便であるとして解説している。遠心ファンの設計にあたっては、古くは簡易計算法が用いられてきたようであるが、1990年頃には電子計算機を利用して伝達マトリクス法により計算されるようになっており、更に2000年頃以降、構造解析ソフトウェアが導入されるようになって、新機種開発や既存品改良における危険速度計算にも有限要素法が用いられるようになってきた。6.3.2項で示すように、遠心ファンは、危険回転数より低い回転数で運転される、剛性ロータをもつ回転機械であるため、弾性ロータ<sup>(76)-(79)</sup>としての考慮は省略できる。

#### 1.2.8 ころがり軸受の振動と騒音

大型の遠心ファンにはすべり軸受が用いられることもあるようであるが、一般にはころがり軸受<sup>(80)-(83)</sup>が多用される。第3章に関連し、ころがり軸受の振動と騒音に関する研究には次のようなものがある。

田中<sup>(84)</sup>は1957年に、単列深溝形玉軸受の玉をとりかえることによって、直径方向隙間および接触角を変化させた場合の音の大きさおよびスペクトラムを観測し、音の発生機構に対して若干の考察を加えている。

伊藤<sup>(85)</sup>は1959年に、円筒コロ軸受をグリース潤滑で使用する場合に、運転後間もない状態で、しばしば大きい音が発生することについて（異常音の周波数成分は4～5kHz前後）、グリースの量が比較的多い状態で発生し、運転時間が経過してグリース量が減少すると発生しなくなること、軸受のラジアル隙間を小さくし、モーメント荷重を小さくすると発生しないことから、主原因は潤滑剤の抵抗にあると考察している。

五十嵐・飯田<sup>(86)</sup>は1959年に、ころがり軸受を使用した小形誘導電動機が無負荷運転される場合、潤滑不良の状態において時々生ずる回転軸の甚だしい軸方向異常振動およびうなり音について、実験と解析の結果を報告している。

飯田・石原<sup>(87)</sup>は1960年に、グリース潤滑の場合の円筒コロ軸受の騒音の性質を、きしり音を中心に述べ、更にきしり音発生の原因について考察している。なお、1999年には大型電動機用きしり音対策円筒ころ軸受が新製品として紹介されており<sup>(88)</sup>、軌道面に設けたきしり音対策の特殊加工によって、グリースの潤滑を良くする、ころのスキューによるすべりの影響を少なくする、きしり音の発生面積を少なくする等の効果をもたせるとある。

板垣・太田・五十嵐<sup>(89)</sup>は 1999 年に，グリース潤滑された玉軸受の異常振動として，異常振動の発生に及ぼすグリースの種類の影響について報告している．

### 1.2.9 ベルトの振動

遠心ファンは，駆動方式によってモータ直動式とベルト駆動式に大別することもできる．遠心ファンにおいては，従来からベルト<sup>(90)-(96)</sup>の共振や加振の存在は知られていたが，その影響は重要視されていなかった．第 4 章～第 7 章に関連し，ベルトの振動に関する研究には以下のようなものがある．

軸方向へ移動する連続体は多様な機械システムをもたらすため広く利用され，特有の振動問題が発生するため，古くから多くの研究者によって振動解析が試みられている．内部を流体が流れるパイプラインの横方向振動への関心が 1950 年台初期に高まり，同様な関心が高速ファイバー・磁気テープ巻き取り，空中ケーブル細線，バンドソー，電動チェーン・ベルトなどに及んだ<sup>(97)-(108)</sup>．走行する弦や梁モデルの固有振動数，不安定振動，運動方程式の解析解や数値解を求める研究が続けられ，近年では粘弾性ベルトの非線形振動，張力だけでなく，ベルト速度の周期的変動がある係数励振不安定，振動制御などの研究が行われている<sup>(109)-(114)</sup>．一方，自動車エンジンに用いられる蛇行ベルト駆動系（複数のプーリとテンショナーを含む）の振動解析に関する研究も進められている<sup>(115)-(119)</sup>．

下山<sup>(120)</sup>は 1940 年に，ベルトの継目による周期力には，ベルトが 1 回転する時間を周期とするものの他に，その高次の周期を有する力が含まれ，それらがベルト振動の原因となると述べている．

小笠原<sup>(121)</sup>は 1964 年に，V ベルト自動変速機の変速特性に関して，軸方向推力を導出している．片山・淡路<sup>(122)</sup>は 1962 年に，スクータ用 V ベルト式自動変速機について報告している．

Prakasam ら<sup>(123)</sup>は 2002 年に，V ベルト駆動の諸特性と比較して，平ベルト駆動による消費電力低減について述べている．

このようにベルト自身の振動については，騒音や搬送などの支障になることから多くの研究がなされているが，第 4 章～第 7 章に示すような，ベルトが他の部品へ及ぼす強制振動についての報告はほとんど見られないようである．

## 1.3 本研究の課題

### 1.3.1 低騒音化の本質と数値流体解析

まず、グローバルな課題である地球温暖化防止対策として高効率化は急務であり、環境問題への関心の高まりから低騒音化も要請される。しかし、遠心ファンの高効率化と低騒音化については、本質的に何が最も重要であるか明確であるとは言えない。経験的に概して言うと、性能の優れたファンは澄んだ綺麗な音を発するため、低騒音化の観点からも高効率化に関心がもたれる。遠心ファンの高効率化と低騒音化の設計手法を確立するためには、試作と検証の代わりに数値流体解析 CFD (Computational Fluid Dynamics) を用いた数値シミュレーションを積極的に活用したい。最近、従来研究をもとに大幅な高効率化が達成され、騒音も大幅に低減された遠心ファンがある<sup>(5)</sup>が、その騒音低減の本質は明らかになっていない。そこで、本研究では、ファン騒音の低減対策の本質を明らかにするとともに、新設計と従来設計による羽根車やケーシングについて、内部流れの解析と騒音特性の分析を行い、ファン性能や比騒音とともに比較、考察して、設計や診断のノウハウを蓄積する。

### 1.3.2 防振のための固有値解析と振動診断

次に、ユーザーとメーカーの双方にとって、その収益改善のためにはコストダウン、軽量化が不可欠である。しかし、それには振動問題が伴うため、その確実かつ迅速な対策が必要となる。従来は経験と試作検証に頼る面が大きく、不幸にも現地で振動問題が発生した場合には複雑な要因が絡み、メカニズム解明および対策が困難であった。こうした遠心ファンの設計や振動状態の診断には、振動特性の測定と分析、および構造解析などについて豊富な知識と経験が必要とされる。しかし、遠心ファンをはじめとするターボ機械について紹介されている設計や診断の技術は定性的、概略的なものが一般的で、実際の詳細な局面では十分に役立たないことが多い。そのため、実際に発生する振動現象のメカニズムを究明することは、設計や診断にとって有益な知見を得ることにつながる。また、遠心ファンを用いた設備における振動問題には、経年のダスト付着などによる不釣り合い振動発生等もあるが、構造系の共振問題が圧倒的に多いと感じられる。特に近年では製品だけでなく、設備もコストダウン、軽量・コンパクト化が進められ、設置基礎を含めた構造系の共

振問題が増えてきたように思われる。防振対策の本質は共振を避けることであるから、主要な加振振動数成分と鋭敏な振動モードの固有振動数を互いに離さなければならない。ただ、構造系のどこでどのように共振しているのか分かり難く、適切に診断して対策するのは決して容易なことではない。そこで、その対策として、振動現象を可視化する方法が考案され、それに適した手段としてモード解析手法が有力である。ただし、問題の状況に応じて他のさまざまな手法も組み合わせ、総合的に対処しなければならないことは言うまでもない。そこで、本研究では、ある自動車工場で比較的柔軟な鉄骨架構上に設置された遠心ファンと、ある半導体工場で防振装置を誤設置された遠心ファンに生じた振動問題を取り上げ、遠心ファンの防振を図るため、固有値解析と振動診断の技術を向上させ、設計や診断のノウハウを蓄積する。

### 1.3.3 Vベルト加振力の導出と振動応答解析

さらに、理論解析によって設計段階から遠心ファンの振動を予測し、対策したい。モード解析により、系の動特性としてモーダルパラメータを同定し、伝達関数が得られれば、ファンロータ、モータ、ベルト、流体による加振力を同定し、「応答振幅=伝達関数×加振力」の関係から振動の応答振幅を予測計算することが可能となる。理論解析によって遠心ファンの振動が予測可能となれば、より効果的な数値シミュレーションを併用した低振動化、コストダウン、および軽量化が可能となる。モード解析については、一般に実験モード解析と理論モード解析が併用される。一方、加振力について、ファンロータとモータプーリの不釣合い力は従来から検出可能である。また、水を扱うポンプ<sup>[7][8]</sup>に比べると比較的比重の小さい空気を扱うファンの流体力やモータの電磁力による励振は、経験上小さい。しかし、ユーザーからの厳しい低振動化の要求に応えるには、ベルトに起因する振動は無視できない。その上、その発生メカニズムと解析方法は不明である。そこで、本研究では、ベルトに起因する遠心ファンの振動の発生メカニズムを明らかにし、この振動を予測する解析方法を導出する。

また、ベルト駆動式遠心ファンにおいては比較的長い周期の振幅変調現象が発生することがある。遠心ファンの設置条件によっては、この現象が激しく発生し、ファンロータの軸や軸受、およびケーシングフレームの疲労損傷、ベルトの早期摩耗につながるという問題があった。しか

し、その原因は未解明のままとなっていた。そこで本研究では、2本掛けベルトで駆動される遠心ファンを対象とし、その振動の振幅変調現象が発生するメカニズムを理論と実験から明らかにする。

## 1.4 本論文の構成

本論文では、遠心ファンの騒音低減と防振およびVベルト加振による振動の理論解析に関する研究について報告する。

第1章では、序論として、本研究の背景と目的、従来の研究の概要、本研究の課題、および、本論文の構成について説明する。

第2章では、遠心ファンの騒音低減として、ターボファンの高効率化と低騒音化に関する研究について述べる。

第3章では、遠心ファンの摩擦振動として、ある自動車工場の比較的柔軟な鉄骨架構上に設置された高温空気循環ファンの振動問題に関する実験的研究について述べる。

第4章では、遠心ファンの防振として、ある半導体工場における遠心ファンの誤設置により発生した振動問題と厳しい低振動化要求に対処した研究について述べる。そして、第3章で述べた実験的研究の経験から構築を進めてきた、遠心ファンに適した固有値解析と振動診断の手法について解説するとともに、第5章～第7章の研究の動機と実験および解析方法の一部を示す。

第5章では、第6章と第7章で用いる、遠心ファンの振動解析について述べる。

第6章では、第5章の理論を1本掛けベルトの場合に適用し、Vベルトに起因する遠心ファンの振動について述べ、その理論解析の妥当性を示す。

第7章では、第5章の理論を2本掛けベルトの場合に適用し、ベルト駆動式遠心ファンにおける振動の振幅変調現象について述べる。

第8章では、結論として、本研究のまとめを行い、今後の研究課題をあげる。

## 第2章 遠心ファンの騒音低減

### 2.1 緒 言

送風機は，1.2.1 項で説明したように，高圧のブロアと低圧のファンに大別され，ファンは広く様々な用途に使用される．ファンは主に軸流と遠心の二つの異なったタイプに分けられる．遠心ファンは，比較的高効率で高圧が得られるため，最も一般的に使われる．遠心ファンは，前向き，径向き，後向きを含む幾つかの羽根形状をもっている．後向き羽根ファンには，フラット，カーブ，エアフォイルのような三つの羽根形状がある．フラット羽根タイプは，より耐久性があり，カーブ羽根タイプは，より効率が良い傾向がある．エアフォイル羽根タイプは最も効率が高く，85%を超える効率を達成しているが，各羽根が生み出す揚力に頼っているため，失速によって不安定な運転に陥りやすい<sup>(2)</sup>．それゆえに，ターボファンと呼ばれるカーブ羽根タイプの後向き羽根ファンが塗装乾燥設備の循環用のような用途に多用され，省エネルギー化のため高効率なものが，また，環境への関心の高まりから低騒音なものが望まれる．

ターボファン（後向き羽根遠心ファン）の高効率化と低騒音化に関しては，1.2.4 項で述べたように様々な研究があるが，数値流体解析（CFD）を用いた研究は非常に少ないようである．インペラ内部の流れを可視化あるいは計測することは困難であるが，CFDを用いて解析することは比較的容易である．ただ，何らかの可視化あるいは計測結果と比較確認がなされない限り，解析結果を鵜呑みにすることはできないが，高効率化と低騒音化について成果のあった遠心ファンの内部流れをCFDを用いて考察することは，今後の設計や診断にとって有益である．また，経験上概して高効率な遠心ファンは低騒音であることから，同様に内部流れを考察して騒音分析と比較することも，今後の低騒音化や高効率化の設計にとって有益であると思われる．なお，第4章～第7章で扱う多翼ファン（前向き羽根ファン）に対し，比較的高圧で騒音も大きいターボファ

ン（後向き羽根遠心ファン）について騒音低減に関する研究を行うことが優先される。

羽根車の羽根入口先端を適切な入口角をもってハブまで伸ばすと、設計点以外の空力特性を改善し、低周波の音圧を低減する<sup>(29)</sup>。更に、羽根車の出口角を増すと、低騒音化とともに空力特性改善がなされる<sup>(34)</sup>。最近、これらの従来研究を融合して大幅な高効率化を達成し、騒音も大幅に低減されたファンがある<sup>(5)</sup>。高効率化の本質は羽根形状による空力特性改善にあると考えられるが、騒音低減の本質については明らかになっていない。そこで、この第2章では、ファン騒音の理論と特性について整理し、騒音低減の方法を検討する。そして、幾つかの形式のターボファンに対するCFDによる内部流れ解析と実機の騒音分析の比較を行って、羽根形状による影響を考察する。さらに、実機により騒音低減の主因について確認し、その他の影響について考察する。

## 2.2 ファン騒音の理論と特性

### 2.2.1 音の発生

気体中の（液体や固体を含む連続体の中でも）密度の粗密（圧力の高低）変動が伝播するものが粗密波（圧力変動波）であり、人間の耳で検知できる粗密波が音波である。大気中においては音波としての圧力変動は定常的な圧力（大気圧）を中心にしての粗密であり、この変動の振幅が音圧である。音波の圧力は大気圧に比べて非常に微小な変動量であり、音波の挙動は流体力学における線形近似の範囲で波動方程式として表現できる<sup>(41)</sup>。

圧力変動を生じる物理現象としては大きく分けて「機械力学的音源」、 「電磁気学的音源」、 「流体力学的音源」の3種類の現象が明らかになっている。「機械力学的音源」は物体（固体境界面をもつ物）が振動すると音が発生する音源の現象である。ケーシング内部の圧力変動や脈動あるいは音波によってケーシング全体が加振されたり、ケーシング材に弾性波として伝播してケーシング外面を振動させることで外側に音波が放射される場合も同様な現象と考えられる。「電磁気学的音源」は、電磁力の変動によってケーシングなどの固体表面に振動加速度を誘起して音波を放射する現象である。「流体力学的音源」は流体の非定常な運動



によって密度変動が生じたり，流体中の固体境界面に圧力変動（又は流体的変動）を誘起したり，流れ自身の乱流応力テンソルの変動で圧力変動を発生する現象がそのまま音の発生機構になっている<sup>(41)</sup>。

### 2.2.2 空力的に発生する音

ファン騒音は，羽根やケーシングのような固体境界表面と流れの乱れが干渉し，生まれる成分から構成される．空力的に発生する音はライトヒルによって理論的に研究され，固体境界表面の影響を加味した解はカールによって示された．遠距離音場における音圧  $P_a$  は式(2.1)で表される．

$$\begin{aligned}
 P_a(\vec{x}, t) = & \frac{1}{4\pi r} \int_S \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_n) \right] dS(\vec{y}) \\
 & + \frac{x_i}{4\pi x^2 a} \int_S \left[ \frac{\partial}{\partial t} (F_i + \rho u_i u_n) \right] dS(\vec{y}) \\
 & + \frac{x_i x_j}{4\pi x^3 a^2} \int_V \left[ \frac{\partial^2}{\partial t^2} (T_{ij}) \right] dV(\vec{y}) \quad (2.1)
 \end{aligned}$$

ここで， $x$  は観測点に関する座標， $y$  は湧き出し点に関する座標， $r$  は円柱座標系における観測点の半径方向座標， $t$  は観測点までの音場の到達基準とした時間， $S$  は音源の表面積， $\rho$  は流体の密度， $u_n$  は物体表面状の法線方向速度成分， $a$  は音速， $F_i$  は固体境界に働く合力， $V$  は音源場の体積である．また， $[ ]$  は内部の項が遅延時間によって見積もられていることを示す．そして， $T_{ij}$  はライトヒルのストレステンソルであり，次の式(2.2)で表される．

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + \tau_{ij} + (p - a^2 \rho) \delta_{ij} \quad (2.2)$$

ここで， $\tau_{ij}$  は粘性応力テンソルの成分 ( $i, j$ ) 次成分， $\delta_{ij}$  はクロネッカーのデルタ ( $i = j$  ならば 1,  $i \neq j$  ならば 0) である．式(2.2)の右辺第 1 項は速度変動の 2 次成分（レイノルズ応力）を，第 2 項は粘性応力を，そして第 3 項は熱力学的特性によって生じる応力を示す．

式(2.1)の右辺はそれぞれ次のような意味をもつ．第 1 項は流れ中に質量の湧き出し（吸込み）がある場合や物体表面が時間的に振動・移動する際に生じる単極子騒音を表し，第 2 項は物体表面に誘起される応力（圧力）変動に基づいて発生する双極子騒音，また第 3 項は流れの速度乱れ

に基づいて発生する四極子騒音を示す．具体的な例として単極子騒音には爆発音，スピーカ音など，双極子騒音にはファン騒音，口笛など，四極子騒音には噴流音，ジェット騒音などが挙げられる<sup>(41)(44)</sup>．次元解析によれば，式(2.3)のように，単極子，双極子，四極子騒音の大きさ  $I$  は，それぞれ流速  $U$  の 4，6，8 乗に比例することが知られている<sup>(41)(43)(44)</sup>．

$$I \propto \frac{\rho}{a} U^4, \quad I \propto \frac{\rho}{a^3} U^6, \quad I \propto \frac{\rho}{a^5} U^8 \quad (2.3)$$

### 2.2.3 ファン騒音の概要

ファンなど各種流体機械から発生する流体騒音には広帯域周波数騒音と周期性が強い卓越音（離散周波数騒音）とが共存している．ただし，ファンの種別や型式，圧力範囲，動作点の違いによりこれらの騒音成分の寄与度も異なる．また，圧力－風量（ $p-Q$ ）特性が右上がりの低流量条件で運転するとサージングが，また，設計点流量の約 50%よりも少ない流量条件で運転すると旋回失速など流れの不安定現象が生じ，ウーンウーンというような低周波数音（離散周波数騒音）が発生する．なお，サージングの場合には鋼板フロアの共振音やダクト系との共鳴音を伴うこともあり，低流量条件では運転しないことが基本的な対策である．

### 2.2.4 広帯域周波数騒音（乱流騒音）

まず，広帯域周波数騒音（乱流騒音）はシャーというような音の成分で，乱流騒音によるものである．広帯域騒音はランダムに散らばった音源から現れ，二つのタイプに分けられる．一つの音源は羽根上での空力的な力の変動から生まれ，二つ目の音源は羽根後流の乱流から生まれる．空力的な力の変動には二つの源がある．一つ目は，流れの中にある後縁における渦の放出から生じ，これは羽根表面の圧力変動を招く．二つ目は，乱流の中を羽根が通り抜けるとき生まれる．その乱れは羽根に相対する入射においてランダムな変化を生じ，ランダムな圧力負荷や力の変動をもたらす<sup>(3)</sup>．

遠心ファンの乱流によって生じる広帯域騒音は，乱流境界層騒音と剥離流れ騒音から成る．前者は，乱流境界層内の不安定流れが固体境界表面に圧力変動を生み，圧力波が表面から放射されるメカニズムによって生じる．後者は，剥離流れ内の乱れが固体境界表面に圧力変動を生むメ

カニズムによって生じる。どちらも双極子音源による音に相当する。乱流境界層の下の粘性遷移層の中におけるバーストの現象は、境界層騒音の卵である<sup>(41)(46)</sup>。

丸田<sup>(45)</sup>によると、ファンにおいて発生する広帯域周波数騒音は乱流騒音によるもので、その多くの原因が乱流境界層騒音と剥離流れ騒音である。

乱流境界層騒音は気流擦過音とも呼ばれる。乱流境界層の非定常流れが固体境界面に圧力変動を誘起し、その反作用のようにして固体面から圧力波が放射される。音源は双極子騒音に相当する<sup>(41)(46)</sup>。境界層下部でのバースト発生成長が速度乱れ自体から生じる音源となると同時に、壁面に圧力変動を誘起する。この現象は壁面近傍の渦と渦の干渉や壁面の鏡面効果による鏡像渦との干渉効果によって、壁面に直角な方向に強い指向性を示す圧力変動が合成される結果と理解されている<sup>(46)</sup>。

剥離流れ騒音は風切り音とも呼ばれる。乱流境界層が発達して流れが固体境界面から剥離するようになってから聞こえる音である。剥離流れ域内の乱れが固体境界面に圧力変動を誘起して音が発生する。これも音源は双極子騒音に相当する<sup>(41)(46)</sup>。

太田<sup>(42)</sup>や深野<sup>(47)</sup>によるとファンの乱流騒音は、主流の乱れに起因する騒音、境界層の剥離流れに起因する騒音、乱流境界層に起因する騒音、翼後縁から放出される渦に起因する騒音に分類される。

主流の初期乱れに起因する騒音は、流れ中にある翼と直行する方向の速度変動成分が大きい場合に、翼の迎え角が非定常に変化し、翼に不規則な揚力変動を発生させ、この揚力変動によって発生する。この騒音は通常、スペクトル中に広帯域成分として現れるが、その騒音のレベル値は他の乱流騒音と比較して大きいため、軸流ファンなどでは全体の騒音特性を支配する場合が多い<sup>(42)(47)</sup>。

翼後縁から放出される渦は大きさが等しく、反対方向の循環を翼の周囲に誘起する。この翼循環の時間的変動が翼の揚力変動を引き起こし、騒音を発生させる原因となる。渦放出が時間的に不規則に起きる場合には広帯域騒音、周期的な渦放出を伴う場合には離散周波数騒音として観測される。軸流ファンなどでは乱流騒音レベルを支配するのはこの騒音であることが知られている<sup>(42)(47)(48)</sup>。

### 2.2.5 卓越音（回転騒音）

一方、卓越音（回転騒音）は、サイレンのような音の成分である。卓越音の主成分は翼枚数×回転数を基本周波数にもつ回転騒音成分である。回転騒音は更に、動翼あるいは羽根車周辺に形成される圧力場が周期的に変動することにより発生する動翼回転騒音と、動翼と静翼あるいは動翼後流と渦形室が干渉することによって生じる干渉騒音とに分けられる。これらはいずれもスペクトル中に顕著な離散周波数成分として現れるため、全体騒音への寄与度も大きくなる場合が多い。プロペラファン（有圧換気扇）の場合には動翼回転騒音が、静翼付軸流ファンの場合には動翼と静翼、遠心ファンの場合には動翼後流と渦形室舌部（図 1.9(a)のCut-off）が干渉する干渉騒音が支配的となる。

### 2.2.6 遠心ファンの騒音低減

ファンの騒音は前述のように各種音源に基づく成分が重畳する形で発生するため、その特性は複雑である。更に遠心ファンの場合、渦形室が非対称であるのに加えて内部流れが複雑な三次元構造を有していることから、騒音発生機構に関する研究は軸流ファンと比較すると十分には進んでいないようである<sup>(42)</sup>。

再度、概して言うと、遠心ファンの騒音には、翼枚数×回転数を基本周波数にもつ回転騒音成分の卓越音（離散周波数成分）と乱流騒音による広帯域周波数騒音があり、前者は動翼後流と渦形室舌部が干渉する干渉騒音によるもの、後者は乱流境界層騒音（気流擦過音）と剥離流れ騒音（風切り音）によるものが主な成分であり、前者の方が支配的となる。

一方、ファン騒音は式(2.1)の第2項にあたる双極子騒音が支配的であり、式(2.3)の第2式に示されるように、その大きさは流速の6乗に比例することが知られている。したがって、遠心ファンの低騒音化にあたっては羽根車の回転数を下げて周速を下げ、渦形室舌部と干渉する動翼後流の流速を下げるのが最も効果的であると考えられる。そのためには、ファンの空力特性を高効率化することによって、同じ性能を維持したまま回転数を下げることが最も効果的であると言える。

## 2.3 数値シミュレーションモデルの流れ解析

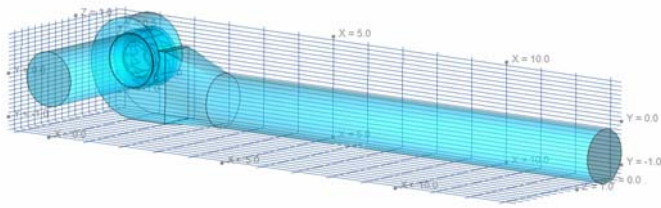
### 2.3.1 数値シミュレーションモデル

後述する実験と同じ三つのタイプのファンについて，CFDによる流れ解析を行った．ただし，羽根車外径を同クラスに揃えた．3タイプのモデルファンの仕様を表2.1に示す．これらのCFDではレイノルズ平均ナビエ・ストークス RANS (Reynolds-Averaged Navier Stokes) 流れ解析を用いた．3次元レイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式は有限体積法を用いて解かれた．流れは  $k-\epsilon$  乱流モデルを用いて解析された．解析には市販のソフトウェアが用いられた．

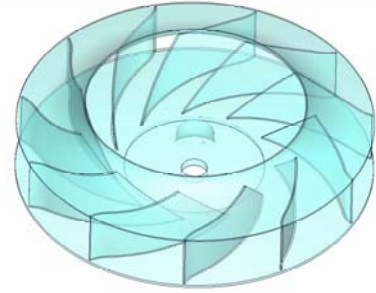
数値シミュレーションモデルを図2.1に示す．図2.1の(1)，(3)，(5)に示すように，10mの吐出ダクトと5mの吸込ダクトを付けて行った．図2.1(6)に示すように，C8タイプファンの羽根車は回転方向に対して後向きに曲がった羽根をもつ．図2.1(4)に示すように，B8タイプファンの羽根車は長短の羽根をもち，3枚の長い羽根は入口先端がハブまで伸ばされ，全ての羽根の出口先端は回転方向に向かって前向きに曲げられている．また，図2.1(2)に示すように，A8タイプの羽根車は全ての羽根の出口先端が回転方向に向かって前向きに曲げられ，かつ，全ての羽根の入口先端がハブまで伸ばされている．

表 2.1 モデルファンの仕様

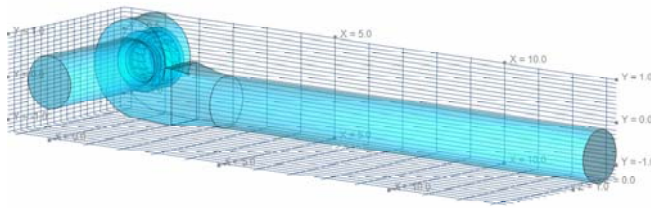
Model fan type	A8	B8	C8
Capacity [m <sup>3</sup> /min]	1100	1300	860
Static pressure [kPa]	4.0	1.5	1.3
Motor output [kW]	132	45	30
Rotating speed [rpm]	1390	940	835
Diameter of impeller [mm]	1225	1245	1240



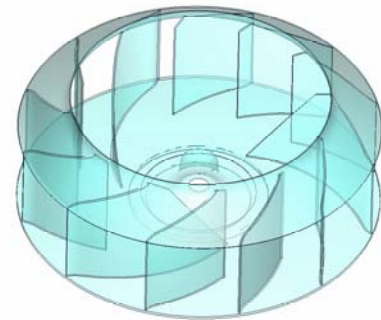
(1) A8 タイプの全体系



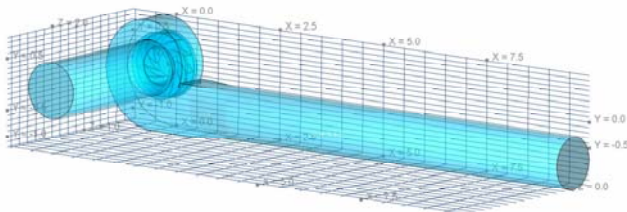
(2) A8 タイプの羽根車



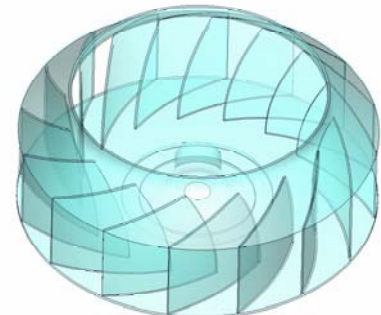
(3) B8 タイプの全体系



(4) B8 タイプの羽根車



(5) C8 タイプの全体系



(6) C8 タイプの羽根車

図 2.1 シミュレーションモデル

### 2.3.2 ファン特性

ファンの空力的・機械的な完成度は効率によって判断される。効率は、ファンシャフトに作用する入力とファン出力の比として定義される。式(2.4)で表すような流量係数 $\phi$ に対する全圧係数 $\psi$ ，軸動力係数 $\lambda$ ，効率 $\eta$ の変化は，特性曲線として表される。

$$\phi = \frac{Q}{A_2 u_2}, \quad \psi = \frac{2P_T}{\rho u_2^2}, \quad \lambda = \frac{2L}{\rho A_2 u_2^3}, \quad \eta = \frac{\phi\psi}{\lambda} \quad (2.4)$$

ここで、 $Q$  はファン流量、 $A_2$  は羽根車出口面積、 $u_2$  は羽根車出口周速、 $P_T$  はファン全圧、 $L$  は軸動力である。

A8 タイプファンの特性曲線を図 2.2 に示す。図の上から、全圧係数  $\psi$ 、効率  $\eta$ 、軸動力係数  $\lambda$  である。効率において計算値と実測値（本研究以前の開発時のもの）にやや大きな差があることがわかる。

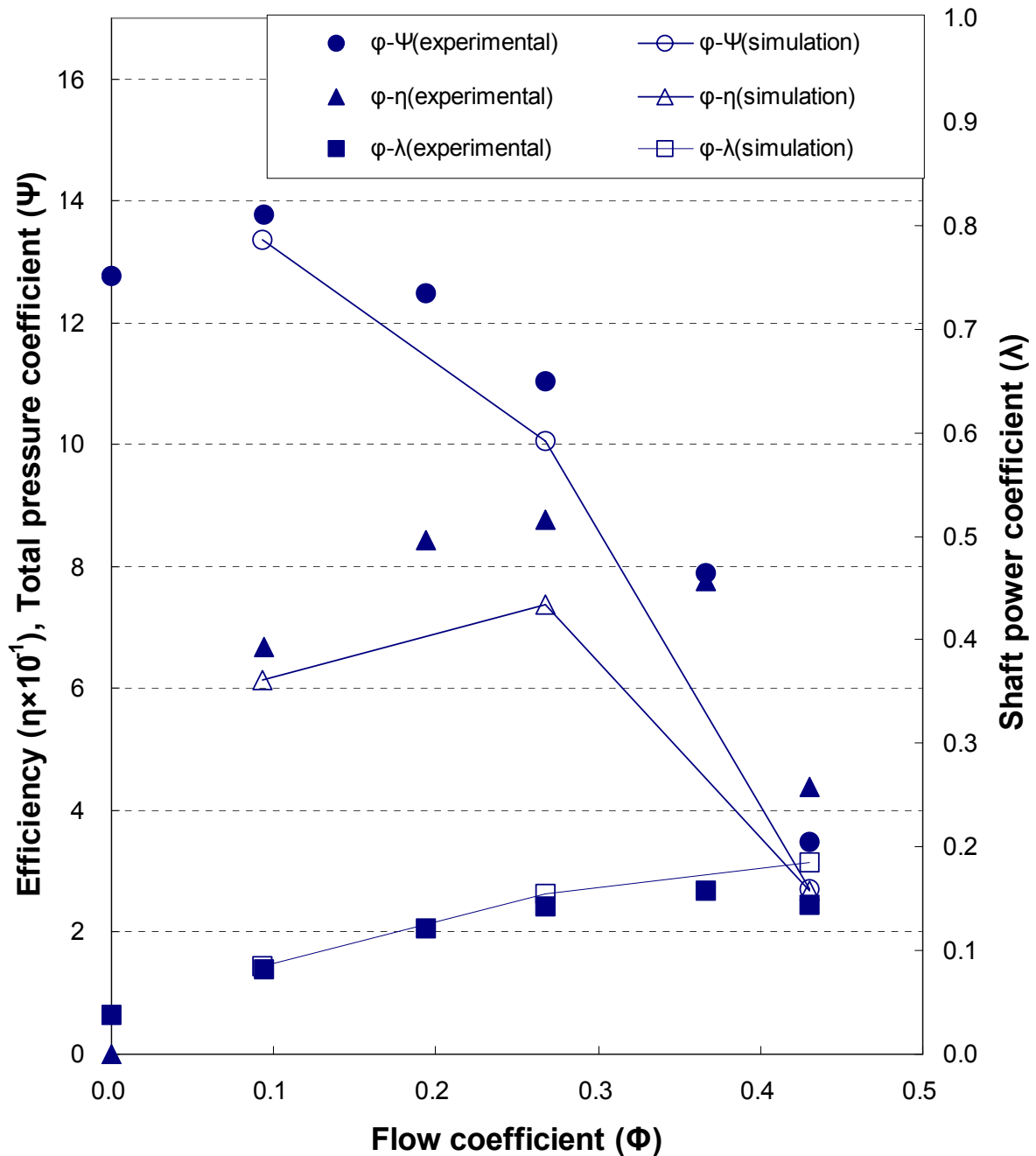


図 2.2 A8 タイプファンの特性曲線

B8 タイプファンの特性曲線を図 2.3 に示す. 図の上から, 全圧係数  $\psi$ , 効率  $\eta$ , 軸動力係数  $\lambda$  である. 効率と軸動力係数において計算値と実測値 (本研究以前の開発時のもの) にやや大きな差があることがわかる.

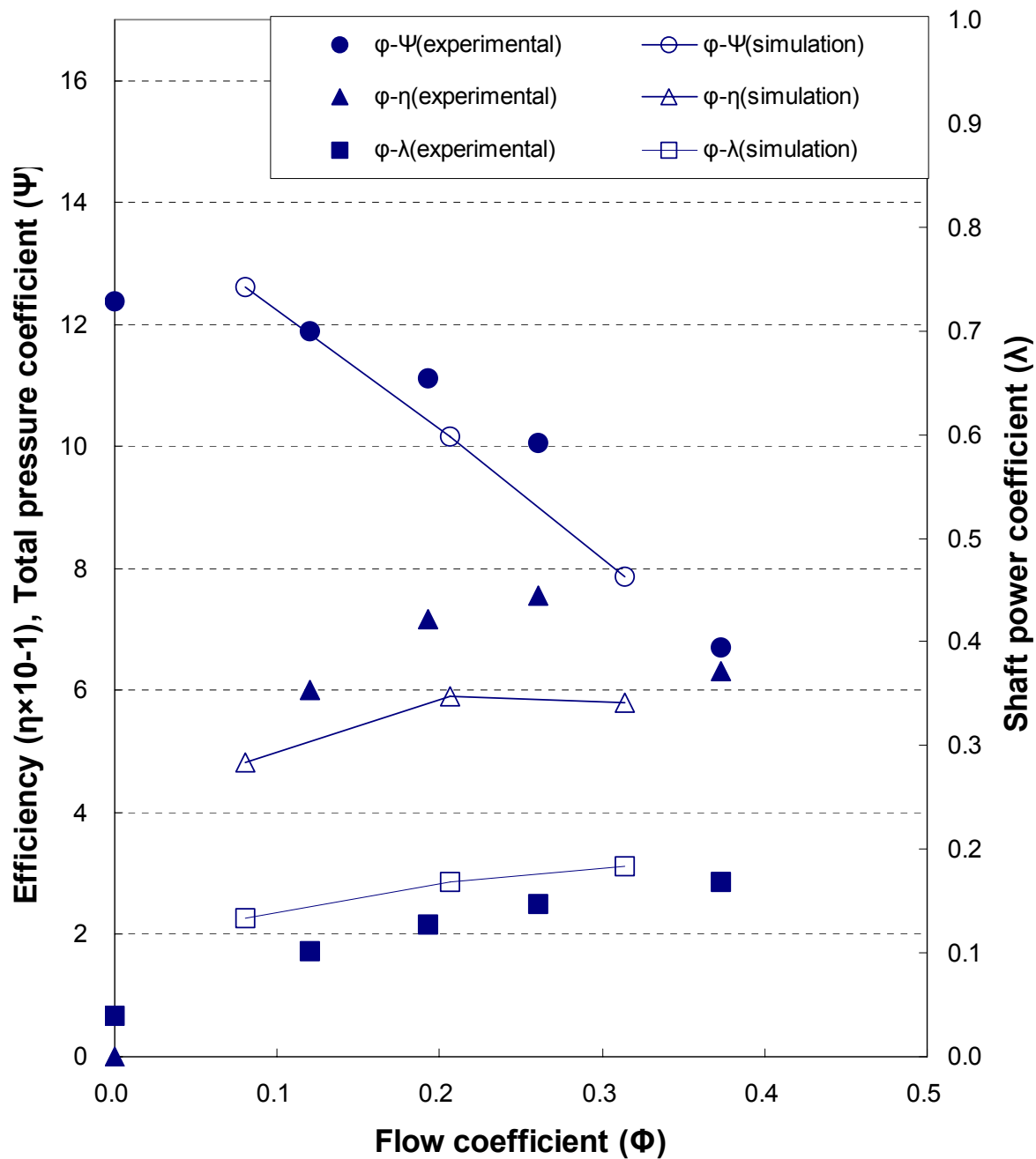


図 2.3 B8 タイプファンの特性曲線



C8 タイプファンの特性曲線を図 2.4 に示す。図の上から、全圧係数  $\psi$ 、効率  $\eta$ 、軸動力係数  $\lambda$  である。計算値と実測値（本研究以前の開発時のもの）はよく一致していることがわかる。

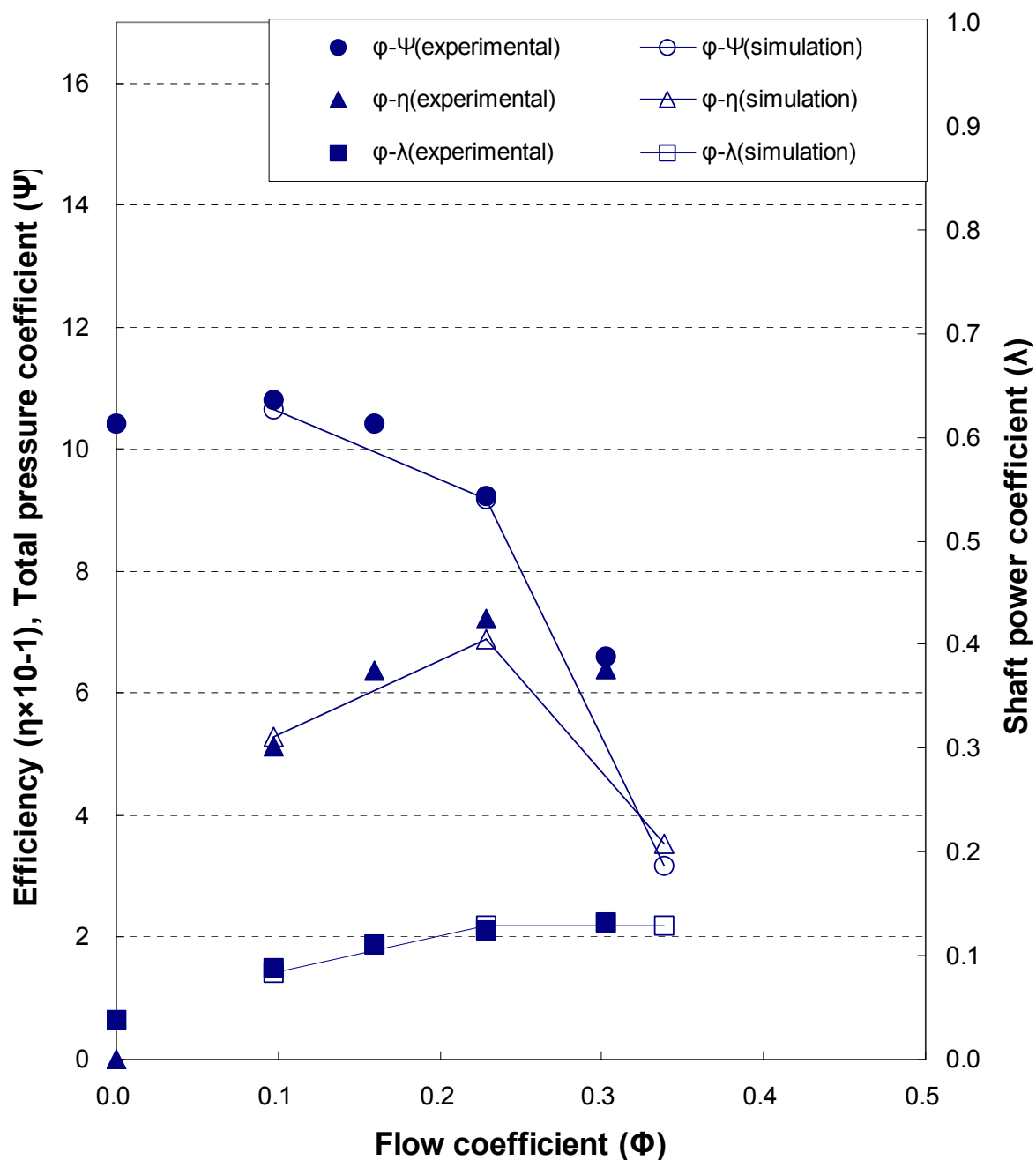


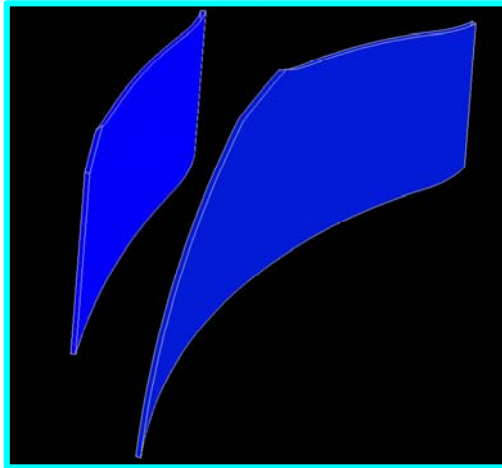
図 2.4 C8 タイプファンの特性曲線

計算値と実測値には幾らかの定量的な差が認められたが、定性的には似通っていた。それゆえに、以下の計算値について定性的に考察できると考えられた。なお、ファン特性における実測値と CFD による計算値の定量的な差を改善するのが今後の課題である。

また、A8 タイプが 88%と最も効率が高く、C8 タイプが 72%と最も低いこと、B8 タイプは 78%であることが実測によって確かめられている。一般的に、ターボファンは 82~70%<sup>(29)</sup>、エアホイルファンは 85%以上<sup>(2)</sup>と言われており、C8、B8、A8 と改良され、特に A8 は非常に優秀なファンとなっている。

### 2.3.3 羽根形状の影響

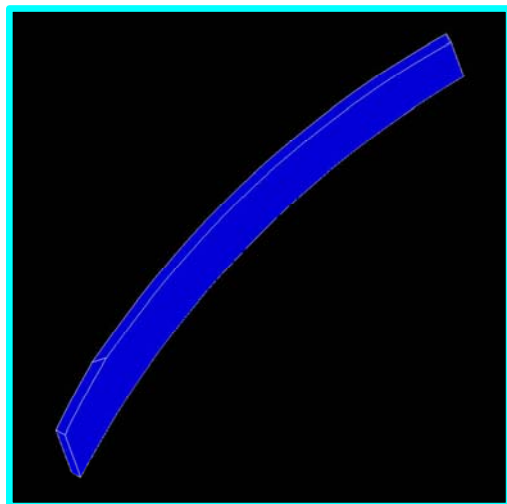
2.3.1 項で示した数値シミュレーションモデルにおけるインペラの羽根形状の違いには、ハブまで伸ばした長羽根の有無と羽根後縁（出口先端）における曲げ形状の有無という大きな特徴が二つある。これらの形状の違いは、ファン特性に大きく寄与していると考えられることから、二つの形状の違いによる原因調査を行うため、CFD を用いて内部流れと性能を比較した。図 2.5 に、解析を行った羽根のモデルを示す。図 2.5(1)は、長短羽根から構成される B8 タイプファンのオリジナル羽根としてモデル 1 を示す。図 2.5(2)は、これらの短羽根だけから構成されるモデル 2 を示す。図 2.5(3)は、これらの短羽根で出口先端に曲げが無いモデル 3 を示す。これらの羽根車を同じ B8 タイプのファンケーシング（図 2.1(3)）に組み込んで数値シミュレーションを行った。



(1) モデル1 (B8 タイプファン)



(2) モデル2



(3) モデル3

図 2.5 羽根モデル

図 2.6 に各モデルの解析結果における性能比較を示す．図の上から，全圧  $P_T$ ，効率  $\eta$ ，軸動力  $L$  の比較を示す．なお，解析で得られた全圧  $P_T$  は，ダクト入口の全圧を  $P_1[\text{Pa}]$ ，ダクト出口の全圧を  $P_2[\text{Pa}]$  とすると，

$$P_T = P_2 - P_1 \quad (2.5)$$

と表される．軸動力  $L[\text{kW}]$  は，羽根車にかかるモーメントを  $T[\text{N}\cdot\text{m}]$ ，回転数  $N[\text{rpm}]$  とすると，

$$L = 2\pi(N/60)T/1000 \quad (2.6)$$

と表される．ガス動力  $L_e$  は， $Q$  をファン流量  $[\text{m}^3/\text{min}]$  とすると，

$$L_e = Q(P_2 - P_1)/1000 \quad (2.7)$$

であるから，効率  $\eta$  は次式より求められる．

$$\eta = L_e / L \quad (2.8)$$

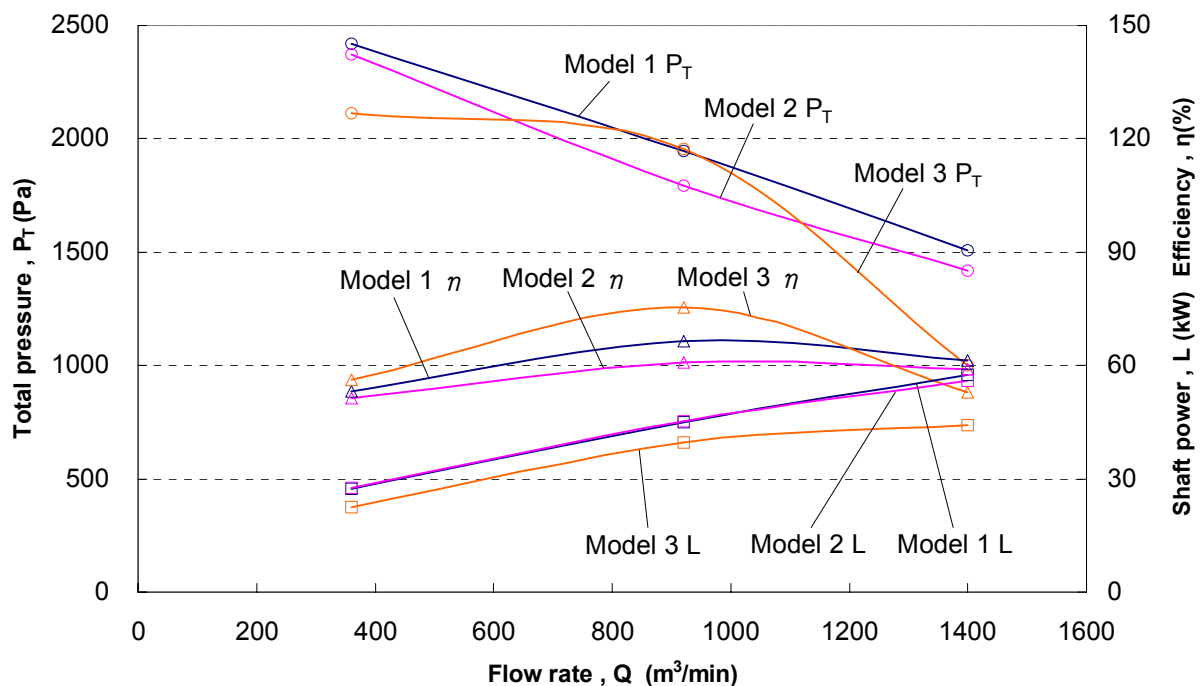


図 2.6 3 タイプの羽根のファン特性

図 2.6 より，まず最初に，モデル 1 とモデル 2 を比較し，長羽根の有無による影響について考える．全圧と効率においては，長羽根があるモデル 1 が高効率で，かつ，高圧である．一方，軸動力において長羽根の有無に関係なく，両者はほぼ等しい値になっている．本来であれば，モデル 2 よりもモデル 1 の方が，短羽根に対して長羽根の増加した面積分ほどガスから余分な力を受けるため，軸動力は高くなることが予想される．しかし，今回のモデルにおいては，軸動力が一定のまま，高圧・高効率な性能が確認でき，長羽根による改善効果が確認できた．

この理由について考察するため，図 2.7，2.8 に，それぞれモデル 1，モデル 2 の渦度<sup>(124)</sup><sup>(125)</sup>の分布図を示す．ただし，図中の渦度表示の単位は 1/s である．図 2.7 と図 2.8 の渦度の分布図を比較すると，モデル 2 の長羽根が無い方が，羽根入口先端の渦度が大きい．羽根入口先端における流入角度が長羽根の有無によって変化し，長羽根が有る時には，比較的羽根に沿った流れになることから，損失が少ない流れになっていると考えられる．また，長羽根が無い時には，流入角度の違いによる衝突から渦が発生し，羽根間の流れに影響を及ぼすため，性能を低下させていると考えられる．

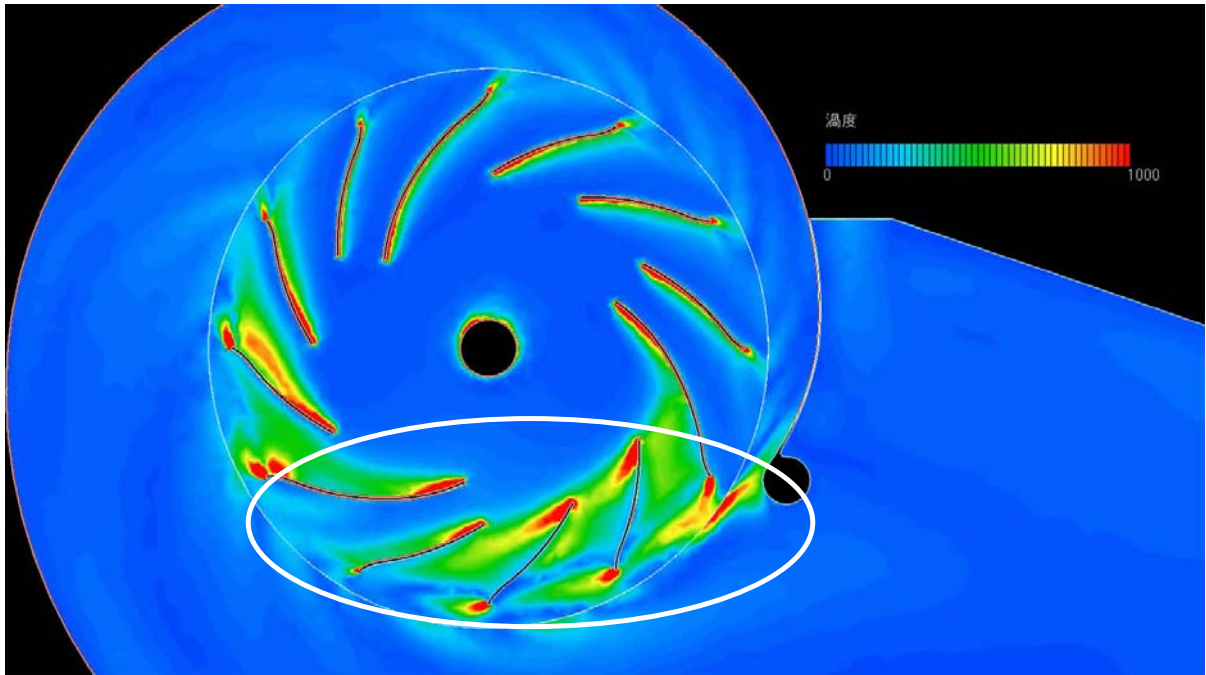


図 2.7 モデル 1 の渦度の分布

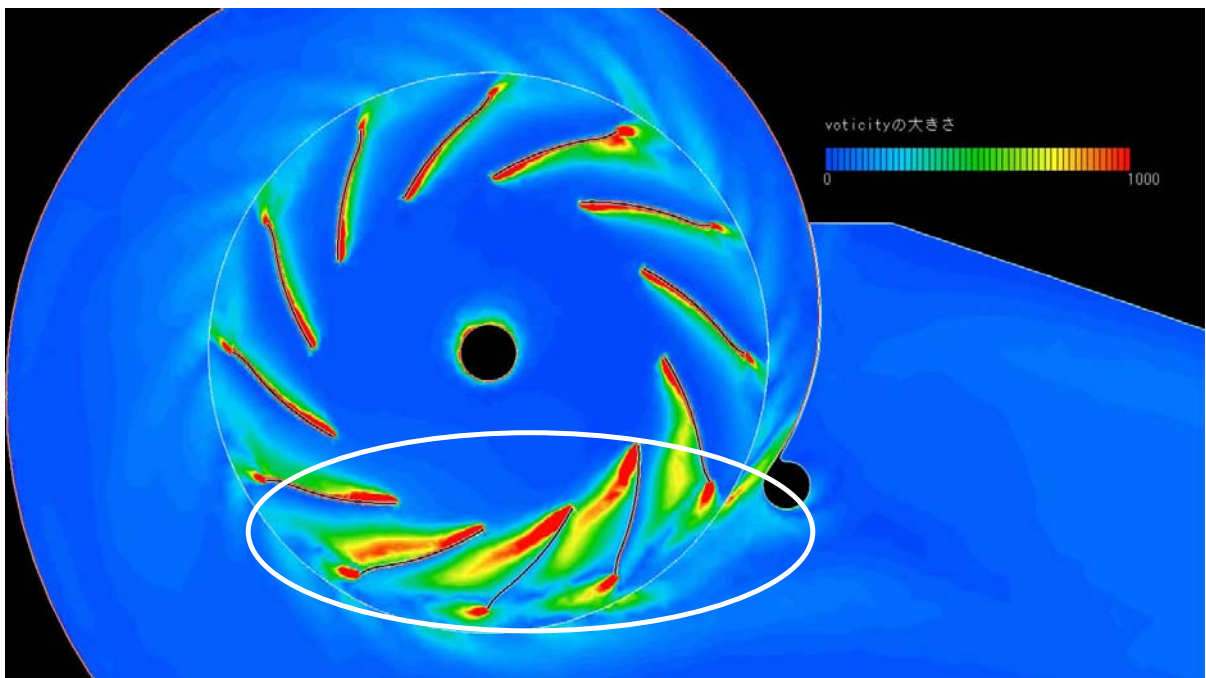


図 2.8 モデル 2 の渦度の分布

次に、図 2.6 においてモデル 2 とモデル 3 を比較し、羽根の出口曲げの有無による影響について考える。羽根の出口曲げ形状（モデル 2）と円弧形状（モデル 3）における性能に及ぼす影響であるが、円弧形状の羽根は、圧力－風量（ $p-Q$ ）特性が設計点付近を極大点として、大風量や小風量付近で圧力が低下する山形になっている。一方、出口曲げ形状の羽根は、大風量や小風量においても円弧形状の羽根よりも高い圧力を維持している。よって、設計点を外れた領域で出口曲げの効果が顕著に現れていると考えられる。このことは、小風量から大風量の広範囲な領域において、高圧のファンが提供できることを意味し、特に、設計点を外れた小風量や大風量付近では、円弧形状の羽根よりも、低回転で目標とする圧力が満足でき、また、回転数を下げられることによって騒音の低減効果が期待されることから、今後、注目される羽根形状である。

次に、長羽根と出口曲げ形状の性能に対する影響について円弧形状の羽根と比較した結果を考慮する。長羽根と出口曲げ形状の羽根が高性能であると考えられるが、円弧形状の羽根が全ての風量において、劣っているわけではないことに注意しなければならない。それは、モデル 3 の羽根形状がモデル 1、モデル 2 の羽根形状に対して低い軸動力で運転できるという利点があり、かつ、最高効率付近においてはモデル 1 とほぼ等しい圧力を達成できている点である。つまり、低い軸動力で高圧を達成できていることから、モデル 1 やモデル 2 の羽根に対して、高効率になっている。この性質は、幅広い風量を必要としない一点仕様に対応するときは、省エネルギーなファンが提供できることから有益であると言える。

これら 3 タイプの羽根車についての、主板と側板の中間の断面における相対速度ベクトルの分布を図 2.9～2.11 に示す。図 2.11 によると、C8 タイプ羽根車の内部流れは図 2.10 の B8、図 2.9 の A8 タイプと比較して羽根に良く沿い、乱れも最も小さい。図 2.12、2.13 には B8 タイプの拡大図を示す。ただし、図中の相対速度表示の単位は m/s である。図 2.12 に示すように流れの流入角度が羽根と異なっている点や図 2.13 に示すような剥離現象は、図 2.9 の A8 タイプでも見られる。したがって、A8 タイプや B8 タイプの羽根形状が最適であるとは言いがたいが、これらの問題点を改良することで、さらに高性能なファンが開発できると考えられる。また、性能改善を行う一つの手段である CFD 技術の向上も高性能な

ファンを開発する上で重要な要素であり，実験結果と解析結果の差を縮める研究が今後も必要不可欠である．出口曲げ形状や長羽根によって空力特性が改善されることが高効率化の本質なのであろうが，なぜ空力特性が改善されるのか，最適な形状はどのような形状なのか，さらに踏み込んだ研究が必要である．

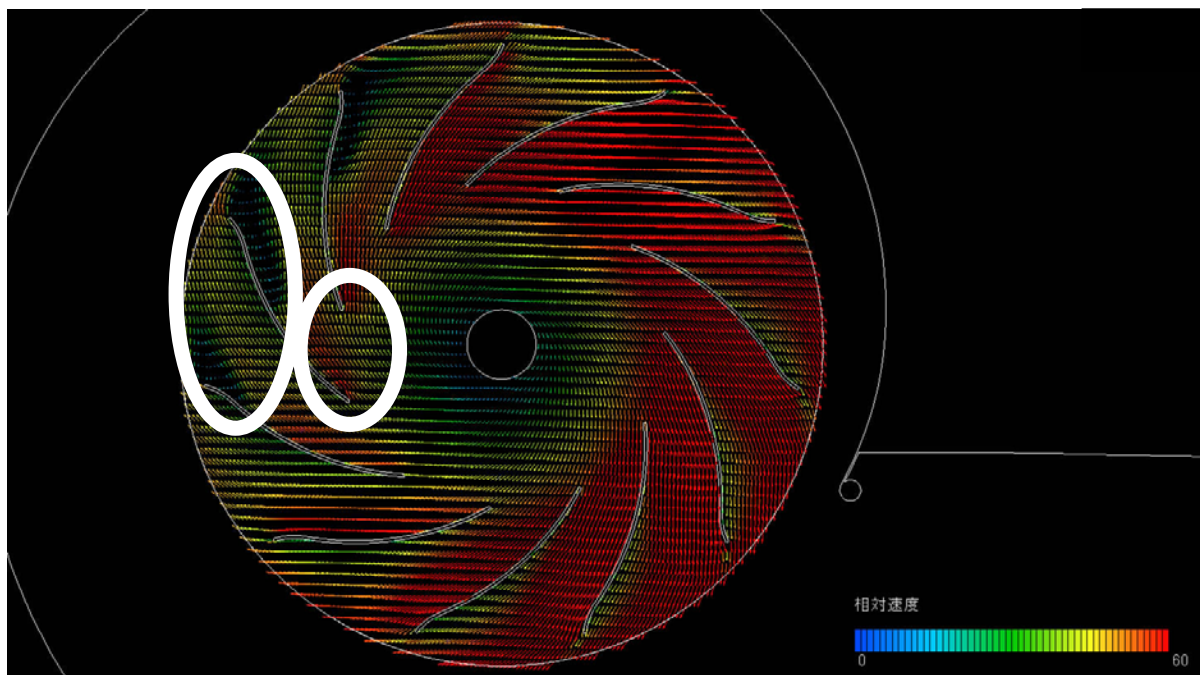


図 2.9 A8 タイプの相対速度ベクトルの分布



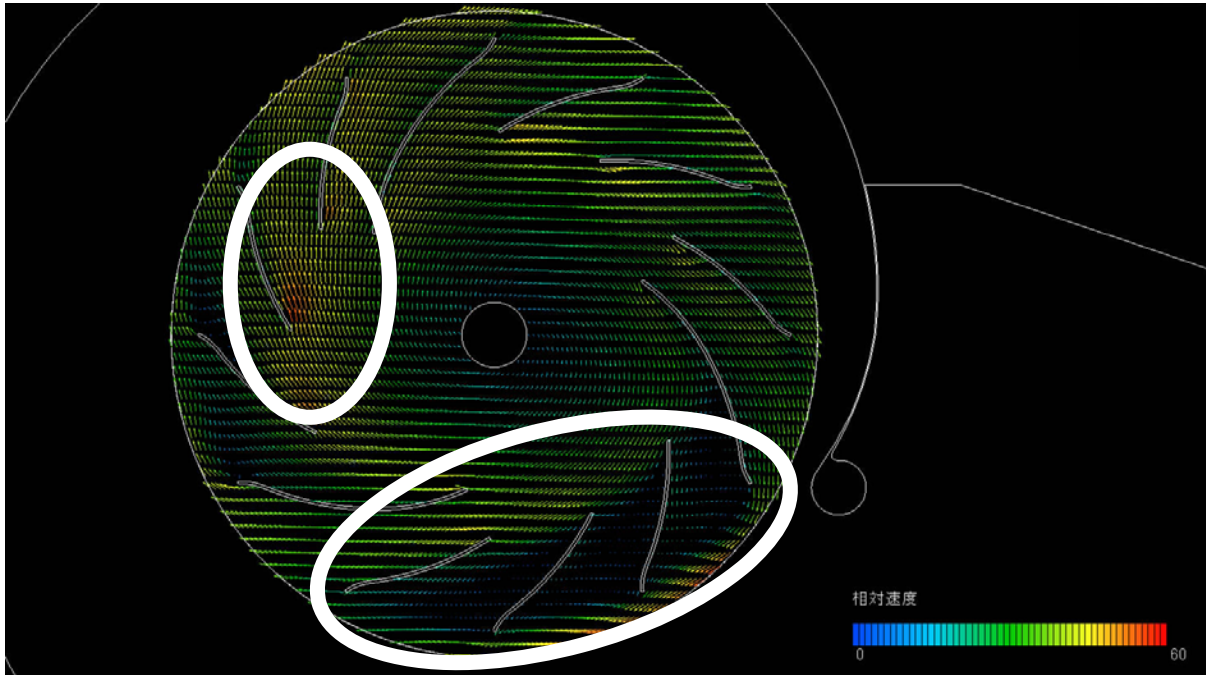


図 2.10 B8 タイプの相対速度ベクトルの分布

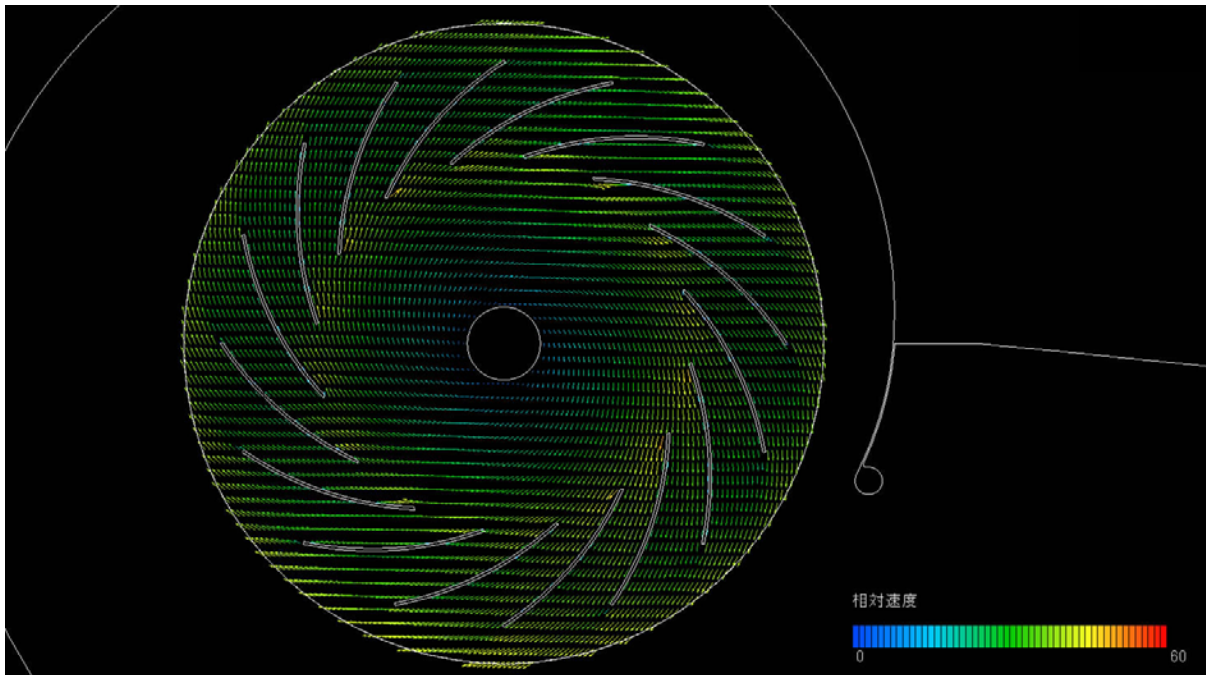


図 2.11 C8 タイプの相対速度ベクトルの分布

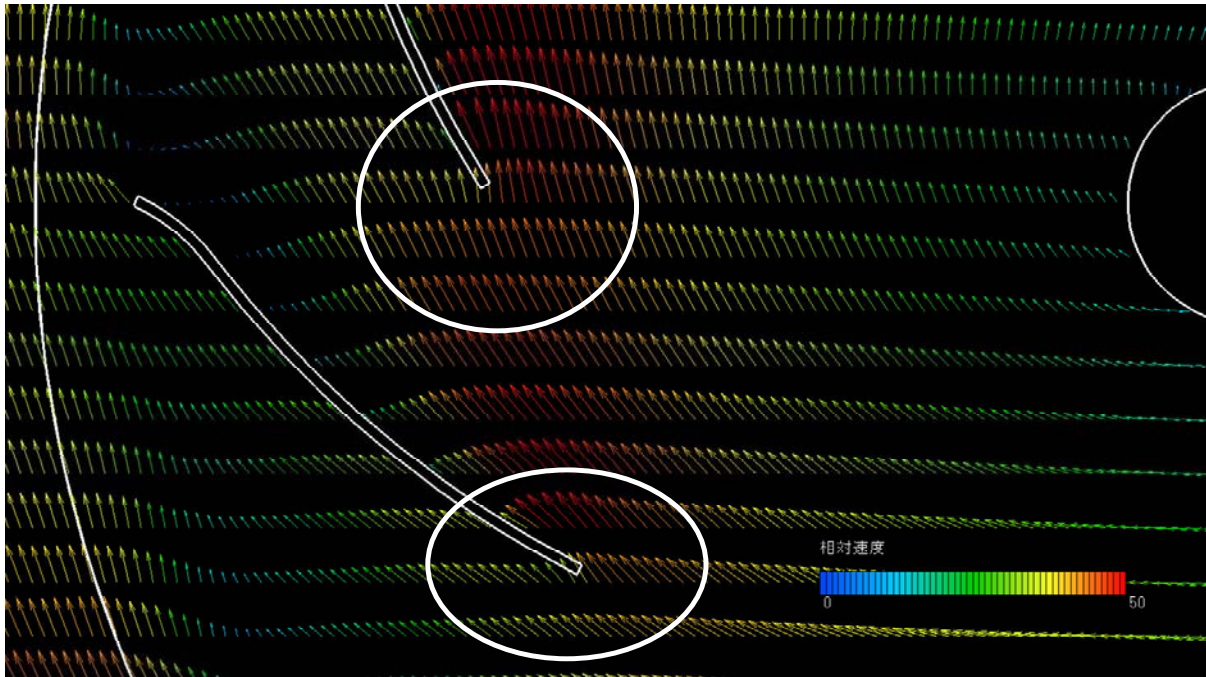


図 2.12 羽根入口近傍の相対速度ベクトルの分布 (B8 タイプ)

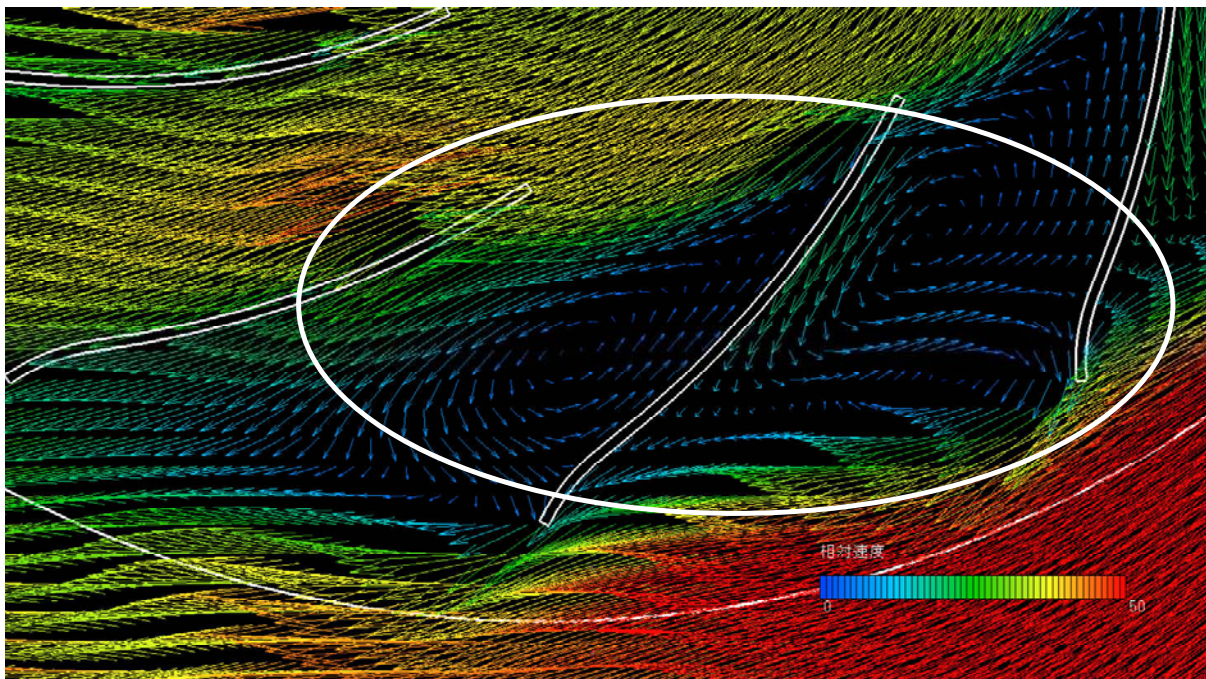


図 2.13 羽根間の相対速度ベクトルの分布 (B8 タイプ)

## 2.4 実験機の騒音比較

### 2.4.1 実験機の騒音周波数分析

3タイプの実験機の仕様を表 2.2 に、実験状況を図 2.14, 2.16, 2.18 に示す。騒音試験は JIS B 8330 に準拠して行い、騒音レベルを測定し、FFTアナライザを用いて分析した。ただし、試験場の都合により、A8, B9タイプファンでは吸込口中心から 1.0m, C7タイプファンでは 1.5m 離れたポイントにコンデンサマイクロホンを設置した。それぞれのファンの騒音レベルについて周波数分析を行った結果を図 2.15, 2.17, 2.19 に示す。なお、ファンタイプのアルファベットは 2.3 節で示した羽根車形状の違いにより、また、数字は羽根車外径の大きさを示す番手（約 150mm を 1 番と呼ぶ）に由来する。ただし、実験機確保の都合により、ファン特性の比較よりも騒音の周波数特性の比較を重視して、羽根車外径が 8 番サイズ前後のファンを実験機として採用した。

表 2.2 モデルファンの仕様

Model fan type	A8	B9	C7
Capacity [m <sup>3</sup> /min]	1100	1830	860
Static pressure [kPa]	4.0	1.6	1.9
Motor output [kW]	132	75	45
Rotating speed [rpm]	1390	830	1190
Diameter of impeller [mm]	1225	1400	1085

図 2.15 によると、A8 タイプの設計流量( $1110\text{m}^3/\text{min}$ )におけるファン騒音は、他の流量に比べて最も低い。羽根通過周波数による回転騒音の卓越成分( $NZ$ 成分=回転数  $N \times$ 羽根枚数  $Z$ )  $250\text{Hz}$ があるが、乱流によって引き起こされる広帯域高周波数騒音は、設計流量において最も低い。この広帯域騒音は、開放流量( $1780\text{m}^3/\text{min}$ )において上昇する。そして、低流量サージング域( $390\text{m}^3/\text{min}$ )において鈍い卓越成分( $100\text{Hz}$ )があり、この成分は不安定領域の乱れによって生じるようである。



図 2.14 A8 タイプファンと試験状況の概観

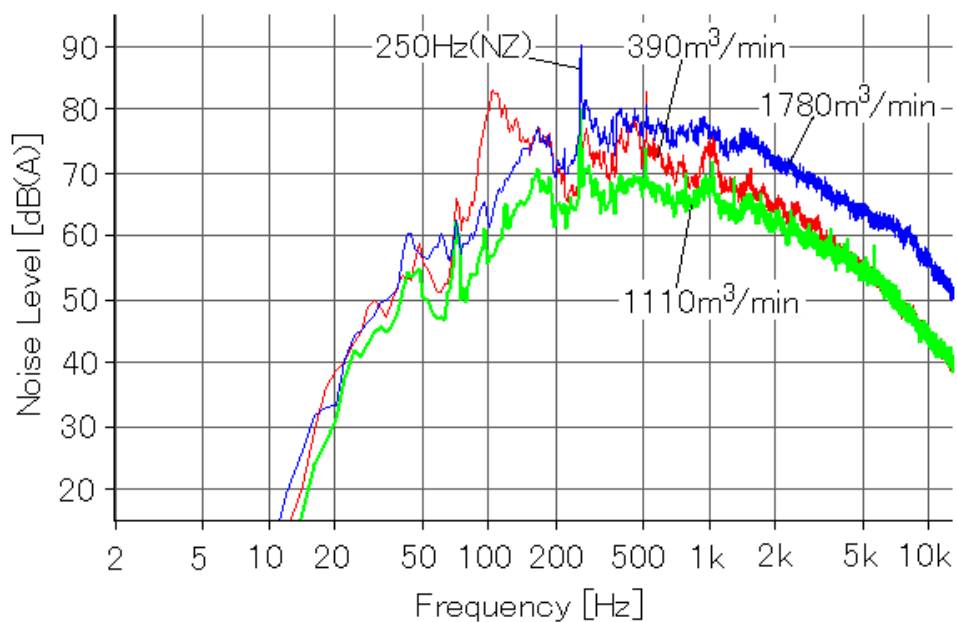


図 2.15 A8 タイプファンの騒音レベルの周波数分析(吸込口中心から 1.0m)

図 2.17 によると、B9 タイプのファン騒音は、長羽根の通過周波数の 3 次成分による特徴的な回転騒音成分( $3NZ_L$  成分 = 次数  $3 \times$  回転数  $N \times$  長羽根枚数  $Z_L$ ) 125Hz をもつことが観察された。B9 タイプファンの羽根車は、図 2.1(4)に示すように長羽根と短羽根から構成されるため、 $3NZ_L$  成分が  $NZ$  成分に次ぐ卓越成分となるとみられる。そして、 $2NZ_L$ 、 $3NZ_L$  成分といった低次の成分は人間の聴感に合わせた A 特性補正のため目立たなくなっていると考えられた。加えて、乱流によって生じる広帯域高周波数騒音は、設計流量( $1830\text{m}^3/\text{min}$ )におけるものが低流量サージング域( $790\text{m}^3/\text{min}$ )におけるそれよりも高かった。



図 2.16 B9 タイプファンと試験状況の概観

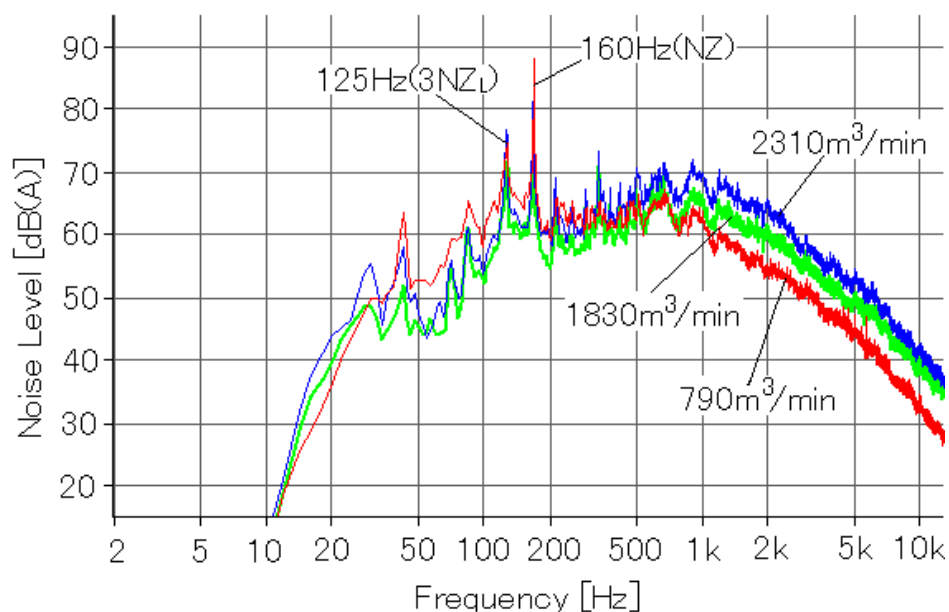


図 2.17 B9 タイプファンの騒音レベルの周波数分析(吸込口中心から 1.0m)

図 2.19 によると，C7 タイプのファン騒音には，開放流量(1280m<sup>3</sup>/min)において特徴的な広帯域成分(約 2kHz～6kHz)があることが観察された．これは運転時に聴覚で感じられた甲高い騒音に関係があると考えられる．そして，羽根通過周波数による回転騒音成分は A8，B9 タイプと比べて顕著でないことが観察された．他のタイプのファンよりも比較的広い隙間であるため，羽根車羽根からの後流とファンケーシング舌部(図 1.9(a)の Cut-off)との干渉が強くないと考えられた．



図 2.18 C7 タイプファンと試験状況の概観

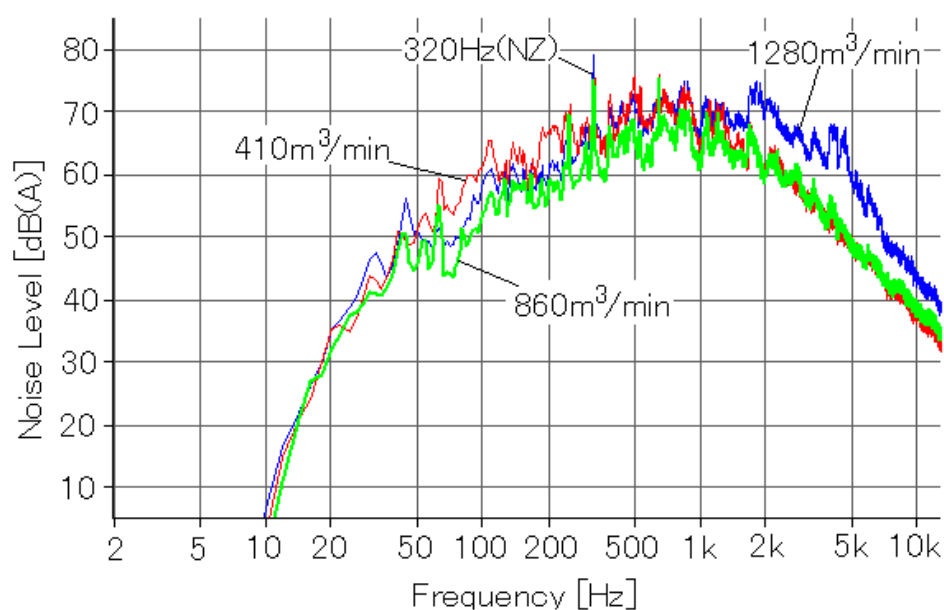


図 2.19 C7 タイプファンの騒音レベルの周波数分析(吸込口中心から 1.5m)

諸事情によりマイク距離や羽根車サイズを合わせることが出来なかったため、厳密な比較は難しいが、C7タイプファンの乱流による広帯域高周波の騒音が最も大きく、A8タイプファンの騒音が設計点において最も小さいようであった。

#### 2.4.2 実験機の比騒音

更に設計点における各モデルファンの比速度レベルを表 2.3 に示す。比騒音レベルは異なったタイプのファンを比較するために発達してきたもので、式(2.9)で表され、

$$L_{SA} = L_A - 10 \log QP_T^2 \quad (2.9)$$

比騒音レベルが小さいほど優秀なファンとされている<sup>(3)(33)</sup>。表 2.3 によると、Cタイプは 18.7dB(A)、Bタイプは 14.2dB(A)、Aタイプは 11.9dB(A)となっており、CタイプからBタイプ、Aタイプへと改良されてきたことが分かる。なお、ターボファンの比騒音レベルは一般に 14~26dB(A)程度とされており、非常に優秀なファンに改良されたと言える。

表 2.3 モデルファンの仕様

Model fan type	A8	B9	C7
Noise level [dB(A)]	95.5	92.1	94.2
Capacity [m <sup>3</sup> /min]	1100	1830	860
Total pressure [kPa]	4.5	1.8	2.0
Specific noise level [dB(A)]	11.9	14.2	18.7

### 2.4.3 実験機の回転数と騒音値

図 2.20 には、市販の遠心ファンについて選定図の一例を示す。横軸に風量、縦軸に静圧をとって風量－静圧の特性が曲線で示されるが、更に電動機出力と回転数に応じた特性が示され、その組合せを選定できるようになっている。そして、それぞれの最高効率点における騒音レベルが示され、最高効率点も示される。

図 2.21 では、回転数による騒音低減の大きさを示すため、図 2.21(a)には C8 タイプファンの、図 2.21(b)には B8 タイプファンの選定図を示す。図 2.21(a)によると C8 タイプファンは  $1500\text{m}^3/\text{min}$ 、 $1500\text{Pa}$  の性能を出すために  $1115\text{rpm}$  の回転数が必要で、その騒音レベルは  $89\text{dB(A)}$  である。一方、図 2.21(b)によると A8 タイプファンでは同じ性能を出すには  $940\text{rpm}$  の低い回転数で済み、その騒音レベルは  $83\text{dB(A)}$  まで騒音低減されている。同等の性能を出すために回転数を下げることができ、羽根車周速が下がって流体騒音が大幅に低減されたと言える。2.2 節で述べたように、ファン騒音の大きさは流速の 6 乗に比例するためであると考えられる。なお、実際に聴感によっては音の大きさだけでなく、音質も改善されているように感じられたが、これは、図 2.17 と図 2.19 で比較したように、広帯域乱流騒音の違いではないかと考えられる。



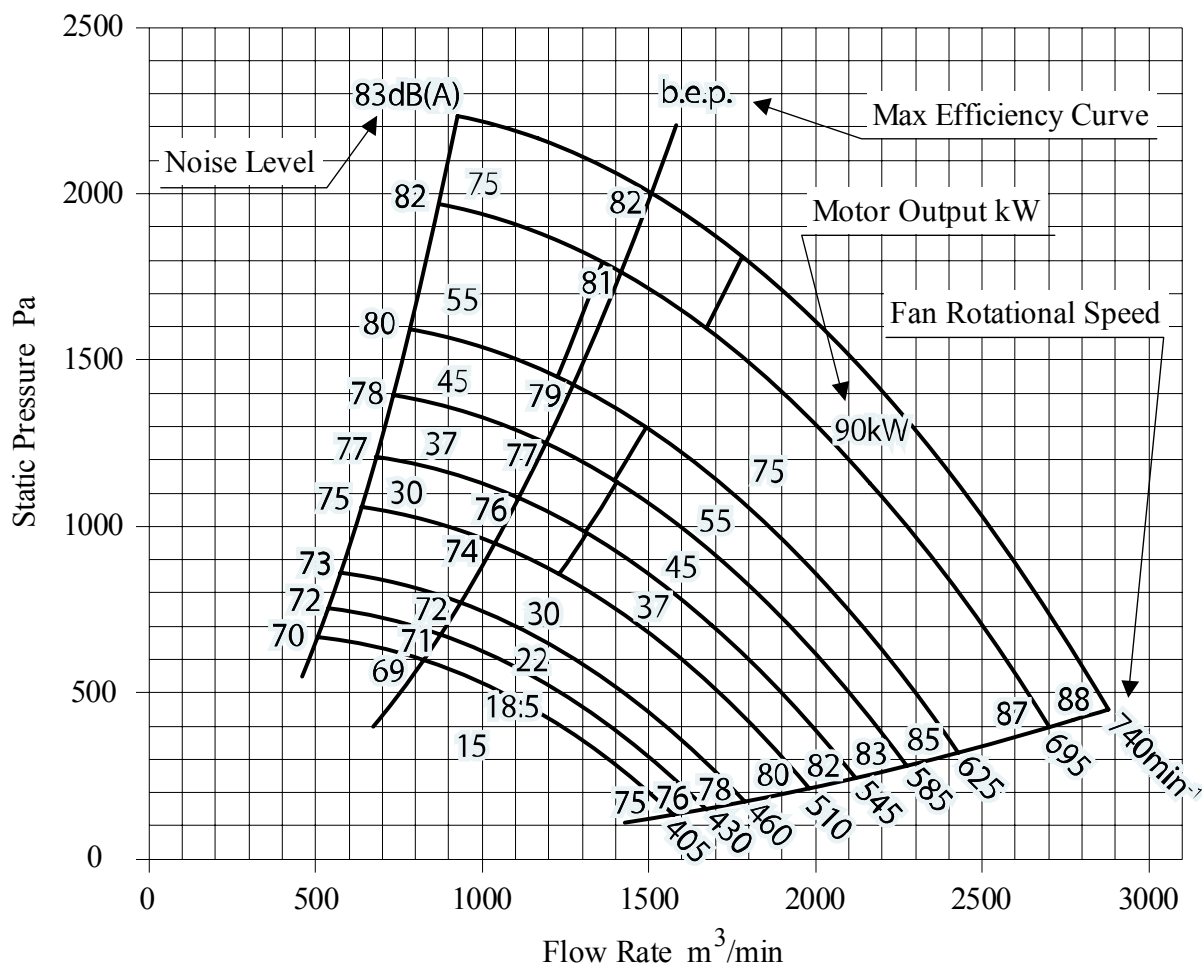
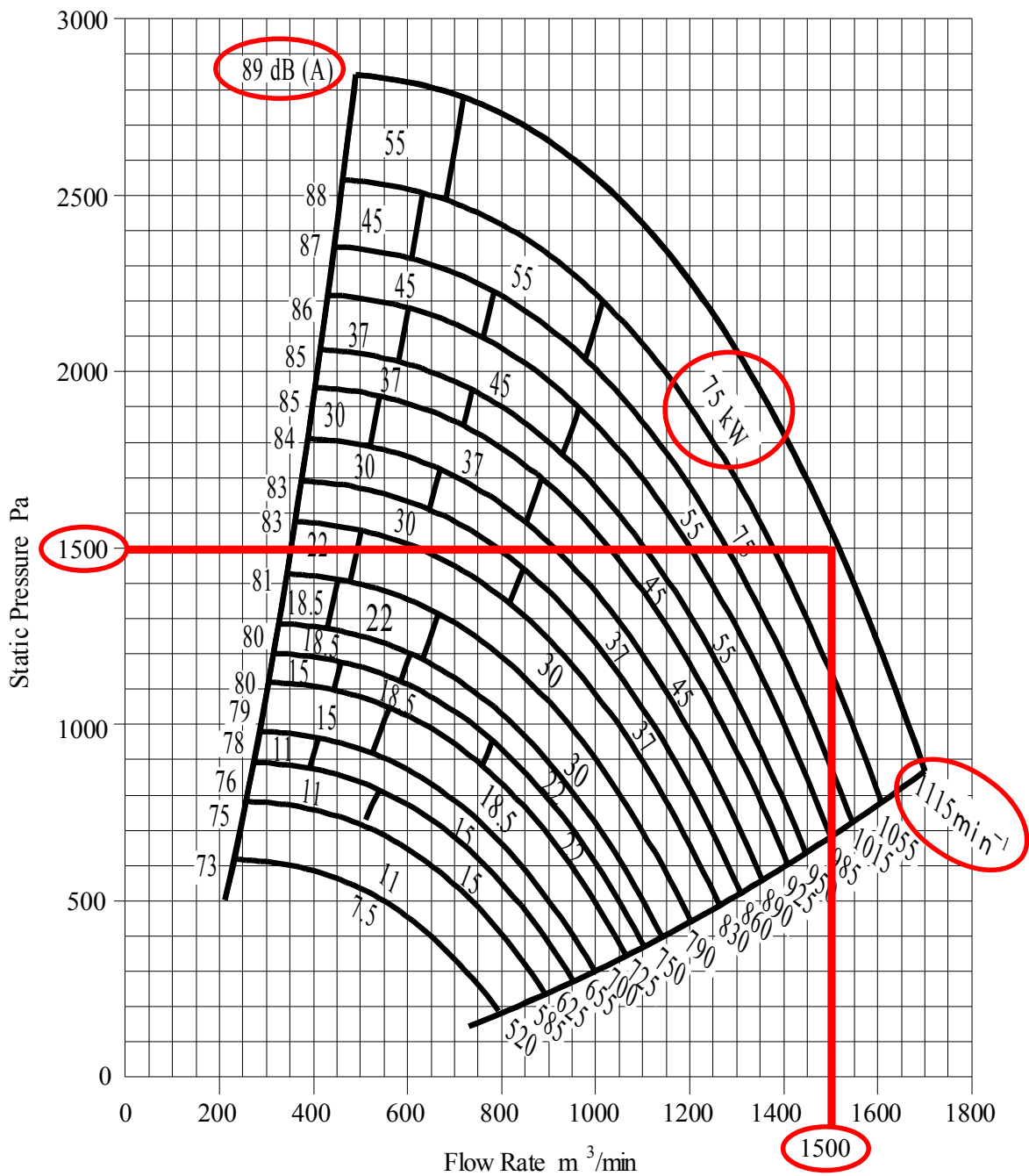
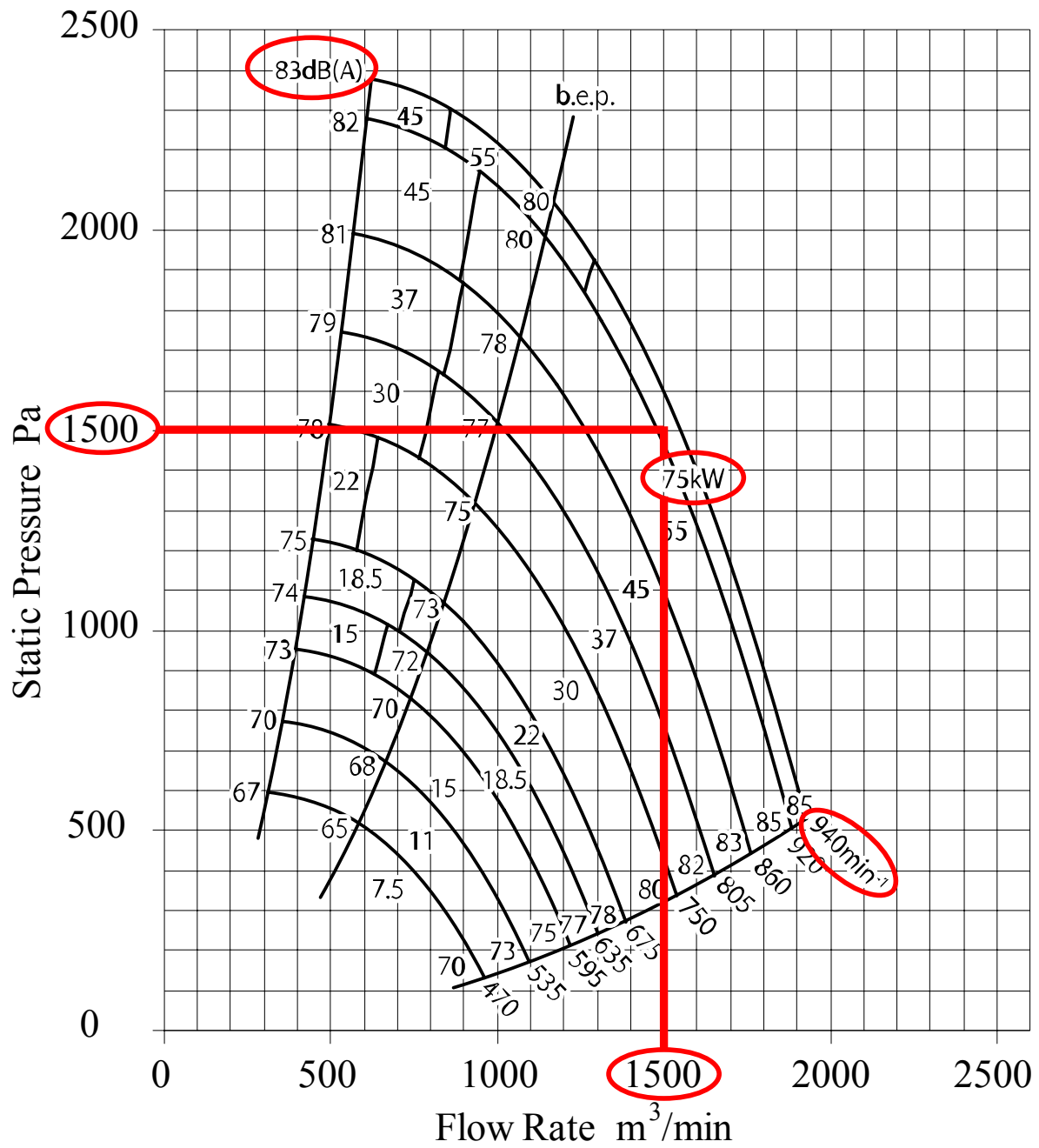


図 2.20 ファンの選定図の一例



(a) C8 タイプファン

図 2.21 選定図を用いた騒音レベルの比較

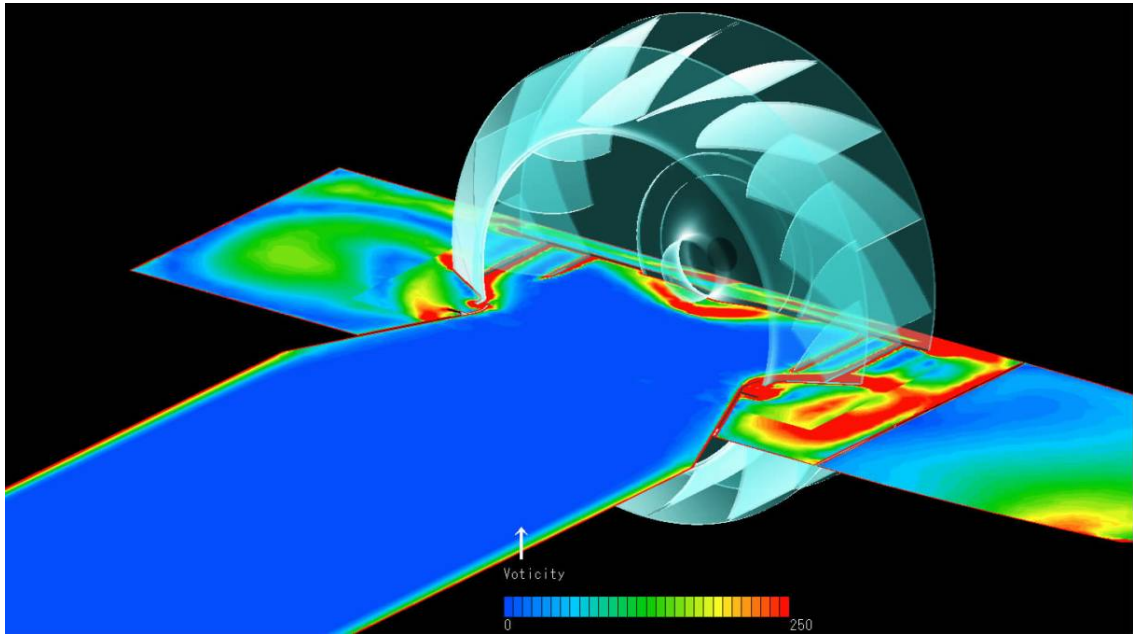


(b) B8 タイプファン

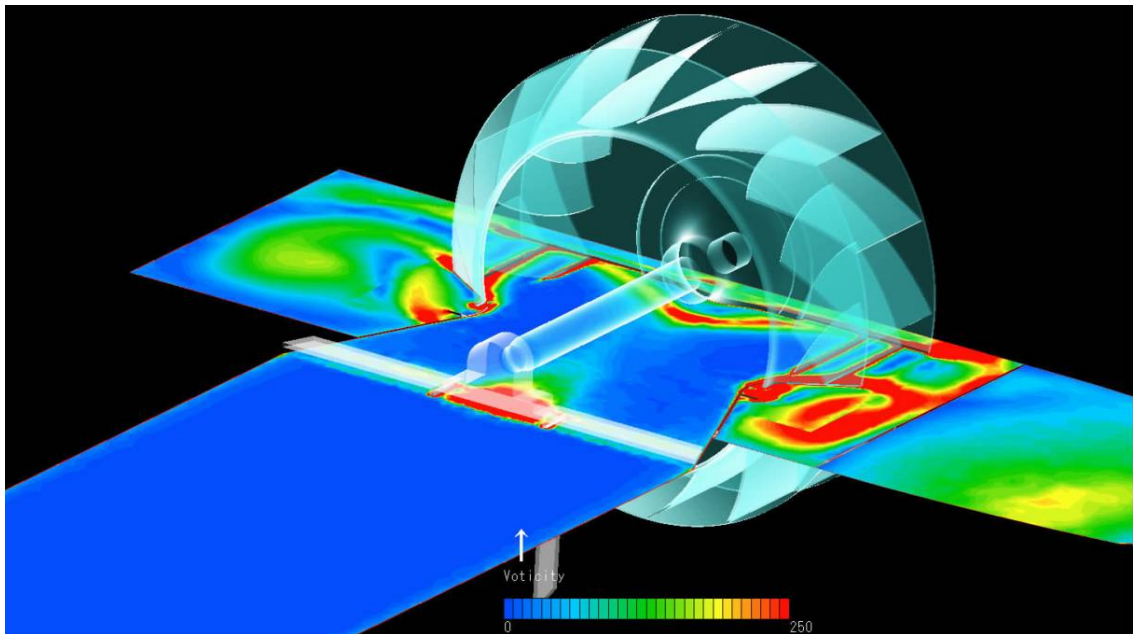
図 2.21 選定図を用いた騒音レベルの比較

## 2.5 軸受台の影響を調べるための流れ解析

2.3 節の流れ解析では、設計流量にて A8, B8 よりも C8 の方が流れは羽根によく沿っていたにもかかわらず、2.4 節の実験機による騒音比較では A8, B8 よりも C8 の方が騒音が大きいの結果となった。図 2.18 に示すように、C8 タイプ実機には吸込口に軸受台が存在するが、2.3 節の流れ解析ではこれを省略したことが要因として考えられた。実機では剥離流れが軸受台で生じ、広帯域の乱流騒音を発する可能性があるほか、羽根車吸込流れを乱す可能性がある。そこで、図 2.22 に軸受台の影響を CFD によって比較した結果を示す。ただし、図中の渦度<sup>(124)</sup><sup>(125)</sup> の表示の単位は 1/s である。軸受台での剥離流れによる乱れが見られるが、ハブ周辺や羽根入口・出口の流れに大差は無いようであり、また、図 2.3 に示したようなファン特性にも若干の差しか見られなかった。従来から、このような吸込口に置かれる軸受台は若干の性能低下を及ぼすことはわかっていたが、今回の CFD 結果により羽根車入口・出口への影響が殆どみられないことから、やはり軸受台の抵抗によるであろうということが確かめられた。また、同様に、この軸受台での剥離流れによる乱れが騒音値へ影響を及ぼしているであろうことも確かめられた。しかし、その影響の詳細について研究するためには、1.2.5 項で紹介したような流体と音響の連成解析が有効であり、今後の課題である。



(a) 軸受台なし



(b) 軸受台あり

図 2.22 羽根車入口・出口の渦度の分布

## 2.6 結 言

最近、従来研究を融合して大幅な高効率化を達成し、騒音も大幅に低減されたファンを対象とし、低騒音化の詳しい要因について研究を行った。その結果、次の結論が導かれた。

- (1) 理論的にファン騒音の大きさは流速の 6 乗に比例するため、ファンの騒音低減には、同等の性能を出すために回転数を下げ、羽根車周速を下げるのが最も効果的であると考えられ、そのことを実機によって確認した。
- (2) 円弧形状をした羽根は設計点付近で、低い軸動力のまま高い圧力を出すことができ、一点仕様に向いている。
- (3) 出口先端を曲げた羽根車は、設計点（最高効率点）以外でも、より高い圧力を生むことから、汎用の多目的ファンに適していると判断された。
- (4) 入口先端をハブまで傾けながら延長することは、流れを羽根に沿わせ、羽根車の入口流れを改善する効果を持っており、軸動力が一定のまま、圧力を高める効果があると考えられた。
- (5) ファン吸込口の軸受台の影響を CFD によって比較してみた結果、軸受台での剥離流れによる乱れが見られたが、ハブ周辺や羽根入口・出口の流れには殆ど影響を与えていないようであった。

## 第3章 遠心ファンの摩擦振動

### 3.1 緒 言

ある自動車工場の塗装乾燥設備において、比較的柔軟な鉄骨架構上に設置された両吸込遠心ファンに循環系からの加熱空気が供給され、加熱運転中に異常振動が発生した。同じ形式のファン4台それぞれが、フロアの補強梁の位置によって様々な振動特性を示した。それゆえに、振動振幅はフロア剛性によると考えられた。一方、これらの振動問題は、ロータ軸の熱膨張を吸収するために適用された自由側軸受箱の可動部と静止部との摩擦によって引き起こされているようにも観察された。この現場では自由側軸受箱の潤滑状態とフロア剛性が改良された時、振動問題が改善された。

しかしながら、この現場では4台中1台の加熱運転中に、ファンを駆動するモータの垂直方向振動が一時的に増加する現象が残った。今回の振動問題における、この現場での経験により、この現象は摩擦振動とフロア剛性に関係すると思われた。スリーブフロアの摩擦振動については研究されている<sup>(18)</sup>が、遠心ファンの摩擦振動についての研究は見当たらないようである。

現地では様々な制約があり、複雑な要因が含まれるため、この現象のメカニズムを解明することは困難であった。このような状況のため、この振動特性に関する研究を、加熱試験装置、同一形状のファンと現地設置状況を模擬した弾性フロアを用いることによって実験的に行った。この第3章では、加熱と冷却の循環過程における、このファンの自由側軸受箱での摩擦振動に焦点を当てた。

## 3.2 実 験

### 3.2.1 ファン構造

両吸込両袖付遠心ファンの外形を図 3.1 に示す．このファンは，ケーシング両側にある吸込ダクトから空気を吸引し，その空気流れはケーシング内で混合されて，羽根車から吐き出される．反プーリ側（反駆動側）の軸受箱は，図 3.2 と図 3.3 に示されるように，ロータ軸の熱膨張を吸収するために自動調心ころ軸受が軸受箱内をスライドできるように設計されている．したがって，反プーリ側の軸受箱は自由側軸受箱と呼ばれ，プーリ側（駆動側）の軸受箱は固定側軸受箱と呼ばれる．なお，ファンロータはモータにより，Vベルト（5本掛け）で駆動される．

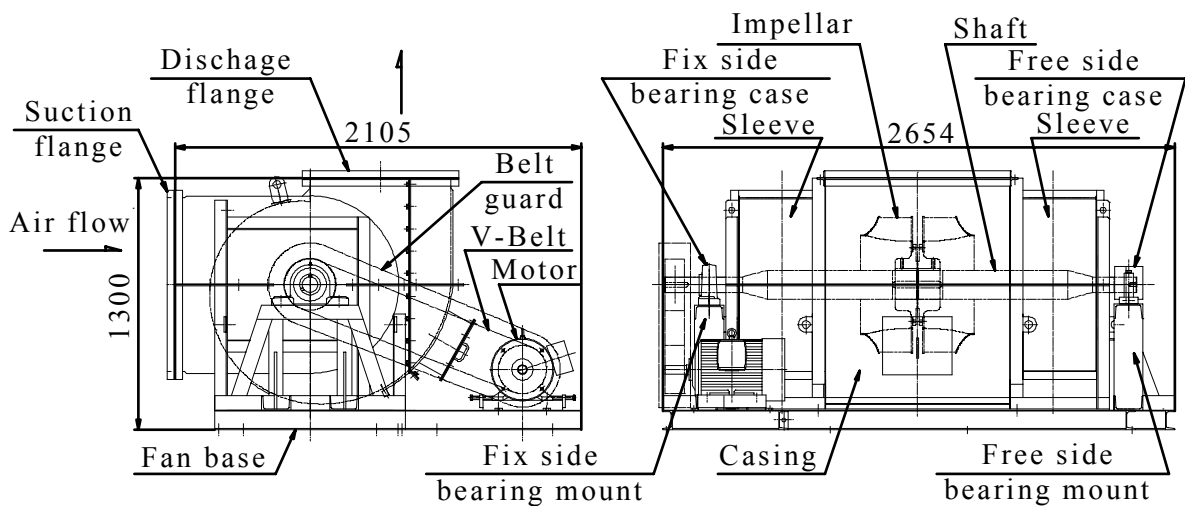


図 3.1 実験機の外形図

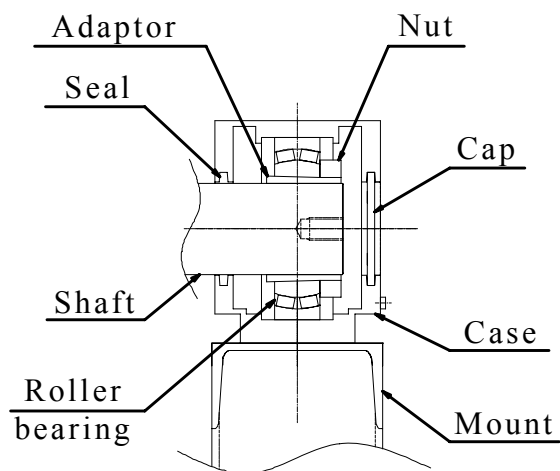


図 3.2 自由側軸受箱の断面図



図 3.3 自由側軸受箱の内部  
(上部カバーなし)



### 3.2.2 ファン加熱試験設備

ファン加熱試験設備の外観を図 3.4 に示し、試験設備の設計諸元を表 3.1 に示す。試験設備はファンと断熱されたダクト接続から構成され、ファンの入口に加熱バーナーをもつ。吸い込まれた空気は設定温度で加熱され、ファン運転によって循環される。ファンの各部に熱電対、加速度ピックアップ、レーザー変位センサーを設置し、データレコーダと FFT アナライザに接続した。そして、各部の温度、振動、変位を記録し、分析した。

表 3.1 実験機と加熱試験設備の仕様

Test fan	
Impeller size	#4.5
Capacity/Static pressure	530m <sup>3</sup> /min × 100mmAq
Motor	15kW
Rotating speed	1380rpm
Facility	
Operating temperature	Maximum 200°C
Fuel	LPG280mmAq × 100,000kcal/h



図 3.4 加熱試験設備の外観

### 3.2.3 弾性フロア

現地での設置状況を模擬した弾性フロアを製作し、図 3.5 と図 3.6 に示すようにコンクリートスラブの上に設置した。実際の現地と同じ状態を模擬するため、ファンはこの弾性フロアへ溶接固定された。

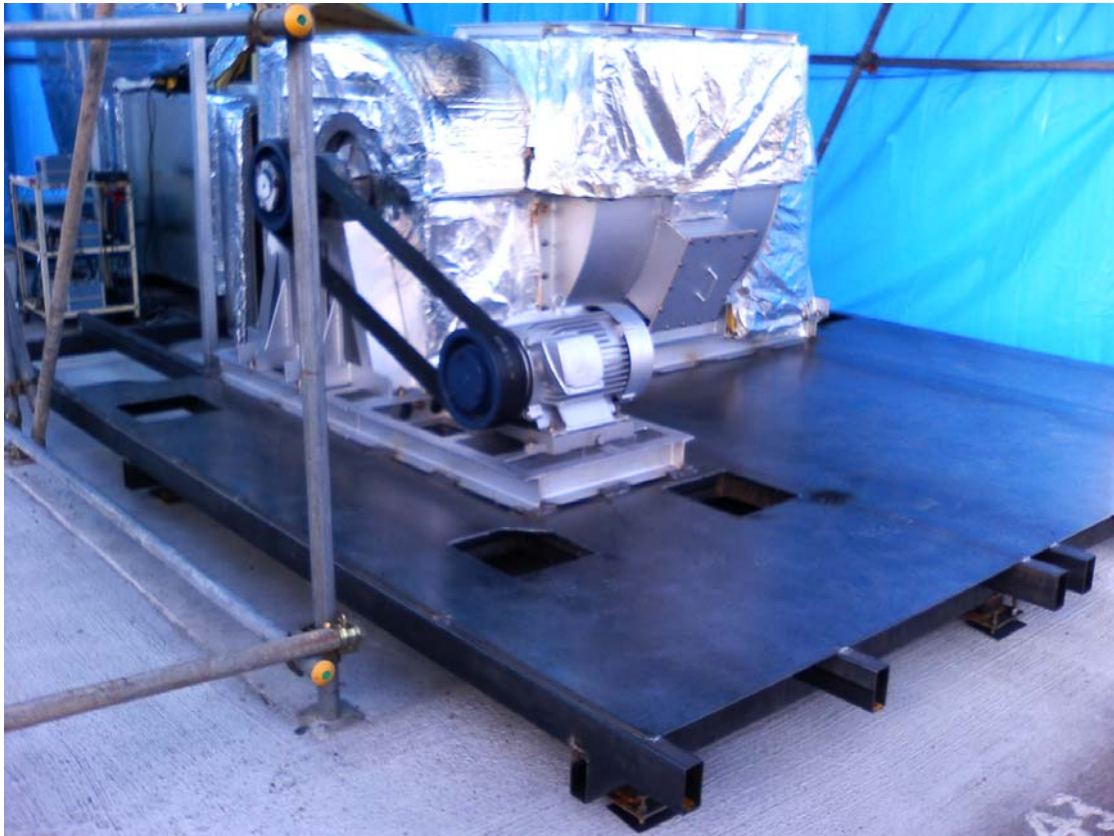


図 3.5 弾性フロアの外觀

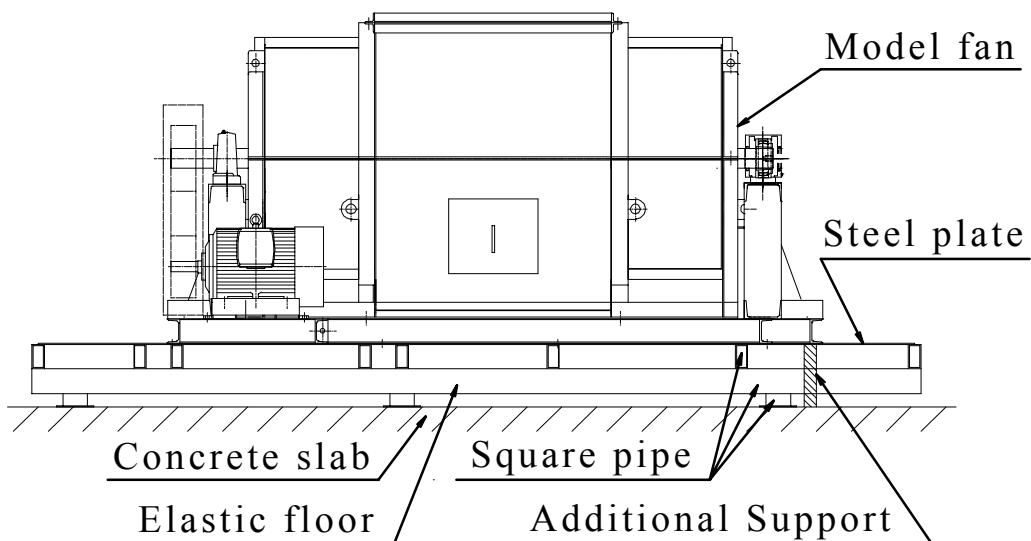


図 3.6 弾性フロア上に設置された実験機

## 3.3 結果および考察

### 3.3.1 コンクリートスラブ上での遠心ファンの振動

最初に、コンクリートスラブ上の振動特性を調べた。実験結果として、コンクリートスラブ上へ直接設置されたファンの変位、温度、振動の時刻歴波形を図 3.7 に示す。ただし、振動振幅の波形については、包絡線として実効値の変化を示す。図 3.7 は、新品時の最初の運転で自由側軸受箱の潤滑が十分でなかった場合の現象を示す。それゆえに、軸受はスムーズに移動することができず、実験中に何回か軸受箱の軸方向振動変位が増加した。軸受と軸受箱の間の摩擦が軸方向振動に影響しているようであった。そして、周波数分析結果として、主な周波数成分はファン回転によるものだけで、その様相は、後述する図 3.10 や図 3.11 に示されるような場合に類似していた。

### 3.3.2 弾性フロア上での遠心ファンの振動

実験結果として、弾性フロア上へ設置されたファンの変位、温度、振動の時刻歴波形を図 3.8 に示す。ただし、振動振幅の波形については、包絡線として実効値の変化を示す。加熱が始まると、ケーシング温度は約 30 分で急速に増加し、それから一定に平衡した。この時、軸端は伸び、自由側軸受箱の垂直方向振動変位が一時的に増加したことから、この位置的な振動増加は、この研究の最初で述べた自由側の軸受と軸受箱の間の摩擦に関係しているようであった。しかしながら、振動の周波数分析結果を図 3.10 と図 3.11 に示すように、主な周波数成分はファン回転によるものだけであり、スティックスリップ現象で見られるような鋸歯状の振動波形は観察されなかった。3.3.4 項で後述するように、この一時的な振動増加は、熱膨張によるフロアとファンベースの浮沈によって引き起こされると考えられた。加えて、この場合、図 3.9 に示すような、この部分のファンの回転振動数に固有振動数が近付いて共振するため、自由側軸受の垂直方向振動が他よりも強かった。

一方、図 3.8 に示すように、軸方向の振動変位が約 2 分毎に変動しており、自由側の軸受と軸受箱の間の摩擦が軸方向の振動の振幅変調現象を生んでいるようであった。

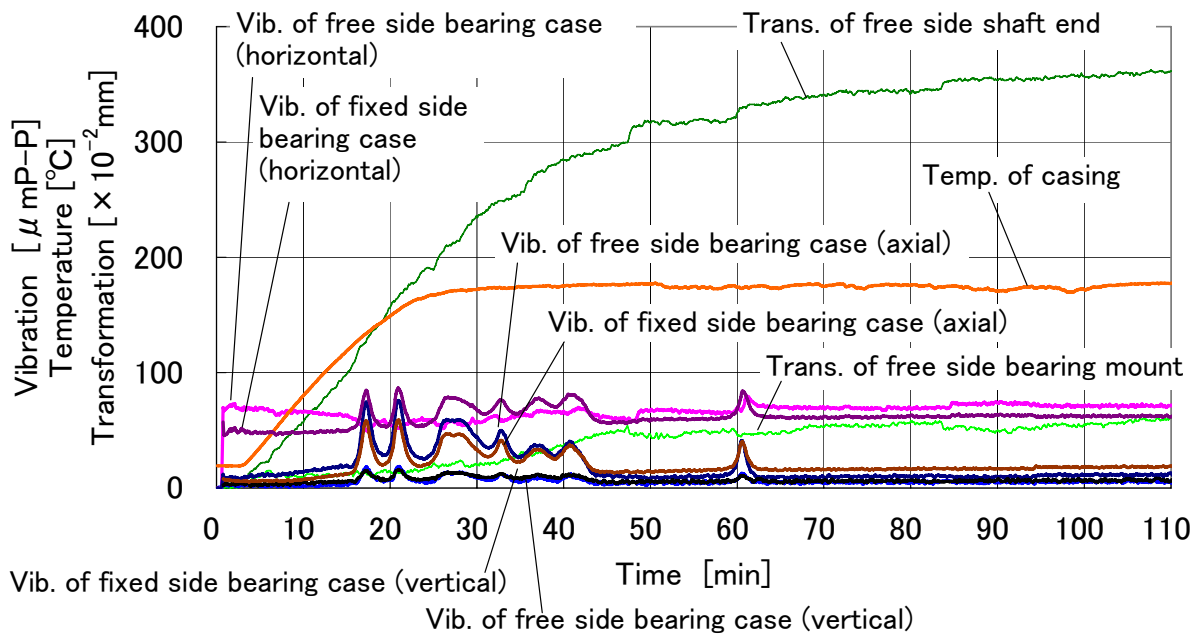


図 3.7 コンクリートスラブ上に設置された実験機の振動，温度，変位の時刻歴変化

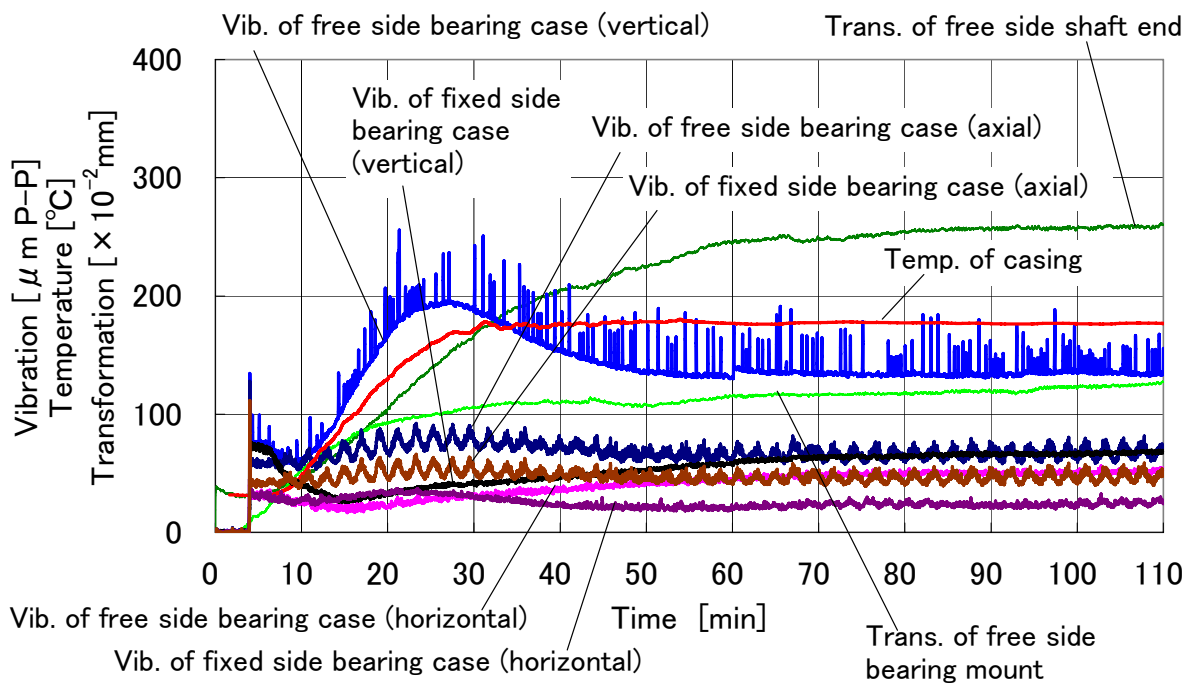


図 3.8 弾性フロア上に設置された実験機の振動，温度，変位の時刻歴変化

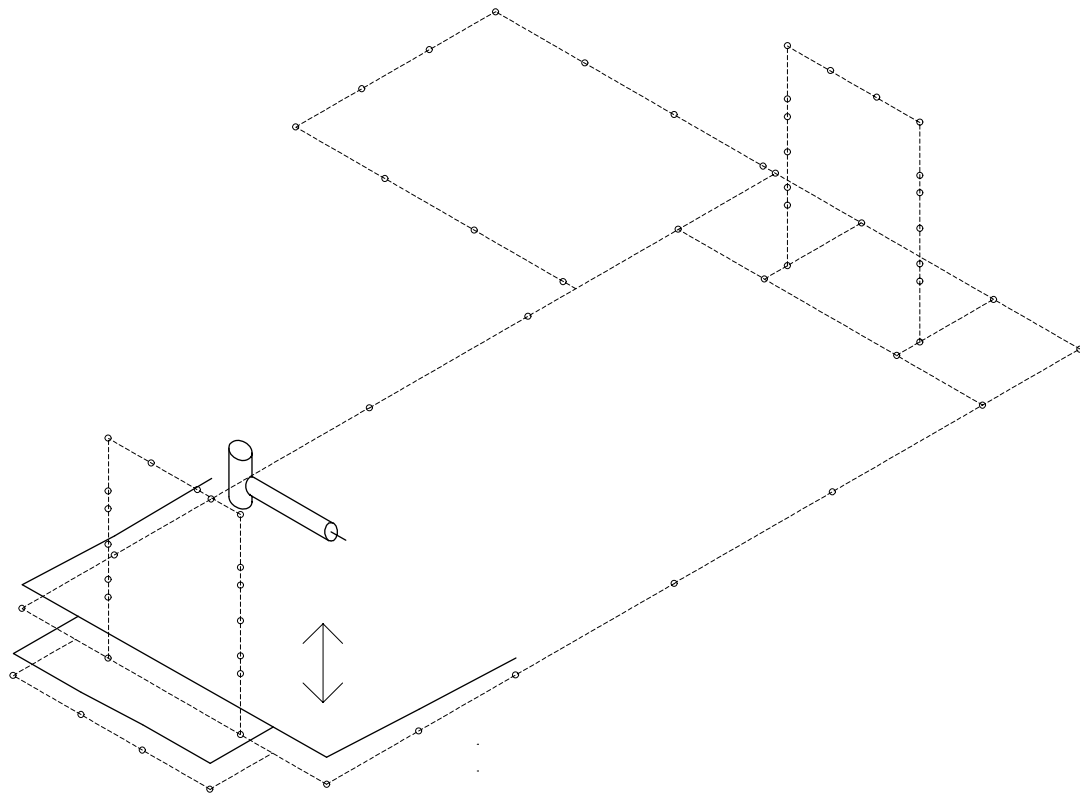
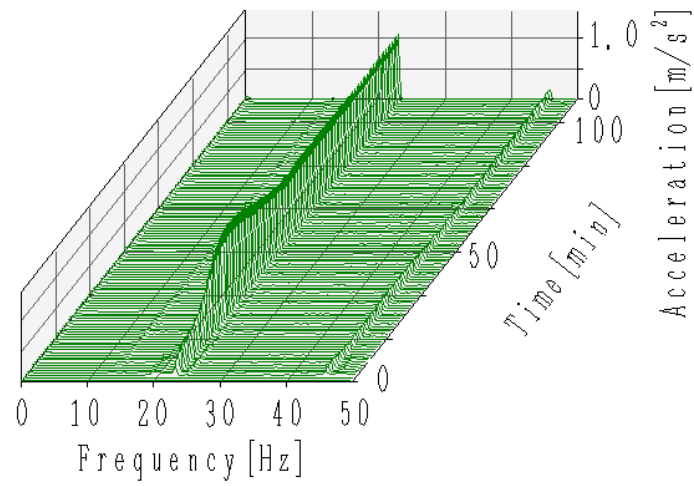
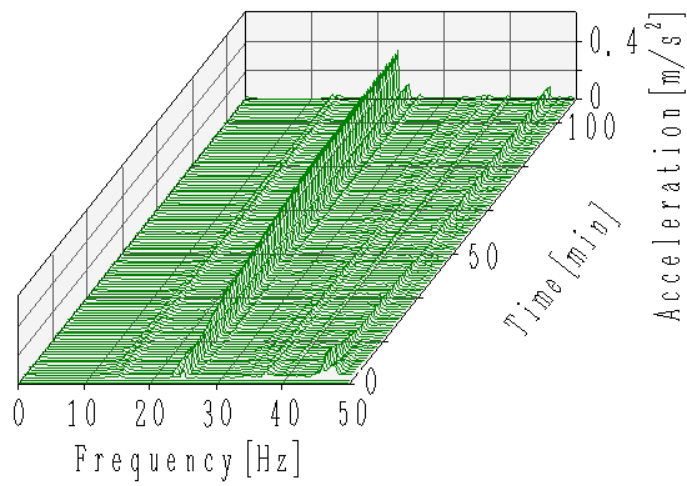


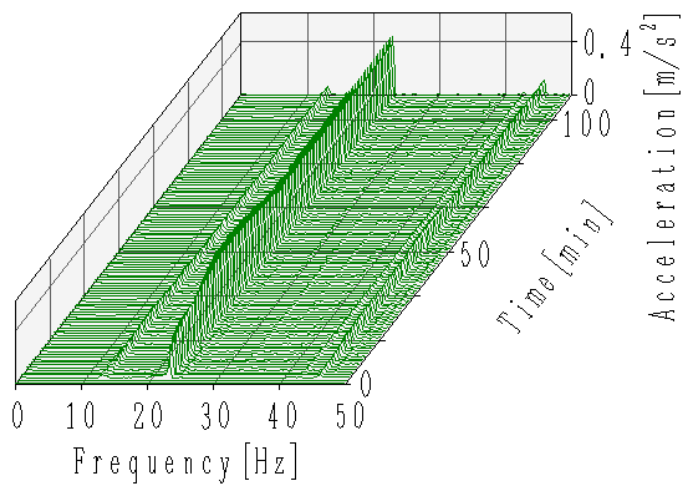
図 3.9 弾性フロア上に設置された実験機の自由側軸受台周辺のモード形状(20.5Hz)



(a) 鉛直方向

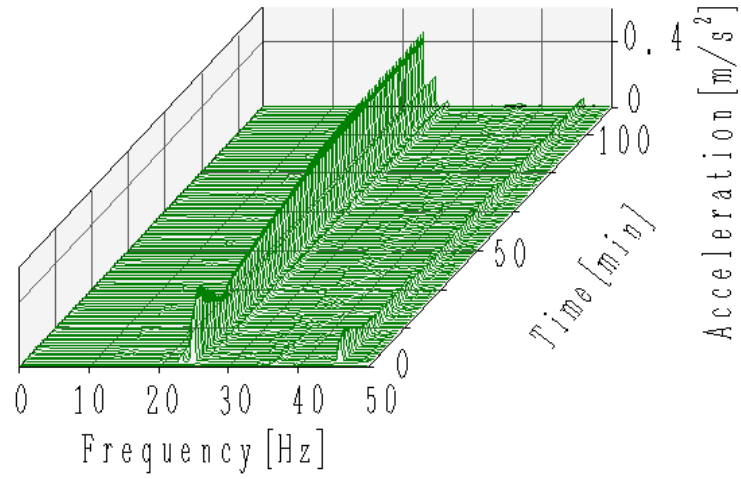


(b) 水平方向

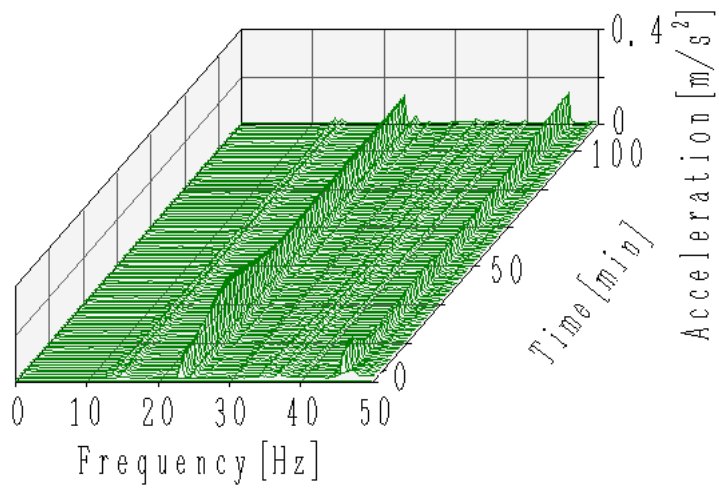


(c) 軸方向

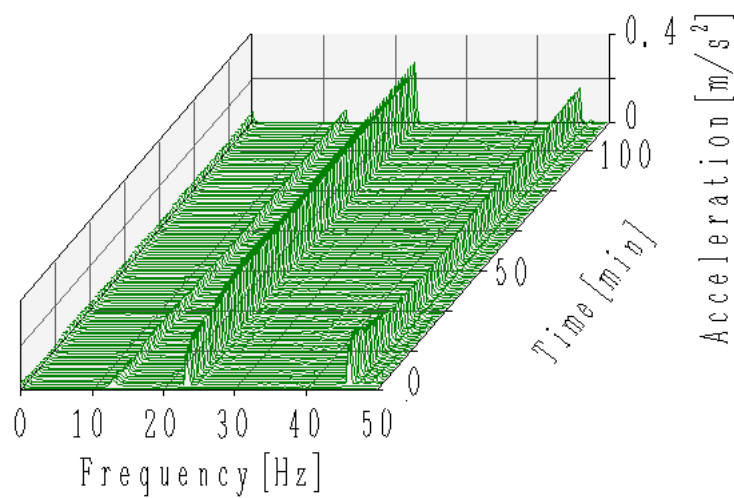
図 3.10 弾性フロア上に設置された実験機の自由側軸受箱における振動の周波数分析結果の時刻歴変化



(a) Vertical direction



(b) Horizontal direction



(c) Axial direction

図 3.11 弾性フロア上に設置された実験機の固定側軸受箱における振動の周波数分析結果の時刻歴変化

### 3.3.3 追加支持付き弾性フロア上での遠心ファンの振動

次に、自由側軸受台での共振を排除するために、図 3.6 に示すような追加の支持部材を加えた。しかし、軸方向の振動の振幅変調現象がより鮮明となった。

実験結果として、追加支持付き弾性フロア上へ設置されたファンの変位、温度、振動の時刻歴波形を図 3.12 に示す。ただし、振動振幅の波形については、包絡線として実効値の変化を示す。

軸受箱の摩擦との関係における振動様相を模擬するため、自由側軸受箱の中のグリースは最悪の潤滑状態を想定して出来る限り除去し、ケーシング下の断熱を追加した。

結果として、図 3.12 に示すように自由側軸受箱の軸方向において、67分から120分までの加熱過程と395分から563分の急冷過程の間、摩擦が原因と思われる一次的な振動増加があった。

図 3.13 に、加熱と冷却の両過程の拡大図を示す。図 3.13(a)において、振動の振幅変調は軸端の熱膨張と軸受台の変形によって始まり、これは加熱過程の開始によって引き起こされているように見える。図 3.13(b)において、振動の振幅変調は急冷過程の開始によって引き起こされているように見える。軸端の熱収縮と軸受移動が緩慢になるにつれ、変動振幅は減少している。

図 3.12 にて、急冷運転における、ある時間の間（450分から560分）、振動変位の変動が強いままである時、追加の実験が、ダンパーで循環空気流量を調節して冷却量を減少することにより実施された。その時、状態の変化によって振動の振幅変調現象が消失するのが観察された。



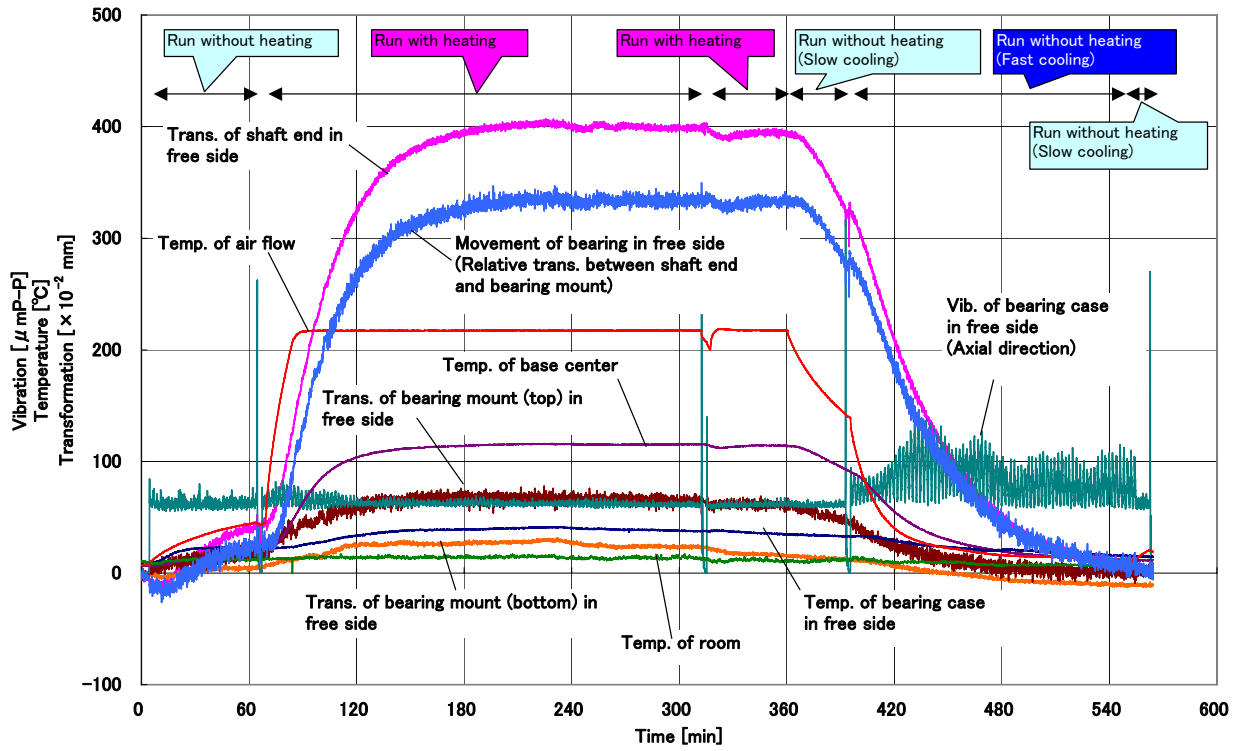
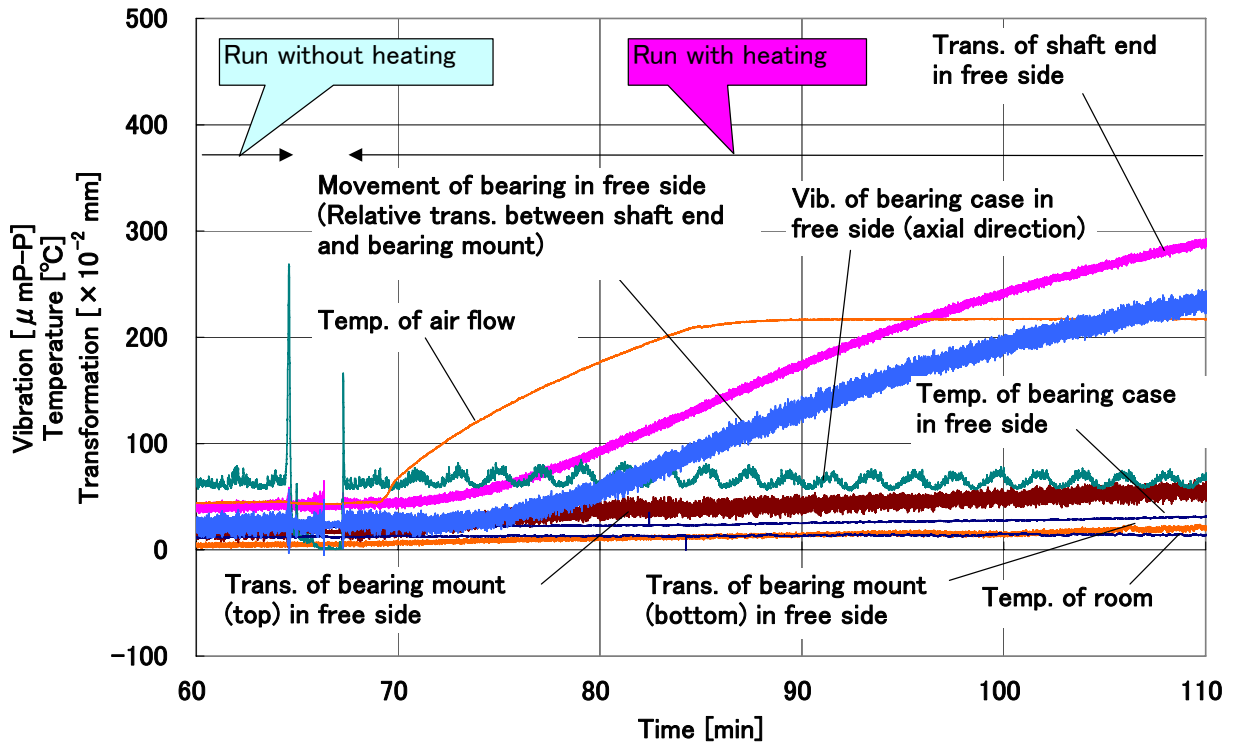
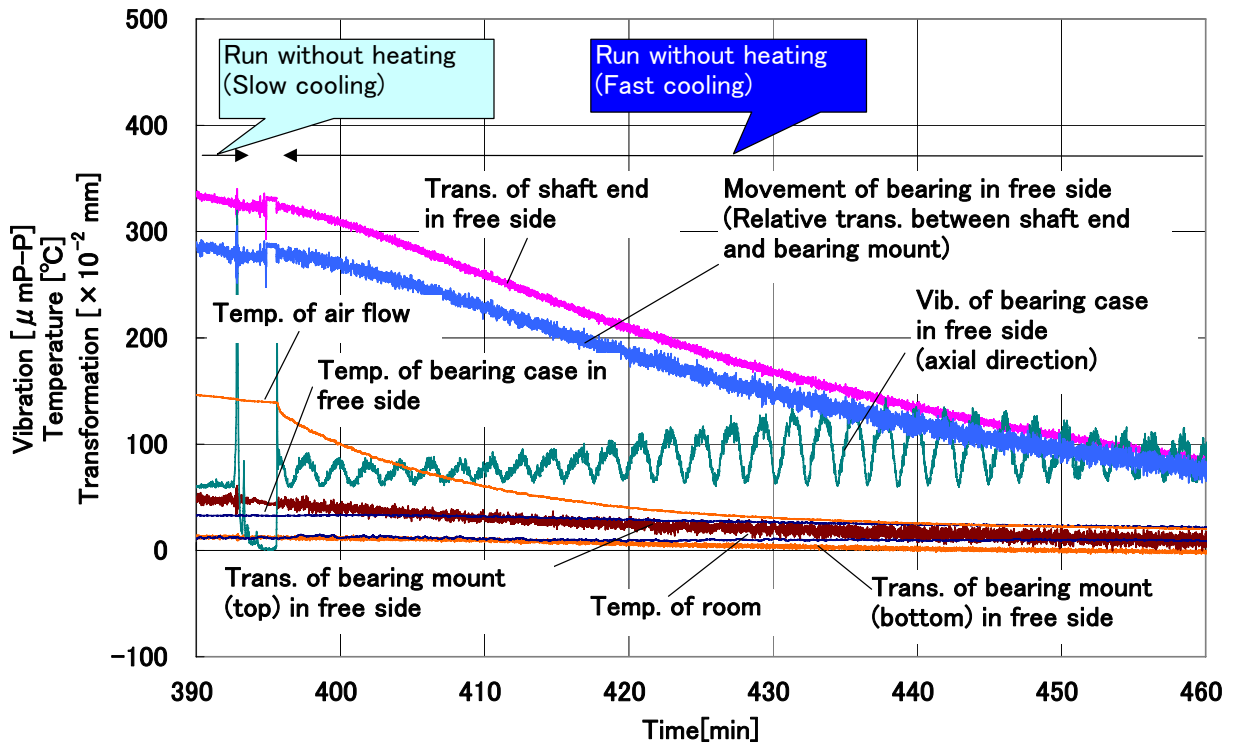


図 3.12 追加支持付き弾性フロア上に設置された実験機の振動，温度，変位の時刻歴変化



(a) 加熱過程 (60~110 分)

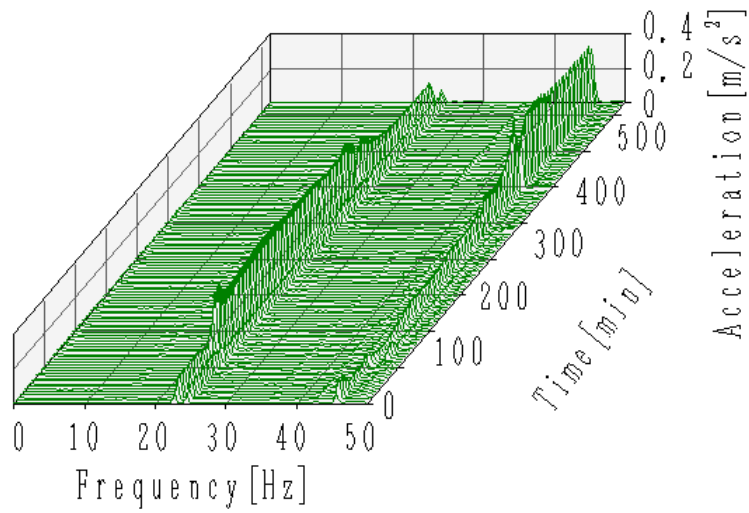


(b) 急冷過程 (390~460 分)

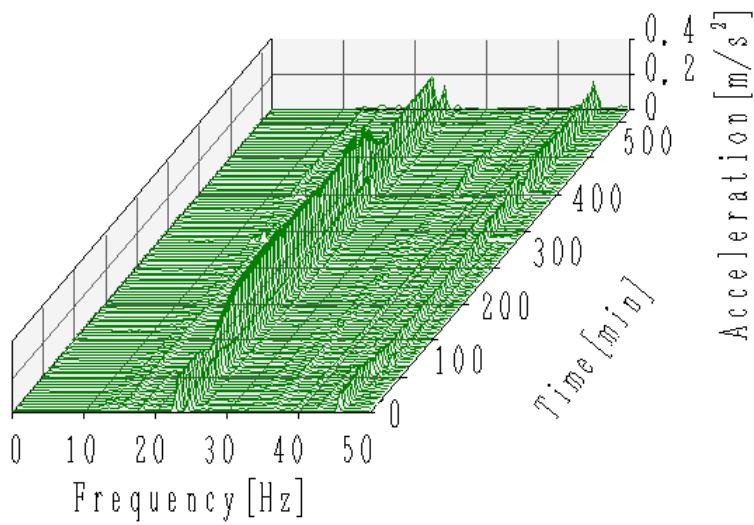
図 3.13 追加支持付き弾性フロア上に設置された実験機の振動，温度，変位の時刻歴変化

これらの現象は自励振動の特徴<sup>(17)</sup>に似ているようであった。

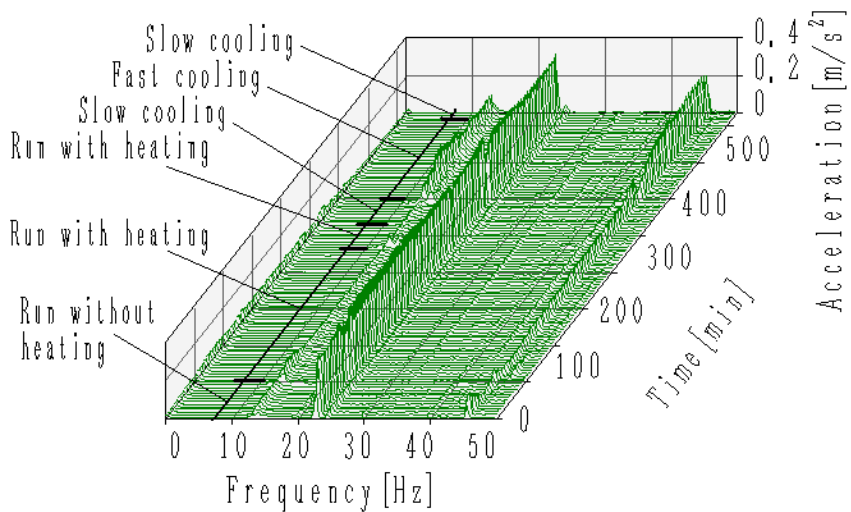
自由側軸受箱の振動加速度について、時刻歴周波数分析結果を図 3.14 に示す。各方向の主な卓越成分は 23Hz, 46Hz である。23Hz はロータ回転数の 1 次成分であり、アンバランス<sup>(19)(21)</sup>によって引き起こされると推測される。46Hz はロータ回転数の 2 次成分である。このファンロータは羽根車固定のためにロータ軸中央部に、プーリ固定のために固定側軸端にキー溝をもち、ロータ軸の異方剛性<sup>(77)</sup>のために回転振動数の 2 倍で加振が発生すると推定される。



(a) 鉛直方向



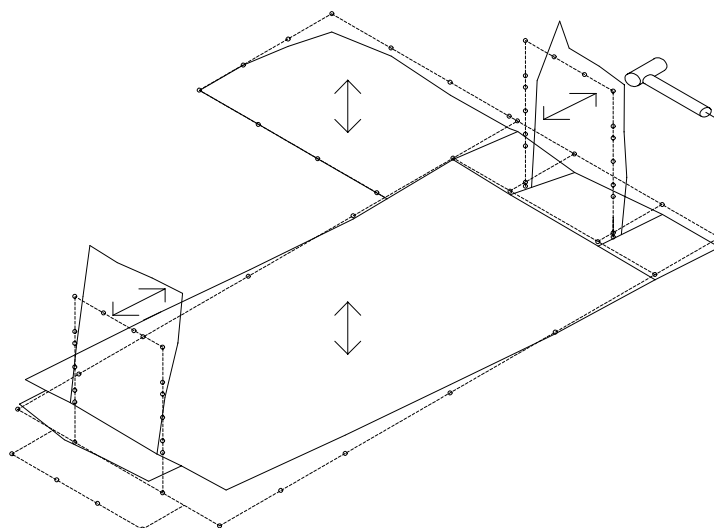
(b) 水平方向



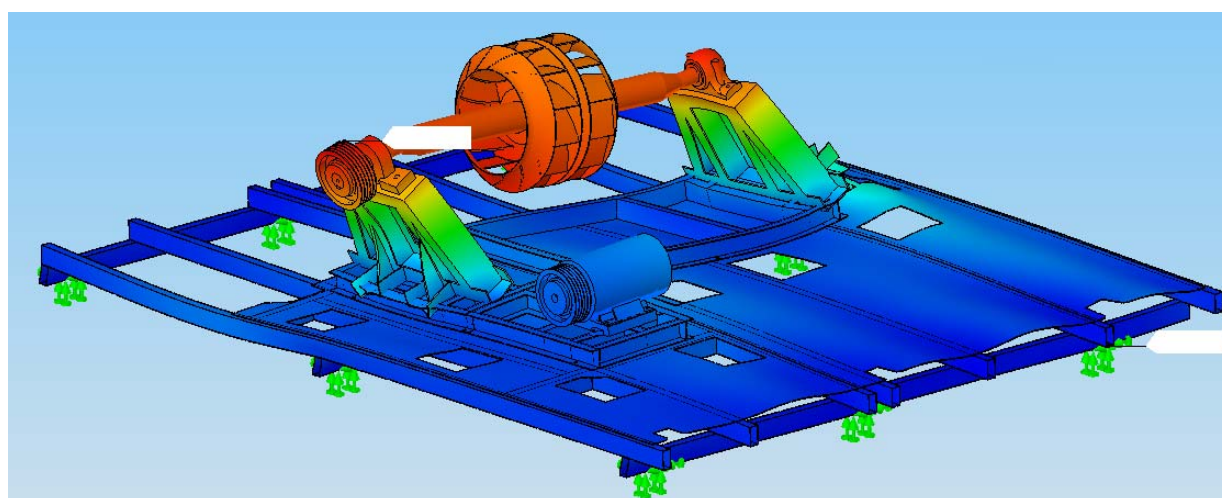
(c) 軸方向

図 3.14 追加支持付き弾性フロア上に設置された実験機の自由側軸受箱における振動の周波数分析結果の時刻歴変化

そして、13.25Hz の卓越が、急冷運転が開始された後に軸方向において、より顕著になる．図 3.14 は、最初の運転の後で加熱運転が始まる時にも、13.25Hz の卓越周波数がすぐに一時的に増加することを示している．この成分は、図 3.15 に示されるように、固定側と自由側の両軸受台が軸方向に同相で振動するモードの固有振動数である．FEM を用いた固有値解析結果によると、計算結果と実験結果には定量的な開きがあるが、定性的には合っており、軸受台の動きをイメージするには有益な情報になり得る．この固有振動数成分は運転中、わずかに励起されており、振幅変調する間により顕著となることから、この振幅変調は摩擦による自励振動によって影響されているようであった．



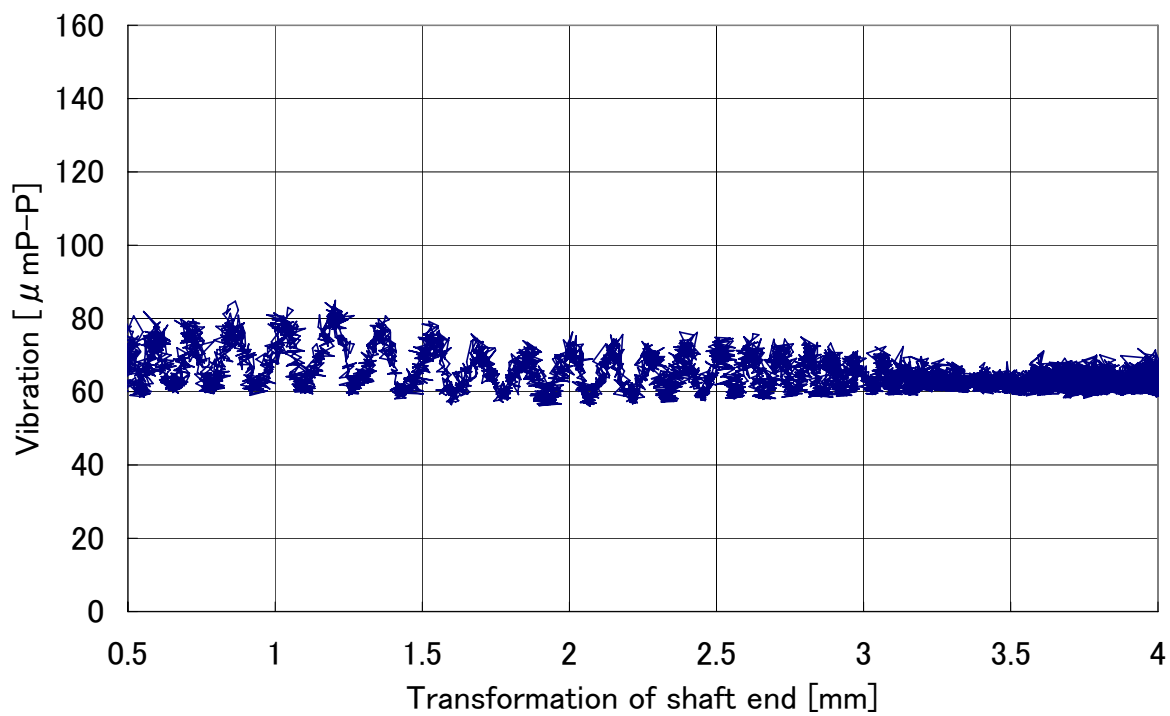
(a) インパクトハンマーによる加振実験結果 (13.25Hz)



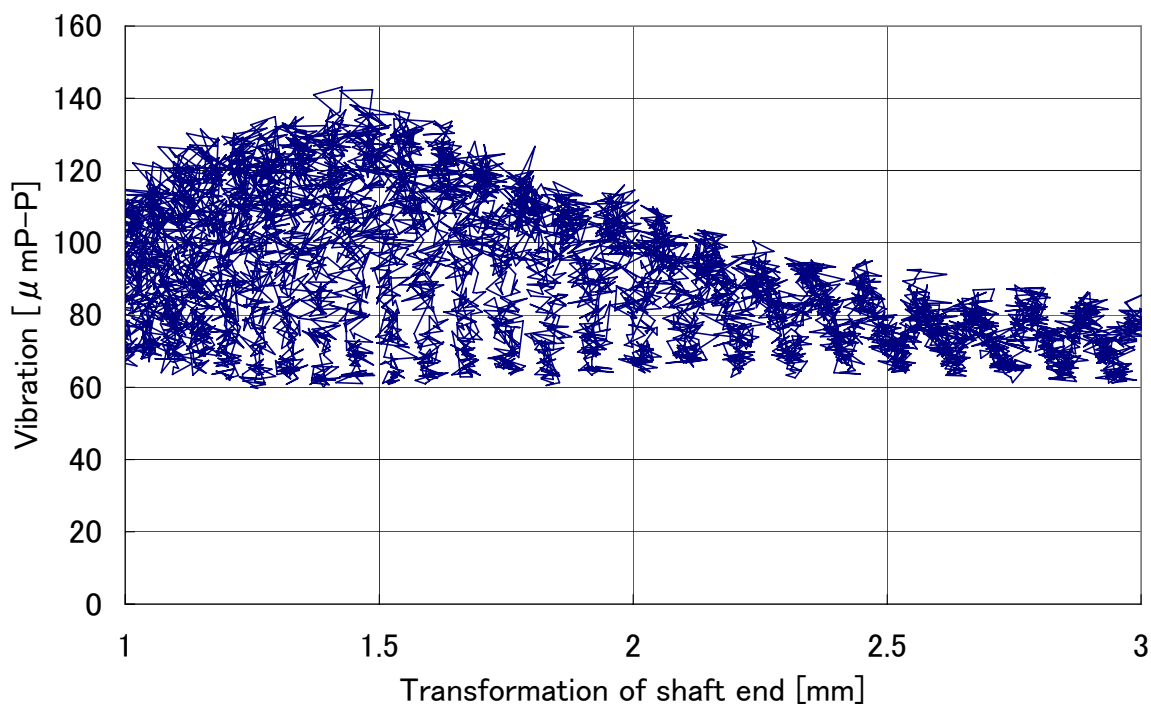
(b) FEM による固有値解析結果 (16.9Hz)

図 3.15 弾性フロア上に設置された実験機のモード形状

軸端変位と軸方向振動変位の関係を図 3.16 に示す．図 3.16(a)には，図 3.12 に示した 70 分～200 分の加熱によるロータ軸の熱膨張過程の間の軸端変位と軸方向振動変位の関係が表されている．図 3.16(b)には，図 3.12 に示した 400 分～450 分の急冷によるロータ軸の熱収縮過程の間の軸端変位と軸方向振動変位の関係が表されている．図 3.16 によると，振動変位は軸端変位に対して 1mm 当り平均的に約 10 回変動していたこと，言い換えると，軸受が約  $100\ \mu\text{m}$  移動する間に振動変位の上下があったことが観察された．そして，軸受スライド部の緊張と緩和がロータ軸の熱膨張と熱収縮の間に繰り返されているように見える．それゆえに，摩擦による停止と滑りの繰り返しがあると考えられる．スティックスリップ現象に見られる鋸歯状の振動波形があったゆえに，この振動の振幅変調現象は，軸受と軸受箱の間の摩擦による自励振動によって引き起こされたと考えられる．なお，加熱過程に比べ，急冷過程の方が振動振幅の変化が大きい．これは，図 3.18 で後述するように，ロータ軸の熱膨張によって軸受台が押し倒されるため，加熱過程では順方向であるのに対し，急冷過程では軸受台が倒れる向きとは逆方向に，ロータ軸が熱収縮するためではないかと考えられた．



(a) 加熱過程 (70~200 分)



(b) 急冷過程 (400~450 分)

図 3.16 自由側軸受箱の軸方向における振動変位振幅と軸端変位の関係

更なる考察のために、軸受の移動速度と軸受台の傾きを測定結果から算定し、軸受箱の軸方向変位と空気流れ温度と共に比較した。その結果を図 3.17 に示す。軸受の移動速度は、軸端と軸受台の間、各 1 分毎の相対変位によって表した。そして、軸受台の傾きは軸受台の頂部と底部の間の相対変位から計算した。

図 3.17(a)によると、加熱が始まると、ロータ軸は熱膨張し、軸受が移動し始めて、軸受台が傾き始める。軸受台が傾く方向に軸受移動速度が増加する時、軸受箱の軸方向振動が振幅変調し始め、徐々に発散的となる。そして、その速度が減じ始める時、振幅変調も減じ始める。

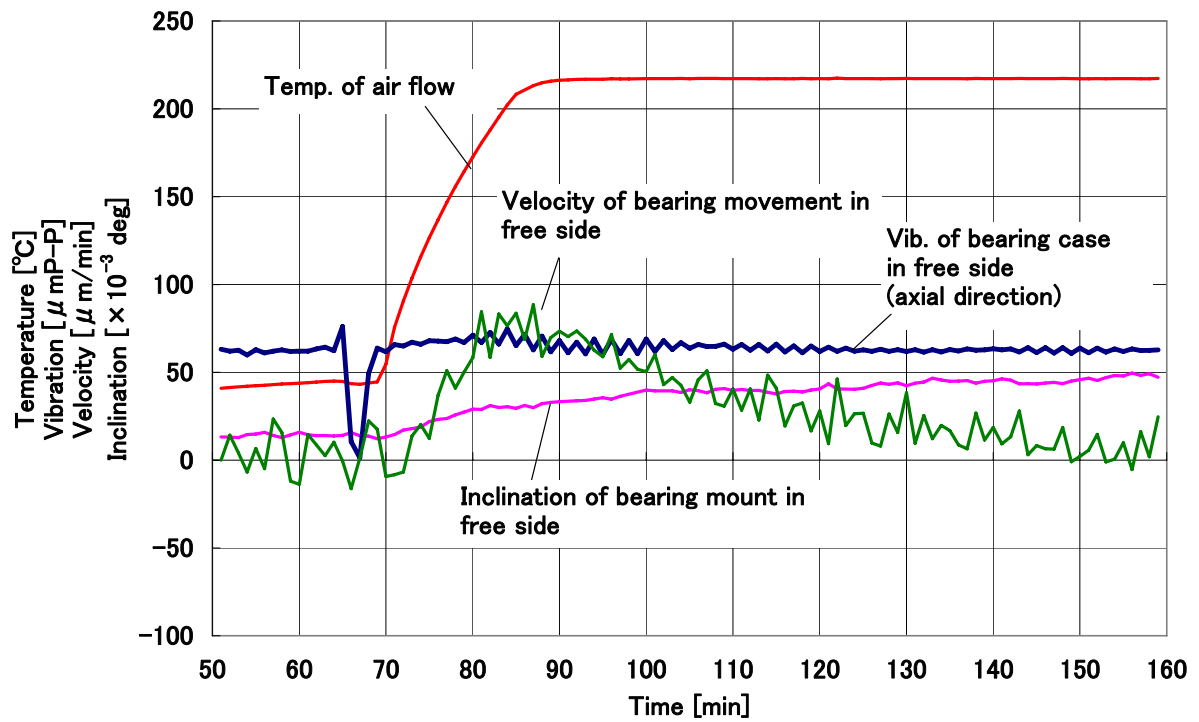
一方、空気流れ温度が減じ始める時、図 3.17(b)によると、軸受台は元の位置へ戻り始め、結果的に軸受移動速度が増加する。この過程において、ファンが一旦停止され、急冷運転が開始された。この時の衝撃は振動の振幅変調現象の引き金となったように見えた。そして、その振幅変調は、軸受移動速度の変化がピークに達するまで発散的に生じ、その速度が減じて変化が緩慢になった時、振幅変調は減じた。

図 3.17 は、急冷過程における変動が加熱過程の場合よりも大きいことを示している。加えて、急冷過程における軸受移動速度は、加熱過程におけるそれよりも低い。そして、軸受移動速度が約  $50 \mu \text{ m/min}$  に達する時、これはロータ軸の熱膨張あるいは熱収縮にとって、極めてゆっくりとした速度であったが、この変動はより顕著になった。ゆえに、この振動の振幅変調現象はロータ軸の熱膨張あるいは熱収縮による軸受移動速度によると考えられる。

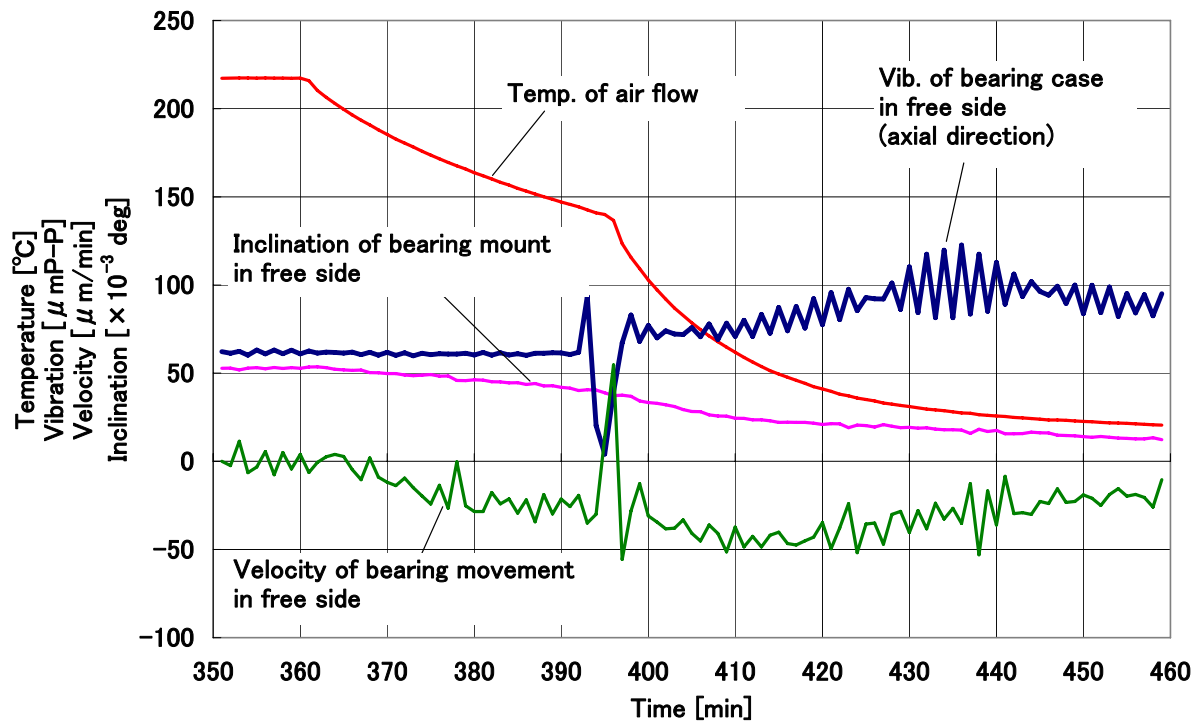
図 3.16 によると、軸受が約  $100 \mu \text{ m}$  移動する間に振動変位の上下があった。そして、図 3.17 によると、軸受移動速度が約  $50 \mu \text{ m/min}$  に達する時、この振幅変調はより顕著となる。それゆえに、図 3.13 に示されるように、振幅変調の周期は約 2 分であることがわかる。

ところで、図 3.12 の実験状態は図 3.8 のそれとは追加支持による違いがあった。それから、一度発生した軸方向に対する振動の振幅変調現象は、図 3.8 においては支持が無いために持続した。それゆえに、この振幅変調現象は自由側軸受台の支持状態に依存すると考えられる。





(a) 加熱過程 (50~160 分)

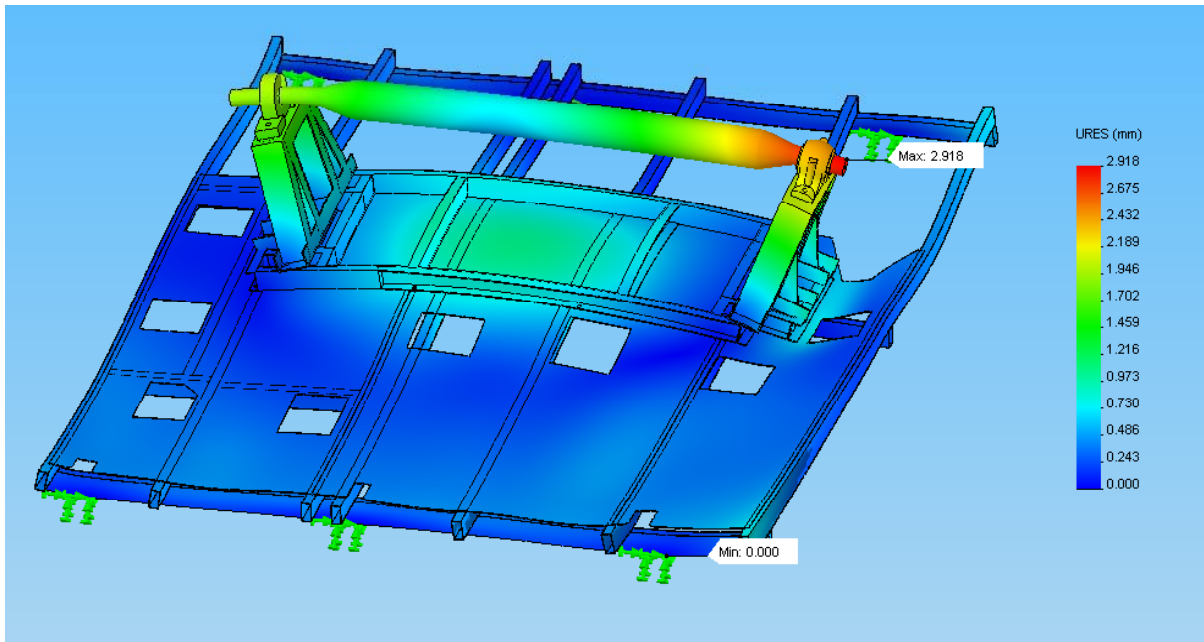


(b) 急冷過程 (350~460 分)

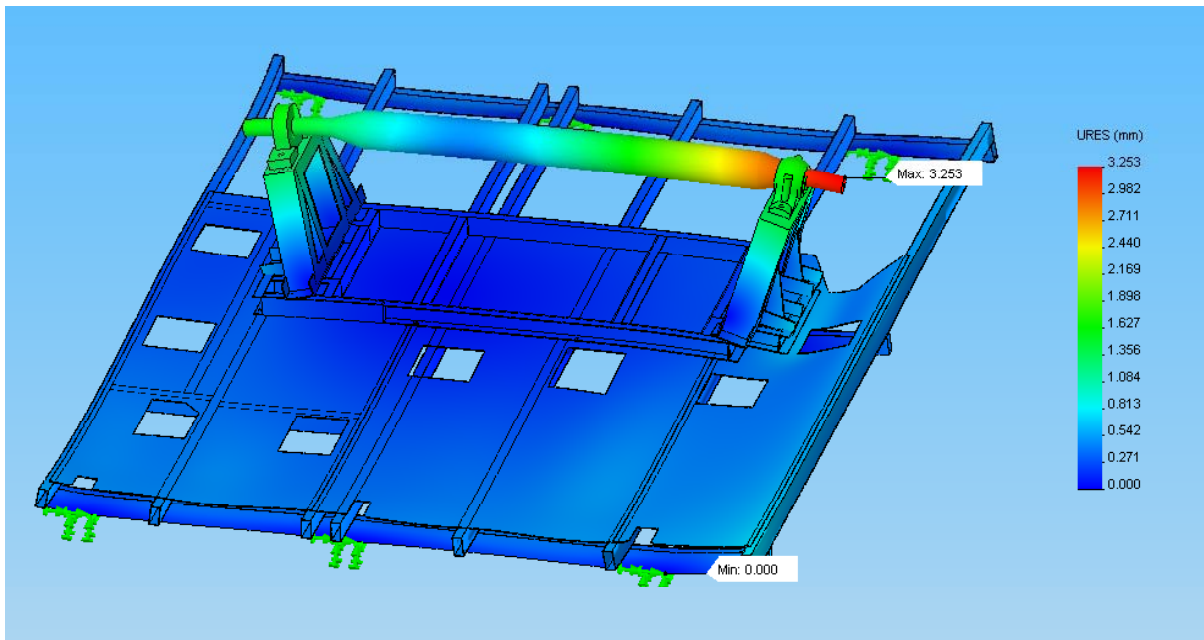
図 3.17 温度，振動変位振幅，軸受移動速度，軸受台傾き角度の時刻歴変化

### 3.3.4 弾性フロア上での遠心ファンの熱変形と振動

ファンの加熱実験状態における熱変形の数値シミュレーションのため、FEMを用いた熱変形解析によって導かれた熱変形の外観を図 3.18 に示す。これは、ロータ軸に対して 220℃での強制対流、その他に対して 10℃の自然対流、そして、自由側軸受箱における軸方向への軸受移動の動摩擦係数は 0.05 のもとで計算された結果である。ただし、図 3.18(a)の場合では、ケーシング下部が断熱無しのため、ファンベースとその内側フロアは 100℃の自然対流のもとで計算されている。図 3.18(a)によると自由側軸端伸びの計算結果は 2.92mm であるのに対し、対応する図 3.12 の実測結果によると約 4.0mm である。また、図 3.18(b)によると自由側軸端伸びの計算結果は 3.25mm であるのに対し、後述する図 3.19 の実測結果によると約 4.2mm である。前述した条件での計算では熱の散逸が多めに見積もられたことが考えられ、定量的には改善の余地があるが、定性的にはロータ軸と支持部の熱変形の外観を表現できている。図 3.18 は熱変形を誇張して示しているが、熱膨張したロータ軸は両軸受台を押し倒し、自由側軸受台下のファンベースは曲げられて沈められている。加えて図 3.18(a)の場合では、ケーシング下部が断熱無しであるため、ファンベースの中央は弾性フロアとともに熱膨張によって浮き上がっている。



(a) ケーシング下部の断熱なし



(b) ケーシング下部の断熱あり

図 3.18 FEM による熱変形解析結果

実験結果として、追加支持付き弾性フロア上へ設置され、ケーシング下部を断熱したファンの変位、温度、振動の時刻歴波形を図 3.19 に示す。ただし、振動振幅の波形については、包絡線として実効値の変化を示す。加熱無しから加熱有りへ運転状態が変化した時、振動と変形には増加があった。加熱過程において熱膨張によりロータ軸が伸び、軸受台が外側へ傾いた時、ファンベース両端は曲がって下げられ、ファンベース中央は浮き上げられた。自由側軸受箱の垂直方向振動も増加するが、この振動は加熱過程の間、一時的に増加した。この時、ベース中央は一時的に浮上したため、この一時的な振動増加は熱膨張変形によって引き起こされたと考えられる。そして、主な周波数成分はロータ回転によるもので、図 3.10 や図 3.11 に示される場合に似ていた。

更に図 3.19, 3.12, 3.8 によると、加熱過程の間、最初に軸受台が傾き、それから平衡状態に達した時、ロータ軸が熱膨張して軸受が軸受箱内を軸方向に移動した。それゆえに、この時には摩擦力が強く発生し、摩擦振動が容易に発生したと考えられる。

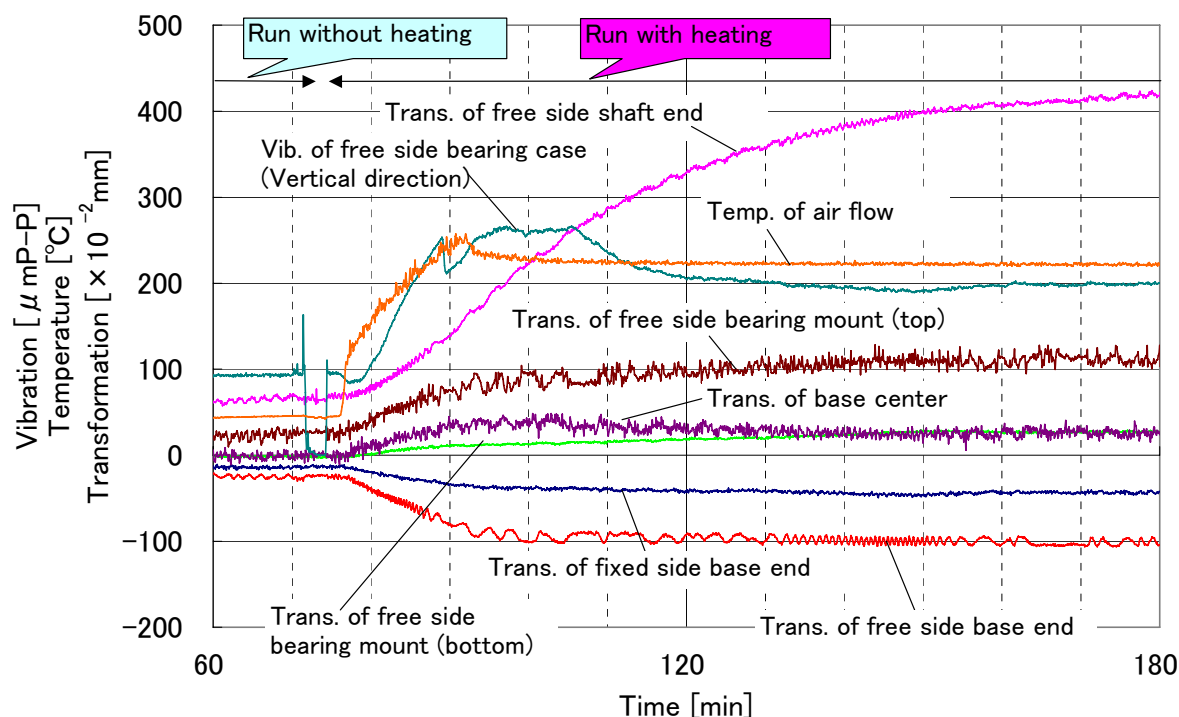


図 3.19 弾性フロア上に設置された実験機（ケーシング下部断熱付き）の振動、温度、変位の時刻歴変化

一方、図 3.12 と図 3.17(b)によると、急冷過程の間、軸受台の傾きに逆らってロータ軸が収縮する時、変動はより顕著となった。それゆえに、振動の振幅変調現象は自由側軸受台の支持状態に依存すると考えられる。

加えて図 3.18 と図 3.16 によると、自由側軸受台の不安定な支持状態は、ロータ軸の熱膨張あるいは熱収縮によって軸受が軸受箱内をスムーズに移動するのを妨げ、軸受のスライドは停止と滑りを繰り返したと考えられる。それゆえに、このスティックスリップ現象が軸方向の振動の振幅変調現象を引き起こしたと考えられる。

最後に、上述した特性を摩擦による自励振動の特性<sup>(17)</sup>と比較すると、この軸方向の振動の振幅変調現象は、ロータ軸の熱膨張あるいは熱収縮によって軸受が軸受箱内を軸方向に移動した時に生じる摩擦による自励振動のようであったが、まだ完全には解明されていない。また、詳細なメカニズムと必要な軸受台支持条件、適切な潤滑維持条件を明らかにすることが今後の課題である。

なお、第 4 章から第 7 章で後述する研究成果から、現在では複数本掛けベルトによる振幅変調現象と、熱変形と摩擦による系の固有振動数の移動が関係すると考えられる。これを理論的に解析計算で説明できれば完全な現象解明につながり、今後の課題と言える。

### 3.4 結 言

ある自動車工場で比較的柔軟な鉄骨架構上に設置された遠心ファンにおいて、高温空気による主軸の熱膨張・収縮を吸収する自由側軸受箱に起因するとみられる異常振動があったため実験的研究を行った。その結果、次の結論が導かれた。

- (1) 弾性フロア上に設置された遠心ファンの加熱あるいは冷却運転において、自由側軸受箱の軸方向振動の振幅変調現象があった。そして、この現象は、ロータ軸の熱膨張あるいは熱収縮によって軸受が軸受箱内を軸方向に移動する時、摩擦によって引き起こされると考えられた。
- (2) この振動の振幅変調現象は、熱膨張あるいは熱収縮による軸受箱内の軸受移動速度と、自由側軸受台の支持状態に関係すると考えられた。
- (3) 鋼板フロア上では自由側軸受箱の垂直方向振動の一時的な増加があり、この一時的な振動増加は、熱膨張によるフロアとファンベースの浮沈によって引き起こされると考えられた。
- (4) コンクリートスラブ上に設置されたファンの異常振動は観察されなかったが、新品の軸受箱で潤滑が十分でない場合には、瞬間的な振動増加があった。
- (5) この形式のファンの設置にあたっては、これらの振動問題を避けるために、軸受台下のファンベースを剛に支持し、軸受箱内を適切な潤滑状態に保つことが必要である。

# 第4章 遠心ファンの防振

## 4.1 緒 言

第3章で述べた実験的研究から、遠心ファンの防振のために、遠心ファンに適した固有値解析と振動診断に関する技術力向上の必要性を迫られた。機械製品や生産設備の振動問題は多種多様である。しかしながら、遠心ファンにおける振動問題は、経年のダスト付着などによる不釣り合い振動発生等もあるが、構造系の共振問題が圧倒的に多い。特に近年では製品も設備もコストダウン、軽量コンパクト化が進められ、設置基礎を含めた構造系の共振問題が増えてきたように思われる。ただ、構造系のどこで何が何故どのように共振しているのか分かり難く、適切に診断して対策するのは決して容易なことではない。そこで、振動現象を可視化する方法が考案され、これに対処する有効な手法としてモード解析に関連する実験とFEMの技術<sup>(52)(62)</sup>が欠かせない。ファンへの適用については、羽根車に関するもの<sup>(67)-(69)</sup>と、全体の構造系ではロータリーブローに関するもの<sup>(70)</sup>、大型遠心ファンに関するもの<sup>(71)</sup>があるが、中型や小型の遠心ファンに関するものは見当たらないようである。ただし、問題の状況に応じて他のさまざまな手法も組み合わせ、総合的に対処しなければならないことは言うまでもない。遠心ファンについては、ロータ軸（回転軸）と羽根車（回転体）から成るロータの振動解析に関する設計書<sup>(29)</sup>、羽根車アンバランスと構造共振に関する概説<sup>(126)</sup>、サージングに関する概説<sup>(28)</sup>、ディスクウォブル（羽根車主板の首振り）振動に関する概説<sup>(127)</sup>、設置基礎の共振やダクト振動の概説<sup>(128)</sup>などはあるが、実機での諸振動現象を詳細に報告したものは見当たらないようである。以上のような背景から、遠心ファンに適した固有値解析と振動診断に関する技術について研究することは意義があり、種々の振動問題に対処しながら、その技術力向上を図ってきた。

その中で、ある半導体工場のクリーンルーム空調ファンに振動問題があり、厳しい低振動化の要求があった。この問題となった振動現象につ

いては次節で詳しく述べる。一方、この時に要求された振動基準は、防振装置上にあっても 4mm/s 以下と、JIS 基準<sup>(129)</sup>や ISO 基準<sup>(130)</sup>に比べて一段と厳しかったが、これに対処することは信頼性と技術力の向上に繋がる。ISO 基準は剛基礎設置では 4.5mm/s、柔基礎設置では 6.3mm/s である。JIS 基準はかつて防振装置上では 10mm/s が許容されていたが、現在ではその特記が無くなり、軸受箱上において良判定基準の 6mm/s（優判定基準 2.5mm/s、可判定基準 15mm/s）に一本化され、厳しくなっている。

最近、製薬クリーンルーム用ファンの許容振動仕様の決定について、過去 5 年にわたる過程の事例が紹介された<sup>(32)</sup>。軸受破損事故以後の監視点の追加、可変速駆動の導入、共振回避のための軸・ホイールの強化、ベルトの緊張問題、ベース共振問題のモード解析による解決などの経過、ファンの設計仕様（フィルター圧力損失、ロータ軸設計基準、ベース設計基準）、受入検査及び許容振動仕様、軸受損傷周波数について説明されている。ベルトの緊張と緩和、ファンベースのモード解析についても触れられていたが、データは公表されておらず、詳細は不明であった。

この第 4 章では、ある半導体工場のクリーンルーム空調ファンの振動問題解決と厳しい低振動化要求に対応する中で構築した、遠心ファンに適した固有値解析と振動診断の手法を解説し、その有効性を示す。また、ベルト加振力とそれに伴う振動の振幅変調現象について問題提起を行うとともに、各種ベルト駆動方式による影響を確認する。

## 4.2 研究対象とした振動現象

図 4.1 に示すように、クリーンルームの HVAC (Heating Ventilation and Air Conditioning) ファンとして鉄骨架構上の冷温水コイルチャンバー内に設置されたファンがあった。モータの鉛直方向の振動が過大であるとのことであった。振動調査の結果、モータの鉛直方向ばかりでなく軸方向にも振動が大きいことが判明し、モータ部がファンケーシングに対して捻られるようなモードで振動していると考えられた。振動調査結果の一例として、モータフレーム中央頂部の軸方向振動の周波数分析結果を図 4.2 に示す。このファンの場合は、24Hz がファン回転数、29Hz がモータ回転数であって、49Hz はファン回転数の 2 次成分である。他に 33Hz、41Hz などの卓越が確認されたが、何の成分であるか不明であった。ただ



し、33Hz 成分の卓越はかなり大きく、この付近に何らかの固有振動数が存在し、その固有振動数に何らかの加振成分が近付いて共振していると考えられた。また、この 33Hz 成分の振幅が周期的（周期は約 1min）に大きく上下（4~10mm/s 程度）したが、そのメカニズムは不明であった。



図 4.1 冷温水コイルチャンバー内に設置された遠心ファンのモータ周辺

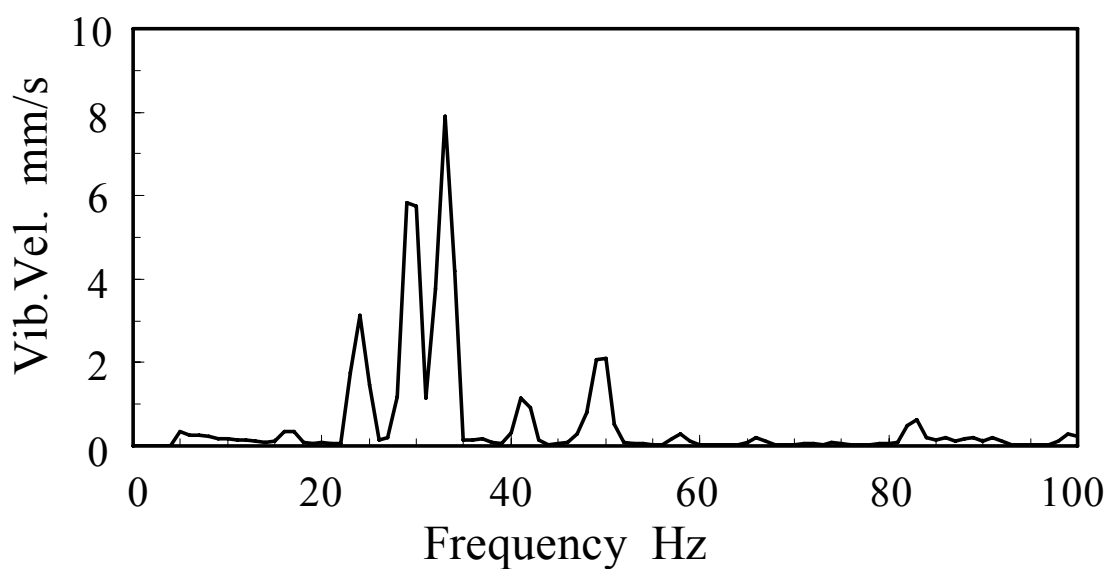


図 4.2 モータフレームの軸方向振動の周波数分析結果（現地対策前）

一方、遠心ファンがスプリング防振を施される場合には、図 4.3 に示すような防振装置（上下架台＋防振スプリング）上に据え付けられるのが一般的である。しかし、今回問題となったファンは、図 4.1 および図 4.4 に示すように防振スプリングのみを用いて設置されており、架台無しではファンベースの剛性の弱さを露呈しているように思われた。なお、現地では詳細調査が難しいため同型機を用い、解析と実験によって原因究明と対策検討のための研究を行うこととした。

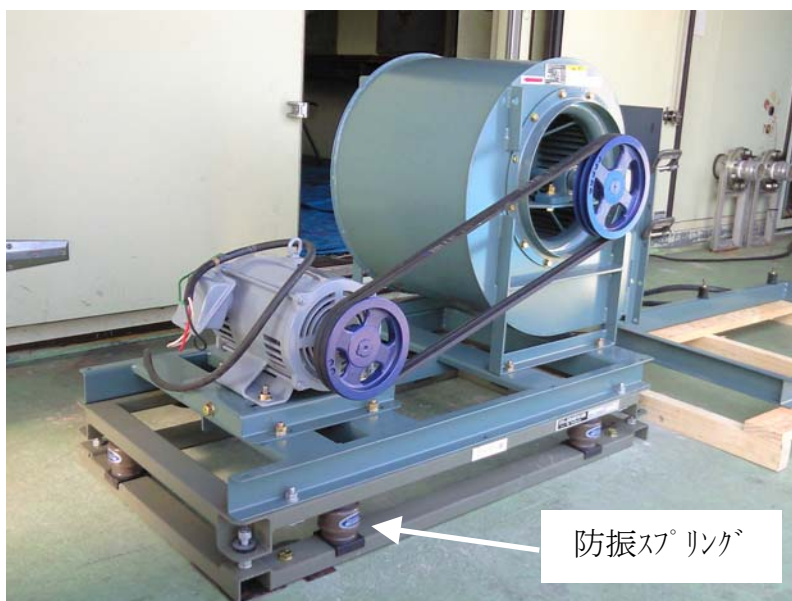


図 4.3 防振架台上に設置された実験機



図 4.4 防振スプリング上に直接設置された実験機

## 4.3 固有値解析と振動診断の方法

### 4.3.1 実験機

実験機として市販のベルト駆動式遠心ファンの外形を図 4.5 と図 4.6 に、仕様を表 4.1 に示す。図 4.5 に示すように、防振ゴム‘10’で絶縁されたベース‘9’にモータ‘8’とケーシング‘1’が載せられ、ケーシング内に組み込まれた羽根車‘2’はベルト‘6’とプーリ‘5’、‘7’によりモータで駆動される。この遠心ファンは両吸込型の多翼ファン（前向き羽根ファン）と呼ばれるファンであり、ケーシングの両側に吸込口をもつ。両吸込口には軸受台が付けられ、羽根車を取り付けられたロータ軸が自動調心深みぞ玉軸受で両端支持されている。ケーシングはモータとともに上部ベースに載せられ、モータの軸端に取り付けたモータプーリ、ロータ軸端に取り付けたファンプーリ、および V ベルト（2 本掛け）によってファンロータが駆動される。そして、ケーシング下部の水平方向に配された吐出口から送風される。上部ベースは、コンクリートスラブに固定された下部ベースとの間に防振ゴムを介して締結され、ファンの設置は弾性支持の状態となっている。ただし、この第 4 章の研究では、再現実験のため防振ゴムをスプリングに変更した。

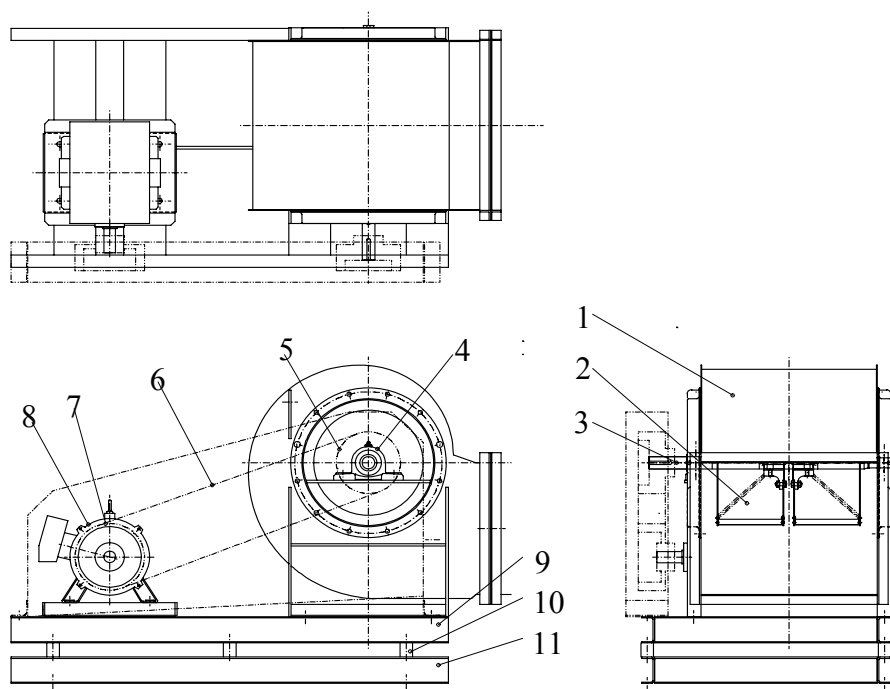


図 4.5 実験機 1.ケーシング ; 2.羽根車 ; 3.主軸 ; 4.軸受 ; 5.ファンプーリ ; 6.V ベルト ; 7.モータプーリ ; 8.モータ ; 9.上部ベース ; 10.防振ゴム ; 11.下部ベース

表 4.1 実験機の仕様

Diameter of impeller	310 mm
Capacity	109 m <sup>3</sup> /min
Static pressure	600 Pa
Motor output	3.7 kW
Motor rotational speed	29.5 rps
Fan rotational speed	24.0 rps
V-belt size	A-73
Diameter of motor pulley	165 mm
Diameter of fan pulley	203 mm



図 4.6 実験機の外観

### 4.3.2 固有振動数とモード形状の確認

遠心ファンの振動問題は設置基礎の不具合によって発生する場合もあり、第3章で述べたように、ある自動車工場の比較的柔軟な鉄骨架構上に設置された高温空気循環用遠心ファンで発生した振動問題について実験的研究を行った。これ以降も客先や開発のファン振動問題に対処するに当たっては、固有振動数の確認だけでなく、その振動のモード形状を可視化することが振動問題解決に極めて有効である。研究を重ね、他の多くの機械で適用されているモード解析（FEMと実験）を適用し、遠心ファンに適した手法を試行錯誤してきた。

遠心ファンの実機は複雑な形状、多自由度の構造をもつが、複雑な形状でも要素の離散化モデルとして構築できるFEM解析技術と、多自由度振動を1自由度振動の重ね合わせとして解析できるモード解析技術があれば数値シミュレーションが可能である。設計段階にて迅速に精度良く数値シミュレーションが行えるようになれば、試作検証の工数を削減し、開発・改良期間が短縮できるばかりか、製品の信頼性向上にもつながる。試行錯誤を重ねてきた結果、ロータ系や全体構造系の固有振動数とモード形状を実測して分かり易く説明できるようになり、FEMを用いた固有値解析にて定性的にも定量的にも概ね実測に近い計算結果が得られるようになり、設計や検証に活用できるようになった。

#### (1) 固有値解析

3D-CAD (Three Dimensional Computer Aided Design) と解析 Pre・Post 用ソフトウェアを使い、実験機の製作図からFEMモデルを作成する。そして、市販の構造解析ソフトウェアを用いて固有値解析を行う。固有値解析によって、FEMモデルから固有周波数とモードシェイプを理論的に予測することができる。

#### (2) 加振実験

実験機の固有振動数とモード形状を確認するためには、実験機を20～30個の節点と梁によってモデル化する。実験機の一部を診る小規模な実験では、節点数は5程度でよい。加振し易く揺れ易い節点にあたる部位をインパクトハンマーを用いて加振し、各点に取り付けた加速度ピックアップとFFTアナライザにより周波数応答を測定する。大型ファンでは羽根車ボス部を加振できるが、中型や小型のファンでは難しく、軸受台やモータ吊りボルト座を加振するとよい。加振点（基準点）に対する応

答点の振幅と位相から 3 次元図に描けば変形図を得る．さらに，解析 Pre・Post 用ソフトウェアと 3D-CAD を用いてアニメーションで表示させれば，モード形状を分かり易く可視化できる．なお，第 6 章，第 7 章で述べるように，振動の周波数応答や時刻歴応答を理論的に解析計算するため，カーブフィットによって周波数応答関数（伝達関数）を求め，半値幅法などによってモード減衰比まで求める実験モード解析を行うには，市販のモード解析ソフトウェアおよび加振器を用いる．

### (3) コリレーション（相関性確認）

対策を効率よく数値シミュレーションによって検討するためには，図 4.7 に示すように，固有値解析と加振実験で得られた固有振動数とモード形状を照らし合わせ，入力と応答の相関（コリレーション）をとる必要がある．対象とするモードの計算値と実測値のコリレーションが良好に取れるよう，FEM モデルや固有値解析の境界条件を見直し，修正する．このコリレーションが良好に取れて初めて，精度の高い FEM モデルを用いた数値シミュレーションによって対策を検討することができる．

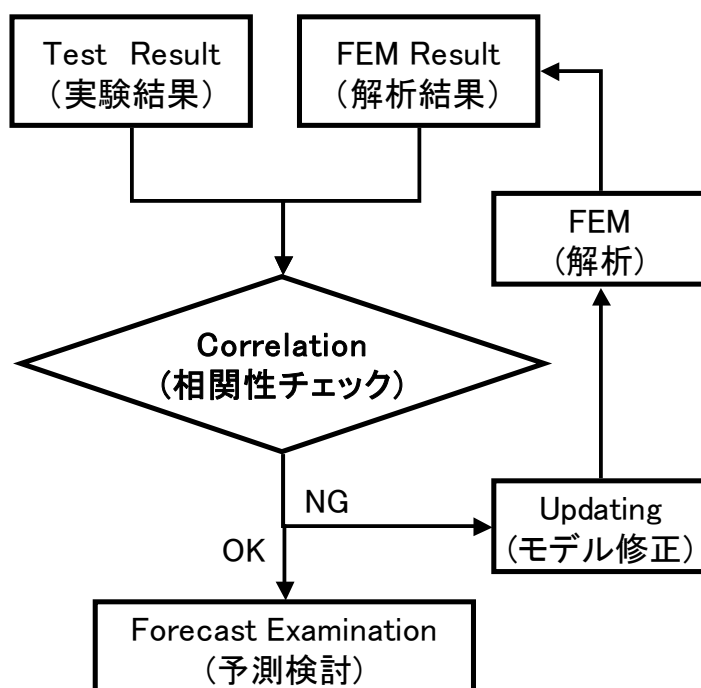


図 4.7 相関性チェックのフローチャート

### 4.3.3 実稼働振動形状の確認

現場（客先や工場内）において遠心ファン各部の振動速度分布を測定すれば、その振幅の大きさから実稼働振動形状 ODS (Operating Deflection Shapes) を予想できる。さらに、ODS を可視化するには、多チャンネル FFT アナライザを用いて任意の運転回転数における、基準点とその他各点の振動振幅と位相を抽出し、3次元的に描けばよい。

加振実験にてモデル化した図を用い、任意の節点を基準点として加速度ピックアップを固定し、対象とする運転回転数にて振動速度を測定し、データレコーダに記録する。振動速度は各点とも鉛直、水平、軸方向について測定し、FFT アナライザを用いて任意の周波数における基準点とその他各点の位相と振幅を抽出する。そして、解析 Pre・Post 用ソフトウェアを用いて 3次元図に表し、ODS を得る。更に、3D-CAD を用いてアニメーションで表示させれば、ODS を分かり易く可視化できる。

### 4.3.4 回転数あるいは風量による振動変化の確認

第 3 章で述べた実験的研究に関しては、現地および実験設備にて振動計、熱電対、レーザー変位計を用いたモニター計測が有効であった。この計測手法は、遠心ファンの振動診断に関する、もう一つの重要な手法として発展させ、活用している。ファンロータには製作上の残留不釣り合い量が存在するため、自らを加振器として利用し、インバータ電源を用いて回転数変化による振動変化、すなわち周波数応答を確認することが可能である。また、遠心ファンの吐出口あるいは吸込口に接続したダクトの開度調整によって、風量による振動変化を確認することが可能である。

加速度ピックアップを評価点（ファン軸受とモータフレームの、それぞれ鉛直、水平、軸方向）に取付け、インバータ電源を用いてファン回転数を変更しながら、あるいは、ダクトのダンパー開度調節によって風量を変更しながら振動速度を測定し、データレコーダへ記録する。適宜、ファンベース四隅や設置基礎、ケーシングフレームなどを測定点として追加する。また、電流計によって電流値を、熱線風速計によって風速を、マノメータによって静圧を、熱電対によって周囲温度や取扱気体温度を、レーザー変位計によって各部の変位を同時に測定すると動特性が更によく把握することができる。なお、レーザー変位計は非接触で測定が行えるため、FFT アナライザへ接続し、回転するベルトやロータ、あるいは

振動する薄板の周波数分析を行うことが可能である．測定データの処理については，次の二つの手法がある．

#### (1) 時刻歴波形

測定値を表示し，リアルタイムに監視しながら実験を行う．ファンの振動は変動する機会が多いため，各回転数毎，あるいは各風量毎に少なくとも1分以上の波形を確認する．試験後，レコーダデータを表計算ソフトによって図にプロットし，考察する．ただし，この振動振幅の波形については，包絡線として実効値の変化が表示される．

#### (2) 振動周波数分析

試験後，レコーダデータから各点の振動速度の周波数分析結果を時刻歴で3次元的に表示すれば，卓越成分とその共振から回転数成分と固有振動数成分を識別できる．第6章，第7章で示すような固有振動数線図と併用すると，どの加振振動数成分が，どの固有振動数に近付いて共振しているか把握しやすい．

### 4.3.5 実験および解析装置の体系図

ここまでに解説した遠心ファンに適した振動診断と固有値解析に用いる実験および解析装置の体系図を図4.8に示す．

熱電対，回転計，加速度ピックアップ，振動計，圧力計，電流計，流速計，レーザーセンサ，変位計を取捨選択し，データロガーへ接続して実験データを記録する．一方，インパクトハンマーあるいは加振器と加速度ピックアップをFFTアナライザへ接続して，実験データを記録する．これらのデータをPC上で分析し，3D-CADやFEMによる解析データと結び付け活用する．



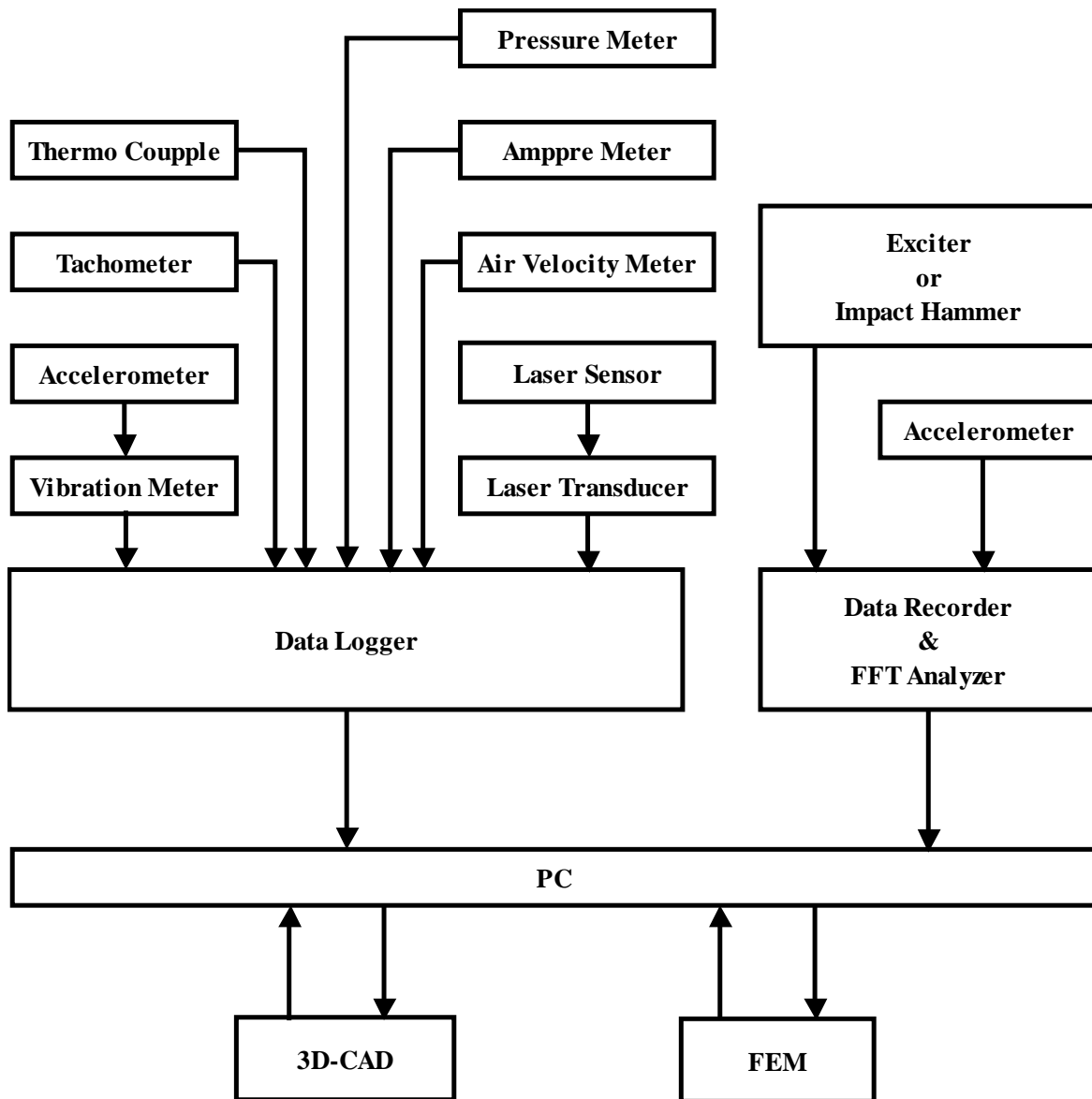


図 4.8 振動診断と固有値解析に用いる実験および解析装置の体系図

## 4.4 防振対策前の固有値解析と振動診断

### 4.4.1 固有振動数とモード形状の確認

#### (1) 固有値解析

図 4.1 に示した実験機を図 4.9 のように FEM でモデル化した。ファンベースとケーシングはシェル要素，羽根車と両プーリ及びモータ，ベルトガードは質量要素，ファン及びモータのシャフトは梁要素，軸受と防振スプリングはバネ要素とした。その結果，4.2 節で述べた，モータ部がケーシングに対してねじり振動するモードに相当する固有値解析の結果は図 4.10 のようになった。

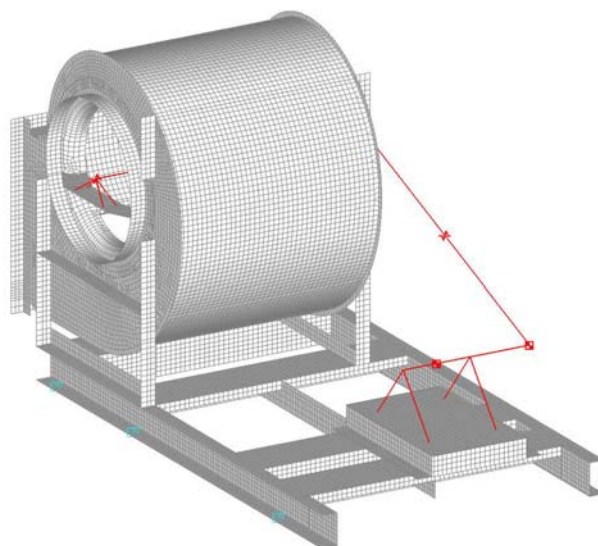
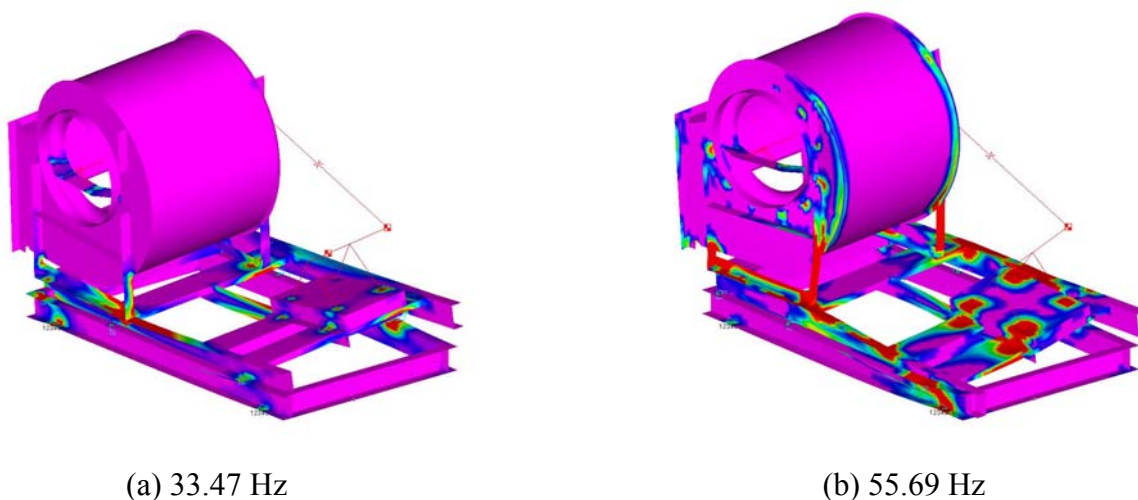


図 4.9 実験機の FEM モデル



(a) 33.47 Hz

(b) 55.69 Hz

図 4.10 FEM によるモード形状 (対策前)

## (2) 加振実験

実験機を 30 点の節点と梁によってモデル化した。そして、モータ中央頂部にあたる節点を加振点として、加振実験を行った。その結果の一例として、今回問題となっているモード形状を図 4.11 に示す。図 4.11 によると、固有振動数 34.0Hz と 51.75Hz にてモータおよびファンベースのモータ側が捻られるように変形するモードをもつことが分かった。

## (3) コリレーション（相関性確認）

図 4.10 と図 4.11 を比較すると、解析と実験での固有振動数とモード形状はともに近い結果となっている。このコリレーションを取るために、FEM モデルや固有値解析の境界条件の修正を行った。コリレーションが良好に取れたことから、数値シミュレーションによる対策検討が可能となった。

### 4.4.2 実稼働振動形状の確認

モータ中央頂部にあたる節点を基準点として実稼働振動形状を測定した。図 4.11 に相当する振動モードの実稼働振動形状を図 4.12 に示す。モータおよびファンベースのモータ側が捻られるように変形し、そのためモータは垂直方向だけでなく軸方向にも振動が大きくなっており、現地現象は再現されているようであった。何らかの加振振動数成分がこの振動モードの固有振動数に近付いて共振していると判断された。49Hz の方はファン回転数の 2 次成分であると考えられたが、32.5Hz の方は不明であった。

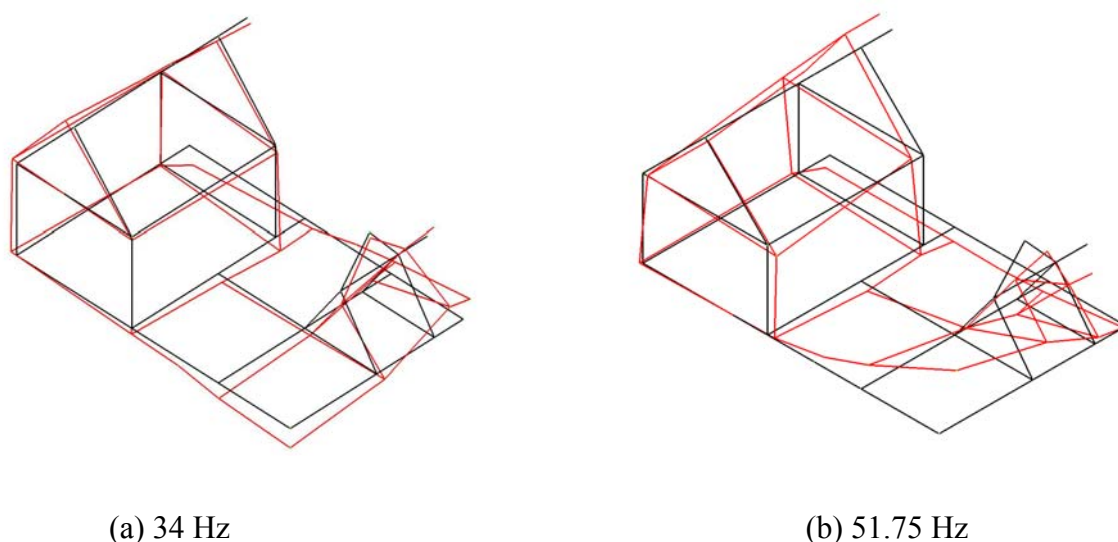


図 4.11 加振実験によるモード形状（対策前）

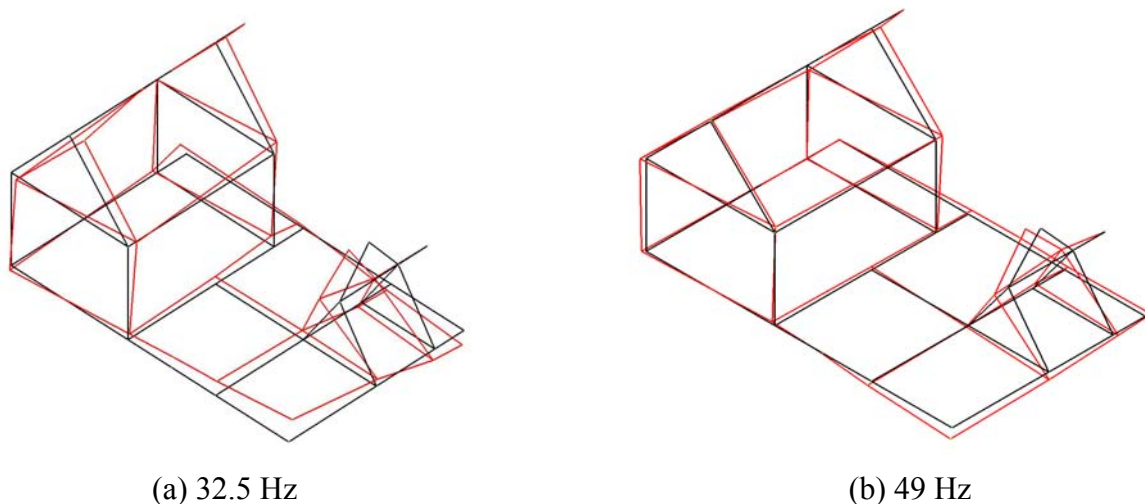


図 4.12 実稼働振動形状（対策前）

#### 4.4.3 回転数による振動変化の確認

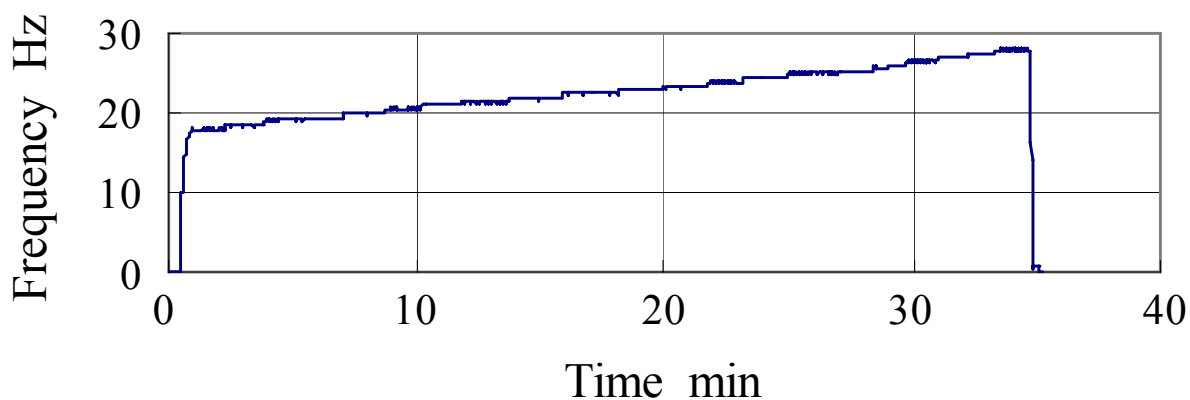
##### (1) 時刻歴波形

試験結果の一例として、図 4.13 にファン回転数とモータフレームのプーリ側軸方向振動の時刻歴波形を示す。ただし、この振動波形は包絡線として実効値の変化を示している。仕様点にあたるファン回転数 23.5～24Hz（20～23 分）にて振動速度は、約 1 分間の周期をもって、客先要望基準値 4mm/s よりもかなり過大な 5～12mm/s の振幅変調を示した。これも現地現象をほぼ再現していると言えた。なお、このような振幅変調が繰り返し荷重として作用すると、フレーム疲労折損やロータ軸・軸受部の磨耗を促進する恐れがある。このような振幅変調はファン回転数 23.5～24Hz（20～23 分）のほかに 18.5Hz（2～4 分）、21Hz（10～12 分）、25Hz（25～27 分）、26Hz（28～30 分）においても見られた。

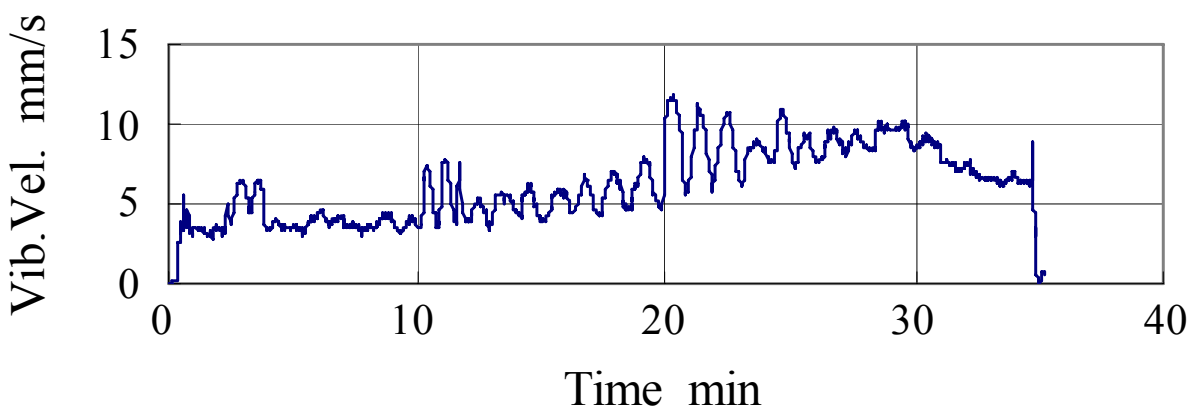
##### (2) 振動周波数分析

分析結果の一例として、図 4.14 にモータフレームのプーリ側軸方向振動の周波数分析結果を示す。ベルト回転数の 4 次成分にあたる約 32Hz が図 4.10(a)、図 4.11(a)で示した固有振動数に近付いて共振していることが判明した。しかも、この共振時には図 4.15 に示すように、約 32Hz の固有振動数との共振成分の振幅が周期的に変調を繰り返した。これらも今回の現象を再現していると言えた。また、図 4.14 によると、モータ回転数が近付いた時にも共振が顕著であることが分かった。なお、この現象については第 7 章で明らかにする。

その他にも，約 49Hz 付近の固有振動数の卓越が顕著に見られた．ファン回転数 25Hz の時にはファン回転数の 2 次成分約 50Hz が，固有振動数 51.75Hz 成分に近付いて共振している．更にファン回転数 26Hz の時にはモータ回転数の 1 次成分約 32Hz が，固有振動数 34Hz 成分に近付いて共振している．



(a) ファン回転数



(b) モータフレームの軸方向振動

図 4.13 ファン回転数とモータフレームの軸方向振動の時刻歴変化 (対策前)

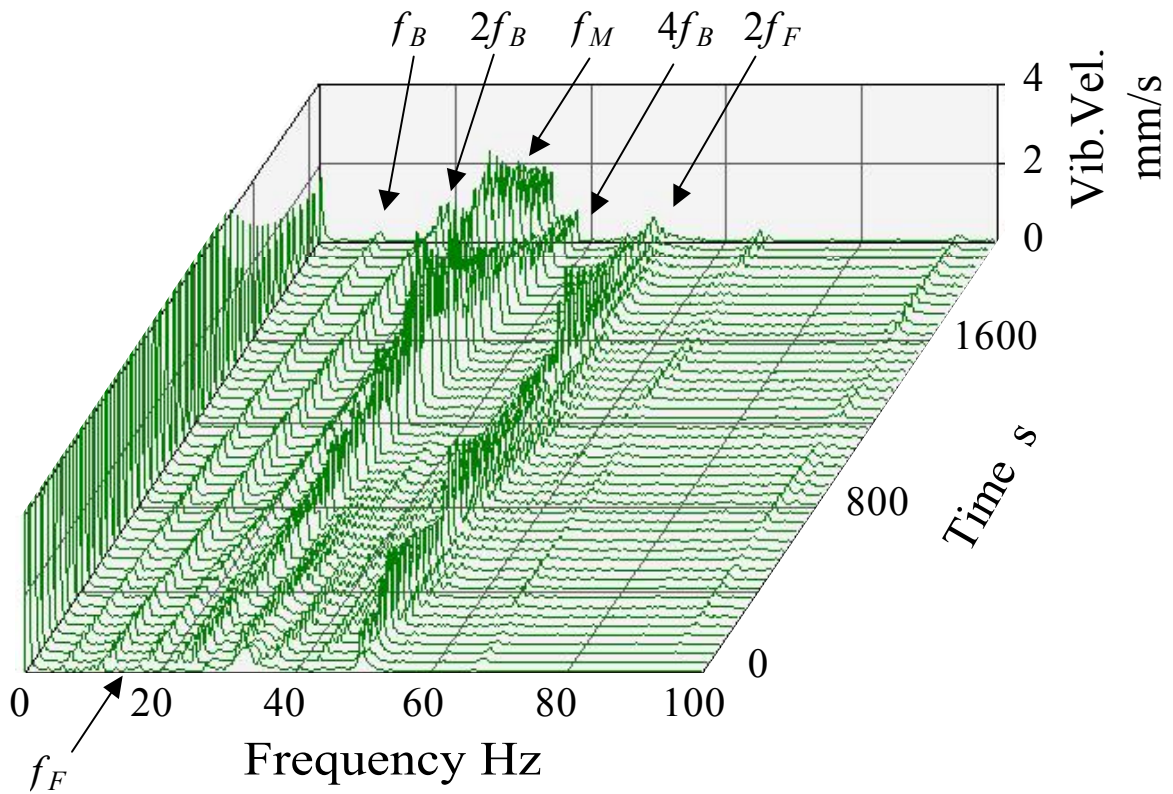


図 4.14 モータフレームの軸方向振動の周波数分析結果（対策前）

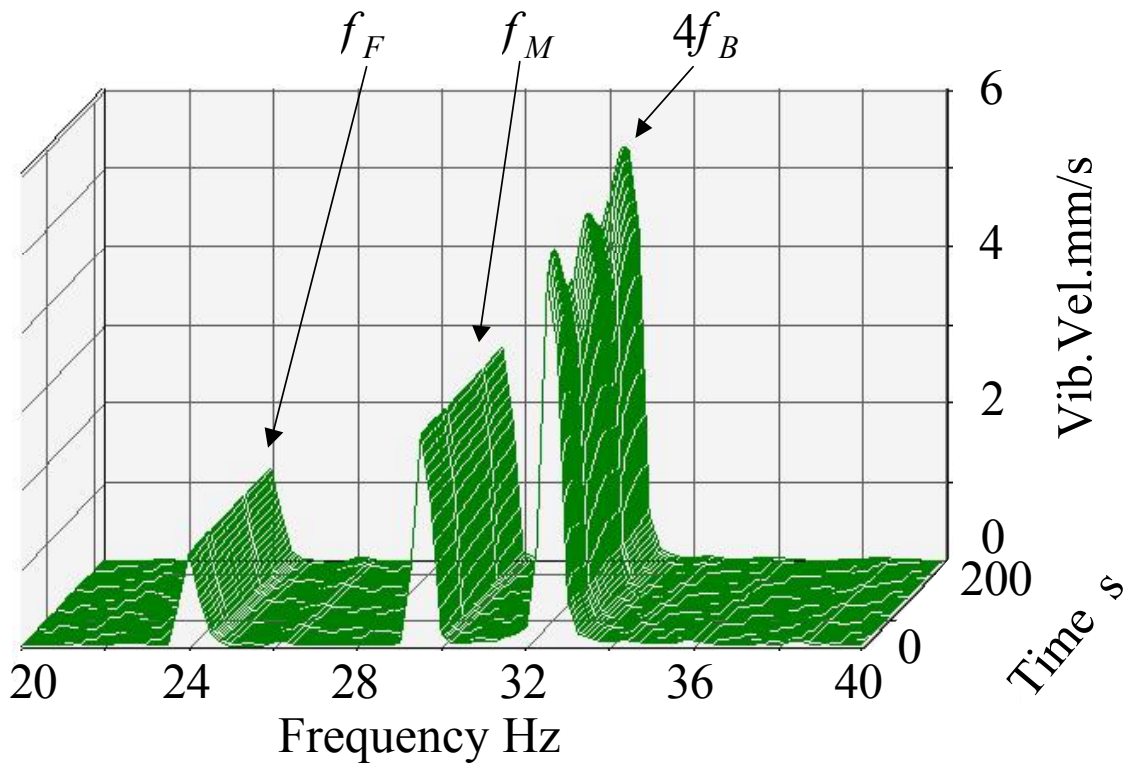


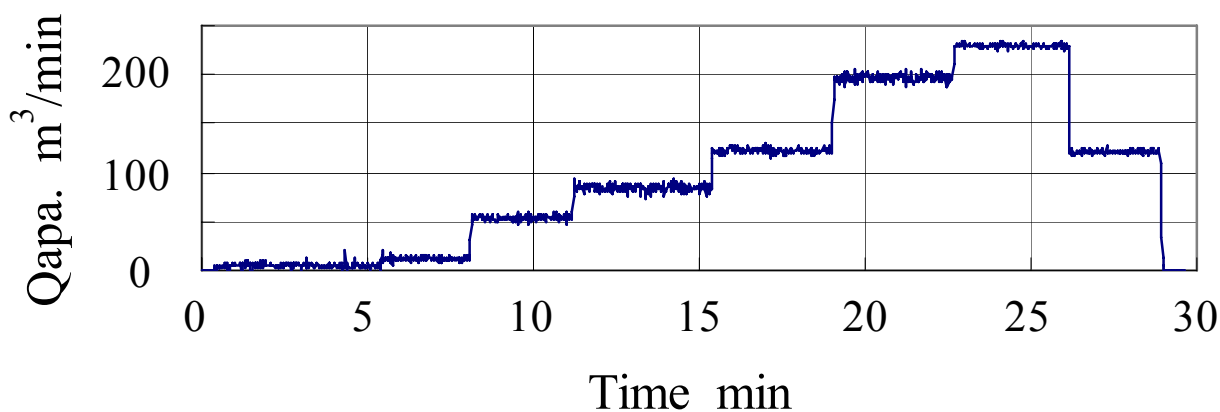
図 4.15  $4f_B$ 成分の振幅変調現象の拡大図  
(図 4.14 における 1400s 付近の拡大)

#### 4.4.4 風量による振動変化の確認

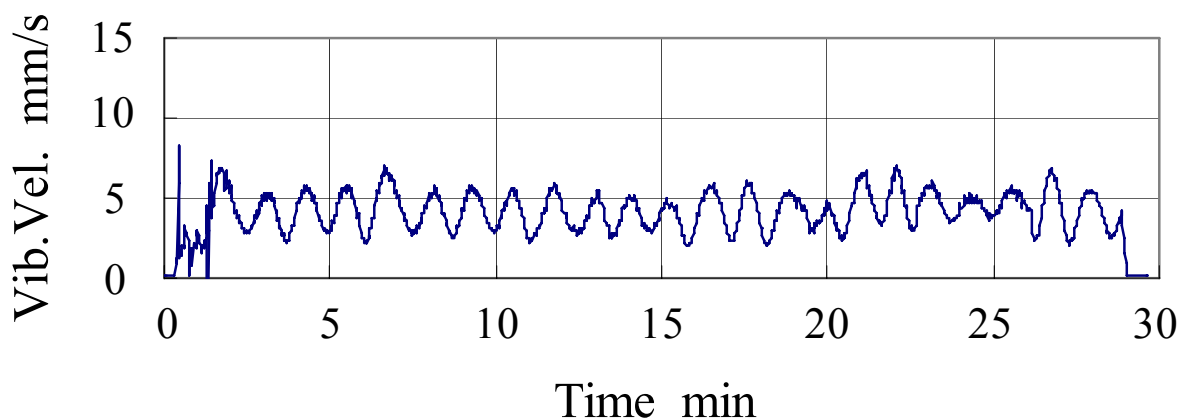
実験結果の一例として、図 4.16 に風量とモータフレームのプーリ側軸方向振動の時刻歴波形を示す。ただし、この振動波形は包絡線として実効値の変化を示している。図 4.13 と同様な振幅変調は認められるが、風量による振動振幅の大きさに大差は無く、流体加振によるファン振動の影響は無視してよいと考えられる。

#### 4.4.5 振動の振幅変調現象

以上より、現地での過大振動の原因は、ベルト回転数の 4 次成分が、モータ部がケーシングに対して捻り振動するモードの固有振動数 34Hz に近付いて共振しているためであることが分かった。しかし、その振幅が周期的に変調を繰り返す、振幅変調現象については、その発生メカニズムは不明であった。



(a) 風量



(b) モータフレームの軸方向振動

図 4.16 風量とモータフレームの軸方向振動の時刻歴変化 (対策前)

## 4.5 防振対策後の固有値解析と振動診断

前節の再現実験の結果，今回の要望に応えるためには，問題点となっている固有振動数を上げて共振を避ける必要があると判断した．また，既に現地にて機器に組み込まれている以上，一般的な防振装置を挿入するよりは，剛性を上げたファンベースと交換する方が望ましいと判断した．効率よく対策を検討するため，FEMを用いた数値シミュレーションを実施することとした．

### 4.5.1 固有振動数とモード形状の確認

#### (1) 固有値解析

図 4.11(a)に示した加振実験結果による折れ角の大きい箇所と，図 4.10(a)に示した FEM による歪みエネルギーの大きい箇所から，ファンベースの対策について次の三つの重要な情報が得られた．

- ① ファンベース長手方向の両サイドのフレームが，モータの質量によって捻られているため，その剛性を増加させることが必要である．
- ② ファンベース長手方向の中央のフラットバーは有効でないため，省略可能である．
- ③ ベルトガード取付けのために張り出した部分が大きな変形を引き起こしている．また，ケーシングフレーム脚がベースの梁でなく棧に載って変形を引き起こしている．ベース幅はケーシングフレーム幅に揃えて狭くするべきである．

現行品のファンベースは大量生産のため 3.2t の鋼板をプレスして製作されている．これを市販の溝型鋼 5t で製作したものに交換するのが適切であると考えた．変換後の数値シミュレーションの結果を図 4.17(a)に示す．該当する振動モードの固有振動数は 46.8Hz まで上昇し，効果が期待できたため，試作検証に移った．

#### (2) 加振実験

試作検証は，加振実験から実施した．その結果を図 4.17(b)に示す．該当する振動モードの固有振動数は 48.5Hz であった．前項で述べた FEM 解析の結果である 46.8Hz と概ね近いものである．このことにより，対策シミュレーションを行う前の FEM モデルでコリレーションが良好に取れておれば，精度の高い数値シミュレーション結果に繋がることが確認された．



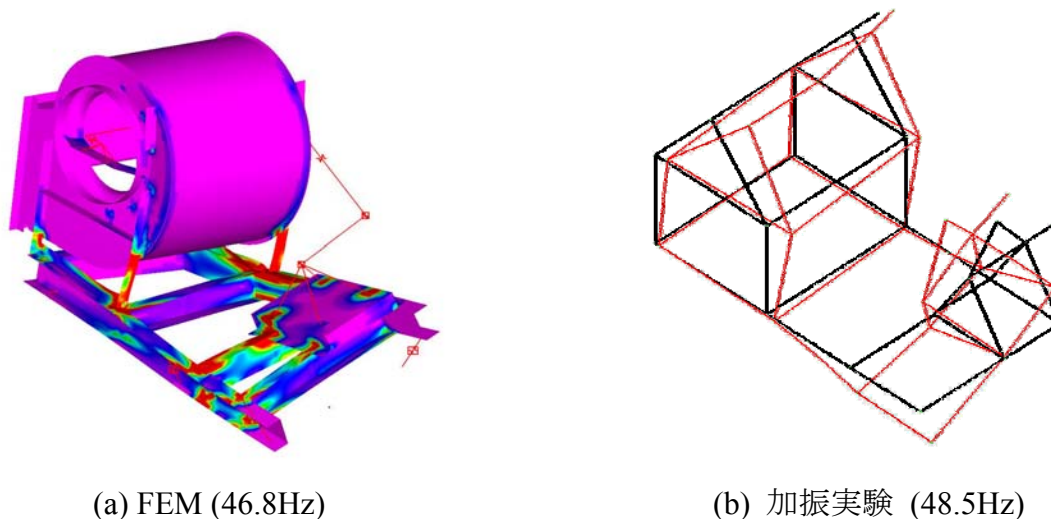


図 4.17 モード形状（対策後）

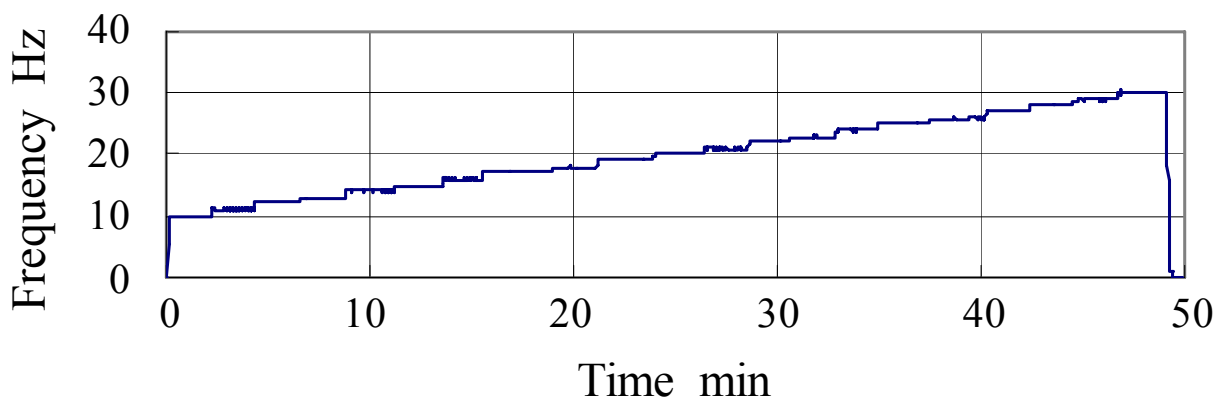
#### 4.5.2 回転数による振動変化の確認

##### (1) 時刻歴波形

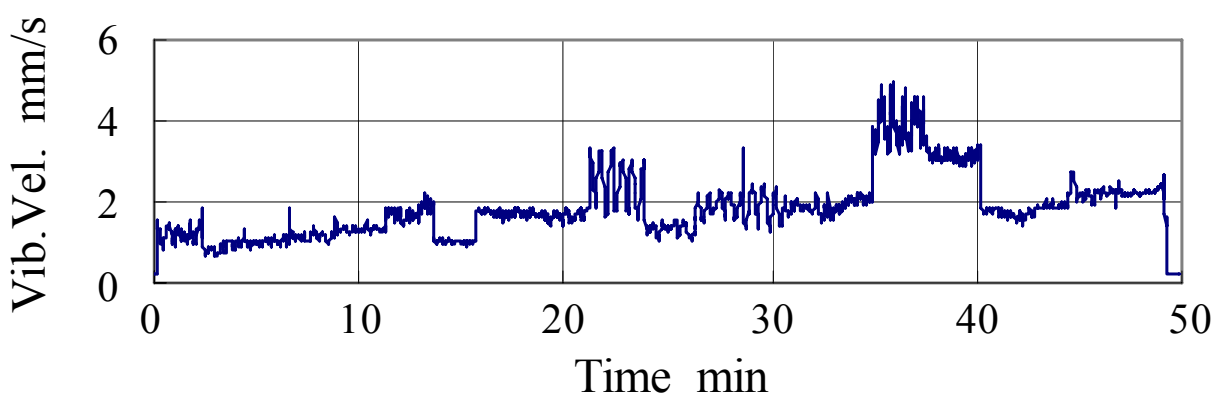
試験結果の一例として、図 4.18 にファン回転数，モータフレームのプーリ側軸方向振動の時刻歴波形を示す．ただし，この振動波形は包絡線として実効値の変化を示している．仕様範囲であるファン回転数 24Hz 以下（0～35 分）では目標とした基準 4mm/s を満たす低振動化に成功した．ただし，ファン回転数が 19Hz（21～24 分），21～22Hz（26～31 分），25Hz（35～38 分）の付近では振動振幅が上昇し，しかも振幅変調していることが分かった．この振幅変調については 4.4.3 項と同様にメカニズム不明のまま課題として残ったが，第 7 章にて解明されることになる．

##### (2) 振動周波数分析

モータフレームのプーリ側軸方向振動の周波数分析結果を図 4.19 に示す．約 50Hz 付近のピークは，後述する各回転数高次成分が固有振動数に近づいて共振しているためと考えられる．ファン回転数が 25Hz 付近（2400 秒付近）では顕著に，21～22Hz（1600 秒付近），19Hz（1200 秒付近）といった低回転域でもやや明瞭となっていた．ファン回転数が 19Hz では，固有振動数 48.5Hz にベルト回転数の 8 次成分（約 50.7Hz）が近付いて共振していた．ファン回転数が 22Hz では，ベルト回転数の 7 次成分（約 51.3Hz）が近付いて共振していた．ファン回転数が 25Hz では，ファン回転数の 2 次成分（50Hz）とベルト回転数の 6 次成分（約 50Hz）が近付いて共振している．



(a) ファン回転数



(b) モータフレームの軸方向振動

図 4.18 ファン回転数とモータフレームの軸方向振動の時刻歴変化（対策後）

#### 4.5.3 対策結果

対策の数値シミュレーションと試作検証の結果，低振動化の目途が立ったため，剛性を上げたファンベースに交換した．その結果，目標とした 4mm/s を十分下回る低振動化が完了した．その結果の一例として，モータフレームのプーリ側軸方向振動の周波数分析結果を図 4.20 に示す．対策前の図 4.2 と比較し，極めて低い振動に改善されたことがわかる．なお，図 4.20 によると，ファン回転数（24Hz）とモータ回転数（29Hz）の 1～3 次成分が識別できるが，ベルト回転数（約 8Hz）の基本成分および高次成分は識別できない．したがって，ファンベースの剛性が高ければ，ベルト回転数の基本成分および高次成分の影響は無いと言えるが，コストダウン・軽量化のためにはファンベースの剛性を最小限に抑えたいため，第 5 章～第 7 章で述べるベルト加振による振動の理論解析には意義がある．

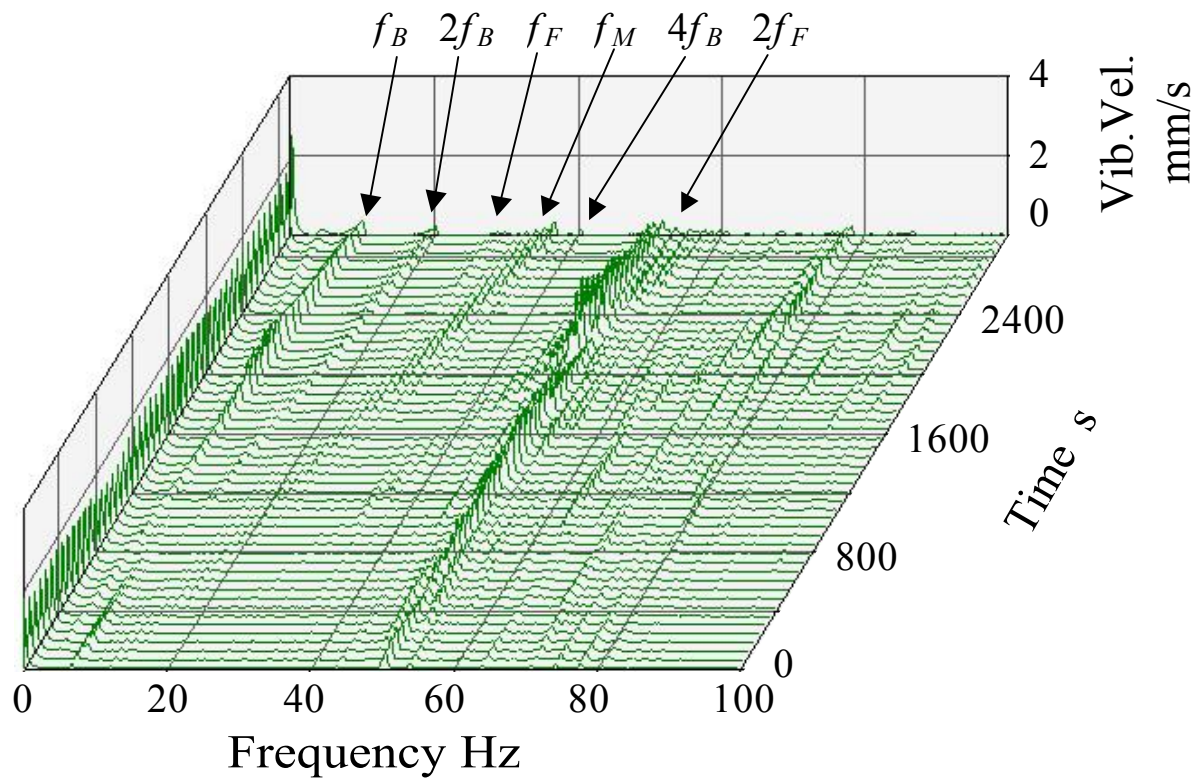


図 4.19 モータフレームの軸方向振動の周波数分析結果（対策後）

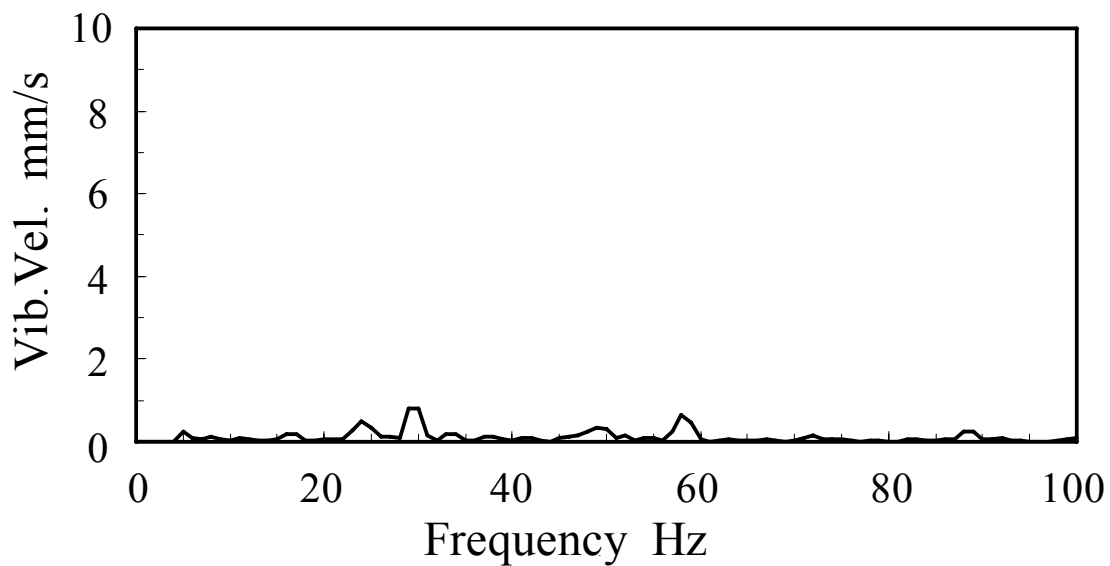


図 4.20 モータフレームの軸方向振動の周波数分析結果（現地対策後）

## 4.6 各種ベルト駆動方式による遠心ファンの振動

遠心ファンの防振を図るため、ベルト加振力とそれに伴う振動の振幅変調現象を抑える対策はないか、同一の実験機を用い、ベルトとプーリの種類を変更して振動を確認した。

### 4.6.1 1本掛けVベルト

ここまでの実験は2本掛けVベルトによるものであった。そこで、まず、1本掛けVベルトに変更し、振動の変化を確認した。Vベルトの断面図を図4.21に、実験機を図4.22に、時刻歴波形を図4.23に、周波数分析結果を図4.24に示す。2本掛けVベルトの場合の図4.13、図4.14と比較すると、周波数分析結果に大差はないが、時刻歴波形において振幅変調現象が生じないことが確認された。2本掛けベルトの場合にはベルトの回転数にわずかな差を生じ、振幅変調につながると考えられた。

### 4.6.2 連結ベルト

次に、2本のベルトが束にされた連結ベルトに変更し、振動の変化を確認した。断面図を図4.25に、実験機を図4.26に、時刻歴波形を図4.27に、周波数分析結果を図4.28に示す。ベルトの回転数差を生じないため振幅変調は生じないが、共振の振幅が大きくなっており、加振力が大きいことが確認された。ただし、ベルトとプーリが変更され、モータも若干移動されており、固有振動数は変化したようである。

### 4.6.3 Vリブドベルト

さらに、Vベルトのくさび効果と平ベルトの柔軟性が組み合わされるVリブドベルトに変更し、振動の変化を確認した。断面図を図4.29に、実験機を図4.30に、時刻歴波形を図4.31に、周波数分析結果を図4.32に示す。この場合も1本掛けベルトとなるため振幅変調が生じることはなく、また、ベルトが軽量で柔軟になるため加振力も減少したと言えた。

### 4.6.4 テンショナー付き平ベルト

最後に、張力がほぼ一定に保たれるテンショナー付き平ベルトに変更し、振動を確認した。実験機を図4.33に、時刻歴波形を図4.34に、周波数分析結果を図4.35に示す。この場合も振幅変調が生じることはなかったが、振動波形に乱れが多くなった。また、ベルト加振力とその高次成分は存在することが確認された。Vベルトに比べると継目は識別し難いが、完全に一様ではなく、何らかの張力変動が生じると考えられた。

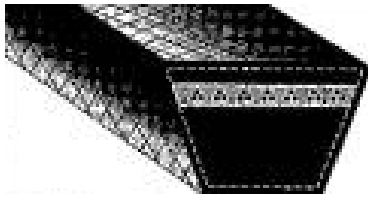
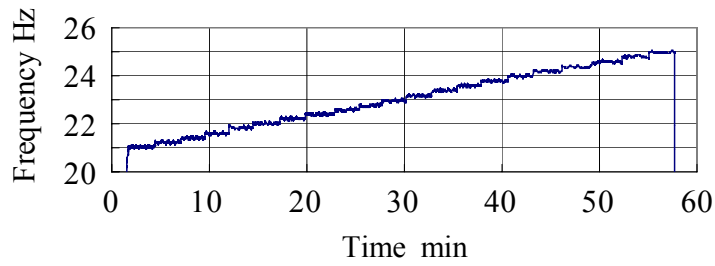


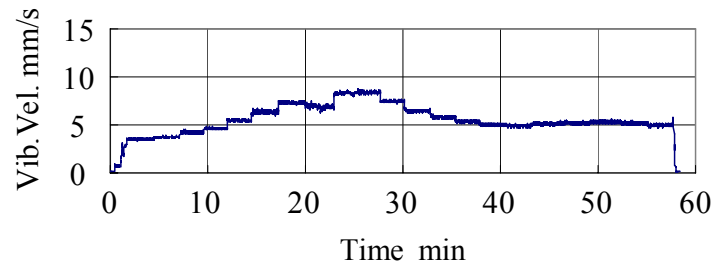
図 4.21 Vベルト断面図



図 4.22 1本掛けベルト駆動の実験機



(a) ファン回転数



(b) モータフレームの鉛直方向振動

図 4.23 ファン回転数と振動の時刻歴波形 (1本掛けベルト)

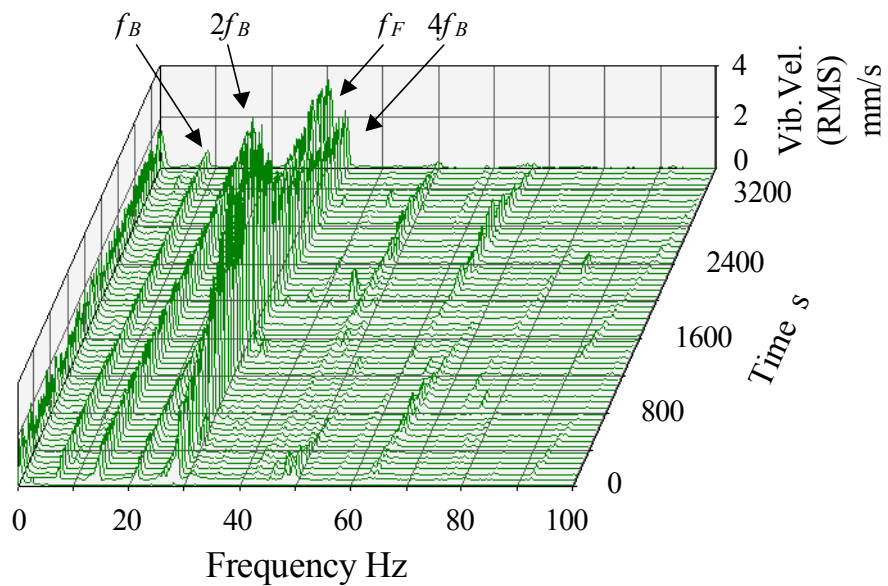


図 4.24 モータフレームの鉛直方向振動の周波数分析結果 (1本掛けベルト)

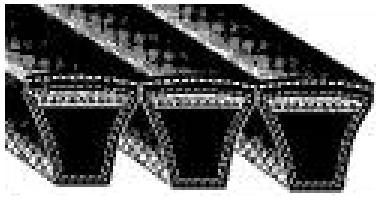


図 4.25 連結ベルト断面図

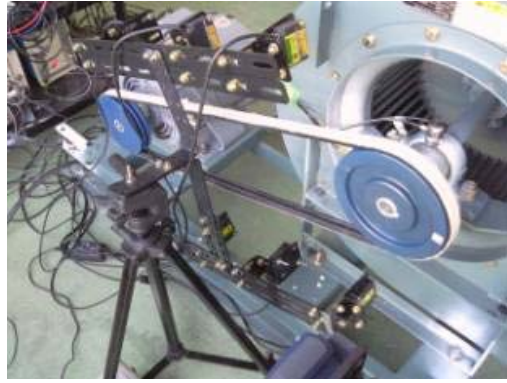
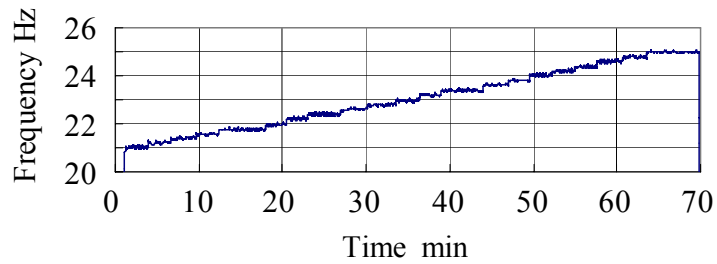
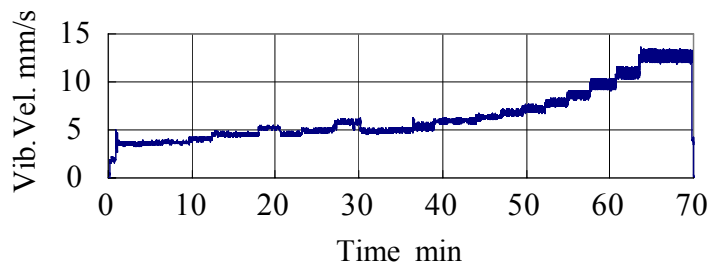


図 4.26 連結ベルト駆動の実験機



(a) ファン回転数



(b) モータフレームの鉛直方向振動

図 4.27 ファン回転数と振動の時刻歴波形 (連結ベルト)

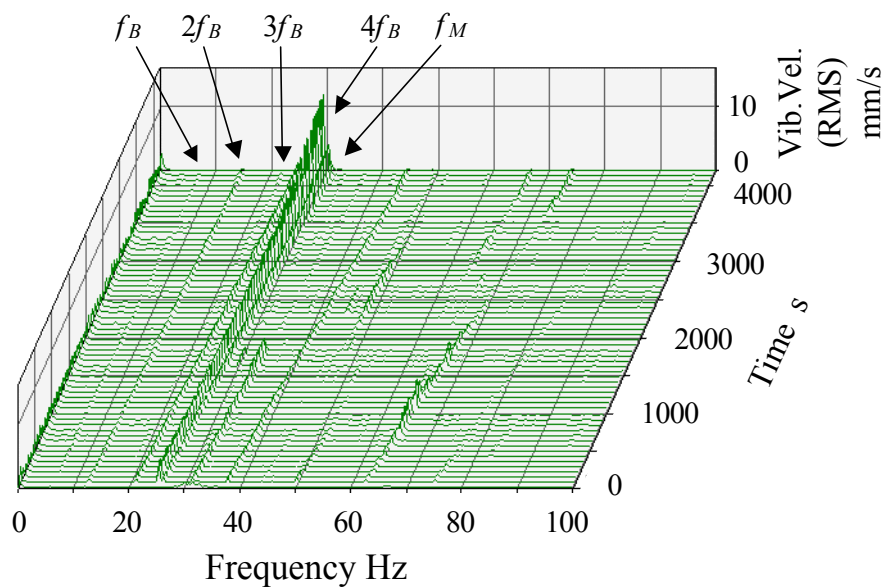


図 4.28 モータフレームの鉛直方向振動の周波数分析結果 (連結ベルト)

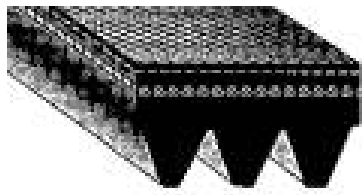


図 4.29 Vリブドベルト断面図

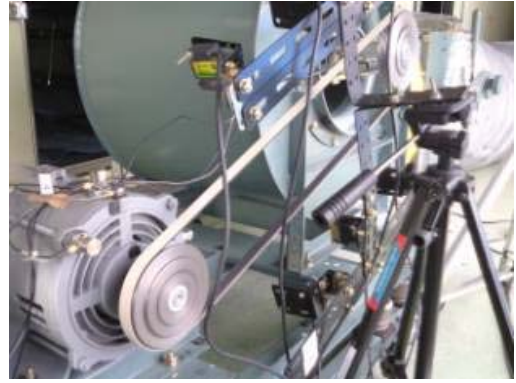
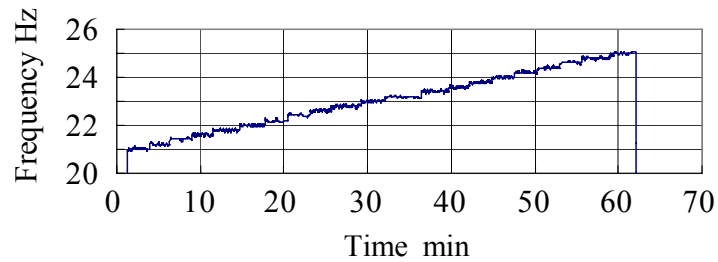
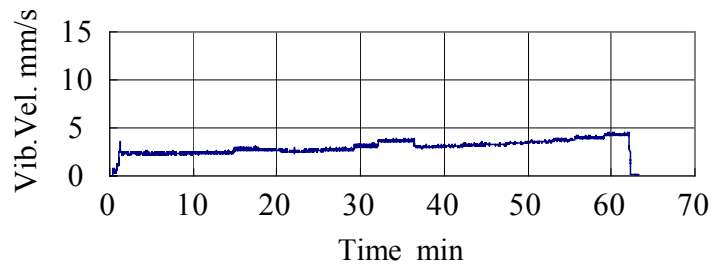


図 4.30 Vリブドベルト駆動



(a) ファン回転数



(b) モータフレームの鉛直方向振動

図 4.31 ファン回転数と振動の時刻歴波形 (Vリブドベルト)

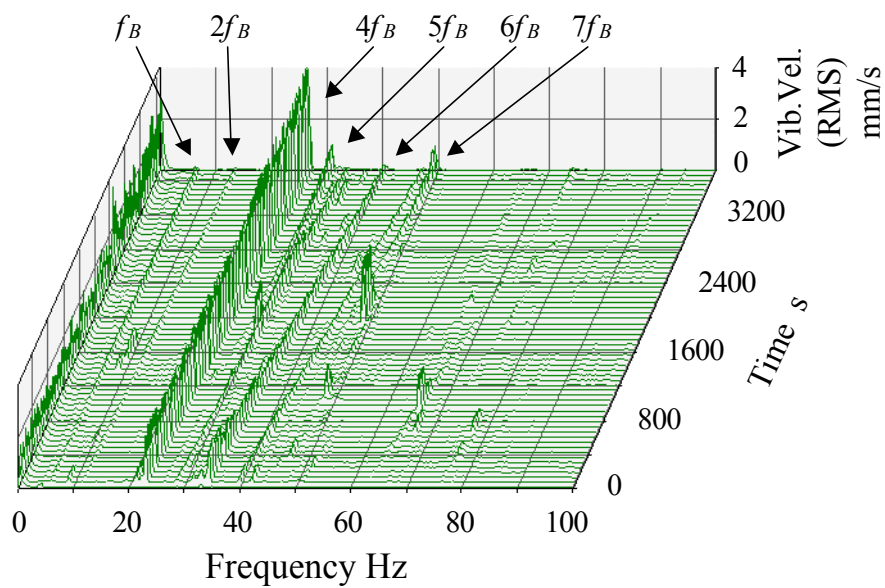


図 4.32 モータフレームの鉛直方向振動の周波数分析結果 (Vリブドベルト)

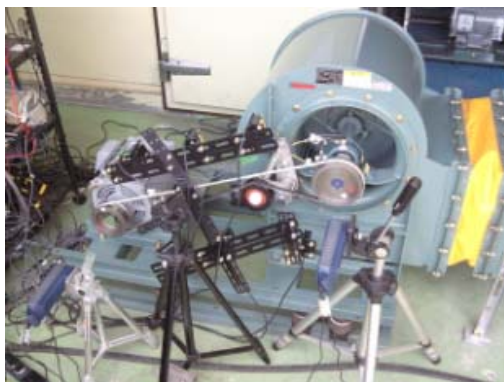


図 4.33 テンショナー付き平ベルト駆動

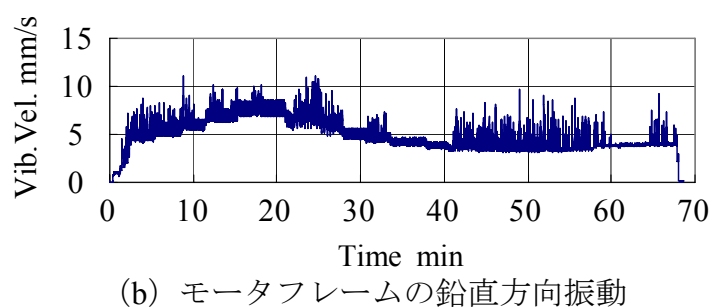
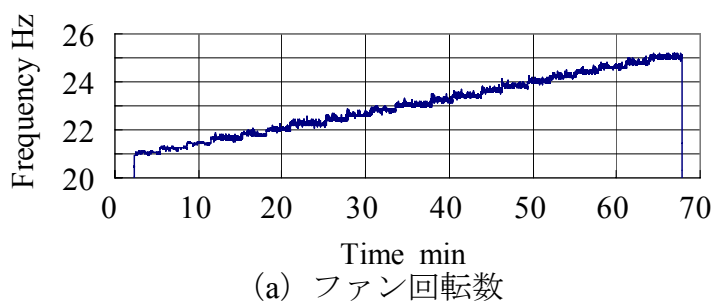


図 4.34 ファン回転数と振動の時刻歴波形 (テンショナー付き平ベルト)

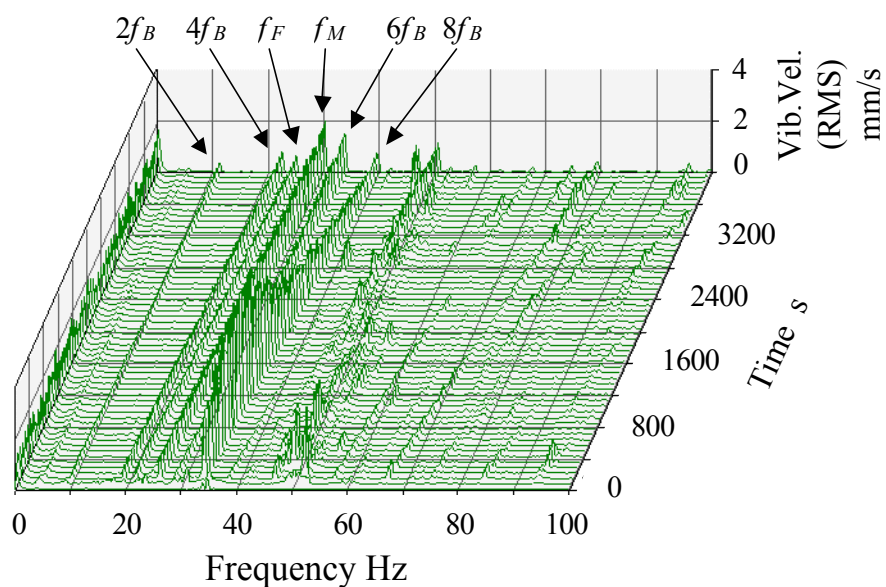


図 4.35 モータフレームの鉛直方向振動の周波数分析結果 (平ベルト)



## 4.7 結 言

ある半導体工場のクリーンルームにおける空調ファンの振動問題解決とその厳しい低振動化要求に対応するために研究を行った。その結果、次の結論が導かれた。

- (1) 実験機では、ベルト回転数の4次成分が、モータ部がケーシングに対して捻り振動するモードの固有振動数に近付いて共振することが判明した。
- (2) この共振成分の振幅は2本掛けベルトでは振幅変調するが、1本掛けベルトでは振幅変調しないことを確認した。また、連結ベルト、Vリブドベルト、テンショナー付き平ベルトでも振幅変調しないことを確認した。したがって、2本掛けベルトではベルトにわずかな回転数差が生じることが考えられた。
- (3) 風量による振動振幅の大きさに大差は無く、流体加振によるファン振動の影響は無視してよいと考えられた。
- (4) 再現実験による原因究明と数値シミュレーションによる対策検討を行い、構築してきた固有値解析と振動診断の有効性を示すことができた。
- (5) Vベルトのくさび効果と平ベルトの柔軟性が組み合わされるVリブドベルトでは、ベルトが軽量で柔軟になるため加振力も減少したと言えた。
- (6) 張力がほぼ一定に保たれるテンショナー付き平ベルトでも、ベルト加振力とその高次成分は存在することが確認された。Vベルトに比べると継目は識別し難いが、完全に一様ではなく、何らかの張力変動が生じると考えられた。

# 第5章 遠心ファンの振動解析手法

## 5.1 緒 言

遠心ファンは、ビル、工場などの給排気、空調設備に広く使用されている回転機械である。近年では環境問題への関心の高まりから、高効率化はもとより低騒音化、低振動化、コストダウン、軽量化の要請が一段と厳しくなっている。このような遠心ファンの振動の予測と低減化を実施するには、ファンロータおよびモータの回転不釣合いのみならず、Vベルト加振による強制振動にも注意を払う必要がある。第4章で示したように、最近では、ベルト回転数の高次成分が遠心ファンの固有振動数に近くなって共振する現象が無視できなくなっている。

ベルトの継目がプーリを通過する際の周期的な張力変動によって遠心ファンが共振すると、動力伝達系として許容できない大きな振動が発生するとの事例が報告されている<sup>(90)</sup>。しかし、その詳しい発生メカニズムについては述べられていない。この振動を防止するために、送風機駆動用の上布継目を改良したVリブドベルトも使用される<sup>(90)</sup>ようであるが、流通性やコストの面から、遠心ファンには一般用Vベルトが多く使用される。一般用Vベルトでは、心線をモールドするゴムの表面が外被布で覆われており、この外被布の重なり部分は継目と呼ばれる。このようなベルトの継目による周期力には、ベルトが1回転する時間を周期とするものの他に、その高次の周期を有する力が含まれ、それらがベルト振動の原因となることが古くから知られている<sup>(120)</sup>。また、ベルトの継目に起因して、ベルト回転数の4次成分についての共振現象が報告されている<sup>(113)</sup>。しかしながら、それらの詳しいメカニズムについては報告されていない。このようにベルト自身の振動については、騒音や搬送などの支障になることから、1.2.9項で述べたように多くの研究がなされているが、ベルトが他の部品へ及ぼす強制振動についての報告はほとんど見られないようである。一方、遠心ファンの振動のうちベルトについては、フレーム共振によるベルトの緊張と緩和や摩耗に関する報告<sup>(32)</sup>があるが、詳

細なメカニズムやデータは示されていない。また，第 4 章での研究で課題として残っていた振動の振幅変調現象は，その後，ベルト駆動式遠心ファンで生じることが分かってきたが，詳しい発生メカニズムは不明である。

この第 5 章では，V ベルトに起因する遠心ファンの振動の発生メカニズムを明らかにし，この振動を予測する解析方法を提案する。

## 5.2 遠心ファンのモデル化と運動方程式

ベルト駆動式遠心ファンの概略を図 4.5 に示す。防振ゴム‘10’で絶縁されたベース‘9’にモータ‘8’とケーシング‘1’が載せられ，ケーシング内に組み込まれた羽根車‘2’はベルト‘6’とプーリ‘5’，‘7’によりモータで駆動される。この系は複雑な多自由度の系であるため，図 5.1 に示すように FEM を用いてモデル化を行う。その詳細については 6.3.1 項で述べる。

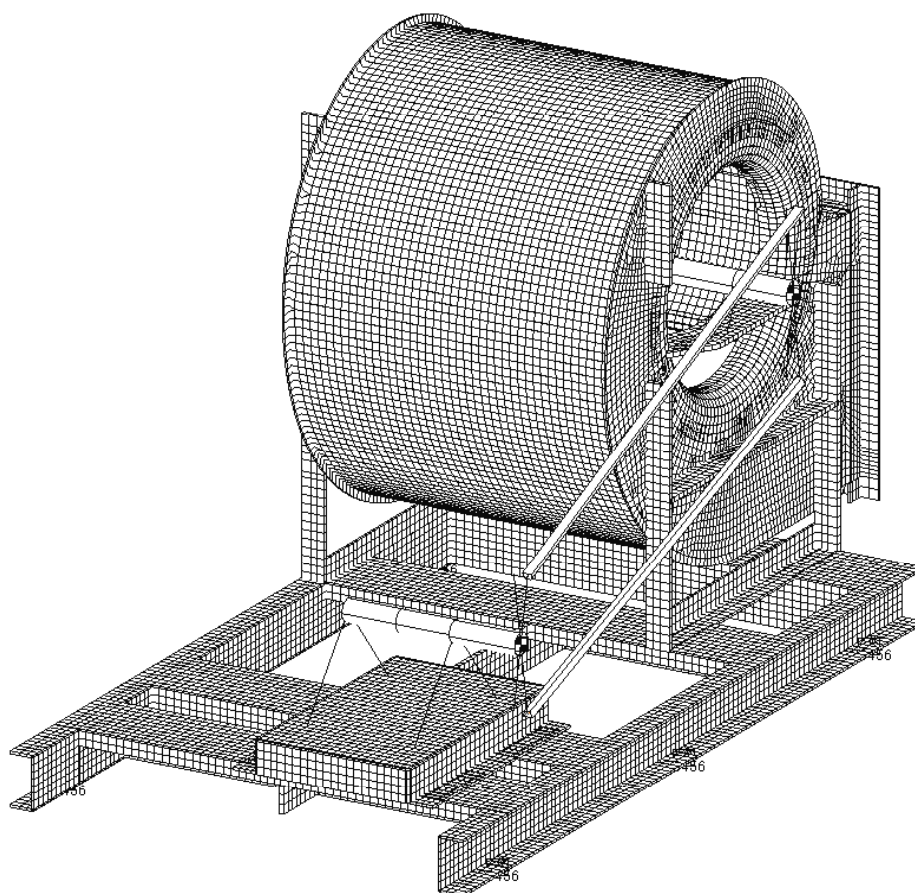


図 5.1 ベルト駆動式遠心ファンの FEM モデル

図 5.1 の多自由度減衰系に外力が作用する場合，運動方程式は一般的に次式で表される．

$$[M]\{\ddot{x}\}+[C]\{\dot{x}\}+[K]\{x\}=\{F\} \quad (5.1)$$

ここに， $[M]$ は質量マトリクス， $[C]$ は比例粘性減衰マトリクス， $[K]$ は剛性マトリクス， $\{\ddot{x}\}$ は加速度ベクトル， $\{\dot{x}\}$ は速度ベクトル， $\{x\}$ は変位ベクトル， $\{F\}$ は外力ベクトルである．

### 5.3 振動の応答解析

系を線形とみなし，物理空間座標からモード座標への変換を行うと，任意の点  $q$  に角振動数  $\omega$  で振幅  $F_q$  の調和加振力が作用した場合，任意の点  $p$  における応答の複素振幅を  $X_p(\omega)$ ，その大きさを  $X (=|X_p(\omega)|)$ ，位相を  $\varphi$  とすると，振動変位，振動速度，および振動加速度の定常応答（強制振動）は，次式で表される<sup>(52)</sup>．

$$\begin{aligned} x_p &= \operatorname{Re}[Xe^{j(\omega t+\varphi)}] = \operatorname{Re}[X_p(\omega)e^{j\omega t}] \\ &= \operatorname{Re}\left[\left(\sum_{r=1}^N \frac{\phi_{rp}\phi_{rq}}{k_r - m_r\omega^2 + jc_r\omega}\right)F_q e^{j\omega t}\right] \end{aligned} \quad (5.2)$$

$$\dot{x}_p = \operatorname{Re}[j\omega Xe^{j(\omega t+\varphi)}] = \operatorname{Re}[j\omega X_p(\omega)e^{j\omega t}] \quad (5.3)$$

$$\ddot{x}_p = \operatorname{Re}[-\omega^2 Xe^{j(\omega t+\varphi)}] = \operatorname{Re}[-\omega^2 X_p(\omega)e^{j\omega t}] \quad (5.4)$$

ただし， $\phi_{rp}$  は  $p$  点における  $r$  次の固有モードの振幅， $m_r$  は  $r$  次のモード質量， $c_r$  は  $r$  次のモード減衰係数， $k_r$  は  $r$  次のモード剛性， $N$  は自由度数である．

一方，強制加振による応答は系の動特性と加振力の兼ねいで決まる．入力として加振力，出力として応答を選ぶと，両者の比は伝達関数と呼ばれ，特に振動数を独立変数にとり，その関数として定義した伝達関数は周波数応答関数と呼ばれる．そのうち変位と力の比であるコンプライアンス  $G_{pq}(\omega)$  は，式(5.2)より次式のように表される．

$$G_{pq}(\omega) = \frac{X_p(\omega)}{F_q} = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{rp}\phi_{rq}}{k_r - m_r\omega^2 + jc_r\omega} \quad (5.5)$$

式(5.5)の  $G_{pq}(\omega)$ を用いると，速度と力の比であるモビリティ  $H_{pq}(\omega)$ ，および加速度と力の比であるアクセラランス  $L_{pq}(\omega)$ は，次式の関係を用いて求められる．

$$H_{pq}(\omega) = j\omega G_{pq}(\omega), \quad L_{pq}(\omega) = -\omega^2 G_{pq}(\omega) \quad (5.6)$$

遠心ファンをFEMによってモデル化した場合の自由度  $N$ は極めて大きくなるため，対象周波数範囲に含まれる  $N'$ 個の固有モードを採用し，たとえばモビリティ  $H_{pq}(\omega)$ は剰余項を用いて次式で表される<sup>(52)</sup>．

$$H_{pq}(\omega) = \frac{j\omega X_p(\omega)}{F_q} = \sum_{r=1}^{N'} \frac{j\beta_r \Omega_r / K_r}{1 - \beta_r^2 + 2j\zeta_r \beta_r} + \frac{jC}{\omega} + j\omega D \quad (5.7)$$

ここに，

$$\beta_r = \frac{\omega}{\Omega_r}, \quad K_r = \frac{k_r}{\phi_{rp}\phi_{rq}}, \quad \frac{m_r}{k_r} = \frac{1}{\Omega_r^2}, \quad \frac{c_r}{k_r} = \frac{2\zeta_r}{\Omega_r} \quad (5.8)$$

ただし， $\Omega_r$ は  $r$  次の固有角振動数， $\zeta_r$ は  $r$  次のモード減衰比， $1/C$ は剰余質量， $1/D$ は剰余剛性である．

系の動特性に関するモーダルパラメータを同定し，周波数応答関数を求めるには，図 5.1 に示した FEM モデルを用いて理論モード解析を行う．それと同時に，モデルの検証とモード減衰比を同定するために，実験モード解析を行う必要がある．実験モード解析では，図 5.2 に示すような実験機の簡易モデルを作成する．その詳細については 6.3.1 項で述べる．

遠心ファンの振動は速度振幅について評価されるのが一般的であり，任意の点  $p$  における振動速度の応答振幅は，任意の点  $q$  に作用する角振動数  $\omega$  で振幅  $F_q$  の調和加振力に対し，式(5.3)，(5.7)より，次式を用いて求めることができる．

$$\dot{x}_p = \text{Re}[H_{pq}(\omega)F_q e^{j\omega t}] = \text{Re}\left[|H_{pq}|F_q e^{j(\omega t + \varphi)}\right] \quad (5.9)$$

ここに,

$$\tan \varphi = -\frac{2\zeta_r \beta_r}{1 - \beta_r^2} \quad (5.10)$$

すなわち, 固有モード, 固有振動数, モード減衰比といったモーダルパラメータを同定し, 系の周波数応答関数を求め, 加振力の振幅を乗じれば, 振動速度の応答振幅が求まる. しかし, 後述するように, ベルト駆動式遠心ファンの場合, ファンロータとモータプーリの不釣り合い力, およびベルト加振力といった複数の加振力が存在するため, 実際にはこれらの応答を重ね合わせたものが観察されることになる.

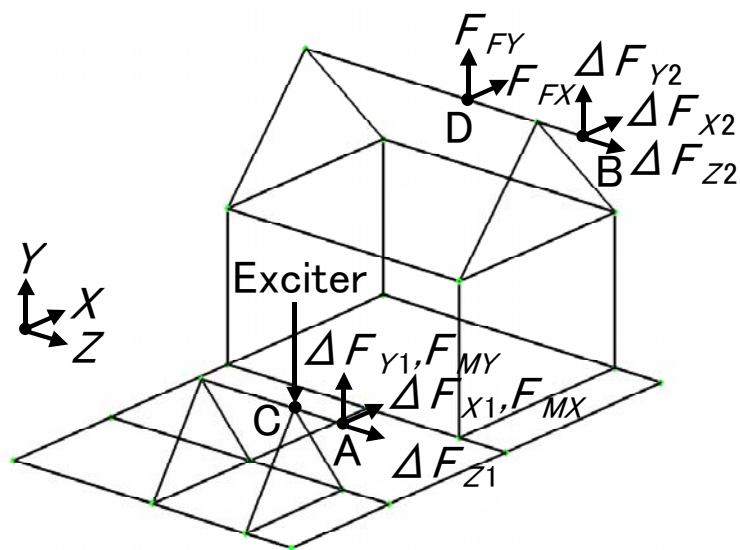


図 5.2 実験機の簡易モデル

## 5.4 ファンロータとモータプーリの不釣り合い力

遠心ファンはファンロータとモータの二つの回転体をもつが，それぞれの不釣り合い力の要因としては，羽根車とモータプーリの不釣り合いが支配的である．羽根車（図 5.2 の D 点）の半径  $r_F$  上，モータプーリ（図 5.2 の A 点）の半径  $r_M$  上に，それぞれ質量  $m_F, m_M$  の残留不釣り合い量があり，角振動数  $\omega_F, \omega_M$  で回転すると遠心力が発生し，ファンロータの不釣り合い力の振幅  $F_F$ ，モータプーリの不釣り合い力の振幅  $F_M$  は次式となる．

$$F_F = m_F r_F \omega_F^2, \quad F_M = m_M r_M \omega_M^2 \quad (5.11)$$

## 5.5 Vベルトによる加振力

### 5.5.1 Vベルトの張力がプーリに及ぼす力

最初に 1 本掛けベルトの場合を考える．図 5.3 に示すように，ベルトに初張力（静止中の張力） $T_0$  を与えて原動プーリ（モータプーリ）と従動プーリ（ファンプーリ）に巻き付ける．そして，モータを回転させると，二つのプーリをつなぐベルトには，張り側張力  $T_t$  と緩み側張力  $T_s$  の間に張力差が生じる． $T_t$  と  $T_s$  の差は有効張力  $T_e$  と呼ばれる．この張力差が生じる理由は，ベルト駆動式遠心ファンの場合，羽根車を回転させ，風を送り出す際の負荷が従動プーリに加わるためである．

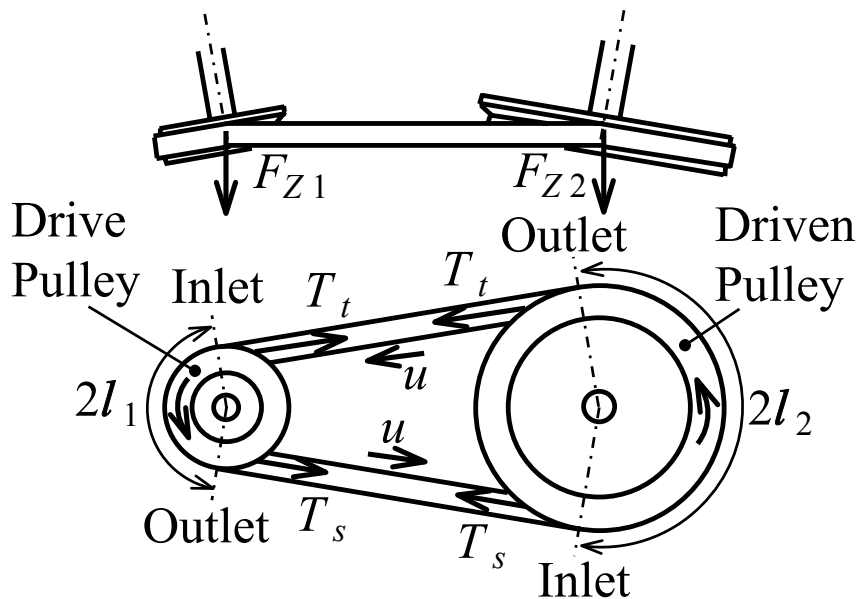


図 5.3 ベルト・プーリ系に作用する力（1 本掛けベルト）

Vベルトはその断面が左右対称の台形で、かつプーリ溝部をV字形にすることによって、ベルトがプーリを押し出す力（接触力）を高める働きがある。このくさび効果によるベルトに働く力は、図 5.4 に示すように、ベルトを押し込む力  $F_B$ 、プーリからの反力  $P'$ 、および半径方向の摩擦力  $\mu_n P'$  ( $\mu_n$  はプーリ表面に対する V ベルト側面の半径方向の最大静摩擦係数) である。これらの力が作用する状態は、図 5.3 の正面図に示すように、入口と出口、その中間（プーリ上）として、次の三つの状態に分けられる<sup>(90)(91)</sup>。

- (a) 入口では V ベルトがプーリに巻き付き始めるため、プーリに対して V ベルトのくさびを打ち込み始めるような状態となり、 $\mu_n P'$  は図 5.4 のように外側へ作用する。
- (b) 中間では V ベルトがプーリに巻き付いて、押し込む力と反力が釣り合い、半径方向のベルト移動が無くなって  $\mu_n P' = 0$  となる。
- (c) 出口では V ベルトがプーリから離れ始めるため、プーリから V ベルトを引き抜くような状態となり、 $\mu_n P'$  は図 5.4 とは逆に内側へ作用する。

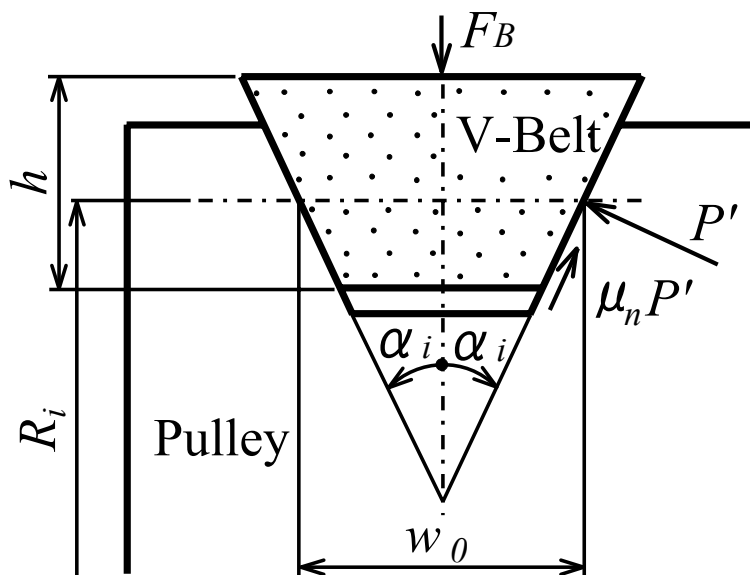


図 5.4 V ベルトとプーリの断面に作用する力



以上の三つの状態は連続的に変化し，それぞれの境界を定めることは困難である．しかも，図 5.3 の上面図に示すように，二つのプーリに巻き付けられたベルトの張力によって，プーリの回転軸が傾く．そのため，ベルトはプーリに対して斜めに進入し，離脱するため，プーリ V 溝の片側（外側）の側面に力が作用すると考えられる．したがって，運転状態では，図 5.3 に示すように，原動プーリには軸方向推力  $F_{Z1}$  が，従動プーリには  $F_{Z2}$  が作用し，これらの力は次式で与えられる<sup>(121)(122)</sup>．

$$F_{Z1} = \frac{\psi_1}{2} \cot(\alpha_1 + \rho_n) \times \left\{ T_t - \rho A u^2 - T_e \frac{\tanh(\lambda R_1 \psi_1)}{2 \lambda R_1 \psi_1} \right\} \quad (5.12)$$

$$F_{Z2} = \frac{\psi_2}{2} \cot(\alpha_2 + \rho_n) \times \left\{ T_s - \rho A u^2 + T_e \frac{\tanh(\lambda R_2 \psi_2)}{2 \lambda R_2 \psi_2} \right\} \quad (5.13)$$

ここに，

$$\rho_n = \tan^{-1} \mu_n, \quad \lambda^2 = \frac{hG}{w_0 A E} \quad (5.14)$$

である．ただし，図 5.3～図 5.5 に示すように， $\psi_1$  は原動プーリの接触角（巻掛け角）， $\alpha_1$  は開き角（くさび角）の半分， $R_1$  はピッチ円半径， $\psi_2$  は従動プーリの接触角， $\alpha_2$  は開き角の半分， $R_2$  はピッチ円半径， $\rho_n$  は  $\mu_n$  に対する摩擦角， $h$  は V ベルトの高さ， $w_0$  は幅， $G$  は横弾性係数， $E$  は縦弾性係数， $\rho$  は密度， $A$  は断面積， $u$  は走行速度を表し， $\rho A u^2$  は遠心力である．

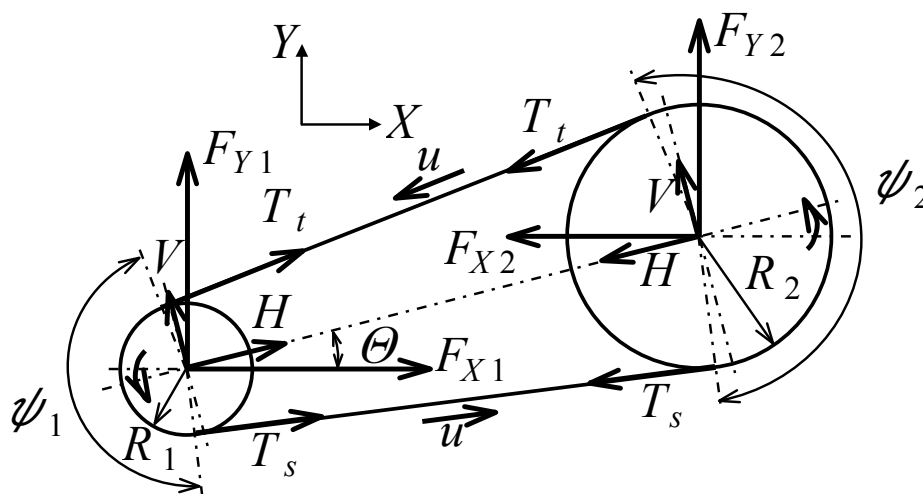


図 5.5 ベルト・プーリ系の X-Y 平面に作用する力

一方、回転するベルト・プーリの平面内に作用する力は図 5.5 のようになり、プーリ軸間に作用する力  $H$ 、プーリ軸間の垂直方向へ作用する力  $V$  は、それぞれ次式で表される。

$$H = (T_t + T_s - 2\rho Au^2) \sin \frac{\psi_1}{2} \quad (5.15)$$

$$V = (T_t - T_s) \cos \frac{\psi_1}{2} = T_e \cos \frac{\psi_1}{2} \quad (5.16)$$

したがって、プーリ軸間の傾き角を  $\Theta$  とすると、原動プーリの水平方向に作用する力  $F_{X1}$  と鉛直方向に作用する力  $F_{Y1}$ 、および従動プーリの水平方向に作用する力  $F_{X2}$  と鉛直方向に作用する力  $F_{Y2}$  は、次式で表される。

$$\begin{aligned} F_{X1} &= -V \sin \Theta + H \cos \Theta \\ &= -T_e \cos \frac{\psi_1}{2} \sin \Theta + (T_t + T_s - 2\rho Au^2) \sin \frac{\psi_1}{2} \cos \Theta \end{aligned} \quad (5.17)$$

$$\begin{aligned} F_{X2} &= -V \sin \Theta - H \cos \Theta \\ &= -T_e \cos \frac{\psi_1}{2} \sin \Theta - (T_t + T_s - 2\rho Au^2) \sin \frac{\psi_1}{2} \cos \Theta \end{aligned} \quad (5.18)$$

$$\begin{aligned} F_{Y1} &= V \cos \Theta + H \sin \Theta \\ &= T_e \cos \frac{\psi_1}{2} \cos \Theta + (T_t + T_s - 2\rho Au^2) \sin \frac{\psi_1}{2} \sin \Theta \end{aligned} \quad (5.19)$$

$$\begin{aligned} F_{Y2} &= V \cos \Theta - H \sin \Theta \\ &= T_e \cos \frac{\psi_1}{2} \cos \Theta - (T_t + T_s - 2\rho Au^2) \sin \frac{\psi_1}{2} \sin \Theta \end{aligned} \quad (5.20)$$

最初に、V ベルトの継目がプーリに乗っている状態で生じる静力学的な力について議論する。V リブドベルトの場合、上布継目がプーリに乗ってベルト内部の心線が伸び、ベルト張力が低下するとされている<sup>(90)</sup>。しかし、後述するように、一般用 V ベルトの継目（外被布の重なり部分）の場合には張力が増す。これはベルトのプーリへの食い込みが減るため

であると考えられる．このときの張力増加率を $\varepsilon$ （張り側も緩み側も同一と仮定する）で表すと，継目がプーリに乗った際の張り側張力は $(1+\varepsilon)T_t$ ，緩み側張力は $(1+\varepsilon)T_s$ となる．これらを式(5.12)，(5.13)，(5.17)～(5.20)に代入した式から，それぞれ元の式を差し引くことにより，ベルト・プーリ系の $X$ ， $Y$ ， $Z$ 方向に作用する力の増加分が求められる．したがって，各方向の増加分を $\Delta F_{X1}$ ， $\Delta F_{X2}$ ， $\Delta F_{Y1}$ ， $\Delta F_{Y2}$ ， $\Delta F_{Z1}$ ， $\Delta F_{Z2}$ で表すと，それらは次式で与えられる．

$$\Delta F_{X1} = -\varepsilon \left[ T_e \cos \frac{\psi_1}{2} \sin \Theta - \varepsilon (T_t + T_s) \sin \frac{\psi_1}{2} \cos \Theta \right] \quad (5.21)$$

$$\Delta F_{X2} = -\varepsilon \left[ T_e \cos \frac{\psi_1}{2} \sin \Theta + \varepsilon (T_t + T_s) \sin \frac{\psi_1}{2} \cos \Theta \right] \quad (5.22)$$

$$\Delta F_{Y1} = \varepsilon \left[ T_e \cos \frac{\psi_1}{2} \cos \Theta + (T_t + T_s) \sin \frac{\psi_1}{2} \sin \Theta \right] \quad (5.23)$$

$$\Delta F_{Y2} = \varepsilon \left[ T_e \cos \frac{\psi_1}{2} \cos \Theta - (T_t + T_s) \sin \frac{\psi_1}{2} \sin \Theta \right] \quad (5.24)$$

$$\Delta F_{Z1} = \frac{\varepsilon \psi_1}{2} \cot(\alpha_1 + \rho_n) \left\{ T_t - T_e \frac{\tanh(\lambda R_1 \psi_1)}{2 \lambda R_1 \psi_1} \right\} \quad (5.25)$$

$$\Delta F_{Z2} = \frac{\varepsilon \psi_2}{2} \cot(\alpha_2 + \rho_n) \left\{ T_s + T_e \frac{\tanh(\lambda R_1 \psi_1)}{2 \lambda R_2 \psi_2} \right\} \quad (5.26)$$

次に，2本掛けベルトの場合には，図5.6に示すプーリ軸はオーバーハングであり，プーリ軸の支持部が弾性的であるため，ベルトの張力によってプーリ軸が傾く．そのため，内側ベルトは外側ベルトよりも強く張られ，2本のベルトの張力は異なってくる．したがって，外側ベルトと内側ベルトのパラメータに添字 $O$ ， $I$ を付記して区別すると，張り側張力は $T_{tO}$ ， $T_{tI}$ ，緩み側張力は $T_{sO}$ ， $T_{sI}$ ，有効張力は $T_{eO}$ ， $T_{eI}$ ，張力増加率は $\varepsilon_0$ ， $\varepsilon_1$ となって，外側ベルトと内側ベルトに関する2種類の力の増加分 $\Delta F_{XO1}$ ， $\Delta F_{XO2}$ ， $\Delta F_{YO1}$ ， $\Delta F_{YO2}$ ， $\Delta F_{ZO1}$ ， $\Delta F_{ZO2}$ ，および $\Delta F_{XI1}$ ， $\Delta F_{XI2}$ ， $\Delta F_{YI1}$ ， $\Delta F_{YI2}$ ， $\Delta F_{ZI1}$ ， $\Delta F_{ZI2}$ が導かれる．ただし， $\varepsilon_0$ ， $\varepsilon_1$ は，7・3・3項で後述するように，必ずしも同符号の値とは限らない．

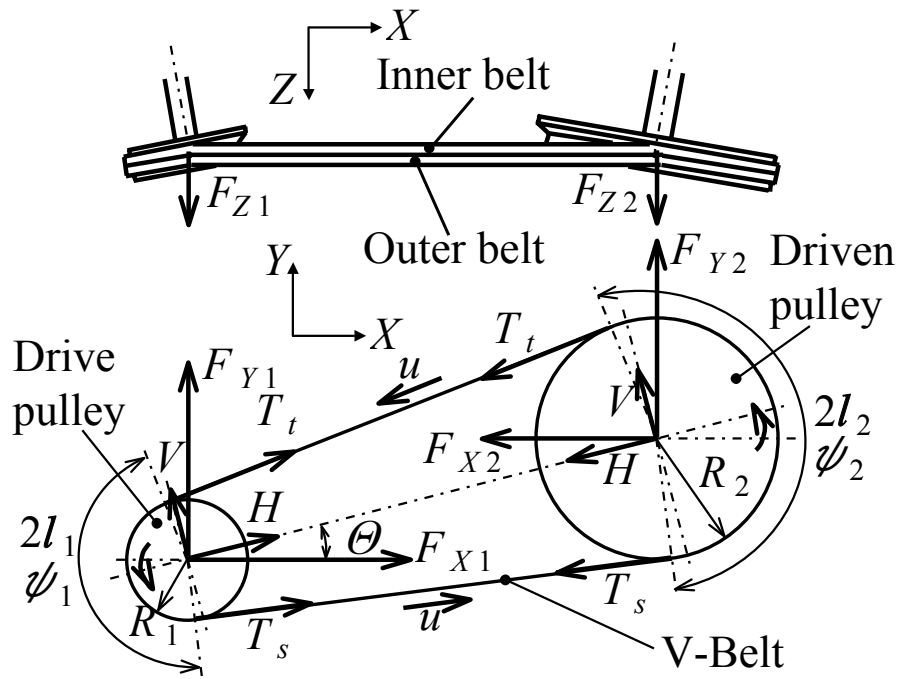


図 5.6 ベルト・プーリ系に作用する力 (2本掛けベルト)

### 5.5.2 V ベルトの張力変動によって生じる加振力

次に、V ベルトが回転し、継目がプーリを通過する際、進入と離脱を繰り返すことによって生じる動的な加振力について議論する。円環状のベルト 1 本につき 1 個あるいは 2 個の継目をもつ製品があるが、最初に簡単のため、図 5.7(a)に示すような 1 個の継目をもつベルトの場合を考える。図 5.3 によると、継目は原動プーリ上の  $2l_1$  と従動プーリ上の  $2l_2$  の接触長を通過する。そのため、図 5.8(a)に示すようにベルトの 1 回転を 1 周期として、高さ 1、幅  $2s_1$  と  $2s_2$  のパルス列で表される単位加振力  $f(\theta)$  を考える。ただし、高さを 1 とするのは、5.5.1 項で議論した力の増加分で正規化しておくことにより、任意の増加分に対して加振力を推定できるからである。 $f(\theta)$  は、フーリエ級数に展開すると次式で表される。

$$f(\theta) = \frac{1}{2} a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos n\theta \quad (5.27)$$

ここに、

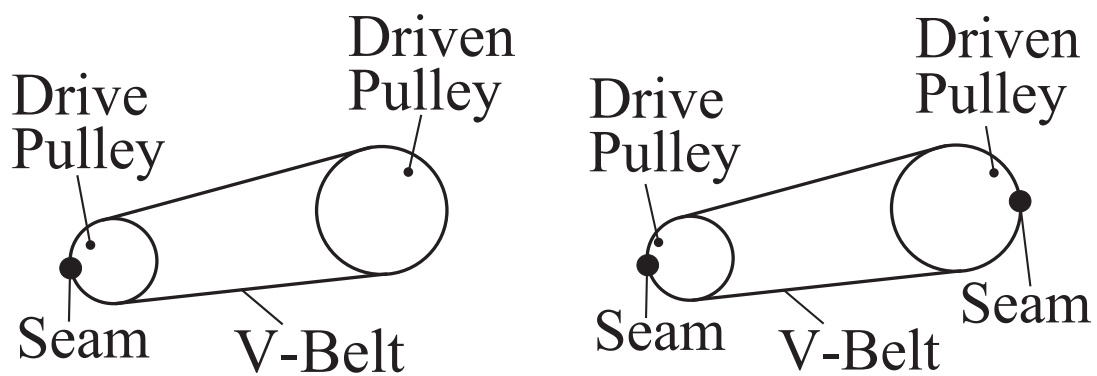
$$a_0 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\theta) d\theta = \frac{2(s_1 + s_2)}{\pi} \quad (5.28)$$

$$\begin{aligned} a_n &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\theta) \cos n\theta d\theta \\ &= \frac{\sin ns_1}{n\pi} + \frac{2 \cos n\pi \sin ns_2}{n\pi} - \frac{\sin n(2\pi - s_1)}{n\pi} \\ &= \frac{2}{n\pi} (\sin ns_1 + \cos n\pi \sin ns_2) \end{aligned} \quad (5.29)$$

ただし、 $L$  をベルトの全長、 $l$  をベルト上のある基準点からの距離、 $2l_1$  を原動プーリとベルトの接触長、 $2l_2$  を従動プーリとベルトの接触長とし、

$$\theta = \frac{2\pi l}{L}, \quad s_1 = \frac{2\pi l_1}{L}, \quad s_2 = \frac{2\pi l_2}{L} \quad (5.30)$$

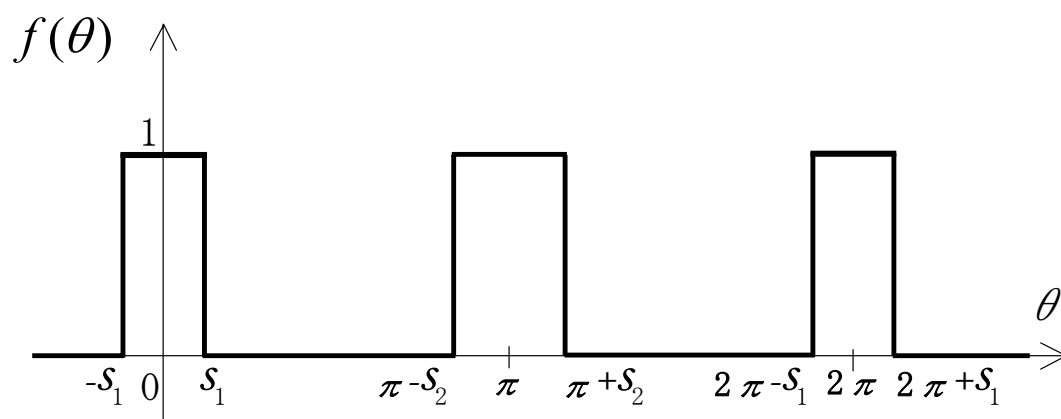
と表す。式(5.21)～(5.26)に式(5.29)を乗じることにより、ベルト加振力の基本成分および高次成分に対応する振幅を推定することができる。したがって、ベルトによる加振力の  $n$  次成分の振幅は、原動プーリにおいて



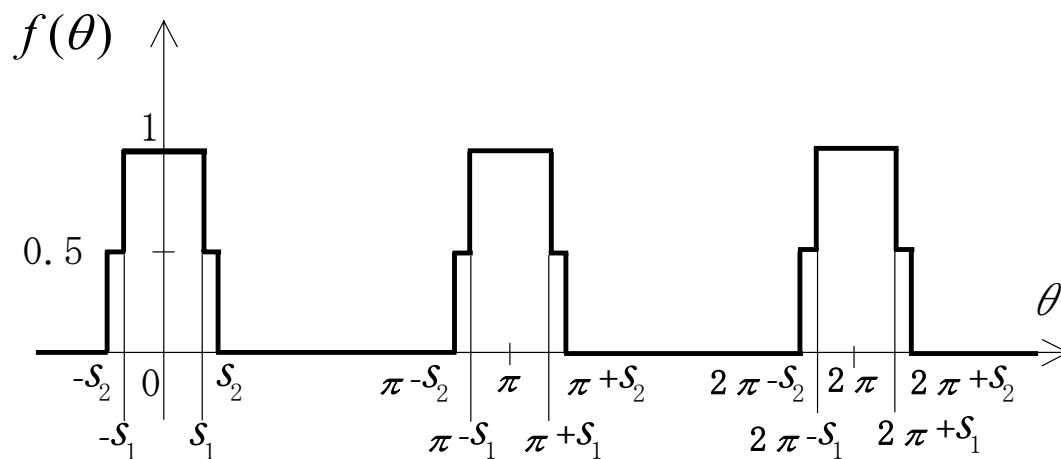
(a) 継目 1 個

(b) 継目 2 個

図 5.7 ベルトの継目



(a) 継目 1 個



(b) 継目 2 個

図 5.8 回転するベルトの継目がプーリを通過する際に生じる単位加振力のパルス波

$X, Y, Z$  方向に, それぞれ  $a_n \Delta F_{X1}, a_n \Delta F_{Y1}, a_n \Delta F_{Z1}$ , 従動プーリにおいて  $X, Y, Z$  方向に, それぞれ  $a_n \Delta F_{X2}, a_n \Delta F_{Y2}, a_n \Delta F_{Z2}$  のように表される.

ここで, 第 4 章, 第 6 章, 第 7 章の実験に用いる原動プーリと従動プーリの径が異なることを考慮し,  $s_1=0.13\pi, s_2=0.17\pi$  である場合を考える. 式(5.29)により  $a_n$  の値を求め, その結果を図 5.9 の実線で示す. ただし,  $a_n$  の値は  $n$  が自然数の場合にのみ意味をもつ. 比較的大きな振幅の, 2 次成分と 4 次成分などの高次成分が現れることがわかる.

次に, 図 5.7(b)に示すように, 均等割りで 2 個の同一の継目をもつベルトの場合を考える. 1 個目の継目による変動は図 5.8(a)と同様であるが, 2 個目の継目による変動は半周期の位相差をもった波形となる. これらを足し合わせると, 図 5.8(b)に示すように, 半周期ごとに同一のパルスが発生することになり, フーリエ係数は次式で与えられる.

$$a_0 = \frac{2(s_1 + s_2)}{\pi} \quad (5.31)$$

$$\begin{aligned} a_n &= \frac{\sin ns_1}{2n\pi} + \frac{\sin ns_2}{2n\pi} - \frac{\sin n(\pi - s_2)}{2n\pi} + \frac{2 \cos n\pi \sin ns_1}{2n\pi} \\ &\quad + \frac{\sin n(\pi + s_2)}{2n\pi} - \frac{\sin n(2\pi - s_1)}{2n\pi} - \frac{\sin n(2\pi - s_2)}{2n\pi} \\ &= \frac{1}{n\pi} (\sin ns_1 + \sin ns_2 + \cos n\pi \sin ns_1 + \cos n\pi \sin ns_2) \quad (5.32) \end{aligned}$$

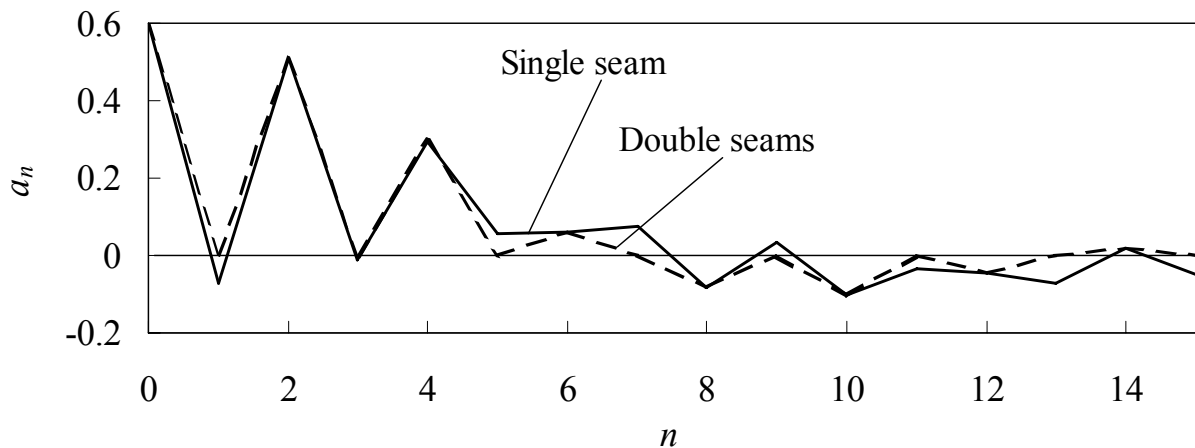


図 5.9 回転するベルトによる単位加振力のパルス波のフーリエスペクトル  
( $s_1=0.13\pi, s_2=0.17\pi$ )

$s_1=0.13\pi$ ,  $s_2=0.17\pi$  のとき, 式(5.32)により  $a_n$  の値を求め, その結果を図 5.9 の破線で示す. この場合も 2 次成分と 4 次成分が比較的大きく現れるが, 奇数次成分の振幅は零となることがわかる.

さらに, 両プーリ間の軸間距離がプーリ径に比して相対的に小さくする場合を想定し,  $s_1=0.2\pi$ ,  $s_2=0.26\pi$  である場合を考え, 図 5.10 の破線で示す. なお, 比較のため,  $s_1=0.13\pi$ ,  $s_2=0.17\pi$  である場合 (図 5.9 の Double seams) を実線で示す.  $s_1, s_2$  が大きく, より鈍いパルス状となるため, 4 次成分の振幅が大きく低下し, 2 次成分と 6 次成分の振幅が増加している. 逆に, 両プーリ間の軸間距離がプーリ径に比して相対的に大きくする場合を想定し,  $s_1=0.085\pi$ ,  $s_2=0.11\pi$  である場合を考え, 図 5.10 の点線で示す.  $s_1, s_2$  が小さく, より鋭いパルス状となるため, 2 次成分が大きく低下するものの, 6 次成分の振幅が増加している. なお, これらのパラメータ変更は, モータをスライドして規格長さの違うベルトを用いることを想定している. したがって, 高次成分のベルト加振力を低減するためには, プーリとベルトの接触長に対するベルト全長の割合を調整すればよいという重要な設計指針が得られる.

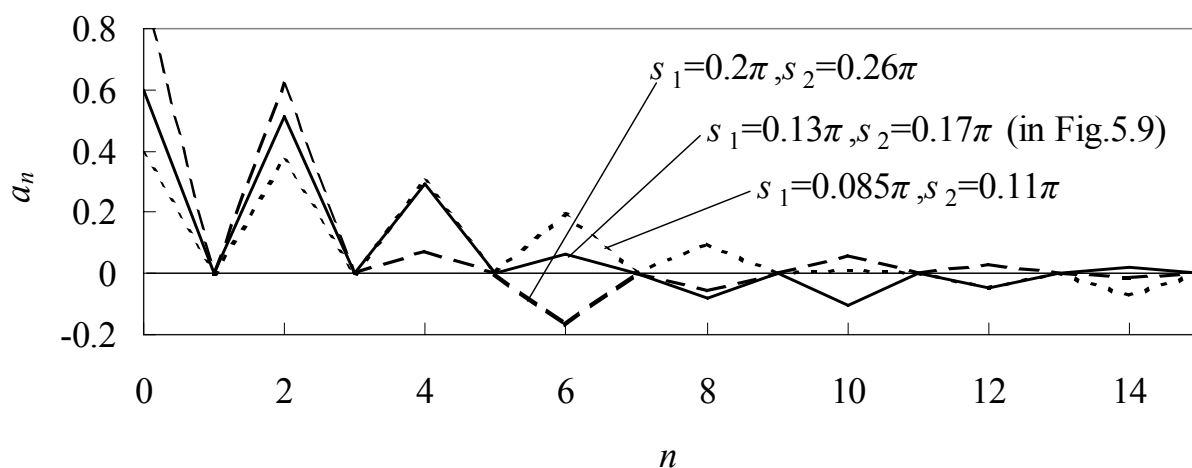


図 5.10 回転するベルトによる単位加振力のパルス波のフーリエスペクトル  
(継目 2 個)



2 本掛けベルトの場合には、前述したように、内側ベルトが外側ベルトよりも強く張られるため、内側ベルトの方がプーリの V 溝への食い込み量が大きく、回転半径が若干小さくなり、ベルト回転数は大きくなると考えられる。したがって、2 本のベルトの回転数は同じではなく、力の増加分も異なるため、2 種類の基本振動数をもつ、異なった加振力が生じることになる。しかも、両ベルトの速度差が非常に小さく、ベルト回転数が近接していれば、ベルト加振による応答は振幅変調現象<sup>(20)(21)(131)</sup>として観察されることが予測される。なお、それぞれのベルト加振力の振幅は、原動プーリ（図 5.2 の A 点）において、

① 外側ベルトによる加振力の  $n$  次成分の振幅は、 $X, Y, Z$  方向にそれぞれ、 $a_n \Delta F_{X01}, a_n \Delta F_{Y01}, a_n \Delta F_{Z01}$

② 内側ベルトによる加振力の  $n$  次成分の振幅は、 $X, Y, Z$  方向にそれぞれ、 $a_n \Delta F_{X11}, a_n \Delta F_{Y11}, a_n \Delta F_{Z11}$

従動プーリ（図 5.2 の B 点）において、

③ 外側ベルトによる加振力の  $n$  次成分の振幅は、 $X, Y, Z$  方向にそれぞれ、 $a_n \Delta F_{X02}, a_n \Delta F_{Y02}, a_n \Delta F_{Z02}$

④ 内側ベルトによる加振力の  $n$  次成分の振幅は、 $X, Y, Z$  方向にそれぞれ、 $a_n \Delta F_{X12}, a_n \Delta F_{Y12}, a_n \Delta F_{Z12}$

のように表される。

以上のようにベルト加振力を解析的にモデル化することができる。この解析モデルは、特に遠心ファンに限定されず、他の回転機械にも適用できる一般的なモデルである。

## 5.6 結 言

ベルト駆動式遠心ファンでは、ベルト回転数の高次成分が系の固有振動数に近くなると共振する場合がある。また、ベルトを複数本掛けにすると、振動の振幅変調現象が生じる場合がある。その発生メカニズムを理論的に検討した結果、次の結論が得られた。

- (1) Vベルトの継目がプーリを通過することにより周期的なパルス状の加振力（ベルト加振力）が発生することを明らかにし、その加振力を解析的にモデル化することができた。この解析モデルは、特に遠心ファンに限定されず、他の回転機械にも適用できる一般的なモデルである。
- (2) このベルト加振力には比較的振幅の大きい高次成分が含まれることを明らかにした。
- (3) 高次成分のベルト加振力を低減するためには、プーリとベルトの接触長に対するベルト全長の割合を調整すればよいという重要な設計指針が得られた。
- (4) 遠心ファンのプーリ軸はオーバーハングであるため、2本掛けベルトの場合には、内側ベルトは外側ベルトよりも張力と回転数がわずかに大きくなり、それぞれのベルトの継目に起因する加振力と加振振動数は異なる。
- (5) 2本掛けベルトの場合には、各ベルトに起因する、加振振動数が近接した2種類の加振力が作用するため、両ベルトの速度差が非常に小さく、ベルト回転数が近接していれば、ベルト加振による応答は振幅変調現象として観察されることが予測される。

# 第6章 Vベルトに起因する 遠心ファンの振動

## 6.1 緒 言

遠心ファンは、各種プラントやビルなどの給排気、空調設備に広く使用されている回転機械である<sup>(1)-(4)</sup>。その中でも半導体工場のクリーンルームなどの空調設備用に設置された遠心ファンは24時間フル稼働で、万が一故障が生じると、その被害は甚大となるため、その予防保全には細心の注意が払われる。近年では資源の有効利用や経費節減への関心がいっそう高まり、部品交換等のメンテナンスを定期的に行う時間計画保全から状態監視保全へと移行が進められ、振動状態が常時、監視、診断されるようになってきている<sup>(19)-(21)</sup>。このような社会的背景から機械の延命化も望まれており、第4章で述べたように防振装置上に設置して弾性支持された状態にあっても厳しい振動許容値が要求されるようになってきている。そのため、Vベルト加振による強制振動にも注意を払う必要があり、第5章では、Vベルトに起因する遠心ファンの振動の発生メカニズムを明らかにし、この振動を予測する解析方法を提案した。

この第6章では、この解析方法を市販の遠心ファンの1本掛けベルトの場合に適用し、実験結果と比較して、その有効性を確認する。また、ベルト回転数の高次成分が遠心ファンの固有振動数と共振する現象についても明らかにする。

## 6.2 解析結果

第 5 章で述べた理論解析を用い、図 5.2 の C 点（モータフレーム）における  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  方向の周波数応答を求め、その結果を図 6.1 の実線で示す。市販の構造解析ソフトウェアを用い、周波数応答解析を行った。6.3.2 項で後述するように、第 4 章で対象となったベルト回転数の 4 次成分に対応する応答解析である。後述するように 6.3.1 項で同定する実験機パラメータ、6.3.3 項で測定するベルト張力および張力増加率を用いた。ただし、本章で扱う実験機では、 $\psi_1=176.6^\circ$  ,  $\psi_2=183.4^\circ$  ,  $\beta=19.3^\circ$  である。また、ベルトとプーリに関する諸量にはメーカーカタログ値を用い、ベルト走行速度  $u$  はプーリの半径と回転数から算出した。なお、 $\mu_n=0.512$ <sup>(90)</sup> , 横弾性係数は  $G=10\text{N/mm}^2$ <sup>(91)</sup> を引用する。さらに、本実験機では均等割りで 2 個の同一の継目をもつ V ベルトの場合と仮定でき、 $s_1=0.13\pi$  ,  $s_2=0.17\pi$  であるため、図 5.9 の破線で示したフーリエ係数を式(5.21)～(5.26)に乘じ、ベルト加振力の高次成分の振幅を推定した。

図 6.1(a)の実線はモータフレーム（図 5.2 の C 点）の水平方向（ $X$  方向）について、ファン回転数に対する振動速度（片振幅値）の変化を示している。ただし、モータプーリ（図 5.2 の A 点）に、振幅  $a_4\Delta F_{X1}$  ,  $a_4\Delta F_{Y1}$  ,  $a_4\Delta F_{Z1}$  の 3 方向の加振力が作用した場合の  $X$  方向応答を足し合わせた結果である。同様に、図 6.1(b), (c)の実線は、それぞれ鉛直方向（ $Y$  方向）、軸方向（ $Z$  方向）についての計算結果である。これらの図中のピークは、ファン回転数 26rps 付近において、ベルト回転数の 4 次成分  $4f_B$  が固有振動数  $p_3$  に近くなるため、系が共振することを示している。この共振点は、後述するように、図 6.4 中の交点 A に相当している。なお、図 6.1(a), (b) の  $X$ ,  $Y$  方向と比べて図 6.1(c)の  $Z$  方向では理論値のピークの回転数が左側へずれ、その振幅も下がっている。この理由は、 $Z$  方向に対しては  $X$ ,  $Y$  方向よりも減衰比が大きめに見積もられたためと考えられる。

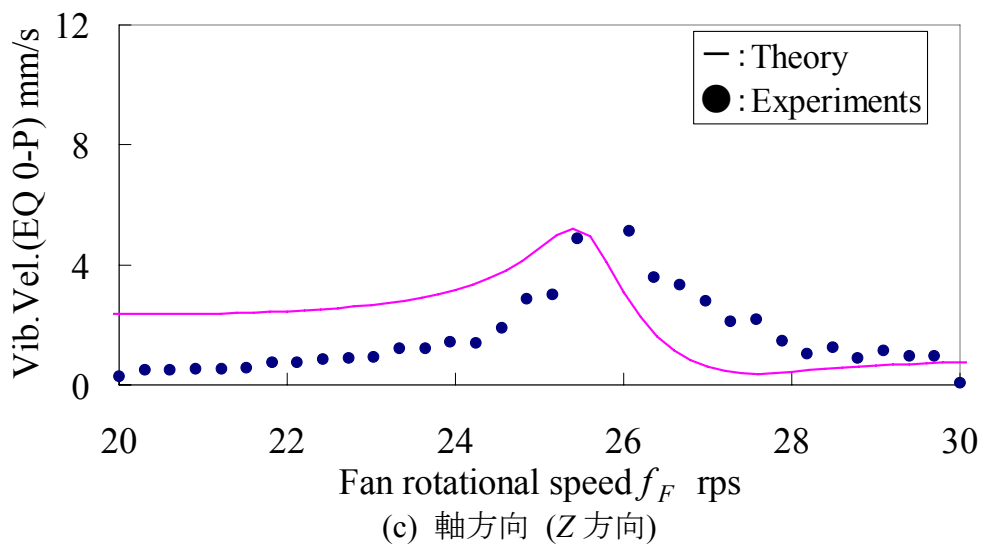
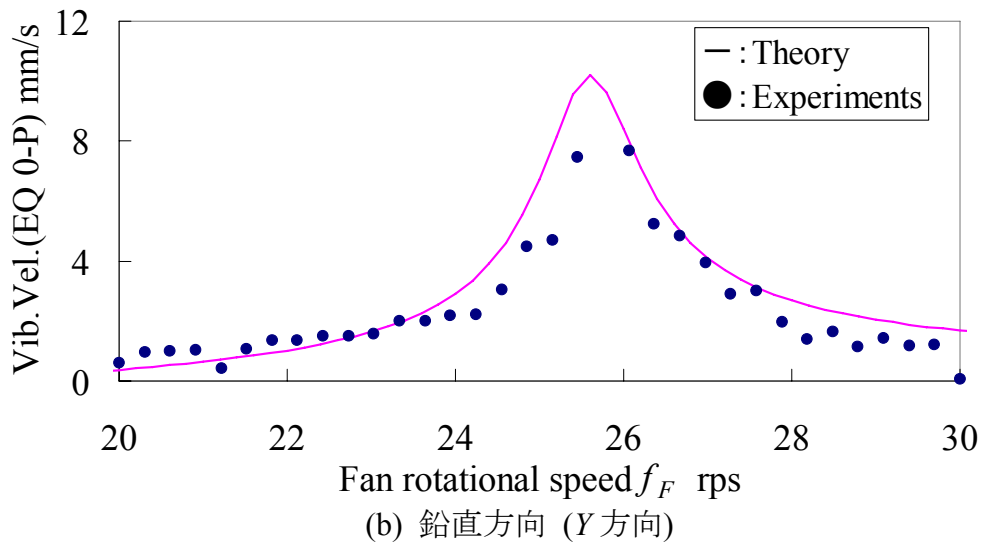
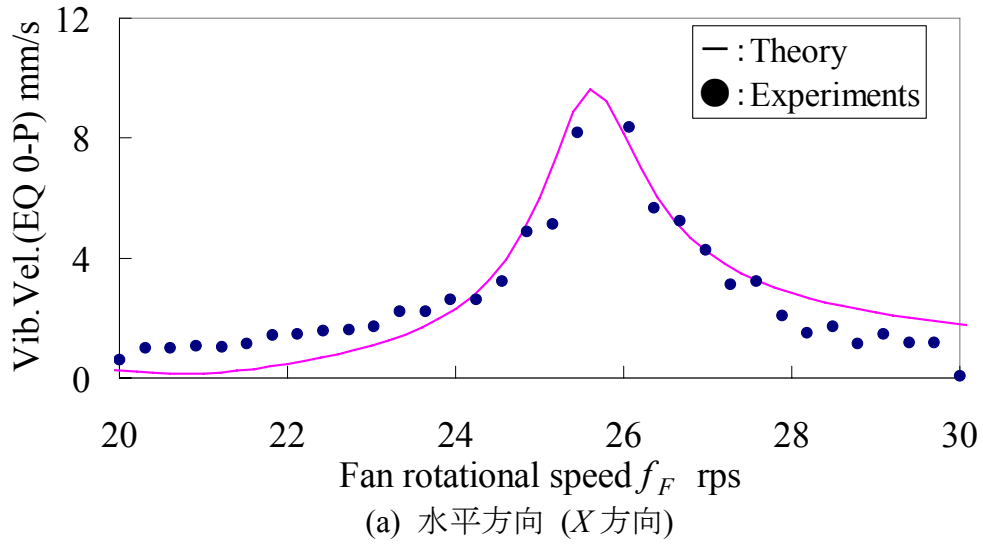


図 6.1 モータフレームにおける  $4f_B$  成分の周波数応答

## 6.3 実験結果

6.2 節で示した解析結果を検証し，第 5 章で示した理論解析の有効性を確認するため，第 4 章で用いた実験機を用い，そのモード解析，ベルトの張力増加率の測定，および振動試験を行った．ただし，注目する現象を明瞭にするため，V ベルトは 1 本掛けとし，ベルトガードは取り外した．また，ほぼ均等割り度で 2 個の，ほぼ同一の継目をもつと見なせるベルトを使用し，ベルトの全長に対する 2 個の継目のピッチは，0.56 : 0.44 であった．

### 6.3.1 実験機のパラメータ同定

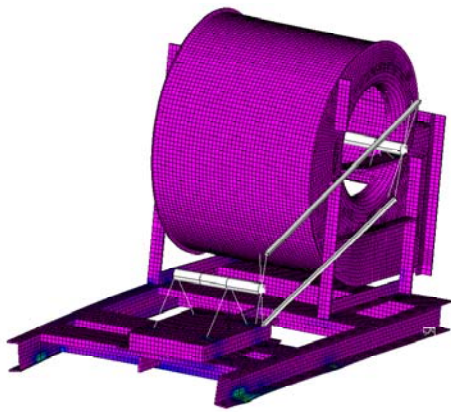
理論モード解析では，図 5.1 に示したように，FEM モデルを，シェル要素，はり要素，剛体要素，質量要素，ばね要素から作成した．なお，FEM による固有値解析には市販の構造解析ソフトウェアを用い，節点数を約 28000，要素数を約 26000 とした．

一方，実験モード解析では，図 5.2 に示したように，実験機を 25 点の節点でモデル化した．運転時の加振力としては，ファンロータの不釣合い力が羽根車の D 点に，モータプーリの不釣合い力は A 点に，ベルト加振力がモータプーリの A 点とファンプーリの B 点に作用する．そのため，応答が明瞭で加振しやすいモータフレームの C 点を加振器にて鉛直方向に加振し，各節点の応答を 3 軸加速度ピックアップで測定した．

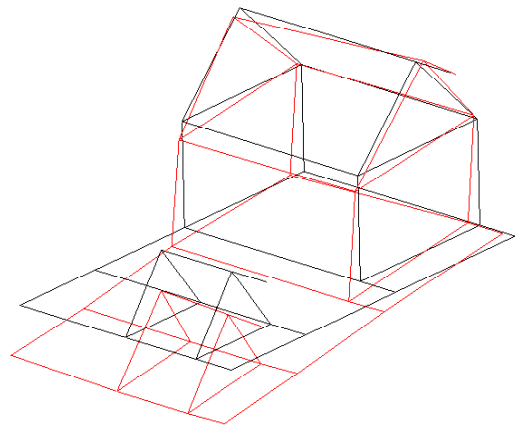
表 6.1 に固有振動数について計算値と実測値を示す．また，そのモード形状を図 6.2 に示す．両者の比較より，全般に概ね一致していることがわかる．図 6.2 (3) に 3 次モードのモード形状を示すが，モータ部がケーシングに対してねじり振動するモードに対応する．この振動モードは，後述する共振現象に関係するモードである．

表 6.1 FEM と加振実験の比較

Mode	Natural frequency Hz		Damping ratio %
	FEM	Test	
1 <sup>st</sup>	17.60	15.65	9.40
2 <sup>nd</sup>	20.80	20.08	9.00
3 <sup>rd</sup>	34.59	35.14	2.37
4 <sup>th</sup>	52.18	52.61	1.48
5 <sup>th</sup>	71.52	69.67	1.30

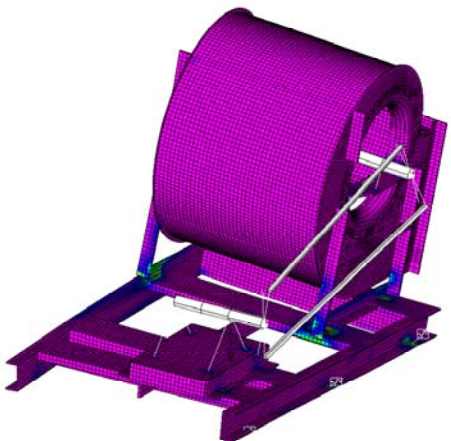


(a) FEM(17.61Hz)

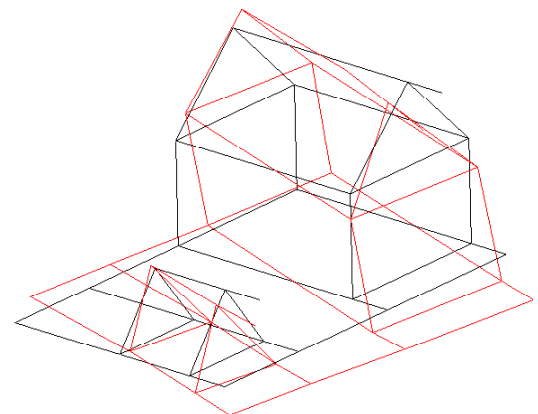


(b) 加振実験(15.65Hz)

(1) 1次モード



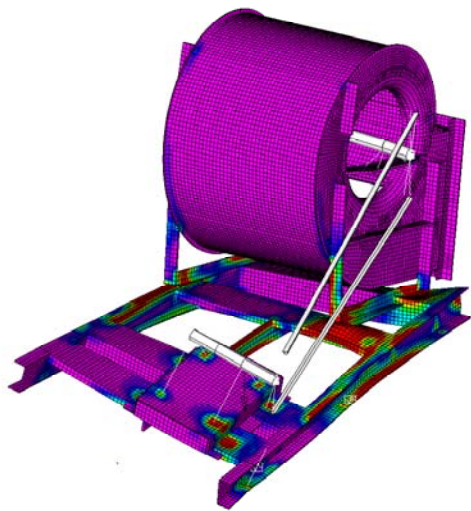
(a) FEM(20.80Hz)



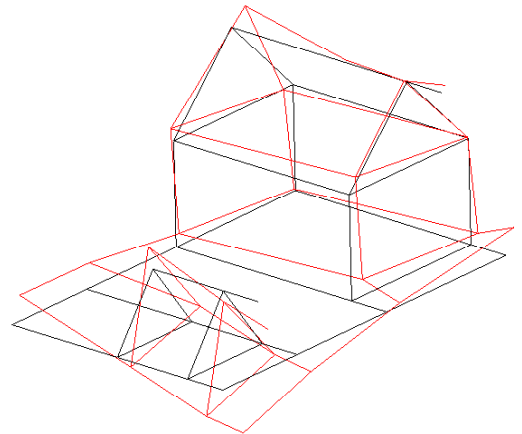
(b) 加振実験(20.08Hz)

(2) 2次モード

図 6.2 モード形状 (1本掛けベルト)

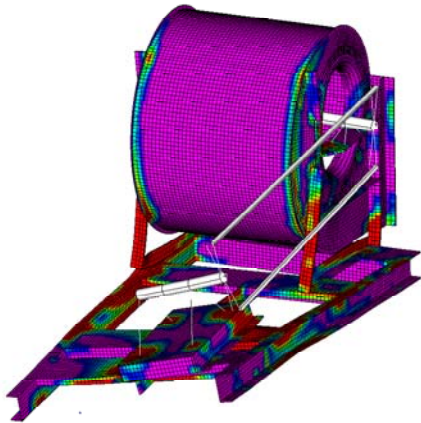


(a) FEM(34.59Hz)

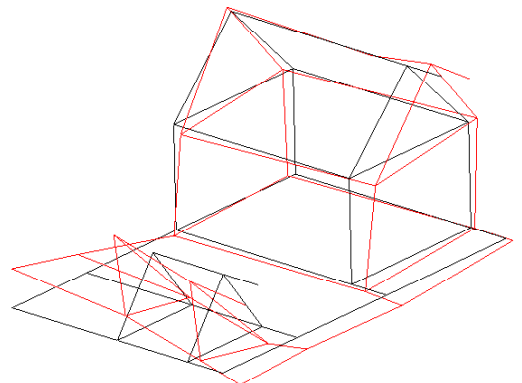


(b) 加振実験(35.14Hz)

(3) 3次モード

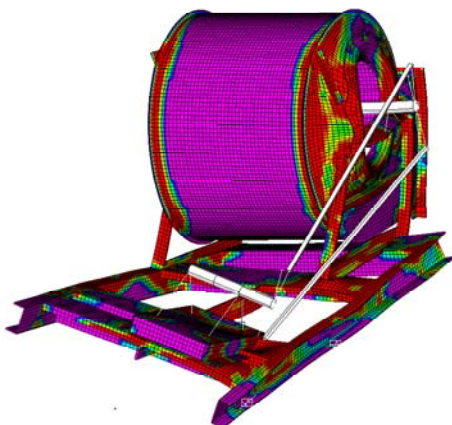


(a) FEM(52.18Hz)

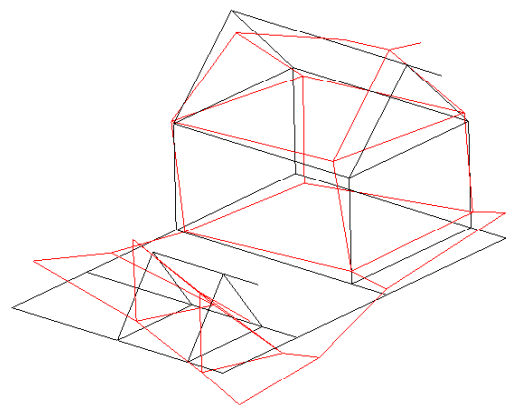


(b) 加振実験(52.69Hz)

(4) 4次モード



(a) FEM(71.52Hz)



(b) 加振実験(69.67Hz)

(5) 5次モード

図 6.2 モード形状 (1本掛けベルト)



図 6.3 には加振点 C (図 5.2) における周波数応答関数を示す. FEM による計算結果が実験値と異なる理由としては, FEM モデルの簡略化および測定誤差の影響と考えられるが, 約 10Hz 以上の範囲では概ね一致している. また, 相反性定理より加振点と応答点を入れ替えた場合と加振力を変更した場合の周波数応答関数の比較から, 微小な差異は認められたものの, ほぼ同じ値が得られたため, 構造系は線形とみなすことができる. したがって, 系の同定が比較的良好にできたものと考えられる. なお, 減衰比については, 表 6.1 に示すように, モード毎に半値幅法を用いて実測した値を採用した.

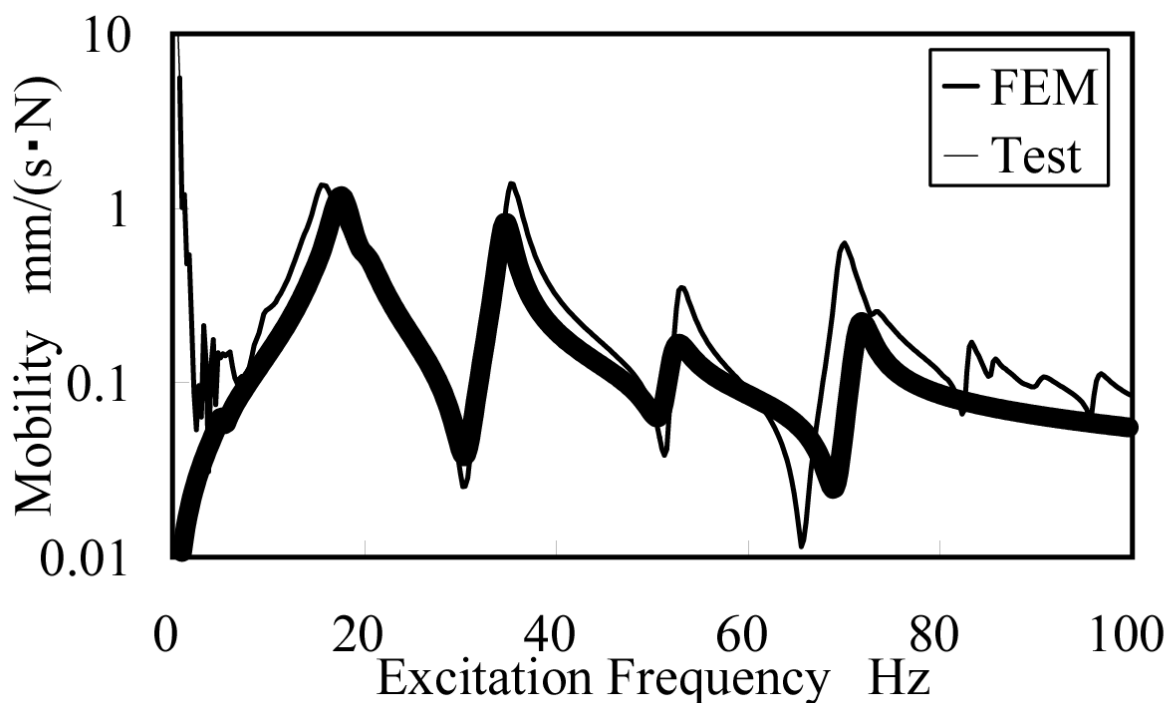


図 6.3 加振点における周波数応答関数 (モビリティ)

### 6.3.2 固有振動数

図 6.4 に、縦軸に固有振動数  $p$ 、横軸にファン回転数  $f_F$  をとって加振振動数成分との関係を示す。図中の  $p_1 \sim p_5$  は、表 6.1 に示した、実験結果の 1 次～5 次の固有振動モードに相当する。なお、 $p_5$  は軸のたわみ振動に対応する固有振動数であり、厳密には一定の直線とはならないが、近似的に直線で表した。また、加振振動数成分は原点を通る直線で示した。 $f_M$  はモータ回転数、および  $f_B$ ,  $2f_B$ ,  $3f_B$ ,  $4f_B$  は、それぞれベルト回転数の 1 次、2 次、3 次、4 次成分を表す。

実験機の仕様は表 4.1 に示したようにファン回転数  $f_F=24\text{rps}$  であり、仕様回転数では固有振動数成分と加振振動数成分との交点は存在しないため、共振は発生しないと予測される（図 6.4）。しかし、ファン回転数を仕様回転数から上昇させると、図 6.4 に示すように、ベルト回転数の 4 次成分の直線  $p=4f_B$  が固有振動数  $p_3$  と点 A で交わり、後述するように共振することが観察された。一方、ファン回転数を仕様回転数から減少させると、ベルト回転数の 2 次成分の直線  $p=2f_B$  が固有振動数  $p_1$  と点 B で交わるが、後述するように共振は観察されなかった。この理由は、表 6.1 に示したように、防振ゴムに起因して固有振動数  $p_1$  に対するモード減衰比が比較的大きいためであると考えられる。したがって、第 4 章でも述べたように、図 6.4 中の点 A を通る直線  $p=4f_B$  に対応する、ベルト加振力の 4 次成分に注目して検証を進めることとした。

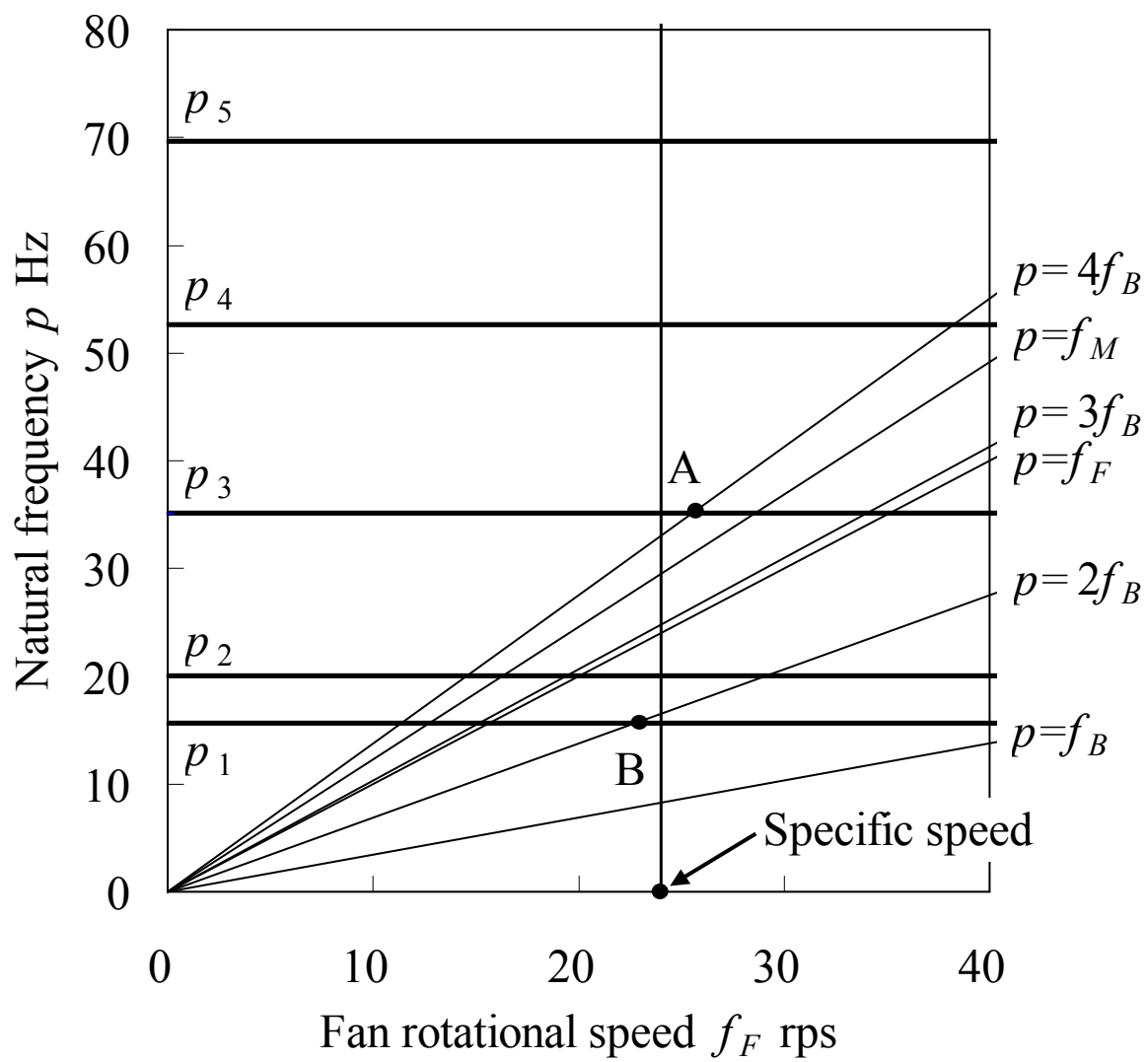


図 6.4 固有振動数線図

### 6.3.3 ベルトの張力および張力増加率

前節までに系のパラメータの同定が完了し、任意の節点における周波数応答関数が求まり、検証範囲も明確となった。次に、振動試験にて周波数応答解析結果の妥当性を検証するが、そのためには実験機に作用するベルト加振力を算定する必要がある。ベルト加振力については、5.5.2項で述べた計算方法により推定するが、その計算にあたっては張り側張力  $T_t$ 、緩み側張力  $T_s$ 、および張力増加率  $\varepsilon$  を求める必要がある。

張り側張力  $T_t$ 、緩み側張力  $T_s$  は次のように算定した。図 6.5 に示すように六つのレーザ変位計を用いて、回転中のベルトのたわみに対する自由振動を測定し、その固有振動数を FFT アナライザによって分析した。それとともに、静止した弦の固有振動数を求める、次の理論式<sup>(90)</sup>

$$p = \frac{n}{2S} \sqrt{\frac{T_0}{m}} \quad (6.1)$$

を使って、ベルト張力を近似的に計算した。ただし、 $p$  は固有振動数、 $n$  は高調波成分の次数、 $S$  はスパン長さ（ベルトがプーリに接触していない距離）、 $T_0$  はベルトの静止張力、 $m$  はベルトの単位長さ当りの質量で



図 6.5 レーザーセンサによる測定状況

ある。図 6.6 に実験結果としてファン回転数とベルト張力の関係を示す。●, ○印はそれぞれ  $T_t$ ,  $T_s$  の実測値, 実線は実測値の最小 2 乗近似曲線を示す。停止時のベルト張力は張り側も緩み側も等しいが, ファン回転数が上昇するにつれて張り側張力は増加し, 緩み側張力は低下した。これは負荷が増大していくためである。

一方, 回転中のベルトの張力増加率  $\varepsilon$  を測定することは困難である。そこで, 静止中のベルトを手回しし, 1 回転にわたるベルトの張力変化を, 音波式張力計を用いて測定し, 張力増加率  $\varepsilon$  を算定した。両プーリに張られたベルトの二つの弦のうち, 上側の弦について測定した。なお, 前述のようにレーザ変位計を用いて, 同様にベルト張力を計算することも可能であるが, 同じ原理を用いた音波式張力計の方が簡便である。ただし, 音波式張力計は静止したベルトの, 両プーリに張られた弦を指で弾き, その音波を測定して FFT 分析し, ベルト張力を演算する計測器である。そのため, 前述のように回転中の雑音が多い環境では使用することができない。図 6.7 に, 静止中のベルト張力  $T_0$  の変化について, その測定結果を●印で示す。横軸にはベルトの 1 回転にわたる継目の移動がとってある。前述したように, ベルトの全長に対する 2 個の継目のピッチは, 0.56 : 0.44 であった。この長い方のピッチが上側の弦にある時, 両端のピークに相当する張力増加を示し, 短い方のピッチが上側の弦にある時には, 中央のピークがその張力増加を示した。張力変化の増加量には,

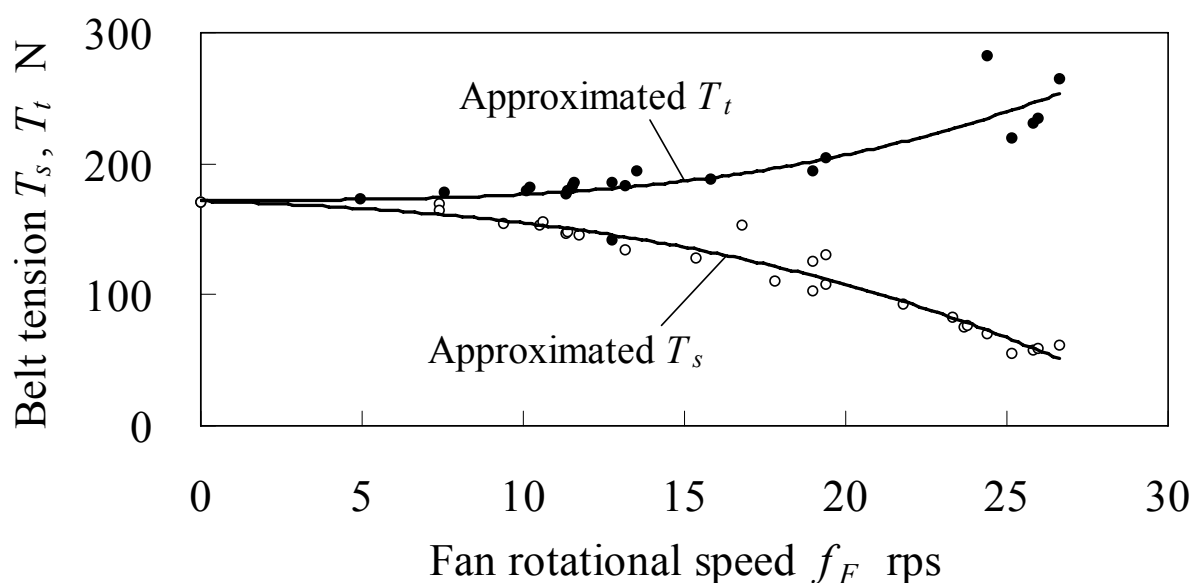


図 6.6 ファン回転数とベルト張力の関係

継目ピッチの長短によって差異が認められたが，この傾向がほぼ安定して繰り返されたため，平均値を用いて張力増加率 $\varepsilon$ を算定することとした．継目がプーリに乗っていないときの張力が平均的に 170N，継目がプーリに乗ったときの張力が平均的に 196N となるから，張力増加率は $\varepsilon=0.15$ となった．ただし，この張力変化は静止時のものであって，回転中のものではないが，張力増加率 $\varepsilon$ は回転中とは大差がないものと仮定した．

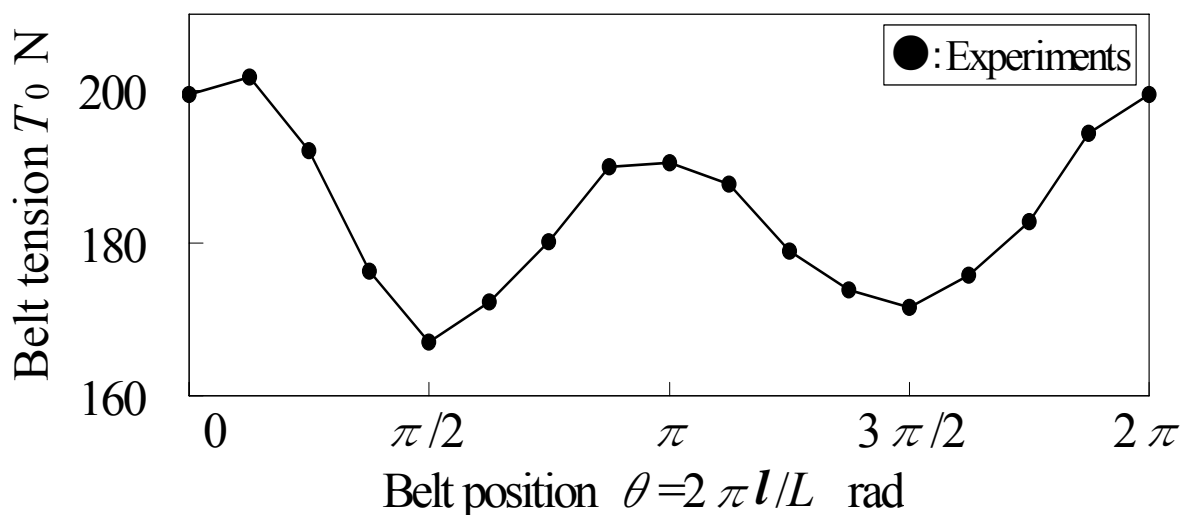
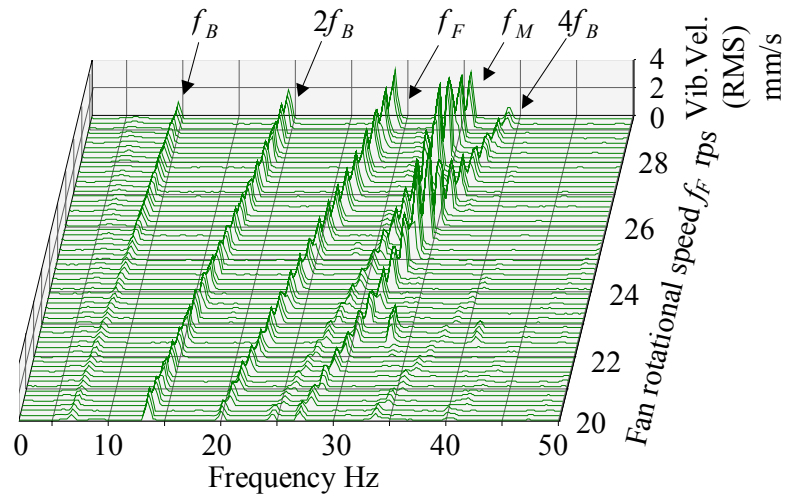


図 6.7 静止時のベルト張力の変動

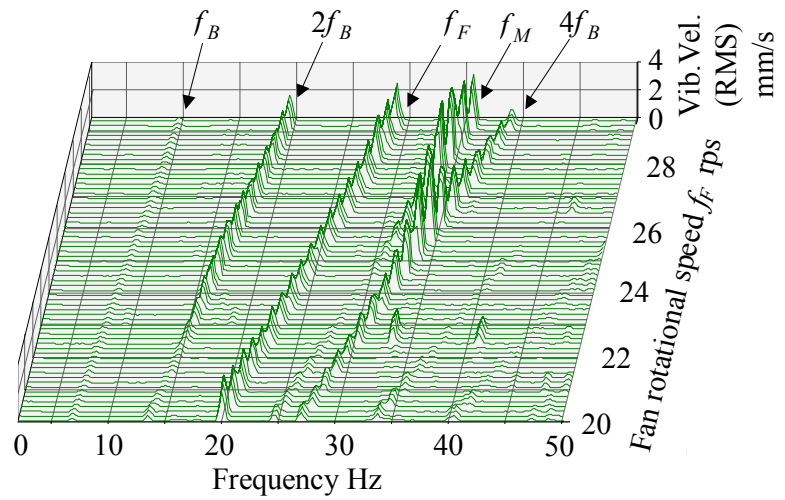
#### 6.3.4 周波数応答

モータフレーム（図 5.2 の C 点）の振動速度（実効値）を実測し、その周波数分析を行った。その水平方向、鉛直方向、軸方向のスペクトル変化を、図 6.1(a), (b), (c)に対応して、それぞれ図 6.8(a), (b), (c)に示す。主な卓越成分は、左からベルト回転数の 1 次成分  $f_B$ 、2 次成分  $2f_B$ 、ファン回転数  $f_F$ 、モータ回転数  $f_M$ 、ベルト回転数の 4 次成分  $4f_B$  である。図 5.9 で説明したように、奇数次成分である  $f_B$  の振幅が零となっていないのは、ベルトとプーリの接触角のうち、動力の授受が行われる領域が、実際には若干減少する場合がある<sup>(90)</sup>ためであると考えられる。なお、図 6.4 で示したように、 $3f_B$  は  $f_F$  に近接し、振幅が小さいため隠れている。一方、図 5.9 では 2 次成分の振幅が比較的大きいと予測されたにもかかわらず、 $2f_B$  の振幅は全般に小さい。この理由は、表 6.1 に示したように、固有振動数  $p_1$ 、 $p_2$  に対するモード減衰比が比較的大きいためであると考えられる。 $4f_B$  についてはファン回転数 26rps 付近で大きく卓越していることがわかり、図 6.4 中の A 点で示した共振点によく対応している。ただし、前述した仕様回転数 24rps の約 1.1 倍の回転数における共振であり、製品としては、共振点を避けた、安全な設計となっていることが、図 6.1、図 6.8 よりわかる。

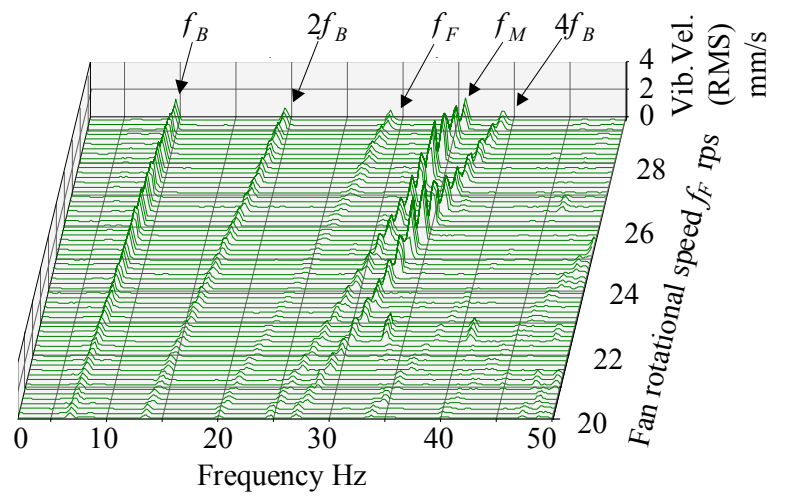
この  $4f_B$  成分の振幅の実測データを図 6.1 の●印で示す。計算値と実測値は概ね一致した。したがって、静止中のベルトの張力変化から算定した張力増加率は、回転中と大差ないと仮定は妥当であると考えられる。ただし、さらに回転中の伝達動力が大きく、有効張力  $T_e$  が増大する場合は、回転数が上昇するため遠心力が増大し、プーリからのベルトの浮上量が増えるため、ベルトの継目がプーリを通過することに起因する張力増加率は、静止中のものより小さくなる可能性がある。一方、静止中のベルトの張力変化は、図 6.7 に示したように 2 次成分が支配的となり、4 次成分が比較的目立たないため、静止中の張力変化から回転するベルトの加振力の高次成分を推定するのでは、計算値と実測値の一致が期待できない。しかし、回転中の張力変動によるベルト加振力は周期的なパルス状の特徴をもち、そのため 4 次成分が比較的大きく含まれることが明らかとなった。したがって、第 5 章で提案した、V ベルトに起因する遠心ファンの振動を予測する解析方法はほぼ有効であることが確認できた。



(a) 水平方向 (X方向)



(b) 鉛直方向 (Y方向)



(c) 軸方向 (Z方向)

図 6.8 モータフレームにおける振動の周波数分析結果の時刻歴変化



## 6.4 結 言

ベルト駆動式遠心ファンでは，ベルト回転数の高次成分が系の固有振動数に近くなると共振する場合があるので，そのメカニズムを理論と実験によって検討した．第 5 章で提案した解析方法を，市販の 1 本掛けベルトの場合の遠心ファンに適用した計算結果は，実験結果と概ね一致し，以下の結論が導かれた．

- (1) 第 5 章で提案した，Vベルトに起因する遠心ファンの振動の発生を予測する解析方法は，ほぼ有効である．
- (2) このベルト加振力には比較的振幅の大きい高次成分が含まれ，その加振振動数が系の固有振動数に近くなると，共振現象が発生する恐れがあることを指摘した．
- (3) 実験機として用いた遠心ファンでは，ベルト回転数の 4 次成分により，モータ部がケーシングに対してねじり振動するモードが共振することを明らかにした．

# 第7章 ベルト駆動式遠心ファンにおける振動の振幅変調現象

## 7.1 緒 言

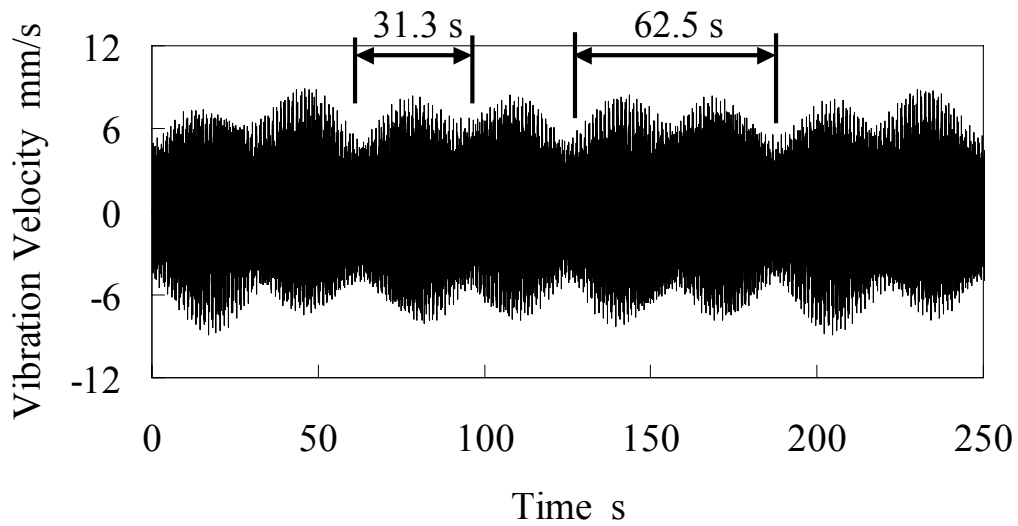
コストダウン，軽量化の要請が一段と厳しくなる中，ファン自体の構造だけでなく，設備への設置状態も原因となって振動問題が発生することがある．第3章で述べたように，比較的柔軟な鉄骨架構上に設置され，高温空気を循環する遠心ファンの振動現象について実験的研究を行った．その結果，軸受台部分において約2分の周期をもつ振幅変調現象が発生することを報告した．その後，第4章で述べたように，常温空気を扱うファンの振動においても数分程度の比較的長い周期をもつ振幅変調現象<sup>(20)(21)(131)</sup>が観察された．遠心ファンの設置条件によっては，この現象が激しく発生し，ファンロータの軸や軸受，およびケーシングフレームの疲労損傷，ベルトの早期摩耗につながるという問題があったが，その原因は未解明のままとなっていた．ところが最近になって，この現象は複数本掛けのベルト駆動式遠心ファンにおいて発生することがわかってきた．第6章では1本掛けベルトで駆動されたモータフレームの振動について述べたが，同じファンでも2本掛けベルトにするとモータフレームに振幅変調現象が生じる．その周波数スペクトルにはベルト回転数の高次成分が含まれていることがわかっている．しかし，その発生メカニズムについては明らかになっていない．このような振幅変調現象は軸受や歯車装置，多軸の回転機械においても観察されている<sup>(20)(21)</sup>が，ベルト伝動装置や遠心ファンの振動に振幅変調現象が観察された報告はないようである．スクラムベルトやVリブドベルトを採用すれば，このような振幅変調現象は解消されるが，遠心ファンにおいては一般用Vベルトが複数本掛けで多用されており，その発生メカニズムを解明することに意義がある．なお，1本掛けベルトで伝動容量が足りる場合でも，万が一，

ベルトが破断した際に運転が即停止とならぬよう，2本掛けベルトにされることが多い。

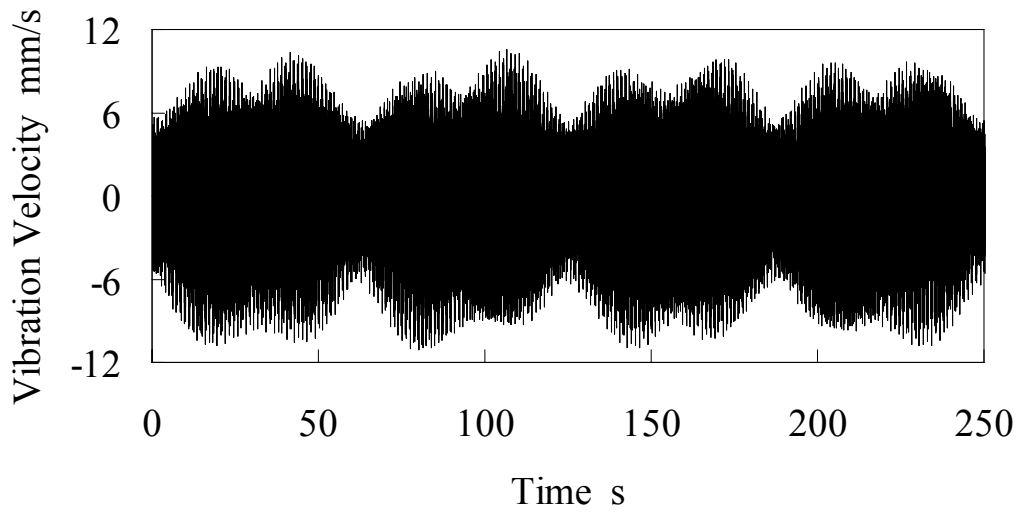
この第7章では，2本掛けベルトで駆動される遠心ファンを対象とし，その振動の振幅変調現象が発生するメカニズムを明らかにする。そして，第5章で提案したVベルト加振力の解析手法を適用した理論解析の妥当性を，市販の遠心ファンを用いた実験により確認する。

## 7.2 解析結果

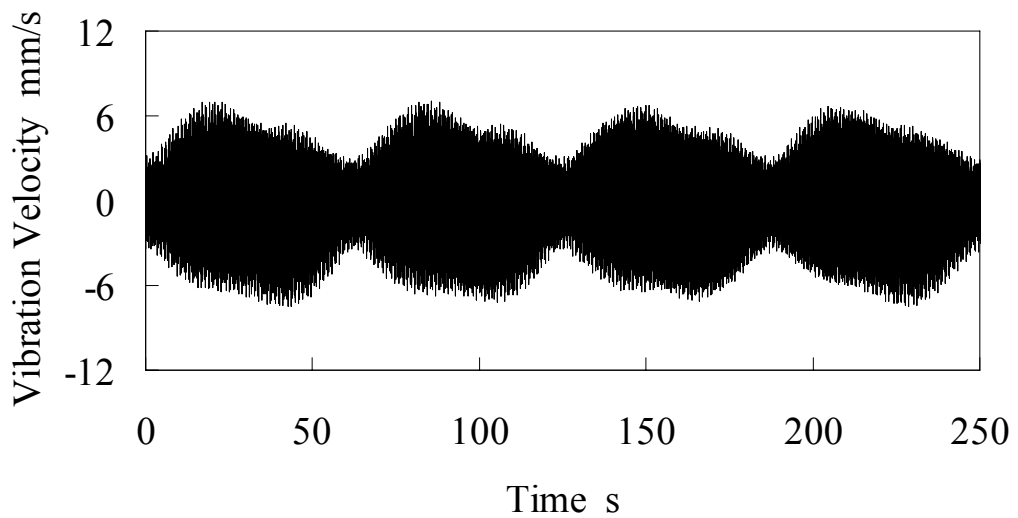
第5章で示した理論解析を用い，図5.2のC点（モータフレーム）におけるX，Y，Z方向の応答振幅の時刻歴波形を求め，その結果を図7.1に示す。市販の構造解析ソフトウェアを用い，時刻歴応答解析（過渡解析）を行った。波形から，20秒程度で定常状態になっていることがわかる。ただし，6.3.3項と同様に，外側ベルトと内側ベルトのそれぞれについて張力変化を求め，ベルトの継目がプーリを通過する際の張力増加率を求めた。その詳細は7.3.3項で述べる。その他のパラメータの値は，6.2節より引用した。後述するように，実験で顕著に発生したベルト加振力の2次成分と4次成分，ファンロータとモータプーリの不釣合い加振力成分に対する時刻歴応答解析を行った。ただし，ファンロータとモータプーリの残留不釣合い量は，フィールドバランスを用いて実測した。なお，ファン回転数 $f_F=26.75\text{rps}$ のとき，実験結果より，モータ，外側ベルトおよび内側ベルトの回転数は，それぞれで $f_M=32.95\text{rps}$ ， $f_{B0}=9.047\text{rps}$ ， $f_{B1}=9.055\text{rps}$ であった。図7.1によると，周期が31.3s，62.5sの2種類の振幅変調が同時に生じていることがわかる。これらの変調周期は，それぞれのベルト回転数の4次成分 $4f_{B0}$ と $4f_{B1}$ ，2次成分 $2f_{B0}$ と $2f_{B1}$ が近接しているため， $1/\{4(f_{B1}-f_{B0})\}=31.3\text{s}$ ， $1/\{2(f_{B1}-f_{B0})\}=62.5\text{s}$ となる。なお，X，Y，Z方向の波形の違いは，3方向の加振力の大きさおよび周波数応答関数の違いによって引き起こされると考えられる。



(a) 水平方向 (X方向)



(b) 鉛直方向 (Y方向)



(c) 軸方向 (Z方向)

図 7.1  $f_F=26.75$  rps におけるモータフレームの振動速度の時刻歴波形 (理論)

## 7.3 実験結果

7.2 節で示した解析結果を検証し、第 5 章で示した理論解析の有効性および振幅変調現象を確認するため、実験機を用い、そのモード解析、ベルトの張力増加率測定、および振動試験を行った。実験機には第 4 章、第 6 章と同一の遠心ファンを用い、その概観は図 4.5 と図 4.6 に、仕様を表 4.1 に示した。プーリ軸はオーバーハングである。ただし、第 6 章とは異なり、2 本掛けベルトとし、ほぼ均等割りで 2 個の、ほぼ同一の継目をもつと見なせるベルトを使用した。ベルトの全長に対する 2 個の継目のピッチは、製品のバラツキにより、外側ベルトが 0.56 : 0.44、内側ベルトが 0.55 : 0.45 であった。なお、ベルト速度は、各ベルトの 1 ヶ所に塗料でマーキングを施し、レーザーセンサを用いて測定した。

### 7.3.1 実験機のパラメータ同定

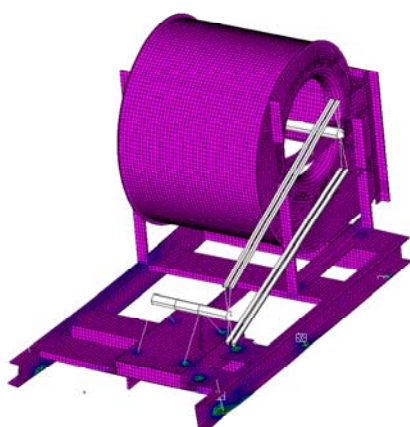
理論モード解析および実験モード解析を 6.3.1 項と同様に行った。

表 7.1 に固有振動数について計算値と実測値を示す。また、そのモードシェイプを図 7.2 に示す。両者の比較より全般に概ね一致していることがわかる。なお、第 6 章で注目した 3 次モード（モータ部がケーシングに対してねじり振動するモード）の固有振動数は、2 本掛けベルトにすると約 2.8Hz 上昇しており、このモードについては剛性が上がったようである。その他の固有振動数や減衰比については、2 本掛けベルトと 1 本掛けベルトで大差は無いと言える。

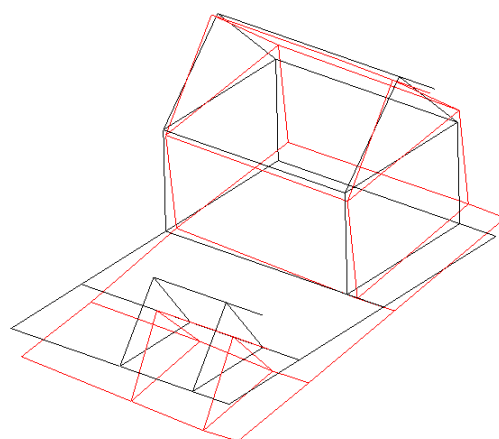
図 7.3 には加振点（図 5.2 の C 点）における周波数応答関数（モビリティ）の位相と振幅を示す。FEM による計算結果が実験値と異なる理由としては、FEM モデルの簡略化および測定誤差の影響と考えられるが、全般に概ね一致している。また、相反性定理より加振点と応答点を入れ替えた場合と加振力を変更した場合の周波数応答関数の比較から、微小な差異は認められたものの、ほぼ同じ値が得られたため、構造系は線形とみなすことができる。したがって、比較的良好に系の同定ができたものと考えられる。なお、減衰比については、表 7.1 に示すように、モード毎に半値幅法を用いて実測した値を採用した。

表 7.1 FEM と加振実験の比較

Mode	Natural frequency Hz		Damping ratio %
	FEM	Test	
1 <sup>st</sup>	17.73	16.54	8.63
2 <sup>nd</sup>	20.38	19.78	9.75
3 <sup>rd</sup>	37.40	37.77	2.13
4 <sup>th</sup>	52.86	53.19	1.40
5 <sup>th</sup>	71.64	70.20	1.37

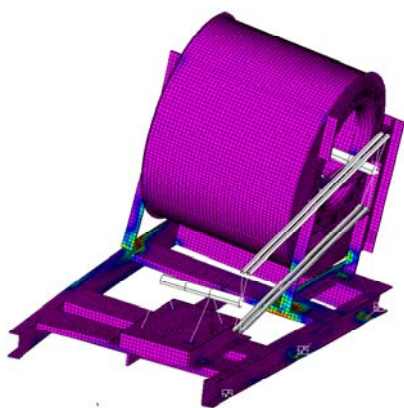


(a) FEM(17.73Hz)

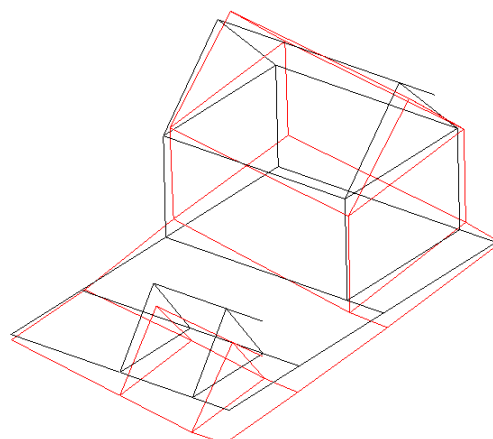


(b) 加振実験(16.54Hz)

(1) 1次モード



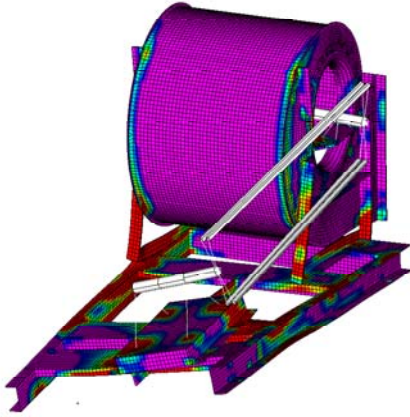
(a) FEM(20.39Hz)



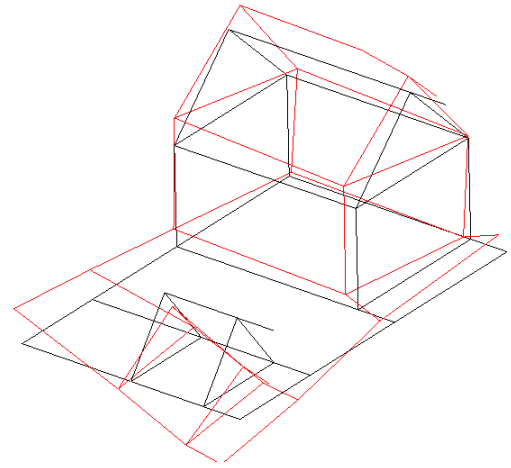
(b) 加振実験(19.78Hz)

(2) 2次モード

図 7.2 モード形状 (2本掛けベルト)

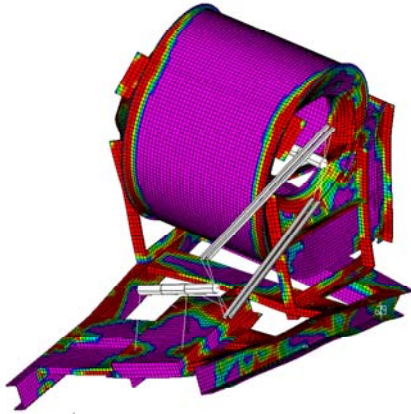


(a) FEM(37.40Hz)

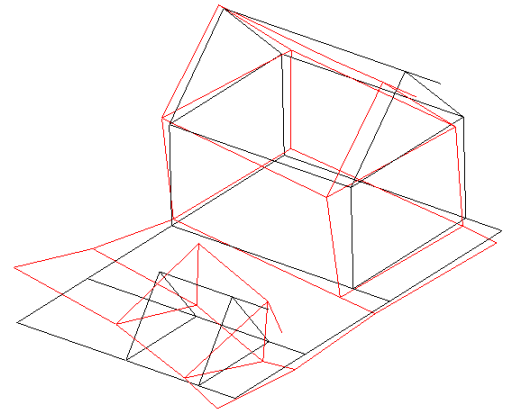


(b) 加振実験(37.77Hz)

(3) 3次モード

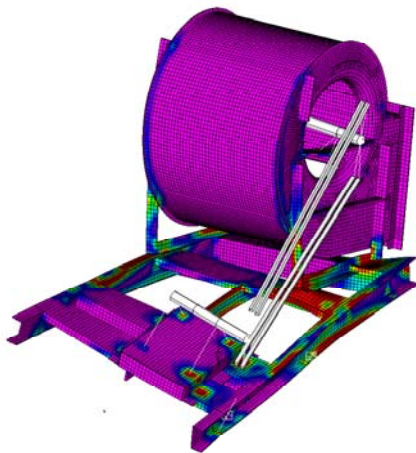


(a) FEM(52.86Hz)

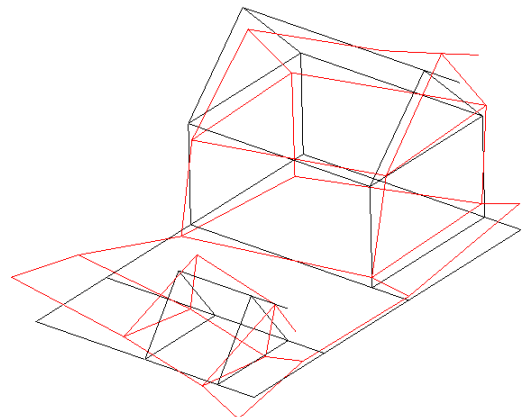


(b) 加振実験(53.19Hz)

(4) 4次モード



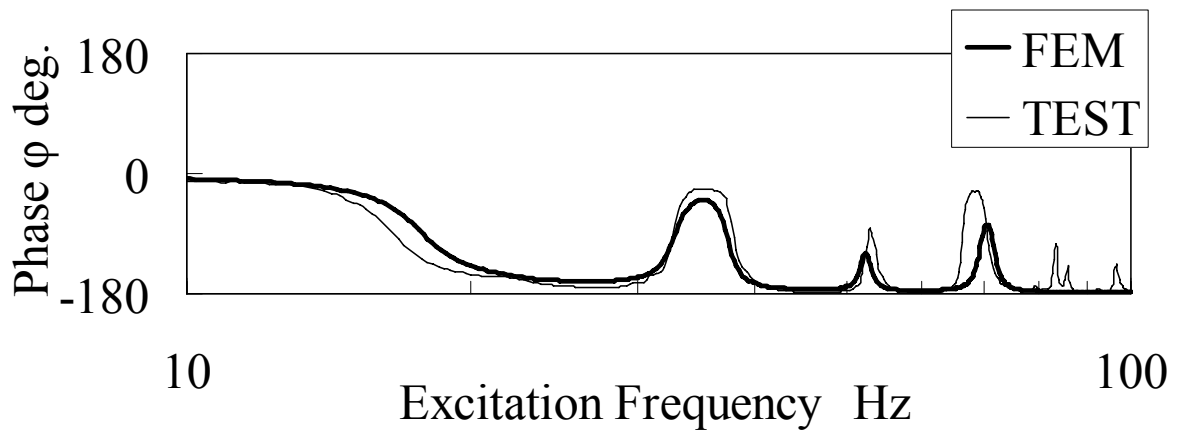
(a) FEM(71.64Hz)



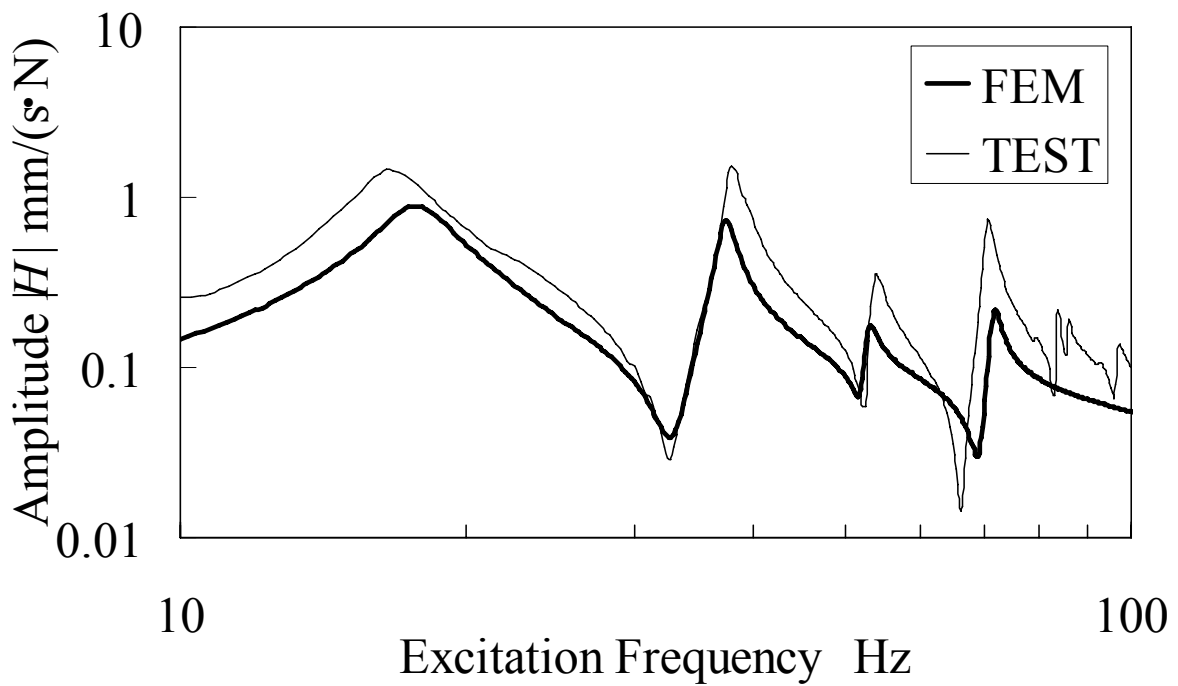
(b) 加振実験(70.20Hz)

(5) 5次モード

図 7.2 モード形状 (2本掛けベルト)



(a) 位相



(b) 振幅

図 7.3 加振点における周波数応答関数 (モビリティ)



### 7.3.2 固有振動数

図 7.4 に、縦軸に固有振動数  $p$ 、横軸にファン回転数  $f_F$  をとって加振振動数成分との関係を示す。図中の  $p_1 \sim p_4$  は、表 7.1 に示した、実験結果の 1 次～4 次の固有振動数を表す。また、加振振動数成分は原点を通る直線で示した。 $f_M$  はモータ回転数、および  $f_B \sim 4f_B$  は、それぞれベルト回転数の 1～4 次成分を表す。ただし、図 7.4 の  $nf_B$  成分は各 1 本ずつで示されているが、図 7.4 中に一例として A 点付近の拡大図に示すように、 $4f_B$  成分は実際には  $4f_{B0}$  成分と  $4f_{B1}$  成分の 2 本存在し、 $A_0$  点と  $A_1$  点で共振が生じる。なお、 $f_B=0.34f_F$ 、 $f_M=1.23f_F$  なる関係がある。第 6 章では、図 6.4 の A 点付近の  $4f_B$  成分の周波数応答について論じたが、A 点付近では、2 本掛けベルトにすると、モータフレームの振動に振幅変調現象が顕著に現れた。この振幅変調現象には、図 7.4 に示す A、B、C、および D 点付近で発生する共振現象が重畳されて観察されると予想される。以下では、これらの時刻歴応答に注目して検証を進めることとする。

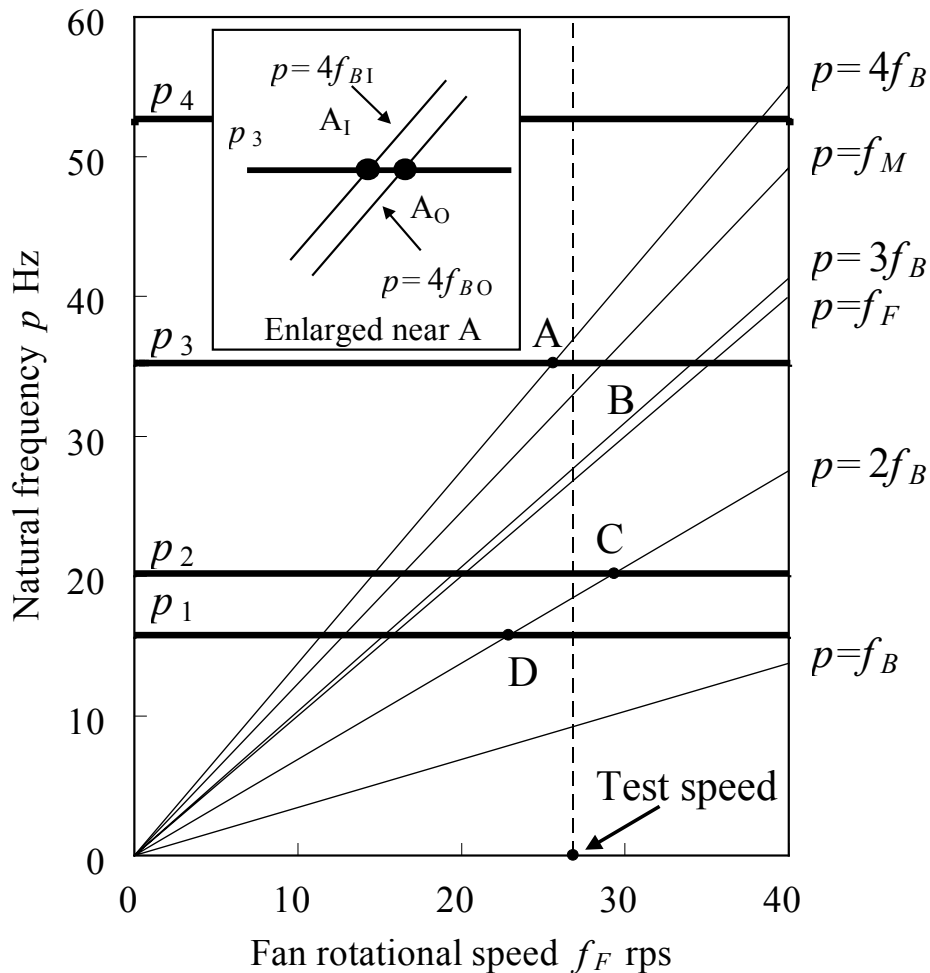


図 7.4 固有振動数線図

### 7.3.3 ベルト張力および張力増加率

前節までに系のパラメータの同定が完了し、任意の節点における周波数応答関数が求まり、検証範囲も明確となった。次に、理論解析の妥当性を検証するが、そのためには実験機に作用するベルト加振力を算定する必要がある。

まず、張り側張力  $T_t$ 、緩み側張力  $T_s$  を 6.3.3 項と同様に算定した。図 7.5 に実験結果としてファン回転数とベルト張力の関係を示す。6.3.3 項で示したように、実際には線形にならないが、今回は停止時と運転時のベルトの固有振動数を計測した後、その 1 次近似として直線近似した。

●印は  $T_{t0}$ 、 $T_{s0}$ 、○印は  $T_{t1}$ 、 $T_{s1}$  の実測値を示す。なお、運転時のベルトの固有振動数を計測するには、ベルト回転数の  $n$  次成分が回転中のベルトの基本振動数に近付いた時に生じるベルトの共振現象を利用した。図 7.5 によると、外側ベルトの張力が内側ベルトの張力よりも低下しているが、これは図 5.6 に示したように、ベルトの張力によりプーリの回転軸が傾くためであると考えられる。

次に、張力増加率  $\varepsilon$  を算定するため、6.3.3 項と同様にベルトの静止張力  $T_0$  の変化を測定する。ただし、2 本掛けベルトの場合には、前述したように、それぞれのベルトの回転数が異なるため、両ベルトの継目の位相が関係すると考えられる。内側ベルトの回転数が外側ベルトよりも大きくなるため、外側ベルトの継目は、内側ベルトの継目に対する位相遅れ  $\gamma$  を生じ、図 7.6 に示す代表的な位相関係 (a)～(d) の循環を繰り返しながら、外側ベルトは内側ベルトに対して周回遅れとなるからである。なお、図 7.6 中の ●印は外側ベルトの継目を、○印は内側ベルトの継目を示し、それぞれの継目の番号を付して区別した。したがって、図 7.6 の (a)～(d) の場合に対応するベルトの静止張力  $T_0$  の変化を測定し、その結果を図 7.7 の (a)～(d) に示す。横軸はベルトの 2 回転にわたる継目の移動距離  $\theta$  であり、図 7.6 の (a)～(d) に示す継目の位置を  $\theta=0$  とした。図 7.7 中の ●印は外側ベルト、○印は内側ベルトの実測値を表す。なお、図 7.7(a) に示す  $\gamma=0\text{deg}$  の場合と、図 7.7(c) に示す  $\gamma=180\text{deg}$  の場合の  $T_0$  の変化が異なるのは、継目の大きさが厳密には同一ではなく、完全に等しく 2 分された位置に継目がないことによると考えられる。

それぞれの継目の位相関係において、継目がプーリに乗ったときの張力の平均値と、継目がプーリに乗っていないときの張力の平均値との差

を，継目がプーリに乗っていないときの張力の平均値で除して張力増加率 $\varepsilon$ を求め，その変化を図 7.8 に示した．横軸には内側ベルトに対する外側ベルトの継目の位相遅れ $\gamma$ がとってある．ただし，図 7.7 に示したように，内側ベルトの張力が増加する際には，外側ベルトの張力は低下したため，外側ベルトの張力増加率は負の値とした．補足説明すると，内側ベルトと外側ベルトの張力変化は，図 7.9 に示すように逆位相とな

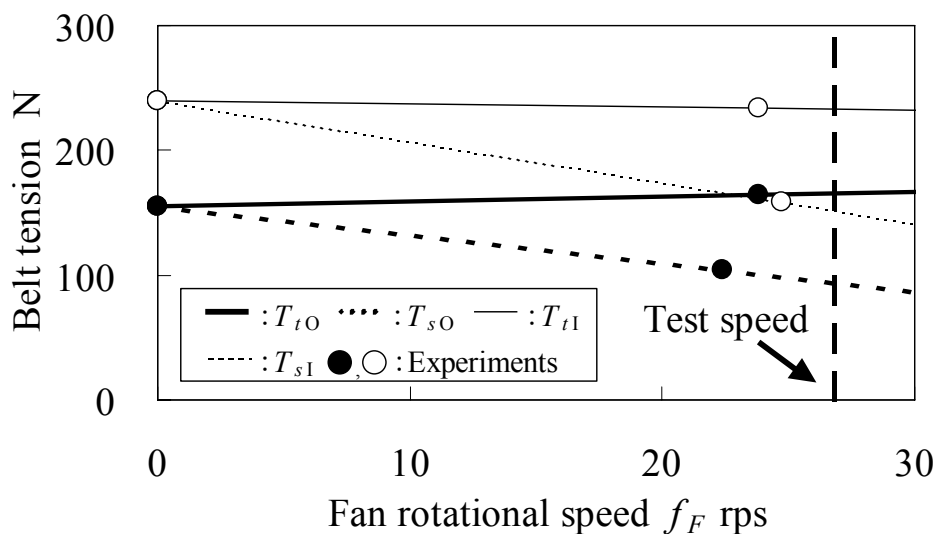


図 7.5 ファン回転数とベルト張力の関係

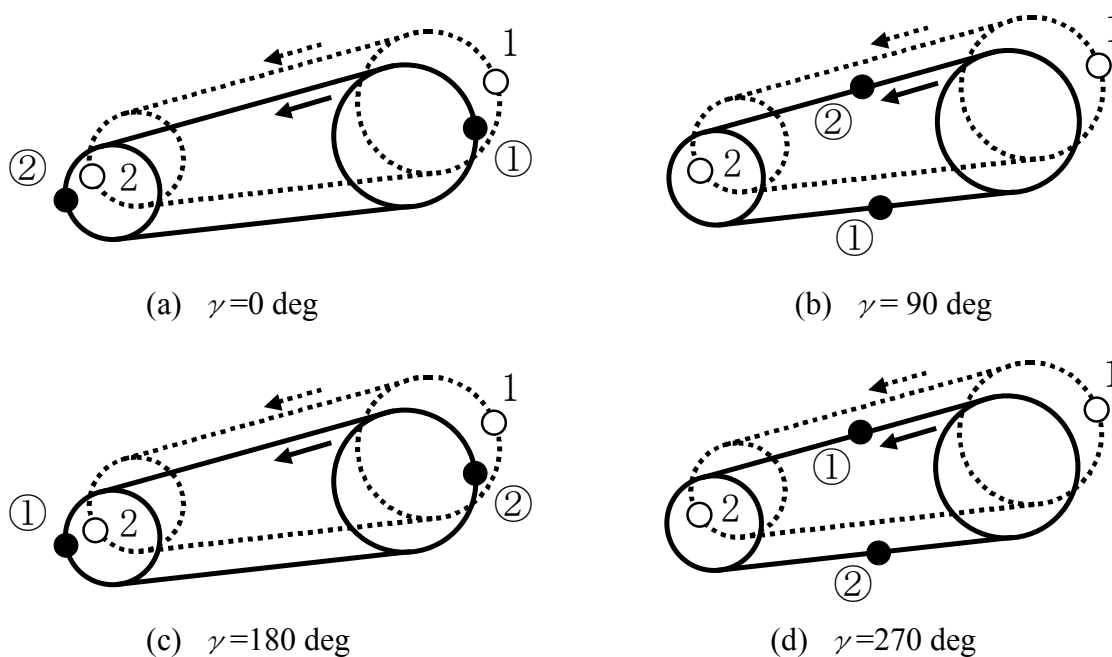
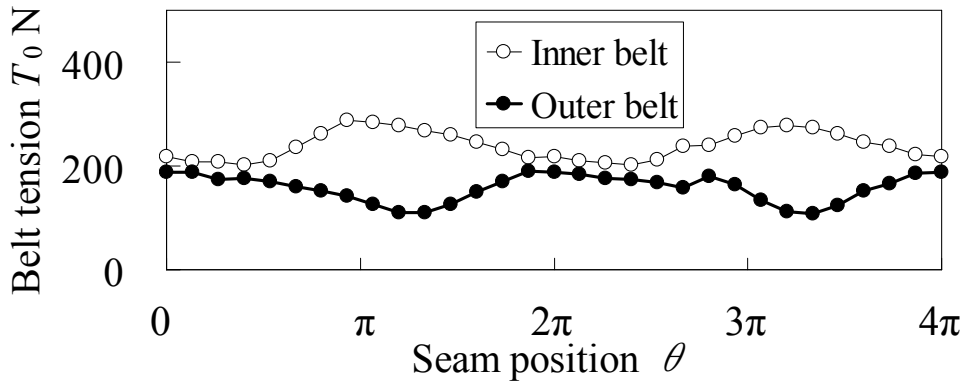
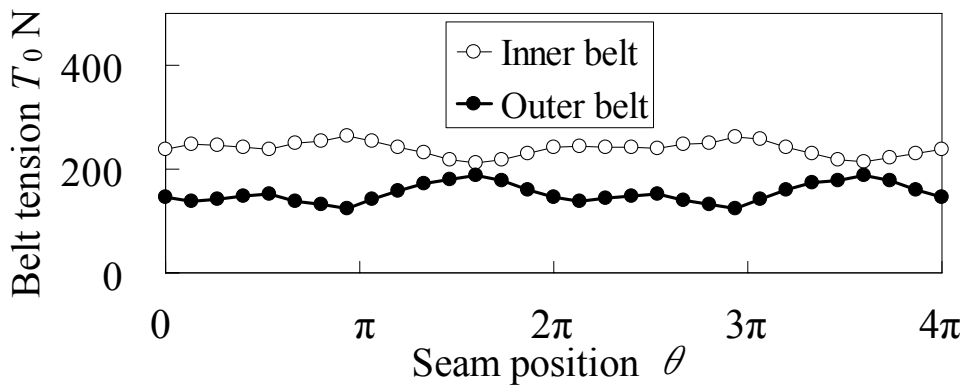


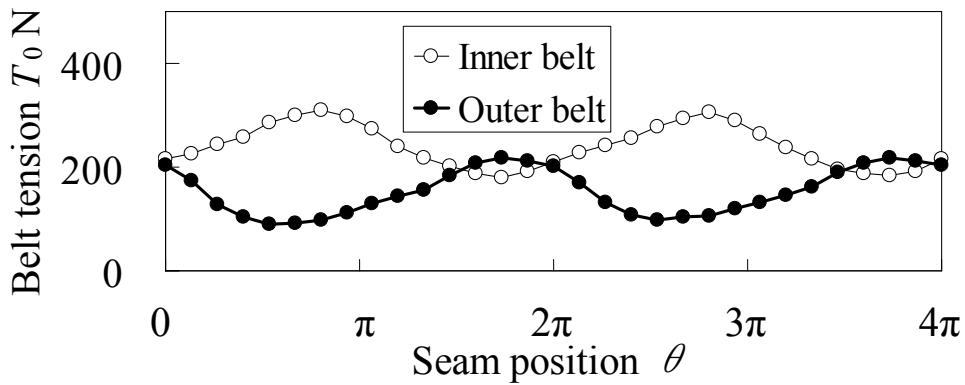
図 7.6 内側ベルトの継目に対する外側ベルトの継目の位相遅れ $\gamma$   
(実線) 外側ベルト ; (破線) 内側ベルト ; (●, ○) 継目の位置



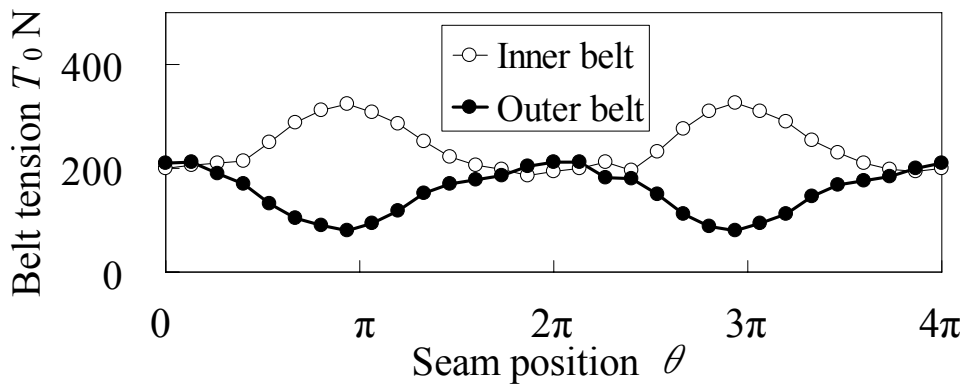
(a)  $\gamma = 0$  deg



(b)  $\gamma = 90$  deg



(c)  $\gamma = 180$  deg



(d)  $\gamma = 270$  deg

図 7.7 静止時のベルト張力の変動

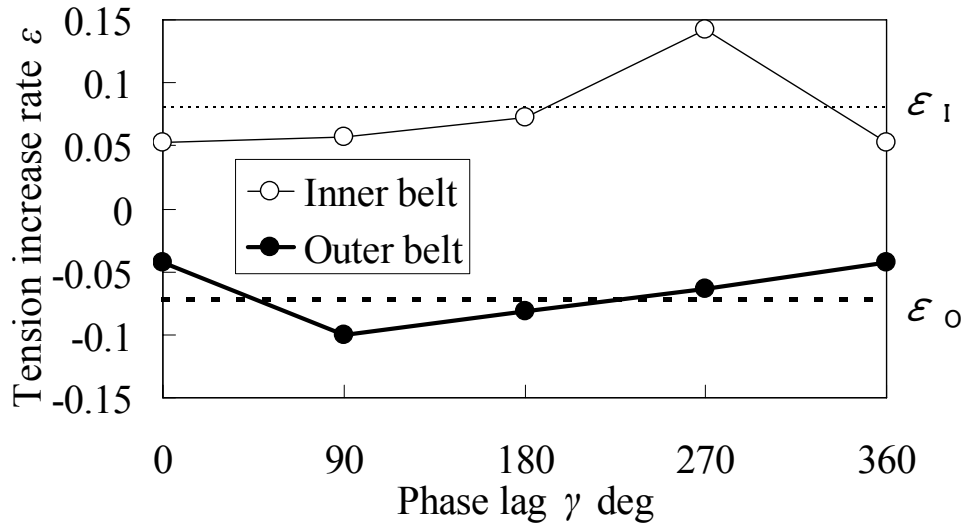


図 7.8 張力増加率の変動

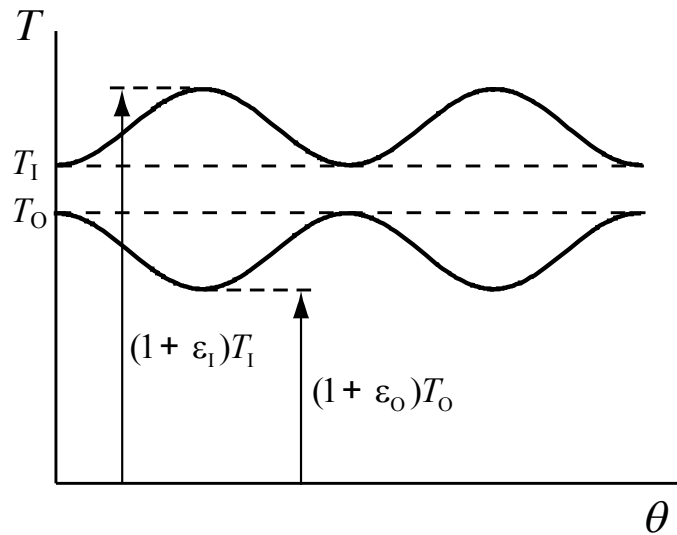


図 7.9 2本掛けベルトにおける張力変動

っており、 $\varepsilon_1$ は正の値、 $\varepsilon_0$ は負の値となる．図 7.9 中の  $T_1$  と  $T_0$  の大きさは実際にはほぼ等しいが、便宜上、2本の曲線を上下にずらして描いている．なお、これは図 5.6 に示すようなオーバーハングのプーリ軸における 2本掛けベルトの場合の特徴であり、内側ベルトの継目がプーリに乗って張力が増加すると外側ベルトの張力は減少すると考えられる．したがって、今回はそれぞれの平均値を求め、内側ベルトの張力増加率は  $\varepsilon_1=0.081$ 、外側ベルトの張力増加率は  $\varepsilon_0=-0.072$  とした．なお、図 7.8 に示したように、張力増加率  $\varepsilon$  は、厳密には時間とともに変動するが、この影響については今後の課題とする．

#### 7.3.4 時刻歴応答

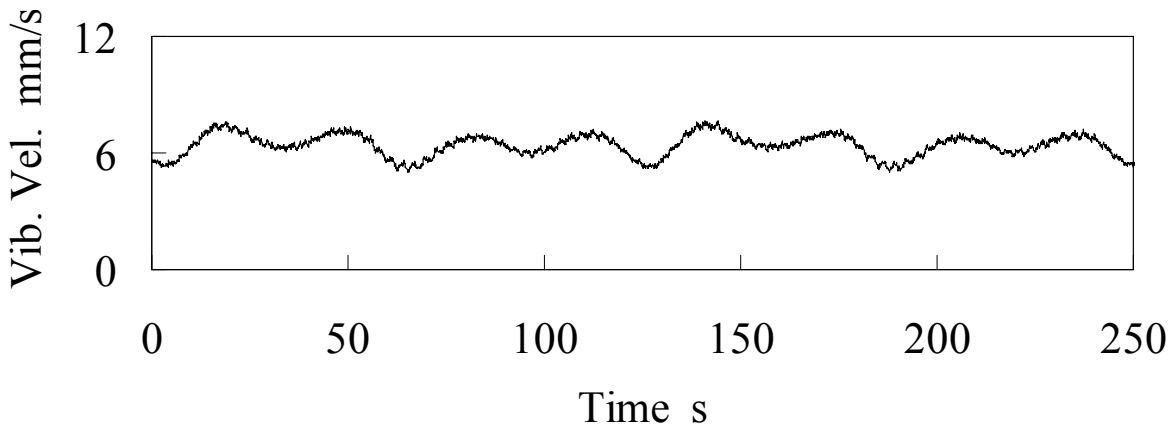
ファン回転数  $f_F=26.75\text{rps}$  においてモータフレーム（図 5.3 の C 点）の振動速度を実測した。なお，図 7.5 に示したようなベルト共振点では，ファン振動に若干の影響を及ぼすため，ベルト共振を避けたファン回転数とした。この時の外側ベルトと内側ベルトの回転数は 7.2 節に示した通りである。図 7.10 に包絡線として，振幅（振動数測定範囲 3Hz～3kHz）の等価ピーク値（ $=\sqrt{2}\times$ 実効値）の時刻歴変化を示した。実効値で測定しているために片側だけの表示となっている。また，横軸には，定常状態を切り取った時間を示している。図 7.10 には，図 7.1 の結果と同様に，変調周期が 31.3s，62.5s の 2 種類の振幅変調が同時に生じていることがわかり，波形の変調周期および振幅は概ね一致した。したがって，図 7.1 と同様に，主な成分として注目した，ベルト加振力の 4 次成分と 2 次成分（いずれの成分にも外側ベルトと内側ベルトの回転数が近接した 2 種類の加振力成分が存在する），およびファンロータとモータの不釣り合い加振力成分による応答の重ね合わせであることが確認できた。

この実測した振動速度変化の周波数分析を行い，その水平方向のスペクトル変化を図 7.11 に示す。図 7.11(a)では FFT 分解能は  $\Delta f=0.5\text{Hz}$  と粗く，全体的な成分を表示したものである。主な成分は，振幅の大きい順に  $4f_B$ ， $f_F$ ， $2f_B$ ， $f_M$  成分であり，その他に  $f_B$ ， $6f_B$  成分も若干卓越していることがわかる。図 7.10 に示した実測波形が，図 7.1 に示した波形に比べて歪んでいるのは，この  $f_B$ ， $6f_B$  成分が含まれているためであると考えられる。図 7.10 の実測波形には，これらの成分に対応する，変調周期がそれぞれ  $1/(f_{B1}-f_{B0})=125.0\text{s}$ ， $1/\{6(f_{B1}-f_{B0})\}=20.8\text{s}$  の 2 種類の振幅変調も重畳しているようである。なお，図 5.9 によると，ベルト回転数の 1 次成分  $f_B$  による加振力の振幅は零になるが，図 7.11(a)では  $f_B$  成分が若干卓越している。実際には二つの継目は理想的に同時にはプーリに乗らないためであると考えられる

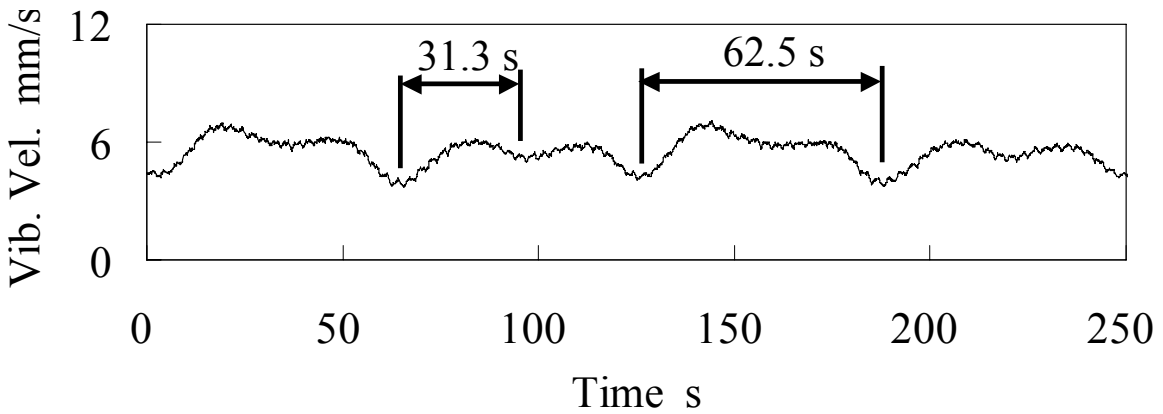
一方，図 7.11(a)によると，ベルト回転数の基本成分  $f_B$  と高次成分である  $2f_B$ ， $4f_B$ ， $6f_B$  成分については，前述した 125.0s，62.5s，31.3s，20.8s の変調周期をもつ振幅変調が生じていることがわかる。振幅変調現象を呈する波形に含まれる振動数成分を調べるため，ズーム処理<sup>(52)</sup>を用いて FFT 分解能を  $\Delta f=9.766\times 10^{-4}\text{Hz}$  と細かくし， $4f_B$  成分について分析した結果を図 7.11(f)に示す。低速である外側ベルトと高速である内側ベルトの

2種類の成分、 $4f_{B0}$ と $4f_{B1}$ が近接して存在し、ほぼ一定の振幅をもって推移していることがわかる。また、図 7.11(b), (c), (g)に示すように $f_B$ ,  $2f_B$ ,  $6f_B$ 成分についても、図 7.11(f)に示した $4f_B$ 成分と同様な傾向を示した。したがって、2本掛けベルトにおけるベルト回転数の高次成分については、近接した2種類の振動数をもつ、ほぼ一定振幅の成分により、振幅変調現象として観察されることが明らかとなった。ただし、図 7.11(f)を細かく観察すると、各成分は多数の成分から構成され、スペクトルの外観は細かく変化しながら推移していることがわかる。実際にはVベルトはプーリのV溝の一定深さで回転しているとは限らず<sup>(123)</sup>、スリップする可能性もあり、ベルト回転数は極めて微小かつ不規則に変動すると考えられる。

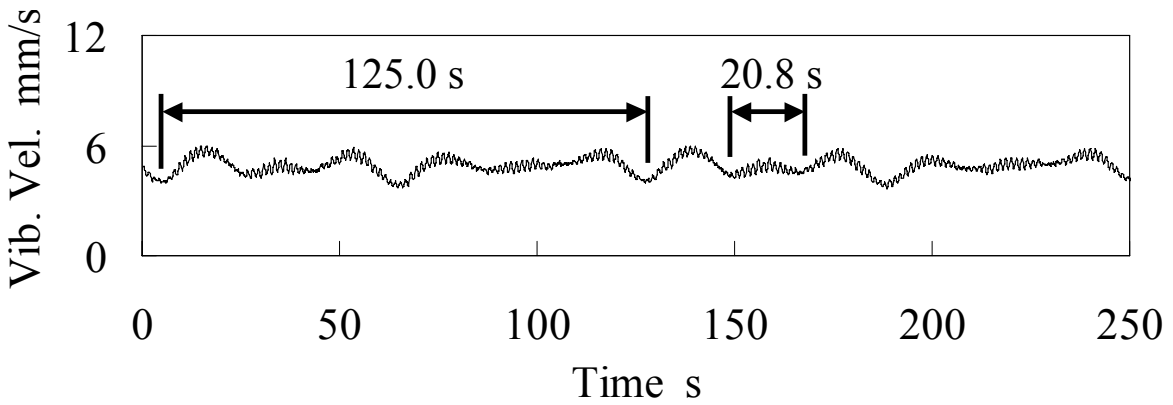
また、図 7.11(f)の $4f_{B0}$ 成分と $4f_{B1}$ 成分に見られるように、内側ベルト成分の振幅が外側ベルトのそれよりもかなり小さくなっていることがわかる。これは、図 7.10の実測波形における、振幅変調の節の振幅<sup>(20)(21)</sup>が、図 7.1の理論波形のそれよりも大きい理由であると言える。6.3.3項で説明したように、回転中のベルトの張力増加率を精度良く求めることは困難であるため、静止張力の変化から見積もっている。しかし、回転中のベルトには遠心力が作用するため、ベルトとプーリの密着度合いは厳密には変化すると考えられる。また、回転中には張り側に比べて緩み側のベルト張力が低下し、緩み側のベルトのたわみは外側ベルトの方が内側ベルトよりも大きい。これらのことから、張力増加率が外側ベルトで大きく、内側ベルトで小さくなり、加振力とその応答振幅の差が大きくなっていると考えられる。



(a) 水平方向 (X方向)



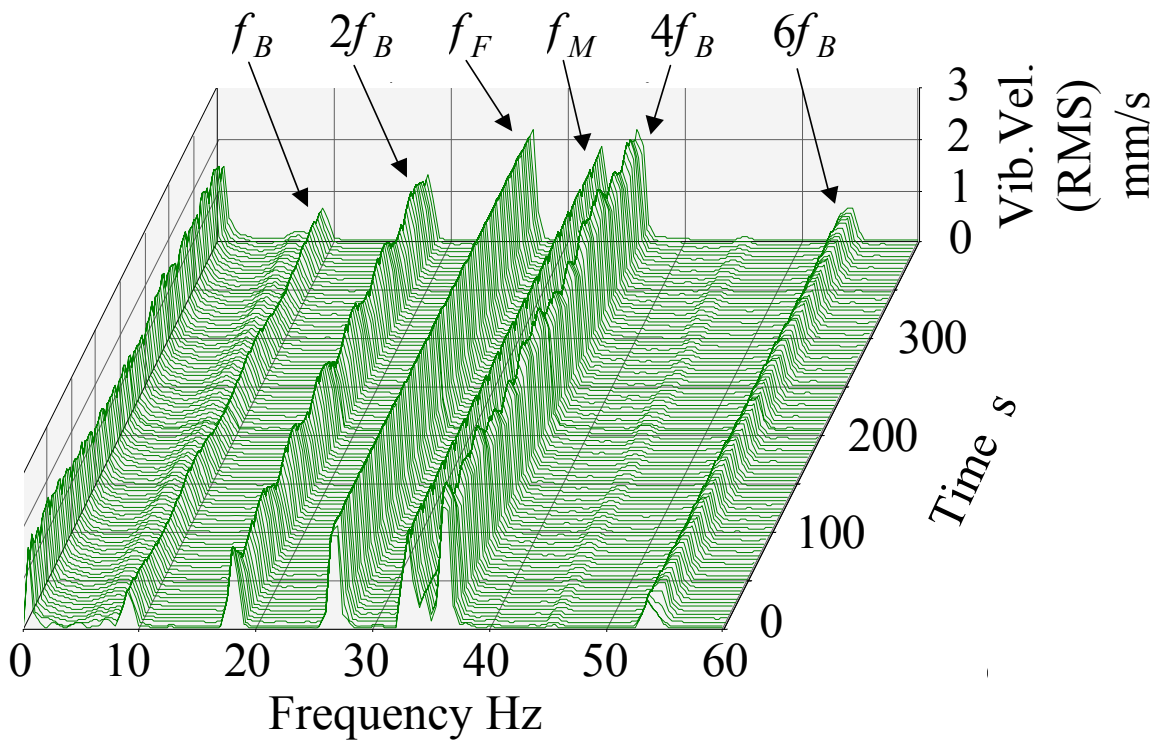
(b) 鉛直方向 (Y方向)



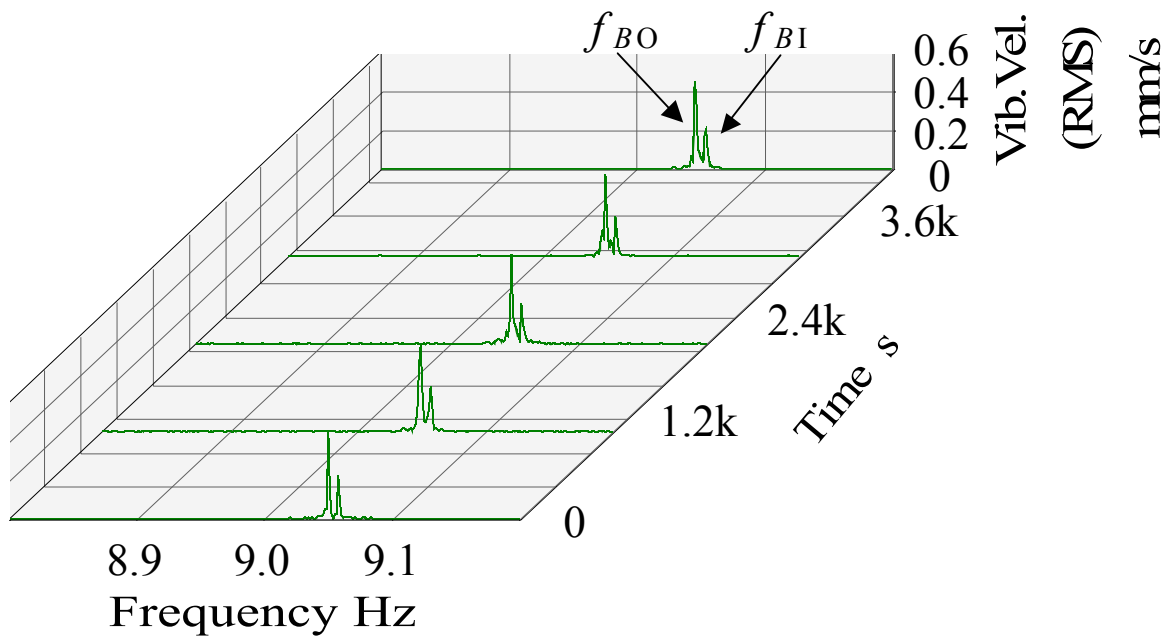
(c) 軸方向 (Z方向)

図 7.10  $f_f=26.75$  rps におけるモータフレームの振動速度の時刻歴波形 (実験)



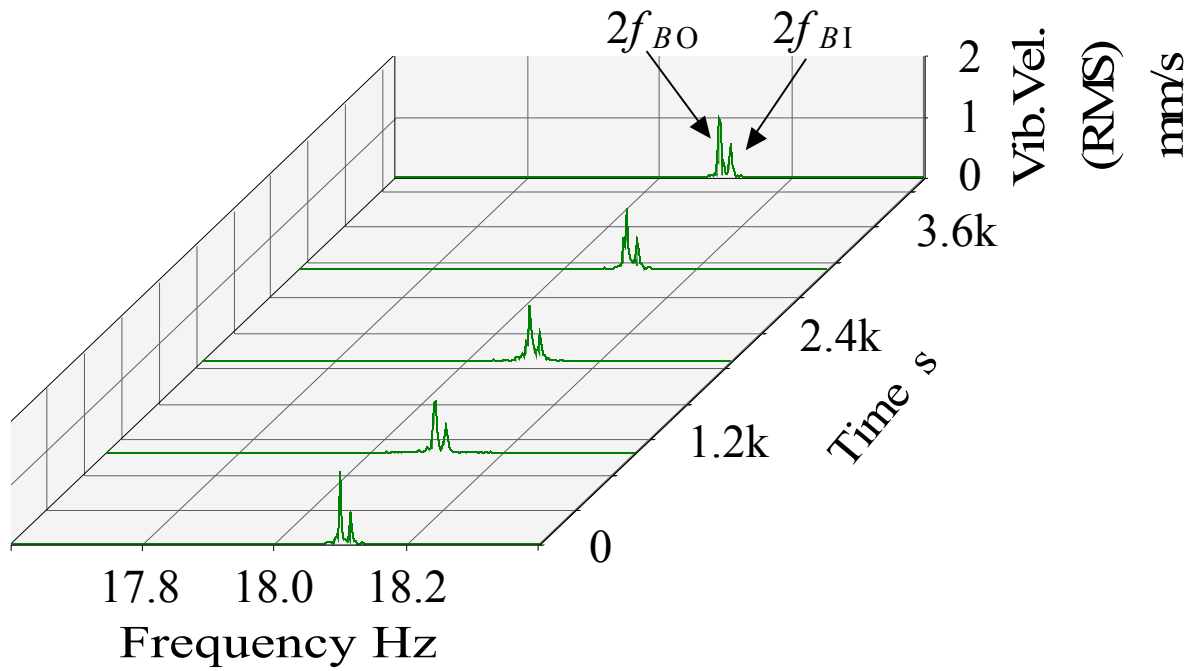


(a) 全体の成分 ( $\Delta f=0.5$  Hz)

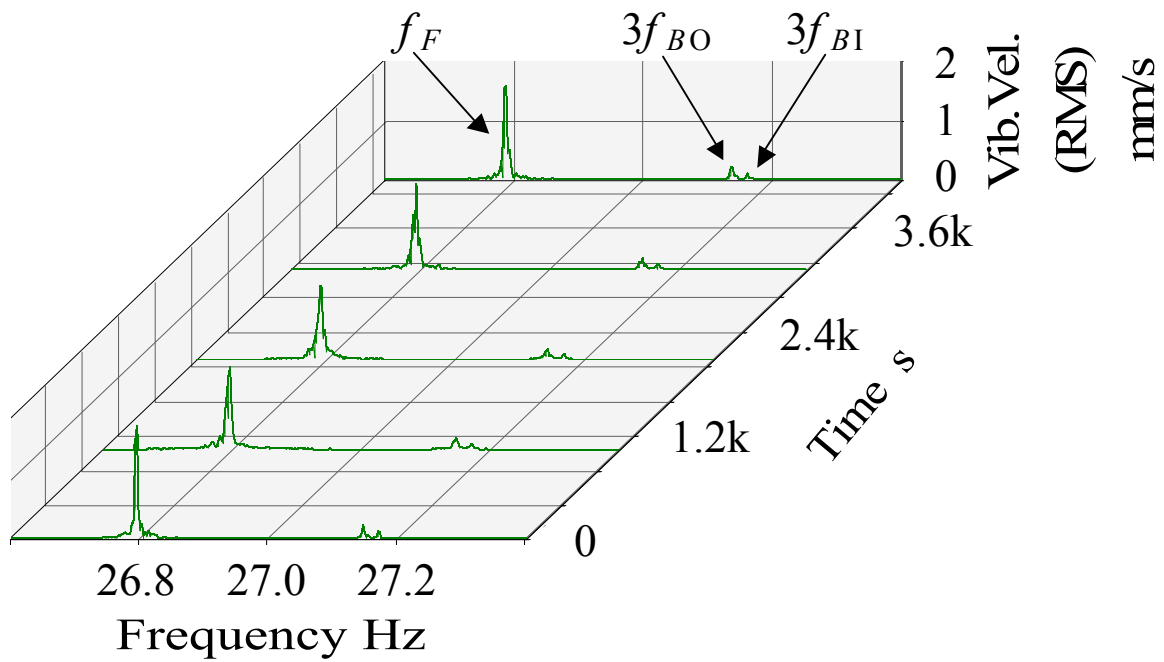


(b)  $f_B$ 成分 ( $\Delta f=976.6 \times 10^{-6}$  Hz)

図 7.11 モータフレームにおける水平方向 ( $X$  方向) 振動の周波数分析結果の時刻歴変化

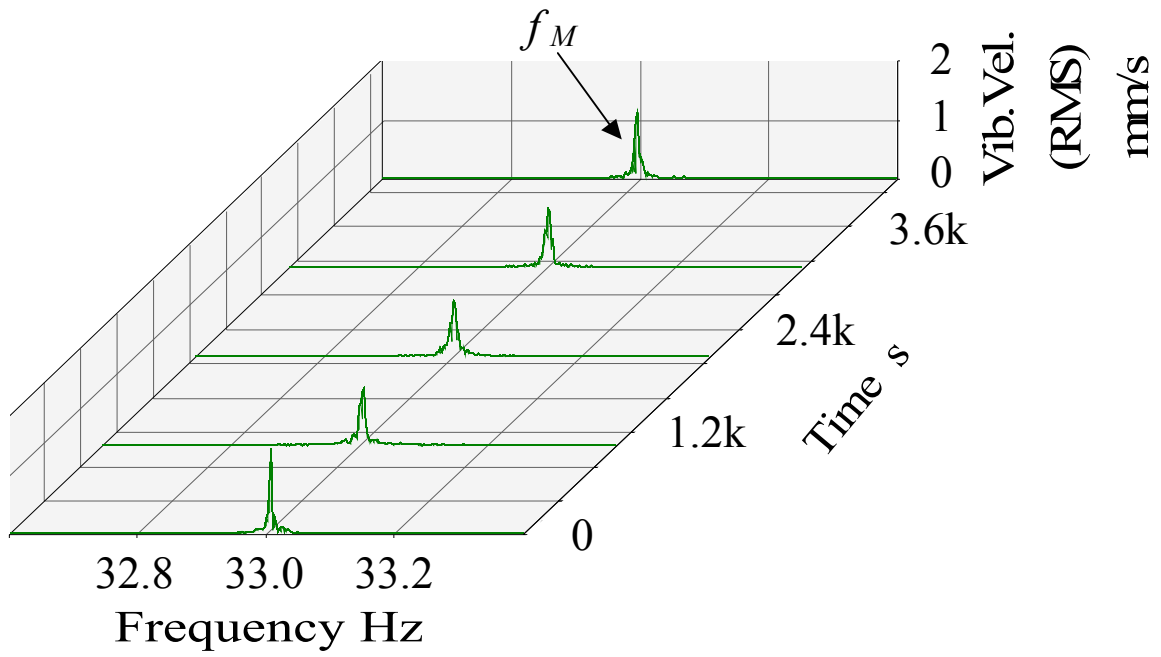


(c)  $2f_B$ 成分 ( $\Delta f=976.6 \times 10^{-6}$  Hz)

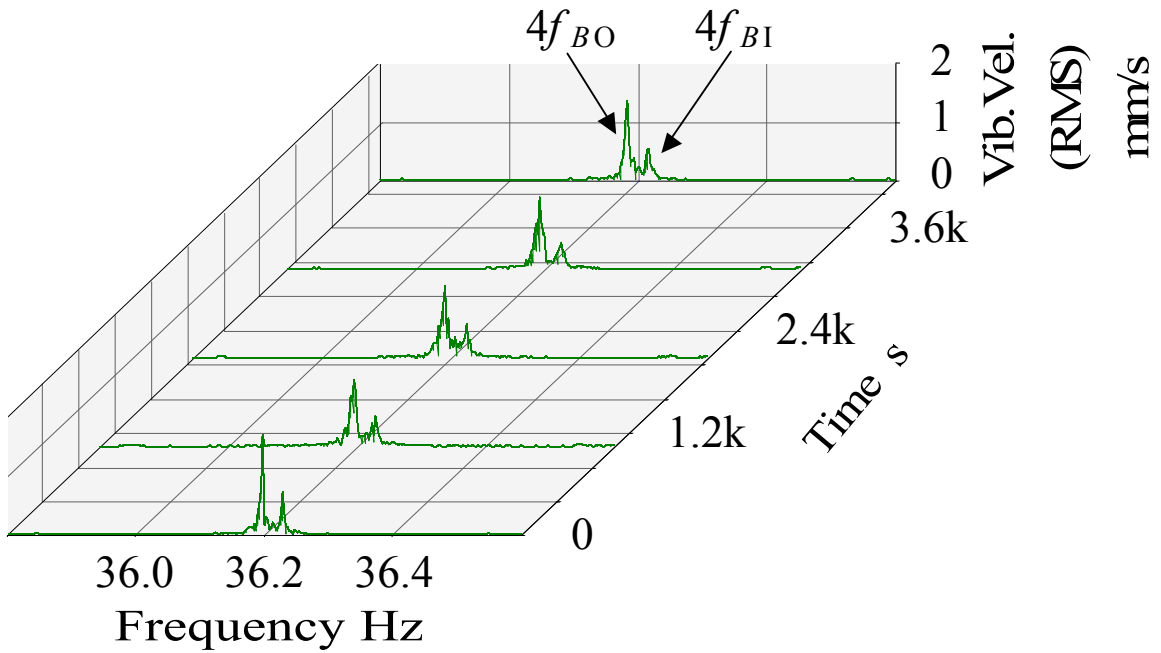


(d)  $f_F$ 成分と  $3f_B$ 成分 ( $\Delta f=976.6 \times 10^{-6}$  Hz)

図 7.11 モータフレームにおける水平方向 ( $X$  方向) 振動の周波数分析結果の時刻歴変化

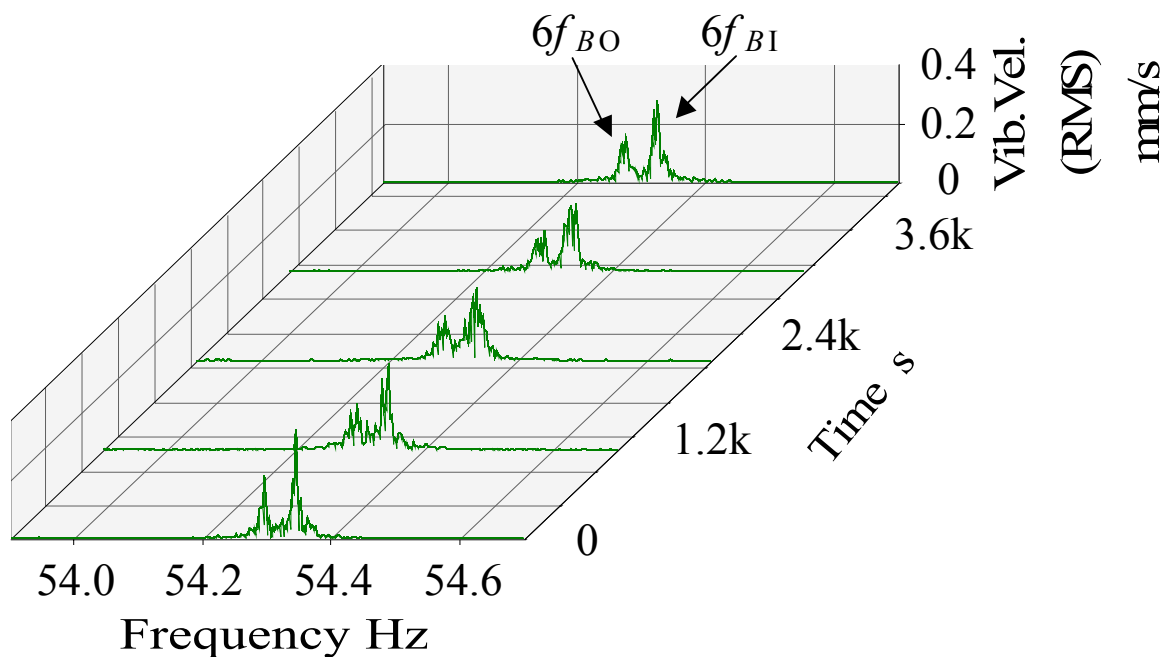


(e)  $f_M$ 成分 ( $\Delta f=976.6 \times 10^{-6}$  Hz)



(f)  $4f_B$ 成分 ( $\Delta f=976.6 \times 10^{-6}$  Hz)

図 7.11 モータフレームにおける水平方向 ( $X$  方向) 振動の周波数分析結果の時刻歴変化



(g)  $6f_B$ 成分 ( $\Delta f=976.6 \times 10^{-6}$  Hz)

図 7.11 モータフレームにおける水平方向 ( $X$  方向) 振動の周波数分析結果の時刻歴変化

なお、振幅変調現象の変調周期はベルトの回転数差に依存するため、ベルト・プーリ系の剛性に起因し、ファン設計上の剛性や設置状態による剛性が大きいほど、ベルトの回転数差は小さくなり、変調周期は長くなると考えられる。あるいはベルトの経年劣化による張力低下によって、変調周期は変化することが考えられる。一方、ベルト張力によるオーバーハング軸の傾きをあらかじめ最初から与えておくと、ベルトの回転数差が小さくなり、振幅変調の周期が長くなることを確認済みである。なお、軸やフレームなどの弾力的な影響は FEM のモデル化の中に含まれている。また、振幅変調現象の振幅は図 7.4 に示したように、ファン回転数と固有振動数の近接度によって変化することが考えられる。

## 7.4 結 言

ベルト駆動式遠心ファンでは，ベルトを複数本掛けにすると，比較的長い周期をもつ振動の振幅変調現象が生じる場合がある．そのメカニズムを理論と実験によって検討した．第 6 章で対象とした 1 本掛けベルトについての場合の遠心ファンを用い，2 本掛けベルトの場合の実験結果は，計算結果と概ね一致し，以下の結論が導かれた．

- (1) 遠心ファンのプーリ軸はオーバーハングであるため，2 本掛けベルトの場合には，内側ベルトは外側ベルトよりも張力と回転数がわずかに大きくなり，それぞれのベルトの継目に起因する加振力と加振振動数は異なる．
- (2) 2 本掛けベルトの場合には，各ベルトに起因する，加振振動数が近接した 2 種類のベルト加振力が作用するため，時刻歴応答に振幅変調現象が生じる．
- (3) ベルト加振力には複数の高次成分が含まれ，2 本掛けベルトの場合には，各高次成分の振幅変調が重畳する．
- (4) 第 5 章で提案したベルト加振力に関する解析方法を 2 本掛けベルトの場合に適用し，理論解析の妥当性を実験によって確認した．
- (5) 実験機として用いた 2 本掛けベルトの遠心ファンでは，ベルト回転数の 1 次，2 次，4 次および 6 次成分の振幅変調現象が重畳した，複雑な振幅変調現象が発生することを明らかにした．

# 第8章 結 論

## 8.1 本研究のまとめ

遠心ファンは、各種プラントやビルなどの給排気、空調設備に広く使用されている回転機械であり、既に成熟した機械のようである。しかし、時代や環境の変遷に応じて改良が続けられているが、設計段階では予期されなかった振動問題が未だに生じている。本論文では、遠心ファンの騒音低減と防振について、効果的な診断と数値シミュレーションの手法を提示している。さらに、従来明らかにされていなかったVベルト加振による振動の理論解析手法も提案し、遠心ファンの振動を予測可能にしている。

遠心ファンの振動と騒音に関する、これら一連の研究から得られた解析手法は、より効果的な数値シミュレーションを併用したコストダウン、軽量化、ならびに高効率化、低騒音化を可能とする。そして、これらの研究から得られた各種の知見は、遠心ファンの設計や振動と騒音の診断にとって有益な指針を与える。

その指針について以下にまとめて示す。

### (1) 遠心ファンの騒音低減

遠心ファンの騒音低減には、高効率化を図って回転数を下げ、羽根車の周速を下げるのが最も効果的である。その高効率化のためには、羽根の出口先端を曲げ、羽根の入口先端をハブまで傾けながら延長する羽根車が効果的である。羽根の出口先端を曲げた羽根車は、設計点（最高効率点）以外でも、より高い圧力を生むことから、汎用の多目的ファンに適している。また、設計点付近では円弧形状をした羽根の方が、低い軸動力のまま高い圧力を出すことができ、一点仕様に向いている。したがって、羽根の出口先端を曲げることによって低下する設計点の効率は、羽根の入口先端をハブまで傾けながら延長することによって補うことができる。結果として、広い流量範囲にわたって高効率、かつ低騒音な遠心ファン

を提供できることになる。なお、ケーシング内で回転する羽根車の流体設計に関しては、小型から大型のファンまで相似則が成り立つ。

## (2) 高温空気用遠心ファン

高温空気用遠心ファンの設計や設置にあたっては、ロータ軸の熱膨張・収縮を吸収する自由側軸受を支持する軸受台の支持剛性に注意が必要である。この剛性が低いと、ロータ軸の熱膨張・収縮によって軸受が軸受箱内を移動する際の摩擦の影響で、軸受台の傾きやファンベースの湾曲につながり、モータ部の鉛直方向振動や軸受の軸方向振動が一時的に増加することがある。また、この振動を生む共振について、固有振動数に近づく加振成分が複数本掛けベルトによる場合、ベルトの微小な回転数差から振幅変調を生じる可能性がある。それに加えて軸受箱内の潤滑が不十分な場合には、同じく摩擦の影響で軸受の移動に停止と滑りが繰り返され、瞬間的に振動が増加することがある。

## (3) 数値シミュレーション

遠心ファンは複雑な多自由度系であるから FEM を用いてモデル化するとよい。そして、その系を線形とみなすことができれば、モード解析によって 1 自由度系の重ね合わせとして取り扱うことが可能である。固有値解析による理論モード解析と加振実験による実験モード解析から周波数応答関数を求め、系の動特性としてモーダルパラメータを同定する。そして、ファンロータとモータプーリの回転不釣り合い力、およびベルト加振力を求めて乗じてやれば、遠心ファンの振動の応答振幅が予測可能となり、数値シミュレーションによって効果的に防振が図れる。

## (4) 振動診断

数値シミュレーションを精度良く行うためには、計算値と実測値の比較によってモデル化や計算条件の検証と見直しが欠かせない。遠心ファンの場合には、ファンロータの回転数を変化させながら各部の振動の時刻歴波形を求め、その周波数分析を行い、固有振動数線図やモード解析結果との比較を併用すれば、適切な振動状態の診断が可能である。なお、ベルト駆動式遠心ファンにおいては、ベルト回転数の高次成分が固有振動数に近付いて共振することがあり、さらに、複数本掛けベルトの場合には振動の振幅変調現象が生じることがある。

## (5) ベルト加振

V ベルトの継目がプーリを通過する際に張力変動が生じるため、周期的なパルス状の加振力（ベルト加振力）が発生する。したがって、このベルト加振力には比較的振幅の大きい高次成分が含まれることになる。この高次成分のベルト加振力を低減するためには、プーリとベルトの接触長に対するベルト全長の割合を調整すればよい。なお、各種のベルトは完全に一様ではないため、継目に限らず張力変動が生じれば加振力に成り得る。

## (6) 振動の振幅変調現象

遠心ファンのプーリ軸はオーバーハングであるため、2本掛けベルトの場合には、内側ベルトは外側ベルトよりも張力と回転数がわずかに大きくなる。そのため、わずかな回転数差をもつ、2種類の加振力が生じることから、振動の振幅変調現象が生じる。なお、大型の遠心ファンほど小型に比べて重厚で、構造も異なり、剛性が高くなっていくため、強度面での相似設計は難しい。しかし、系の剛性が高ければベルトの回転数差は小さくなって変調周期は長く、目立たなくなるばかりか、固有振動数が上昇し、ベルト加振成分との共振も起こり難くなる。したがって、ベルト駆動式遠心ファンの設計段階における数値シミュレーションでは、FEMによるモデル化と固有値解析によって、系の周波数応答関数におけるピークの周波数と振幅を吟味することが、防振設計にとって特に重要である。

## 8.2 今後の研究課題

本研究に関する今後の課題としては次のようなことが挙げられる。

まず、遠心ファンの低騒音化については、高効率化を図って回転数を下げることが最も効果的であると言えたが、流体解析（CFD）による数値シミュレーションを効果的に活用し、その精度を向上させていく必要がある。また、出口曲げ形状や長羽根によって空力特性が改善されることが高効率化の本質であると推測されるが、なぜ空力特性が改善されるのか、最適な形状はどのような形状なのかについて、さらに踏み込んだ研究が必要である。さらに吸込口に付けられた軸受台が騒音に及ぼす影



響を詳しく調べるには、流体と音響の連成解析が有効であり、今後の課題である。

次に、遠心ファンのコストダウン、軽量化については、構造解析 (FEM) による数値シミュレーションを効果的に活用し、低振動化を図ることが最も効果的であり、その精度も向上させていく必要がある。具体的には、系の動特性としてモーダルパラメータと周波数応答関数を精度良く求めるために、特にベルト・プーリ系を中心にモデル化の改良が望まれる。ベルト加振力の導出については、回転するベルトの張力増加率を如何に精度良く求めるかが課題である。

また、比較的柔軟な鉄骨架構上に設置された高温空気循環用遠心ファンに生じた振動の振幅変調現象については、本研究で提案し、明らかにしたベルト加振力および複数本掛けベルトによる振動の振幅変調現象と、系の固有振動数の移動が関係していることが考えられる。この現象の原因が理論的に証明できれば、詳細なメカニズムの解明につながるはずである。また、このような防振のために必要な軸受支持条件、および適切な潤滑維持条件を明らかにすることも今後の課題である。

なお、遠心ファンの共振問題について、本研究では、ベルト回転数の高次成分が系の固有振動数に近付く場合に注目し、ファンロータやモータの回転数の高次成分についてはあまり言及しなかった。しかし、第 3 章でファンロータの回転数の 2 次成分については言及したように、その他のファンでは 3 次成分、4 次成分ほかの高次成分も認められており、その発生メカニズムを解明し、対策することが可能となれば、更に低振動化と高品質化が期待できる。

# 謝 辞

本研究を成し遂げるにあたり，終始懇切丁寧なご指導と多大なご教示を賜りました広島大学大学院工学研究科教授 池田隆先生に心より感謝申し上げます。

本研究に関するご指導，ご教示を賜りました広島大学大学院工学研究科教授 澤俊行先生，広島大学大学院工学研究科教授 永村和照先生，広島大学大学院工学研究科准教授 関口泰久先生に心より感謝申し上げます。

社会人特別選抜学生にご推薦くださり，本研究に関するご指導，ご教示を賜りました広島国際学院大学工学部教授（元広島大学大学院工学研究科教授）中川紀壽先生に心より感謝申し上げます。

本研究に関する実験モード解析のご指導ほか多大なご助言をいただきました(株)振動音響技研 森田茂博士に心より感謝申し上げます。

本研究に関する振動問題解決に貴重なご教示をいただきました新川センサテクノロジー(株) 技術コンサルタント（元日立造船(株)技術研究所）千木良暁司先生に心より感謝申し上げます。また，その便宜をお図りいただいた新川センサテクノロジー(株)教育研修部 比土平幸代氏に心より感謝申し上げます。

本研究を成し遂げるにあたり，共同研究者として構造解析，実験，論文作成に多大なご協力をいただいたテラル(株)技術部研究課 松下隆二氏に心から感謝いたします。また，共同研究者として流体解析にご協力をいただいたテラル(株)技術部研究課 宅野秀和氏をはじめ職場の方々に心から感謝いたします。

本研究にあたり終始温かいご理解とご支援をいただきましたテラル(株)代表取締役社長 菅田博文氏，専務取締役 荒井實氏，常務取締役 技術部長 濱井忠則氏，品質保証部次長（元技術部研究課長） 白居泰司氏に心より深謝申し上げます。

最後に，社会人学生となった私を温かく見守ってくれた両親と祖母，そして，私をいつも明るく支えてくれた妻 純子，娘 翔子，彩，美沙に心から感謝します。

# 参 考 文 献

- (1) 井上雅弘, 送風機の変遷と今後の展望, ターボ機械, 25-1,(1997),23-28.
- (2) U. S. Department of Energy's (DOE) & Air Movement and Control Association International, Inc. (AMCA), Improving Fan System Performance : A Sourcebook for Industry, (April 2003), 19-24.
- (3) Terry Wright, FLUID MACHINERY : Performance, Analysis, and Design, CRC Press, (1999), 100-101.
- (4) 空気調和・衛生工学会, 空気調和・衛生工学便覧〔第12版〕2 汎用機器・空調機器篇, (1995), 33-46,丸善.
- (5) 永井秀満・渡辺吉正・妙井元哉・藤井繁満, 大型送風機の高効率化, 産業機械, 674, (2006), 63-64.
- (6) 原田幸夫, 流体機械 (SI 単位版), 朝倉書店(1986),2,114-117.
- (7) 日本機械学会編, 機械工学便覧応用システム編 y2 流体機械, 丸善 (2007),1,7.
- (8) 大橋秀雄・黒川淳一他, 流体機械ハンドブック, 朝倉書店, (1998).
- (9) ターボ機械協会編, ターボ機械入門編改訂版 (第7版), 日本工業出版, (1997).
- (10) 日本産業機械工業会送風機技術者連盟編, 送風機ハンドブック (第5版), 日本工業出版, (1990).
- (11) 新版空気機械工学便覧編集委員会, 新版空気機械工学便覧編集委員会便覧 (基礎編/応用編), コロナ社, (1979/1980).
- (12) 鈴木昭次, ターボ機械の騒音・振動に関する技術的問題点, ターボ機械, 5-1,(1977),8-12.
- (13) 辻茂, 最近の流体機械の振動・騒音に関する研究の動向, ターボ機械, 5-3,(1977),131-137.
- (14) 鈴木昭次・金光陽一, ターボ機械の騒音・振動に関する研究の最近の動向, ターボ機械, 13-1,(1985),21-26.
- (15) 工藤信之, 送風機・圧縮機の騒音とその対策, ターボ機械, 19-3,(1991),155-161.

- (16) 寺崎眞太郎, ターボ機械の騒音と振動, ターボ機械, 26-1,(1998),27-36.
- (17) 日本機械学会編, 機械工学便覧基礎編 α 2 機械力学, 丸善, (2004), 70-72.
- (18) 佐藤勇一・長嶺拓夫・永井純一・片山圭一, 摩擦力の作用する柔軟回転軸の振動(実験), 日本機械学会論文集 C 編, 70-690, (2004), 356-362.
- (19) 振動技術研究会, ISO 基準に基づく 機械設備の状態監視と診断 (振動 カテゴリーⅡ), (2004)
- (20) 振動技術研究会, ISO 基準に基づく 機械設備の状態監視と診断 (振動 カテゴリーⅢ), (2005)
- (21) 豊田利夫, 回転機械診断の進め方, 日本プラントメンテナンス協会, (1991)
- (22) ポンプ・送風機計画設計資料調査分科会, ポンプ・送風機の故障診断(1), ターボ機械, 9-7,(1981),439-444.
- (23) ポンプ・送風機計画設計資料調査分科会, ポンプ・送風機の故障診断(2), ターボ機械, 9-8,(1981),492-496.
- (24) 金光陽一・日向達雄, ポンプ・送風機・圧縮機の診断技術, ターボ機械, 13-3,(1985),157-163.
- (25) 豊田利夫, 最近の設備診断技術と予知保全, ターボ機械, 32-3,(2004),129-137.
- (26) 尾形俊輔・石上耀一, 大形送風機の製作・据付上の問題点, ターボ機械, 5-9,(1977),557-563.
- (27) 大石邦男, 低圧遠心送風機の振動と防振技術の回顧, ターボ機械, 9-4,(1981),219-223.
- (28) 鈴木昭次・岡野勝夫, 送風機に生じる種々の現象, ターボ機械, 24-5,(1996),306-310.
- (29) 生井武文・井上雅弘, ターボ送風機と圧縮機, コロナ社, (1988)
- (30) 生井武文, 遠心軸流送風機と圧縮機, 朝倉書店, (1960)
- (31) 柳下昌平・山中晤朗, 遠心送風機の旋回失速, ターボ機械, 18-11,(1990),631-638.

- (32) Digiovanni, M. and Spearman, T.R., Fan Vibration Specifications, Journal of American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Vol.50, No.2 (2008), pp. 14-20.
- (33) 岡野勝夫, 遠心送風機騒音の予測と防止, ターボ機械, 26-2,(1998),95-98.
- (34) 平野利幸・御法川学・鈴木昭次・水木新平, ターボ送風機の静音化に関する研究(羽根出口角度の変更による性能と騒音の変化), ターボ機械, 31-2,(2003),111-116.
- (35) 御法川学・鈴木昭次・河合直樹, ターボ送風機の静音化に関する研究(流れの変化による回転騒音の低減), ターボ機械, 28-8,(2000),471-478.
- (36) 山崎進・小松茂三郎・小幡俊光・横山寿人, ターボファンの内部流れおよびケーシング形状が性能と騒音に及ぼす影響, 日本機械学会論文集 B 編, 65-636, (1999),2770-2776.
- (37) 荻野和郎・児玉好雄・林秀千人・大森和也, インデューサ付き遠心ファンの空力特性と騒音に関する研究(出口角およびスキュー角の影響), ターボ機械, 31-4,(2003),237-245.
- (38) 川口清司・奥井健一, ターボファンの低騒音化に関する研究(羽根前縁半径が騒音特性に及ぼす影響), ターボ機械, 32-6,(2004),351-360.
- (39) 近藤文男・青木美昭・濃添博紀, 空調用ターボファンの騒音低減, 三菱重工技報, 26-2, (1989), 149-154.
- (40) 太田有・大田英輔・斉藤純夫, 遠心送風機から発生する高次翼通過周波数騒音の能動制御, 日本機械学会論文集 B 編, 68-671,(2002),2056-2063.
- (41) 丸田芳幸, 流体音工学セミナー第1回流体システムの騒音, エバラ時報, 181, (1998), 105-109.
- (42) 太田有, 送風機騒音の発生機構とそのモデル化, ターボ機械, 24-3,(1996),163-170.
- (43) M. E. Goldstein (今市・辻本訳), 流体音響学, 共立出版, (1991).
- (44) 西村正治, 流体騒音の基礎, ターボ機械, 24-12,(1996),753-761.
- (45) 丸田芳幸, 流体音工学セミナー第4回流体システムの騒音, エバラ時報, 184, (1999), 93-95.

- (46) 丸田芳幸, 流体音工学セミナー第3回乱流による広帯域音, エバラ時報, 183, (1999), 91-97.
- (47) 深野徹, 空力騒音発生機構, ターボ機械, 26-1,(1998),5-16.
- (48) 藤田肇, 流体騒音の発生メカニズムと抑制法, ターボ機械, 23-6,(1995),354-359.
- (49) 加藤千幸, ターボ機械から発生する流体騒音の数値解析, ターボ機械, 31-5,(2003),258-265.
- (50) 古川雅人, CFDを用いたプロペラファンの騒音解析例, ターボ機械, 31-5,(2003),266-271.
- (51) 後藤彰, 3次元逆解法によるターボ機械翼の最適化, ターボ機械, 30-5, (2002), 269-276.
- (52) 長松昭男, モード解析入門, コロナ社, (1993)
- (53) 長松昭男, モード解析, 培風館, (1985)
- (54) 倉部誠, 図説モード解析入門, 大河出版, (1998)
- (55) 日本機械学会編, モード解析の基礎と応用, 丸善, (1986)
- (56) 安田仁彦, モード解析と動的設計, コロナ社, (1993)
- (57) 大久保信行, 機械のモーダルアナリシス, 中央大学出版部, (1982)
- (58) わかりやすい振動モード解析, 倉部誠・市原千治, 日刊工業新聞社, (1989)
- (59) 小林英男, やさしくわかる振動モード解析の実際, (2007)
- (60) 石川正臣・富田宣志, 実験モード解析の基礎から最新技術まで, (2007)
- (61) 加川幸雄・石川正臣, モード解析入門, オーム社, (1987)
- (62) モード解析ハンドブック編集委員会編, モード解析ハンドブック, コロナ社, (2000)
- (63) ブリュエル・ケア・ジャパン, 周波数応答関数測定時の注意点
- (64) 岩原光男・長松昭男, 実験モード解析の精度と信頼性の改善(打撃加振方法の改良と計測誤差の低減), 日本機械学会講演論文集, 98-8, (1998), 648.
- (65) 天津成美・長松昭男, 振動と音響の計測と解析に関する最新動向, (2002)
- (66) Bruel&Kjaer, Frequency analysis 周波数分析ハンドブック,(1987)

- (67) Parausanu, I., Sorohan, S., Gheorghiu, H., Hadar, A. and Caruntu, D. : Improvement of the Dynamic Behavior of a Fan Using Finite Element Method, Proceedings of 2005 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 118, 2 (2005), 1161- 1167.
- (68) Moreau, S. and Boulanger, P. : FEA Computations Applied to Engine Cooling Fans, The Engineering Society For Advancing Mobility Land Sea Air and Space 2000 World Congress, No.2000-01-0968 (2000), 1-5.
- (69) 灸田克也・大竹雅浩・岩原光男・長松昭男, 大型送風機用羽根車の微小亀裂原因調査と構造変更, 日本機械学会論文集, 73-729,C(2007),1321-1328.
- (70) 西川世洋, 栗岡義紀, 森下裕一, 山田祐二 : ロータリーブローの大容量化, R・D 神戸製鋼技報, 49, 1 (1999), 68-71.
- (71) Landgraf M.W., Vibration Testing of Heavy Machinery Structures, Sound and Vibration, Vol. 31, No. 2 (1997), pp.16-18.
- (72) 月野誠・竹内謙善・丸山新一, 自動車部品における力法の有効性, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.22-06,(2006),13-16.
- (73) 竹内謙善・月野誠・丸山新一, 動特性向上を目指した力法の実用化, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.55-06,(2006),21-24.
- (74) 田村章義, 機械力学, 森北出版, (1972)
- (75) 田村章義, 回転機械の振動(1) (危険速度の設計), ターボ機械, 2-5,(1974),464-468.
- (76) 山本敏男・石田幸男, 回転機械の力学, コロナ社, (2001)
- (77) R.ガッシュ・H.ピュッツナー著, 三輪修三訳, 回転体の力学, 森北出版, (1978)
- (78) 三輪修三・下村玄, 回転機械のつり合わせ, コロナ社, (1976)
- (79) TONDL 著, 前沢成一郎訳, 回転軸の力学, コロナ社, (1971)
- (80) 綿林英一, 転がり軸受マニュアル, 日本規格協会, (1999)
- (81) J.ブレイドライン・P. エッシュマン・L.ハスバルゲン・K.ワイガンド編著, 吉武立雄・岡本純三訳, ころがり軸受実用ハンドブック, (1996)
- (82) 岡本純三・角田和雄, 転がり軸受, 幸書房, (1981)

- (83) 日本精工株式会社転がり軸受工学編集委員会編, 転がり軸受工学, 養賢堂, (1975)
- (84) 田中孝一郎, 玉軸受の音響特性, 機械の研究, 9-6, (1957), 683-689.
- (85) 伊藤制儀, 円筒コロ軸受の潤滑剤の抵抗に起因する異常音, 潤滑, 4-4, (1959), 178-184.
- (86) 五十嵐昭男, 飯田幸作, 玉軸受を使用した電動機に生ずる異常振動およびうなり音(第1報), 日本機械学会論文集, 25-155, (1959), 675-680.
- (87) 飯田幸作・石原敬三, 円筒コロ軸受の騒音に関する研究(第4報)(グリース潤滑の場合の性質), 日本機械学会講演論文集, 21-401, (1960), 1-5.
- (88) 福田邦男・本田暁良・宮坂昭男・松原正英, EA形自動調心ころ軸受, NSK Bearing Journal, No.668, (1999)
- (89) 板垣貴喜・太田浩之・五十嵐昭男, グリース潤滑された玉軸受の異常振動(第1報、異常振動の発生に及ぼすグリースの種類の影響), 日本機械学会論文集C編, 65-638, (1999), 4189-4196.
- (90) ベルト伝動技術懇話会, 新版ベルト伝動・精密搬送の実用設計, (2006), 養賢堂.
- (91) 網島貞男, 工業用伝動ベルト, (1968), オーム社.
- (92) 倉西正嗣・景山克三・菅野宗和・黒瀬元雄・勝田基嗣, 機械要素設計(第2版), (1984), オーム社.
- (93) 日本機械学会, 機械工学便覧応用編 B1 機械要素設計・トライボロジー, (1985)
- (94) 稲田重男・川喜田隆・本荘恭夫, 機械設計法, (1983), 朝倉書店.
- (95) 大西清, 機械設計入門(第3版), (1998), 理工学社.
- (96) バンドー化学, バンドー伝動ベルト総合設計マニュアル(13版), (2006)
- (97) 中鉢龍雄・永井欣一, 軸方向に移動する線材および帯材の横振動(第1報両端傾斜固定の場合), 日本機械学会論文集, 21, 103, (1955), 193-198.



- (98) F. R. Archibald and A.G. Emslie, The Vibration of String Having a uniform Motion Along the its Strings, Trans. of ASME, J. of Applied Mech., (1957), 347-348.
- (99) C. D. Mote, Jr., A Study of Band Saw Vibrations, J. of the Franklin Inst., 276, 6, (1965), 430-444.
- (100) C. D. Mote, Jr. and S. Naguleswaran, Theoretical and Experimental Band Saw Vibration, Trans. ASME, J. of Eng. for Industry, (1966), 151-156.
- (101) A. L. Thurman and C. D. Mote, Free, Periodic, Nonlinear Oscillation of an Axially Moving Strip, Trans. of ASME, J. of Applied Mech., 36, (1969), 83-91.
- (102) J. A. Wickert and C. D. Mote, Jr., Classical Vibration Analysis of Axially Moving Continua, Trans. of ASME, J. of Applied Mech., 57, (1990), 738-744.
- (103) 小寺忠, 走行するベルトの振動解析 (回転慣性を考慮に入れた場合), 日本機械学会論文集 C 編, 71, 706, (2005), 1856-1863.
- (104) 橋本良夫, 走行するベルトの有限要素固有値解析, 日本機械学会論文集 C 編, 74, 737, (2008), 16-22.
- (105) C. D. Mote, Jr., Dynamic Stability of an Axially Moving Band, J. of the Franklin Inst., (1968), 329-346.
- (106) C. D. Mote, Jr., The Parametric Excitation of an Axially Moving String, Trans. of ASME, J. of Applied Mech., (1968), 171-172.
- (107) Asokanthan, S. F. and Ariaratnam, S. T., Flexural Instabilities in Axially Moving Bands, Trans. ASME, J. Vib. Acoust., 116 (1994), 275-279.
- (108) Mockensturm, E. M., Perkins, N. C., and Ulsoy, A. G., Stability and limit cycles of parametrically excited, axially moving strings, ASME AMD, 192 (1994), 31-37.
- (109) Zhang, L. and Zu, J. W., Nonlinear Vibration of Parametrically Excited Moving Belts, Part II: Stability Analysis, Trans. ASME J. Appl. Mech., 66, 2, (1999), 403-409.

- (110) Chen, T. and Hou, Z., Summation Resonance of Parametrically Excited Moving Viscoelastic Belts, Proceeding of IMECE'03, ASME DE, 116, 2, (2003), 709-714.
- (111) R.G.Parker and Y.Lin, Parametric Instability of Axially Moving Media Subjected to Multifrequency Tension and Speed Fluctuations, Trans. ASME, J.of Applied Mech., 68,(2001),49-57.
- (112) Pellicano, A., Cattelliani, G. and Fregolent, A., Parametric instability of belts : theory and experiments, Comput. Struct., 82, 1, (2004), 81-91.
- (113) 高野康悦・渡辺啓二・松下修己・北野昌則・大久保宏樹, 走行ベルト系の振動と制御 (第2報, 理論解析), 日本機械学会論文集 C編, 64, 618, (1998), 429-436.
- (114) 趙訓・藪野浩司・青島伸治, 走行ベルト駆動系に生じる横振動と安定化制御, 機講論, 03-7, (2003), 1124-1127.
- (115) 高橋弘好・城戸隆一・永谷修一・犬飼雅弘, エンジン補機ベルト駆動系の動的挙動シミュレーション-ベルト縦振動予測-, バンドーテクニカルレポート, 5, (2001), 9-13.
- (116) 丹羽健・井本正之・長谷陽夫, 油圧式オートテンションのシミュレーションモデルの開発, 自動車技術会論文集, 37, 4, (2006), 51-56.
- (117) Zhu, F. and Parker, R. G., J. Sound Vib. Influence of Tensioner Dry Friction on the Vibration of Belt Drives With Bending Stiffness, 130, (2008), 011002.1-011002.9.
- (118) 李紹昌・大滝英征・綿貫啓一, 歯付きベルトの振動特性に関する研究 (移動負荷を受ける場合), 日本機械学会論文集 C編, 62, 595, (1996), 1113-1119.
- (119) 大倉清・龍巳良彦, エンジン補機ベルトの弦振動と発生音の特徴, 自動車技術会論文集, 36, 3, (2005), 69-74.
- (120) 下山美德, ベルトの振動に就て, 日本機械学会論文集, 6-23 (1940), 19-24.
- (121) 小笠原武夫, Vベルト自動変速機の変速特性, 生産研究, 14-6 (1962), 183-186.

- (122) 片山徳夫・淡路美治, スクーター用Vベルト式自動変速機(その2), 新三菱重工技報, 4-2 (1962), 153-164.
- (123) Prakasam, R. and Dhandapani, S., Proper Belt Drive Ensures Optimal Performance, The Indian Textile Journal, Vol.112, No.11 (2002), pp. 33-42.
- (124) 日本機械学会編, 機械工学便覧基礎編 $\alpha$ 4 流体力学, 丸善, (2006), 14.
- (125) 岩浪繁蔵・平山直道, 基礎力学演習流体力学, 実教出版, (1975), 37-39.
- (126) 迫孝司: ファン・ブロワのメンテ ファン・ブロワの異常診断, メインテナンス, 247(2006), 29-34.
- (127) Baxter N.L : Troubleshooting vibration problems. A compilation of case histories, New Front Integr Diagn Progn, (2001), 467-482.
- (128) Smith D. R, Simmons H. R : Unique fan vibration problems: their causes and solutions, Proc Turbomach Sympo, 9 (1980), 33-43.
- (129) JIS B 8330 : 送風機の試験および検査方法, (2000)
- (130) International Standard : Industrial fans Specifications for balance quality and vibration levels, ISO 14694, 2003,16.
- (131) 山本敏男, 機械力学, 朝倉書店, (1981)

# 本論文に関する原著論文および発表論文

## 原 著 論 文

- [1] T. Fujii and N. Nakagawa, "Experimental Study on Frictional Vibration in Bearing Case of Centrifugal Fan", Journal of System Design and Dynamics, Vol.1, No.3 (2007), 638-647. (第3章に相当)
  
- [2] 藤井武夫・池田隆・松下隆二, Vベルトに起因する遠心ファンの振動, 日本機械学会論文集C編, 第76巻, 第763号(2010), 516-524. (第5章と第6章に相当)
  
- [3] 藤井武夫・池田隆・松下隆二, ベルト駆動式遠心ファンにおける振動の振幅変調現象, 日本機械学会論文集C編, 第76巻, 第768号(2010), (頁未定). (第5章と第7章に相当)

## 国際会議 Proceedings

- [4] T. Fujii, H. Takuno and N. Nakagawa, "Study on Performance Improvement and Noise Reduction of Turbo Fan -Effect of Blade Shape for Fan Impeller-", The Second International Symposium on Advanced Technology of Vibration and Sound (VS Tech 2007), 1-2 June 2007, Lanzhou, China. (第2章に相当)
  
- [5] T. Fujii and N. Nakagawa, "Experimental Study on Frictional Vibration in Bearing Case of Centrifugal Fan", The 8th International Conference on Motion and Vibration Control (MOVIC2006), 27-30 August 2006, Daejeon, Korea. (第3章に相当)
  
- [6] T. Fujii, R. Matsushita and N. Nakagawa, "Eigenvalue Analysis for Structure of Centrifugal Fan", 15<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration (ICSV15), 6-10 July 2008, Daejeon, Korea. (第4章に相当)

## 学術講演会発表論文

- [7] 藤井武夫・緒方康博・松井博明・早川巳治裕・中川紀壽，給水ポンプ装置の騒音・振動に関する実験的研究，日本機械学会中国四国支部講演会論文集，NO.055-1(2005.3)，251-252.
  
- [8] 藤井武夫・中川紀壽・早川巳治裕・緒方康博・宅野秀和・松井博明，遠心ポンプが発生する加振力の推定，日本機械学会機械力学・計測制御部門講演会論文集，NO.05-15(2005.8)，337.
  
- [9] 藤井武夫・中川紀壽・大島康彦・緒方康博・笹木泰宏・矢倉信介，両吸込両袖付型遠心送風機の振動に関する実験的研究，日本機械学会中四国支部講演会論文集，No.65-1(2006.3)，277-278.
  
- [10] 藤井武夫・中川紀壽，鉄骨架構上に設置された両吸込両袖付型遠心送風機の振動特性，日本設計工学会中国支部講演会論文集，No.23(2006.6)，22-26.