

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-1056

直径14m風車のシステム設計とフィールド実証試験

外 立 政 隆 ・ 伊 藤 忠 ・ 半 沢 麻 雄
野 中 修 ・ 野 原 利 雄 ・ 小 松 行 夫
遠 藤 浩

1990 年 2 月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

1. まえがき	1
2. 主な記号	2
3. 直径14m（20kW級）風車のシステム設計	3
3.1 ロータ系	3
3.2 油圧制御回路	10
3.3 熱発生装置の概要	12
4. 動的シミュレーション試験	14
4.1 試験装置	15
4.2 ピッチ制御系の周波数特性	16
4.3 起動特性	16
4.4 回転数制御特性	18
4.5 トルク制御特性	19
4.6 動力伝達特性	19
4.7 吐出圧力, 吐出温度特性	21
5. フィールド実証試験	21
5.1 起動特性	21
5.2 回転数制御特性	23
5.3 トルク制御特性	23
5.4 ピッチ角変化速度	24
5.5 方向追尾特性	25
5.6 運転騒音	25
5.7 風車出力特性	26
5.8 吐出圧力, 吐出温度特性	27
5.9 ブレード応力測定	28
6. 風洞試験とフィールド試験の効率比較	32
7. 実証試験中の主な不具合とその対策	34
8. あとがき	37
参考文献	38

直径14m風車のシステム設計とフィールド実証試験*

外 立 政 隆** 伊 藤 忠† 半 沢 麻 雄**
野 中 修** 野 原 利 雄†† 小 松 行 夫**
遠 藤 浩§

A System Design and Demonstrative Field Test of Wind Turbine with a 14M Dia. Rotor

Masataka HASHIDATE, Tadashi ITO, Asao HANZAWA,
Osamu NONAKA, Tosio NOHARA, Yukio KOMATSU, and Hiroshi ENDO

ABSTRACT

The National Aerospace Laboratory participated in a comprehensive program for developing the technology of for conversion and storage of wind energy which was promoted by the Science and Technology Agency of Japan, undertaking the research and development of a horizontal axis type wind turbine with a 14 m dia. rotor.

This report describes the system design and the ground-based hybrid dynamic simulation and the demonstrative field test of the 14 m Wind Turbine.

The test results confirm the following excellent characteristics.

- 1) The minimum operational wind speed is as low as 3 m/s.
- 2) The rotational speed is kept almost constant within the accuracy of $\pm 4 \text{ min}^{-1}$.
- 3) The output-power is 22 kW on the rotor axis at the rated wind speed of 8 m/s.
- 4) The maximum aerodynamics power coefficient is about 48% at the operational pitch angle.
- 5) The maximum rate of heat generation is $5.2 \times 10^4 \text{ kJ/hr}$ at a wind speed of 10 m/s.

1. まえがき

風力エネルギーを利用するための風車の研究が各方面で盛んに行われている^{1)~5)}。昭和55年から6年間にわたり、科学技術庁が科学技術振興

調整費によって推進した「風力-熱エネルギー利用技術に関する研究⁶⁾」もその一つである。この研究は風力エネルギーを効率良く直接、熱に変換し農業用の温室暖房に使うことを目的として進められた。この研究で、航空宇宙技術研究所は熱発生用の出力20kW級風車の開発を担当し、第一期(昭和55年-56年)に要素技術の研究として風車ブレードの空力設計と風洞試験(当所空気力学二部担当)^{7) 8) 9)}、風車翼の強度、振動試験(当

*平成2年1月8日 受付

**空力性能部

†空気力学部

††機体部

§科学研究官

所機体 1 部, 機体 2 部担当)^{10) 11)}, 1 kW 級熱発生装置の開発研究¹²⁾と油圧式ピッチ制御装置の開発研究¹³⁾(当所空気力学二部担当)を進めた。

更に第二期に入り, 昭和 57 年に大型化の研究を行い, 昭和 58 年, 59 年に実証用ブレードの製作(当所空気力学二部と日本飛行機(株)会社で担当), 20kW 級熱発生装置の設計, 製作(当所空気力学二部と日本飛行機(株)会社で担当), 20kW 級風車軸, ピッチ制御装置の設計, 製作(当所空気力学二部と住友精密(株)会社で担当)を行い, さらに空気力学二部と松下精工(株)会社の共同作業で熱発生装置用制御装置を設計, 製作した。

筆者らは, 要素技術で研究, 開発されたブレード, 熱発生装置の試験データを基に, ロータ系とピッチ制御装置を設計製作し, 熱発生装置と結合して風車制御システムを構築し, 実証用 20kW 級風車システムとして完成させた。

この報告書は 20kW 級の風車ロータ系とピッチ制御装置及び熱発生装置を結合させて風車システムとして完成させ, 地上で行った動的シミュレーション試験と秋田県大潟村で行ったフィールド実証試験の結果をまとめたものである。

2. 主な記号

ATM	空気力によるブレード捩れモーメント (Nm)	C_{Mf}	フラップ方向翼根の曲げモーメント係数 $\left(= \frac{M_f}{\frac{1}{2} \rho V^2 R^3} \right)$
a	ブレードの軸流干渉係数	C_{Mp}	ピッチ軸回りの捩れモーメント係数 $\left(= \frac{M_p}{\frac{1}{2} \rho V^2 R^3} \right)$
a_n	風車ブレードのトルク特性を 2 次式で近似したときの係数	D	風車の抗力
b	ブレードの旋回流干渉係数	f	周波数 (Hz)
b_n	風車ブレードのトルク特性を 2 次式で近似したときの係数	J_w	風車回転軸回りの慣性モーメント (kgm ²)
CTM	遠心力によるブレード捩れモーメント (Nm)	h_a	空気吐出熱量 (kJ)
C_D	風車抗力係数 $\left(= \frac{D}{\frac{1}{2} \rho V^2 \pi R^2} \right)$	h_w	冷却水熱量 (kJ)
C_P	風車出力係数 $\left(= \frac{P}{\frac{1}{2} \rho V^3 \pi R^2} \right)$	M_f	フラップ方向翼根の曲げモーメント (Nm)
C_Q	風車のトルク係数 $\left(= \frac{Q}{\frac{1}{2} \rho V^2 \pi R^3} \right)$	M_p	ピッチ軸回りの捩れモーメント (Nm)
		P_{c1}	圧縮機吸込圧力 (Pa)
		P_{c2}	圧縮機吐出圧力 (Pa)
		P_{oil}	油圧吐出圧力 (Pa)
		P_w	風車軸出力 (kW)
		P_L	地上油圧モータ軸出力 (kW)
		q	動圧 $\rho V^2 / 2$
		Q_a	圧縮機吐出空気流量 (m ³ /s)
		Q_w	風車軸トルク (Nm)
		Q_L	地上油圧モータトルク (Nm)
		R	ブレード半径 (m)
		T_1	圧縮機吸込温度 (°C)
		T_2	圧縮機吐出温度 (°C)
		V	風速 (m/s)
		W	主流方向速度と回転面速度の合成速度 (m/s)
		α	翼素の迎え角 (rad)
		Ω_w	風車軸回転数 (min ⁻¹) または (rpm)
		Ω_L	地上油圧モータ回転数 (min ⁻¹) または (rpm)
		ω	$2 \pi f$ (rad/s)
		θ_c	ピッチ角指令信号 (rad)
		θ	ブレードピッチ角 (rad)
		$d\theta/dt$	ピッチ角変化速度 (rad/s)
		ϕ	風向角 (rad)
		ψ	風車方位角 (rad)
		λ	周速比 $2 \pi f R / V$
		ρ	空気密度 (kg/m ³)

表 3-1 風車基本仕様

1	型式	水平軸風上型
2	ブレード枚数	2枚
3	ブレード翼型	NACA 4418
4	直径	14m
5	軸高	15m
6	定格風速	8 m/s
7	定格出力	20kW
8	定格回転数	87min ⁻¹
9	制御方式	電気・油圧フルスパンピッチ制御
10	回転数制御精度	±5%以下(風速8m/s以上において)
11	方位制御	アーム式垂直尾翼
12	負荷	油圧による動力伝達方式
13	熱発生方式	空気圧縮方式

η_1 熱発生装置の冷却水熱の回収率

η_2 熱発生装置の空気熱の回収率

添字

f フィールド試験値を示す (C_{pf} , C_{qf} 等)

には図3-1のような荷重が作用していると考えられる。文献7, 9によると今回使用するブレードのトルク特性, 抗力特性は図3-2, 3-3のようになる。また石田洋治氏の翼素-運動量理論に

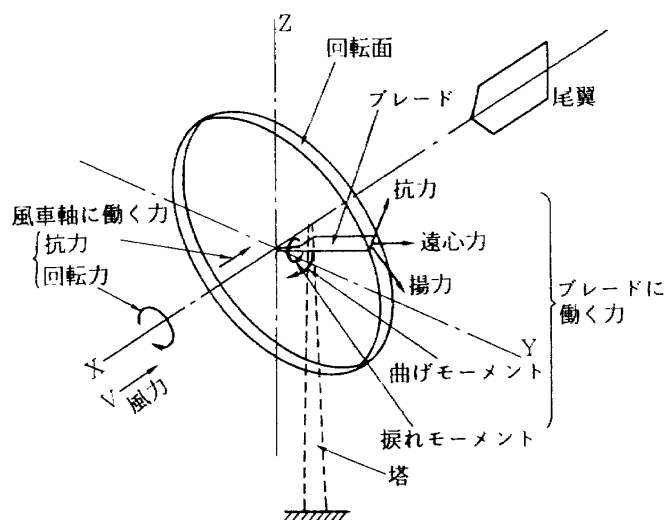
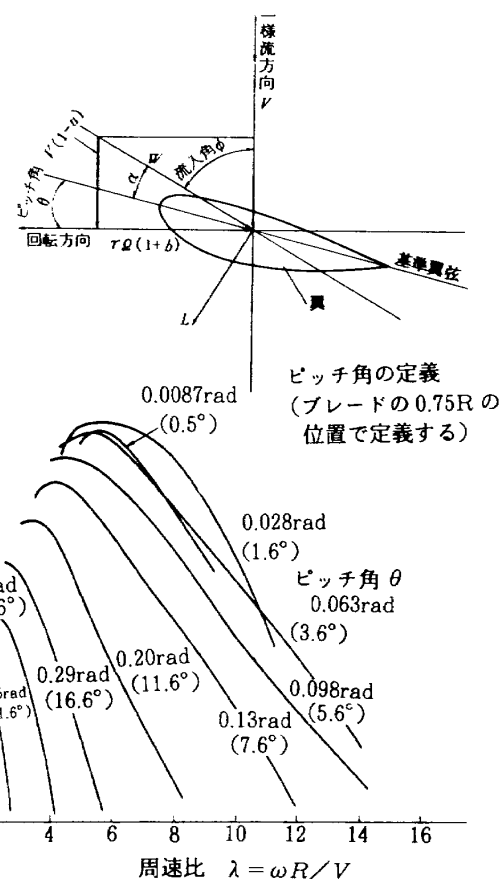
3. 直径 14m(20kW 級)風車のシステム設計

3.1 ロータ系

風車の基本仕様は, 第I期に行った概念設計の結果, 表3-1のように決められた⁶⁾。

ロータ系の設計は第I期の要素研究で得られたデータに基づいて, 次のように行った。

風車が自然風の中で回転しているとき, 回転軸



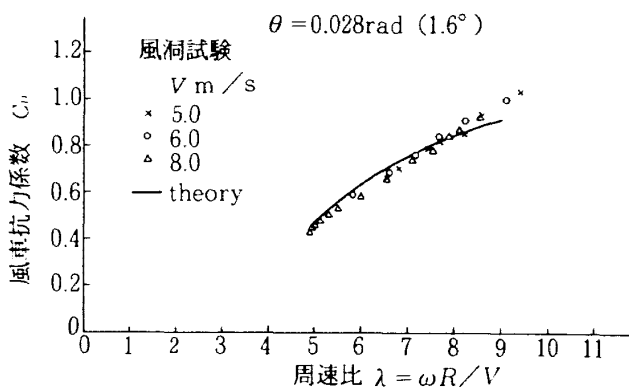


図3-3 (A ブレード) 風車の軸抗力係数

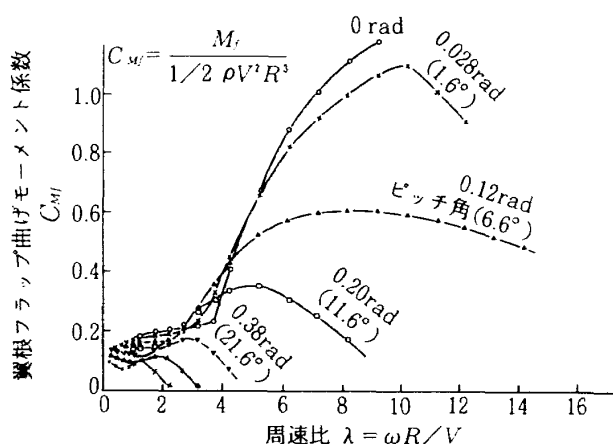


図3-4 翼素-運動量理論より計算した翼根フラップ曲げモーメント係数

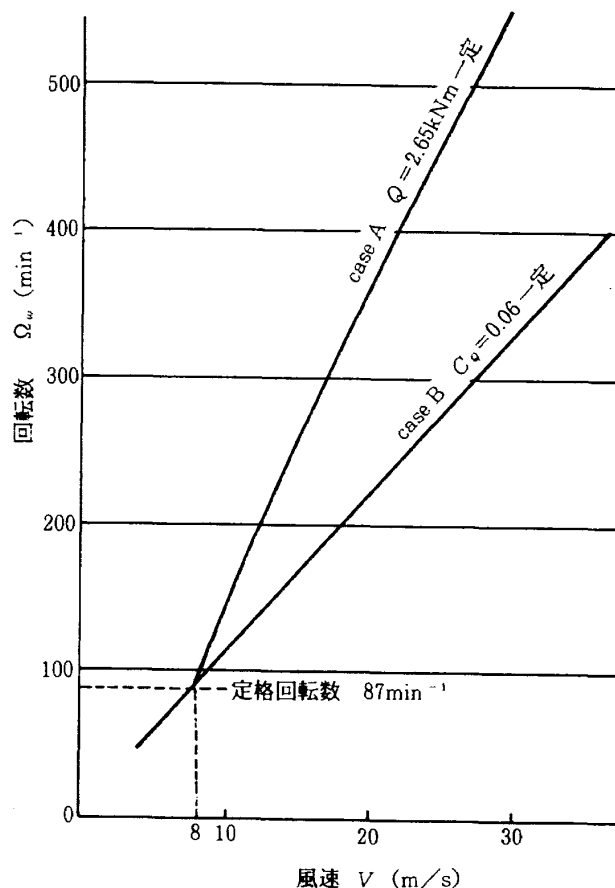


図3-5 風速対回転数の関係、負荷トルクの異なる場合、直径14m 風車

よる計算によると、ブレードの翼根に作用するフラップ方向曲げモーメント係数は図3-4のようになる。(ここで、ブレードピッチ角は図3-2に示すようにブレードの0.75Rの位置で回転面と基準翼弦線のなす角で定義する)

たとえば風速が0～30m/sまで変化するとし、表3-1に示されている風車をブレードのピッチ角を最大効率のピッチ角に固定して運転すると、負荷トルクを定格値に抑えた時 (case A)、負荷トルクを風速の2乗で変化させた時 (case B) の回転数は図3-5に、パワーは図3-6に、翼根のフラップ方向曲げモーメントは図3-7のようになる。これらの図に示すように定格風速8m/sで定格回転数87min⁻¹、軸出力21.6kW、軸トルク約2.5kNm、軸抗力約5kNとなり、ハブに作用する力は遠心力約30kN (ブレード一枚あたり120kgとする)、曲げモーメント約15kNm、振りモーメント0.1kNmと予想できる。風速30m/sで回転数は定格値に対して case A で6.3

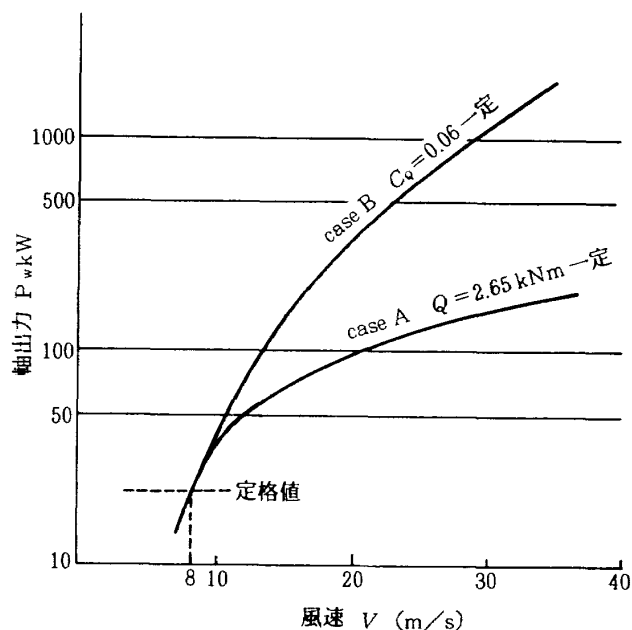
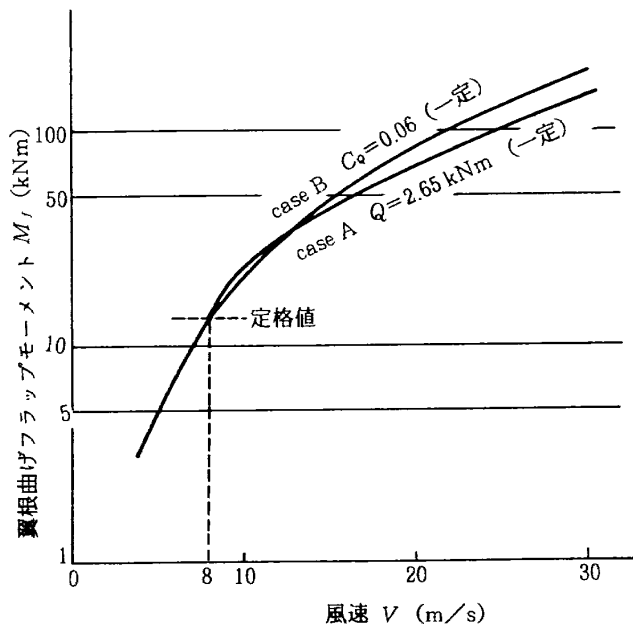


図3-6 風速対軸出力の関係 負荷トルクの異なる場合、直径14m 風車

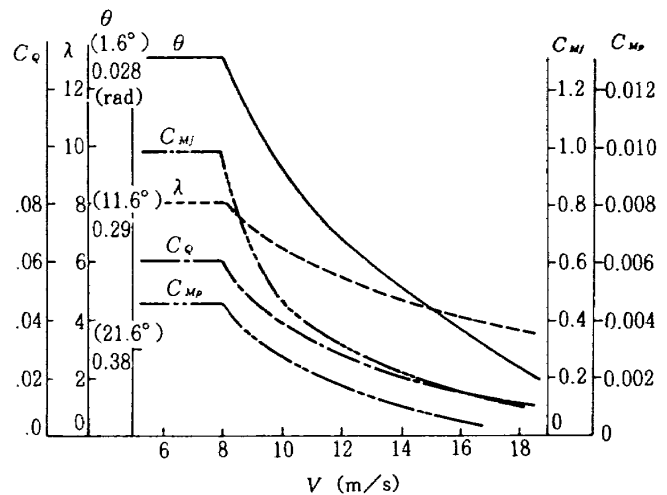
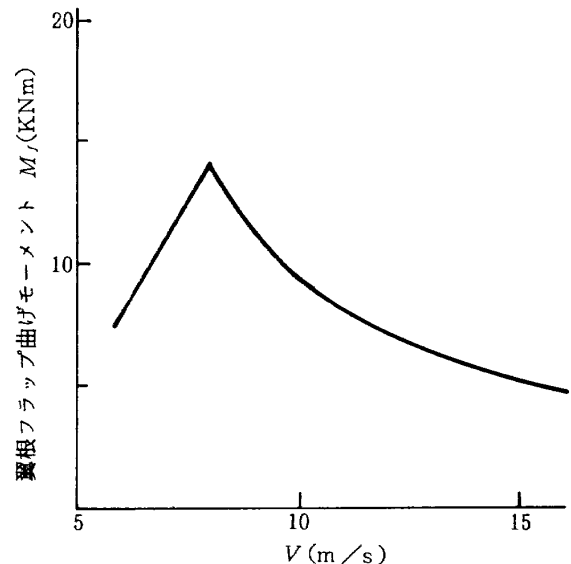
倍、case B で3.7倍になり、出力は case A で6.6倍、case Bで2.7倍になる。遠心力は回転数の2乗に比例するので case A で約40倍の1200kN、

図 3-7 翼根フラップ曲げモーメント (M_f)

case B で約 14 倍の 410kN となる。このような回転数に耐える風車を作るにはブレード、ハブ、回転軸、塔まで堅牢な構造で作らなければならない。その様な風車はエネルギー取得量の大きい風速 5～8 m/s 付近では応答の極めて遅い風車になって仕舞う。したがってロータの軽量化をはかり、風車全体の建設コストを下げるためには、強風中でも過回転を起こさないように、回転数を正確に制御出来ることが風車のシステム設計の最も重要な条件となる。

ピッチ角制御で回転数が正確に定格値に制御できる風車においては、風速に対してピッチ角 (θ)、トルク係数 (C_q)、周速比 (λ)、曲げモーメント係数 (C_{Mf})、捩れモーメント (C_{Mp}) は図 3-8 のように変化する。このピッチ角、周速比より風速に対する翼根曲げモーメントを計算すると、図 3-9 のようになる。ブレード荷重は定格風速で最大になり風速が増加するに従って減少する。これらの結果を基に 20kW 級風車のロータ系、ピッチ制御装置を設計した。

本風車のピッチ角可変範囲は運転ピッチ角側を最も効率の良い角 0.028 rad (1.6deg) (半径 75% 位置で回転面からの角度) として、フェザーリング側を風速 60 m/s とき、回転数が定格値を越さないピッチ角 1.07 rad (61.6deg) とした。

図 3-8 定格回転数に制御されている風車の風速と θ , C_q , λ , C_{Mf} , C_{Mp} の関係図 3-9 14m ϕ 風車の翼根フラップ曲げモーメントの計算値
(ピッチ制御により回転数一定とすると)

ピッチ角変化速度 ($d\theta/dt$) が小さいと風速の変動に対して追従性が悪くなり、制御時の回転数変動幅が増大する。また必要以上にピッチ角変化速度を大きくすることはピッチ角制御のために消費する動力を増大させるばかりでなく、回転数制御系を不安定にすることになるので好ましくない。本風車では 1 kW 模型風車¹³⁾及び 5 kW 風車¹⁴⁾の研究結果から次のように設計した。まず対象とする風車の回転数制御系には共振周波数が存在する。風速の変動がこの周波数より十分高い成分では風車が追従しえない。また十分低い周波数成分では遅れなく追従するから問題とならない。風車

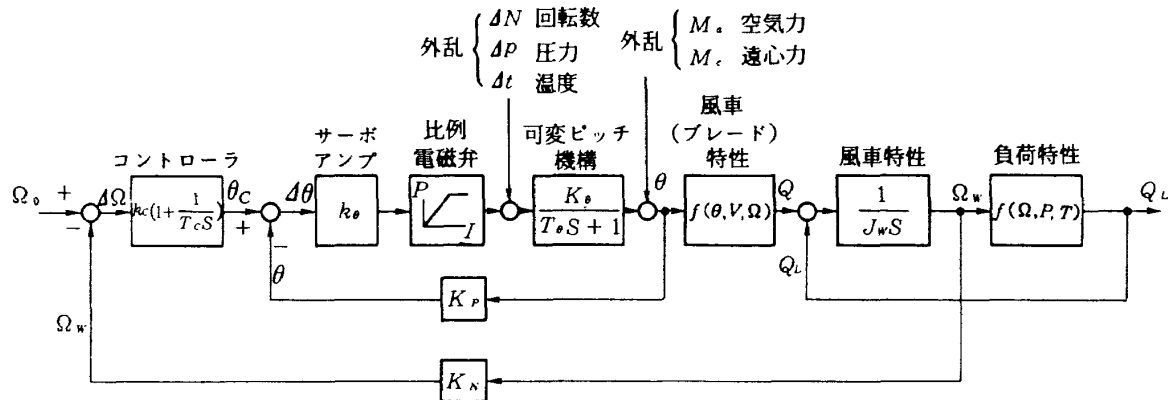


図3-10 風車回転数制御系ブロック図

の回転数制御系の共振周波数と風速の周波数が同程度で、かつ同位相で変動している時、共振状態となる。風車の回転系を単純化して図3-10に示す。ここで J_w はブレードと回転軸を含めた慣性モーメントである。

20kW級風車用に製作した半径7mブレードの回転軸回りの慣性モーメントはブレード（ハブ部を含む）2枚で $2.64 \times 10^3 \text{ kgm}^2$ 、軸と負荷ポンプで約 294 kgm^2 であるから、図3-10の風車特性の時定数は負荷トルクにより異なるがおよそ20-30秒（0.04Hz）である。また自然風の20-30秒の周期の風速の変動率はおおよそ 1 m/s^2 である。

いま風車が定格風速 8 m/s で定格回転数の 87 min^{-1} で回転していて、1秒後に風速が 9 m/s に増加したとき、回転数を引き続き一定に保つた

めには周速比が8.0から7.1に変化し、トルク係数が0.06から0.047の新たな作動点に変化する必要がある。この作動点をトルク係数対周速比図で見ると図3-11のようになる。ピッチ角は一秒間に 0.028 rad （ 1.6° ）から 0.12 rad （ 6.6° ）に変化させれば良いことになる。年に何回か生じる突風を考慮して約 0.175 rad/s （ $10^\circ/\text{s}$ ）を設計値とした。

ブレードが風を受けて回転しているとき、ピッチ軸まわりに空気力によって生じる振れモーメント（ATM）と遠心力によって生じる振れモーメント（CTM）が作用する¹³⁾。

ATMは翼素-運動量理論を用いた計算（石田洋治氏の計算）によると図3-12のようになる。本風車は定格負荷が接続されている時、定格風速の 8 m/s を越えると回転数が定格値を 87 min^{-1}

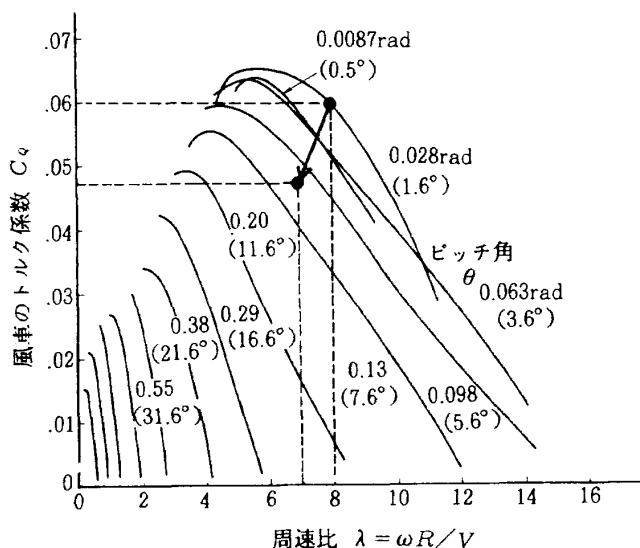


図3-11 風車のトルク係数

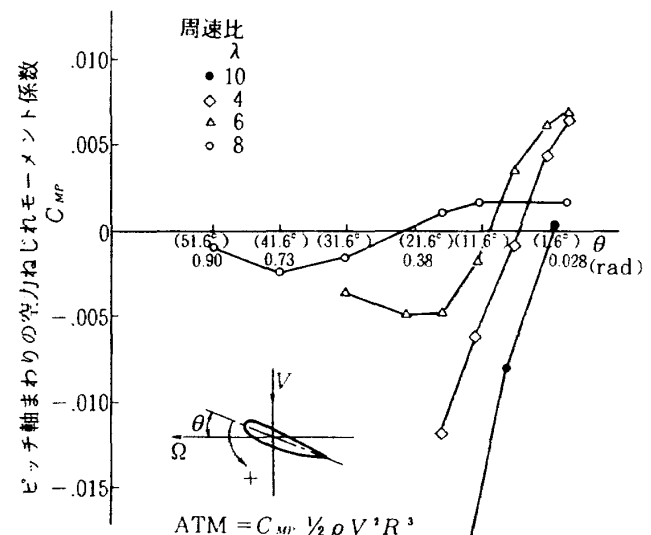


図3-12 ピッチ軸まわりの空力ねじりモーメント係数

になるように常にピッチ角を制御している。したがって定格風速以上ではトルクは一定となり、トルク係数は図 3-8 に示すように変化する。各風速における周速比とピッチ角からピッチ軸周りの捩れモーメント ATM は図 3-13 のように計算できる。

CTM はブレードを翼素方向に 20 等分に分割し、

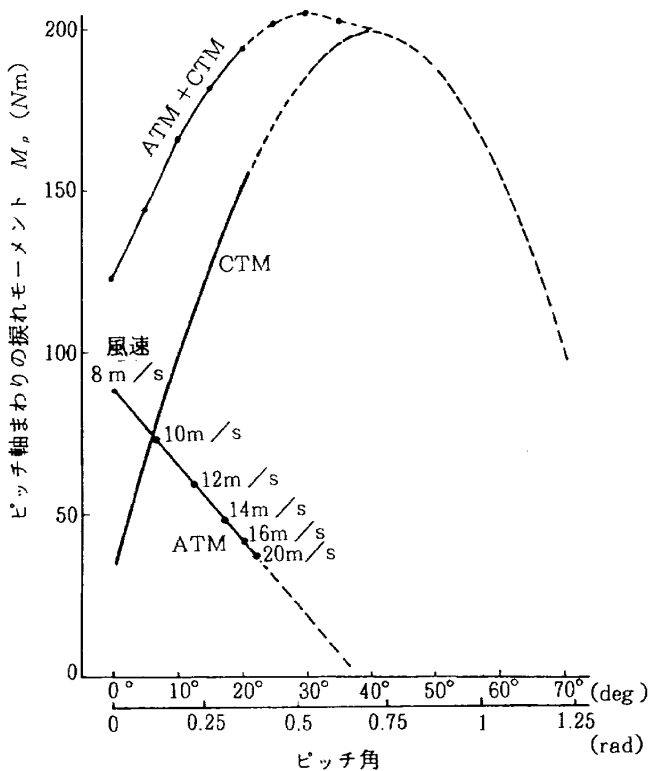


図 3-13 ピッチ角 θ と CTM + ATM の関係
(翼 1 枚あたり)

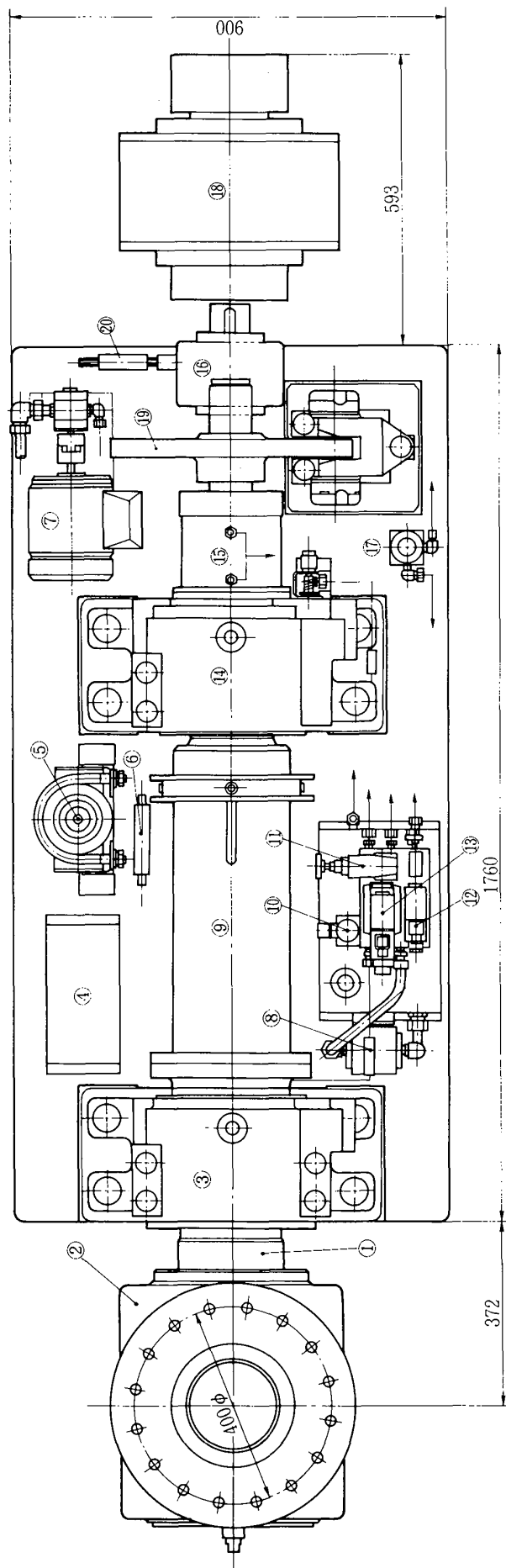
D ブレード 重量=120kg, 回転数=90min⁻¹ のとき

各翼素毎に翼型に沿って翼弦方向に質量を分布させ、それぞれの質量に働く遠心力と回転面との角度から計算できる。詳細の計算方法は文献 13 に譲るとして、結果だけを図 3-13 に示す、シェル構造で重量 120kg, ブレード半径 7 m, 回転数 90min⁻¹ の CTM の計算例を図中に示す。ブレードが半径方向に捩れ角を持たない場合はピッチ角 0.78rad (45deg) で CTM が最大値となるが、このブレードは先端と翼根で 0.51rad (29.5deg) の捩れ角を持っているので、最大値が 0.69rad (40 deg) 付近に移る。ATM と CTM の合計は図に示すようにピッチ角 0.44rad (25deg) 付近で最大となり、その値は約 200Nm で、回転面に近づく方向(頭上げ)に働く。ブレードのピッチ軸周りの捩れモーメント、ピッチ角変化範囲、ピッチ角の最大変化速度が決まるとスプリングバネ常数、油圧シリンダーストローク、シリンダー容積、作動油圧、油圧流量、ポンプ容量が逐次決められる。これら油圧系の設計値を表 3-2 に示す。

図 3-14 に風車回転軸とピッチ変角機構部の全体図を、図 3-15 に主軸断面図を、写真 1, 2 に装置全体を示す。主要構成部品はブレードを取り付けるハブ、前後 2 箇所支持された主軸、主軸内に組み込まれたピッチ変角機構、ディスクブレーキ、負荷ポンプ等よりなる。ピッチ変角機構は主軸の中心部に前後方向に移動可能なピッチロッドを設け、ハブ側にロッドの移動をピッチ軸

表 3-2 14φm 風車ピッチ制御装置の主な仕様

項 目	仕 様	備 考
運転ピッチ角	0.0279rad (1.6°)	ストッパーで位置決め
フェザーリングピッチ角	1.0759rad (61.6°)	調整可能
最大ピッチ角変化速度	0.1745rad (10°/s)	油圧バルブで調整可能
最大駆動トルク	1.2kNm	1.7kNmまで上昇可能
スプリングバネ常数	61.5N/mm	
最大スプリング反力	12kN	10kNで使用
シリンダーストローク	127mm	
シリンダー断面積	24.6cm ²	
作動油圧	459×10 ⁴ Pa	最大642.6×10 ⁴ Pa
油圧流量	3.97ℓ/min	
油圧消費動力	1.5kW	



名	称	名	称	名	称
1	シャフト	8	オイルフィルタ	15	油圧回転継手
2	ハブ	9	スプリングケース	16	カップリング
3	前軸受	10	電磁弁	17	ブレーキアキュムレーター
4	コントローラ	11	リリーフ弁	18	油圧ポンプ
5	起動用アキュムレーター	12	電磁切換弁	19	ディスクブレーキ
6	ピッチ角検出器	13	電磁比例リリーフ弁	20	端子板
7	電動ポンプ	14	後軸受		

図3-14 20kW 風車主軸・ピッチ変角機構部

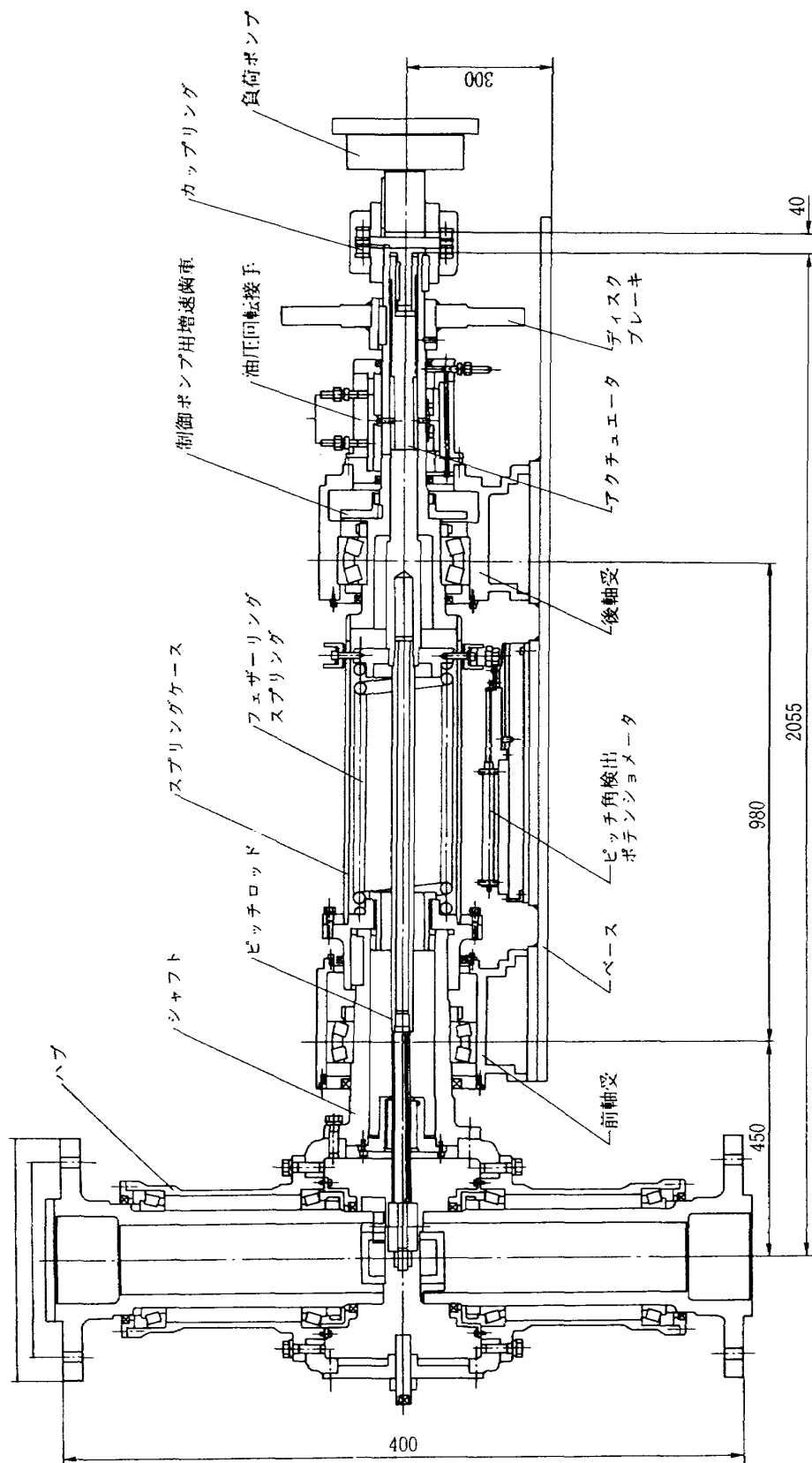


図 3-15 20kW 風車ハブシャフト及び可変ピッチ機構部断面図



写真1 直径14mの風車ブレードとナセル

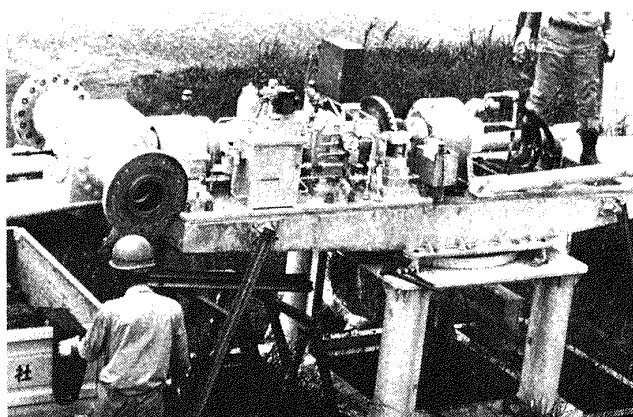


写真2 主軸とピッチ制御装置

回りの回転角に変換するリンク機構を取り付けている。一方、軸内の中間部にロッドを後方に押し付けるフェザリングスプリング及びロッドの移動量を検出するピッチ角検出器、さらに軸後方の軸内に油圧アクチュエータ、またそれに接続して油圧回転継手を設けている。

本風車は

- 1) ピッチ変角機構が主軸内に組み込まれ、軽量コンパクトである
- 2) 軸内にフェザリング・スプリングを設け、油圧系、電気系が故障したときでも自動的に確実にフェザリング動作を行う
- 3) 電磁比例リリーフ弁で制御しているため、油圧回路がシンプルで信頼性が高い
- 4) 油圧－電気制御方式のため、応答性が良く制御パラメータの変更が容易である
- 5) ナセル内に増速機を持っていないため、ナセル重量を軽くできる

等の特徴を持っている。

実際の風車を設計するときにフェザリングスプリングの反力を幾らに決めるか、問題となる。反力が弱いと、回転数制御系の故障で過回転数になった時、風車が停止してくれない。また必要以上に強くすれば、油圧源で大きな動力を消費することになる。本風車の回転数制御精度は定格回転数の $\pm 5\%$ 程度を目標にしているが、万一の時を考慮して定格値の50%をオーバースピードしてもフェザリング動作が確実に出来るようにスプリングの反力を決めた。図3-13に示すように運転ピッチ角における振れモーメント M_p は120 Nm(1枚分)、最大値となるピッチ角0.51rad(29deg)付近で200Nmである。スプリング反力は全てのピッチ角範囲でスプリングで発生する振れモーメントがATMとCTMの合計値を超えるように運転ピッチ角の位置で1000Nmとなるように決めた。

3.2 油圧制御回路

図3-16にピッチ角制御のための油圧回路を示す。主軸の回転力によって油圧ポンプを駆動し、発生した油圧を四方弁を介してアクチュエータに供給し、この油圧を電磁比例リリーフ弁で制御している。一方、起動用のアキュムレータを設け、ポペット型電磁弁を介して油圧回路に接続している。一般の油圧回路はアキュムレータで油圧を安定化させているが、この装置ではアキュムレータを風車の起動時の油圧源として使用している。したがってアキュムレータへの油圧充填は通常のピッチ角制御時において制御系に外乱を与えないように電磁弁を全閉の状態に極少量づつ、時間をかけて行うことが特徴である。風車を起動させる時は、電磁弁を瞬間(0.5秒位)開いてアキュムレータから油圧をアクチュエータに導き、ブレードピッチ角を0.70rad付近の起動ピッチ角に移行させる。ブレーキは主にメンテナンス時に使用するが、電磁比例弁が故障したとき、四方弁を切り換えてブレーキを作動させ強制的に風車を停止させる回路構成になっている。また電動ポンプは主ポンプの性能低下時と無風時のピッチ角制御系のテスト及びブレーキ作動時に使用する。

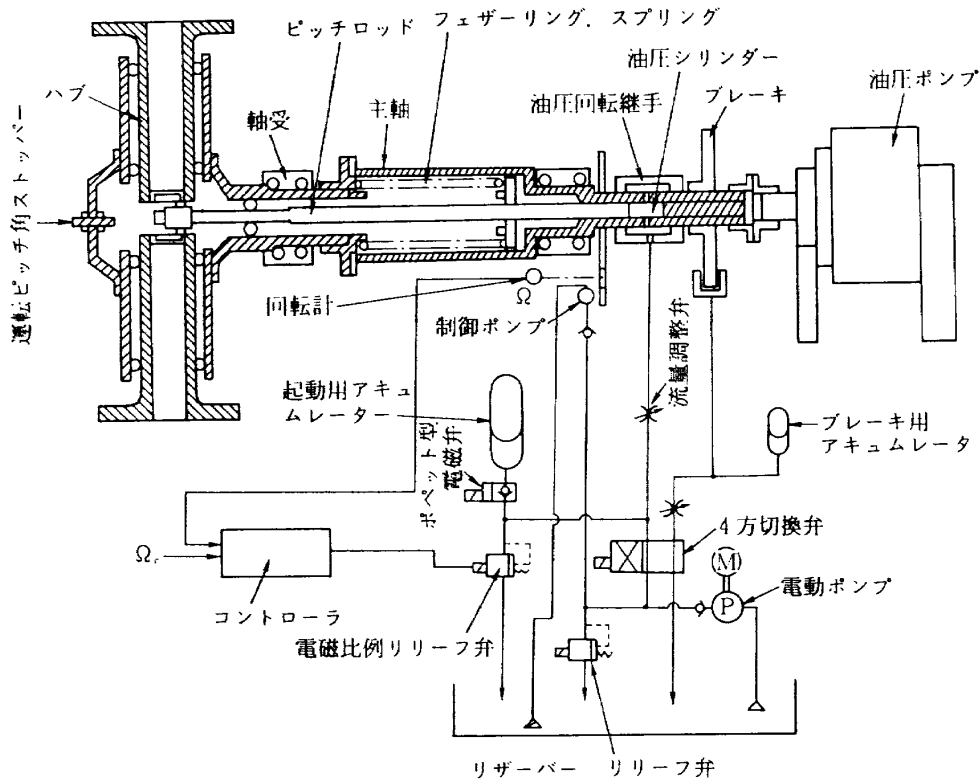


図 3-16 風車のピッチ制御装置

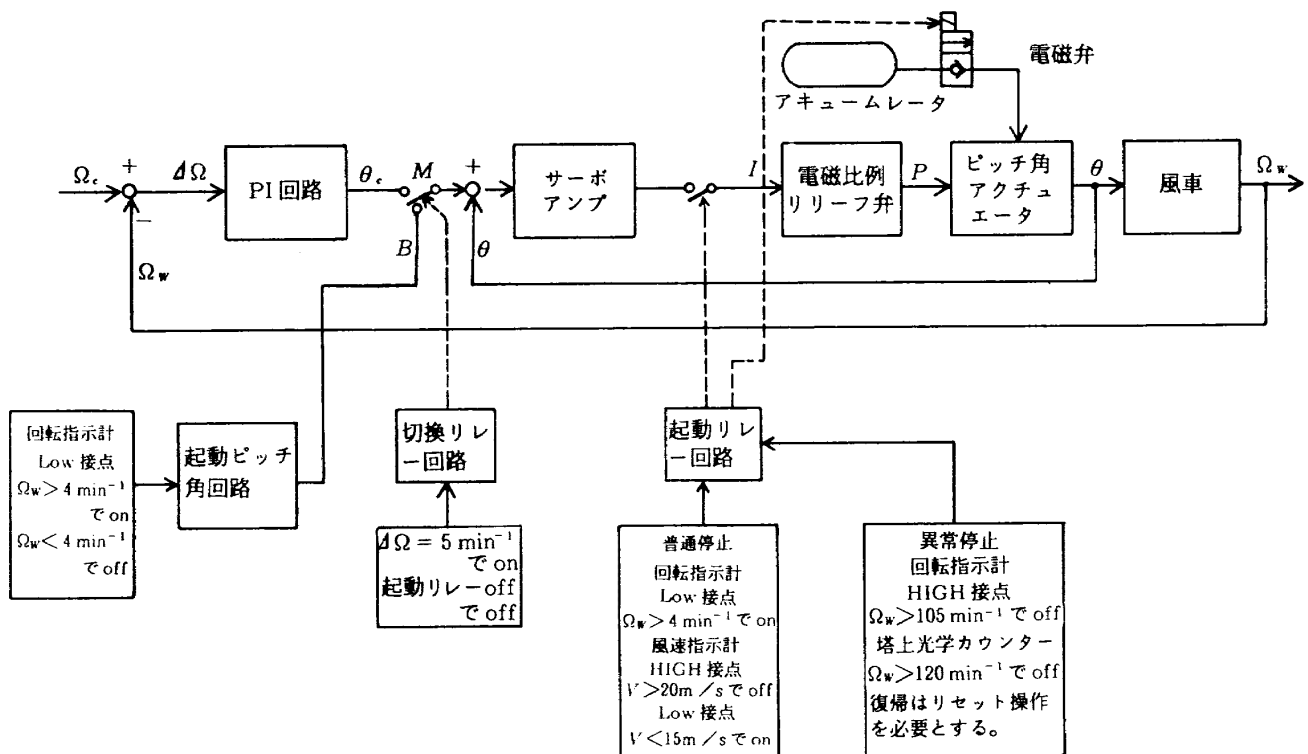


図 3-17 風車制御ブロック図

フェザーリング角への移行は電磁比例リリーフ弁と四方弁の何れでも可能で二重の安全回路となっている。

図 3-17 に制御回路のブロック図を、図 3-18 に運転時における起動リレー、ピッチ角、回

転数の作動形態を示す。ピッチ角は無風時にフェザーリング角の 1.07rad (61.6deg) で待機している。風速が 3.5m/s 程度になるとこのピッチ角で風車は回転を始める。回転数が 4min^{-1} を超えると回転計の LOW 接点が開じ、起動リレーが作

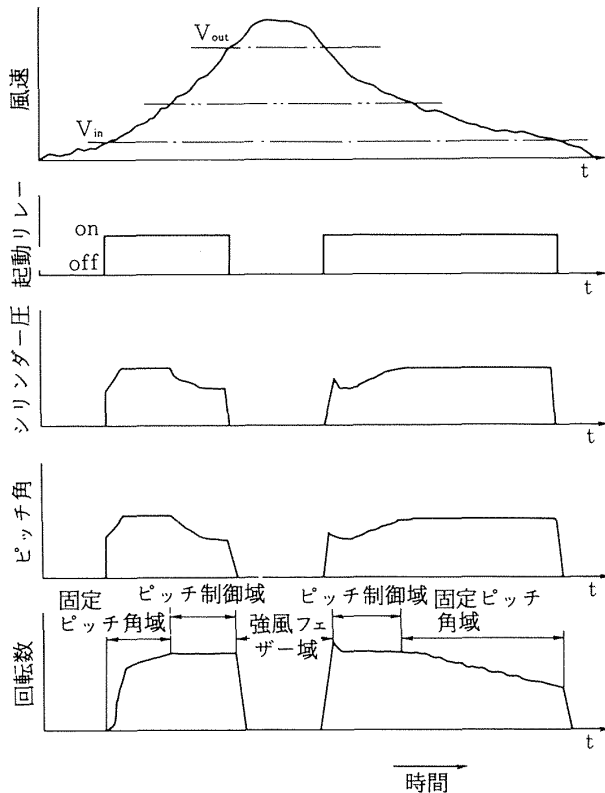


図 3-18 風速とピッチ制御の関係

動する。同時にアキュムレータの電磁弁が 0.5 秒程開いてピッチ角を 0.70rad (40°) 付近に移行させる。その後、起動ピッチ回路が作動して約 0.0087rad/s ($0.5^\circ/\text{s}$) の速度で運転ピッチ角に移行する。運転ピッチ角 (0.028rad) でストッパーに当たりそこで停止する。回転数はピッチ角 0.175rad 付近より急速に増加し偏差回転数が 5min^{-1} に達した時、制御モード切換リレーが作動して比例+積分 (PI) 制御に入る。風速が 8m/s までは運転ピッチ角 0.028rad に固定される。

風速が 8m/s を超えると PI 制御回路が作動して回転数一定の制御を行う。この時ピッチ角変化速度は最大 0.175rad/s まで可能となる。風速がさらに高まり 20m/s を超えると風速計の HIGH 接点が発動してピッチ角をフェザーリング位置に移行させ、風車を停止させる。風速が下がり 15m/s 以下になった時、風速計の LOW 接点が発動して風車を再起動させる。

本風車では制御系が異常作動したときの安全策として、

1) 回転計の上限値 (HIGH 接点) を越えたときに異常停止させる回路

2) ナセル内の光学的カウンタが異常回転を検出したとき停止させる回路
の二重の安全回路を持っている。

3.3 熱発生装置の概要

図 3-19 に本風車の負荷として製作された熱発生装置のシステム構成図を、写真 3、4 に装置の外観を示す。本装置は 1kW 級の予備試験で研究された成果を基に、日本飛行機(株)会社、松下精工(株)会社の協力で 20kW 用に大型化した。

装置は風車軸動力で油圧ポンプを駆動し、機械エネルギーを油圧の形で地上に降ろし、地上では油圧モータで再度回転動力に変換した後、圧縮機を駆動して熱を発生させる方式を採用している。このとき、油圧ポンプと油圧モータの間で回転数を約 8 倍に増速している。装置は大きく分けて動

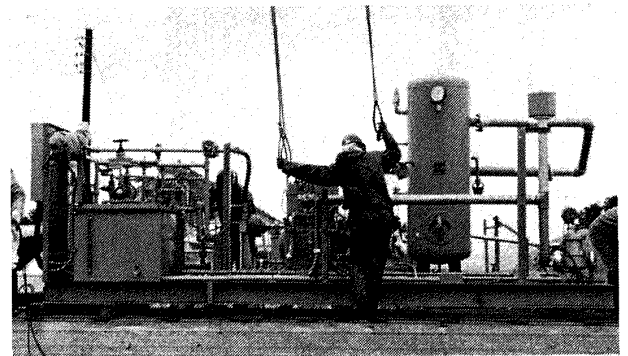


写真 3 熱発生装置



写真 4 熱発生装置コントローラ

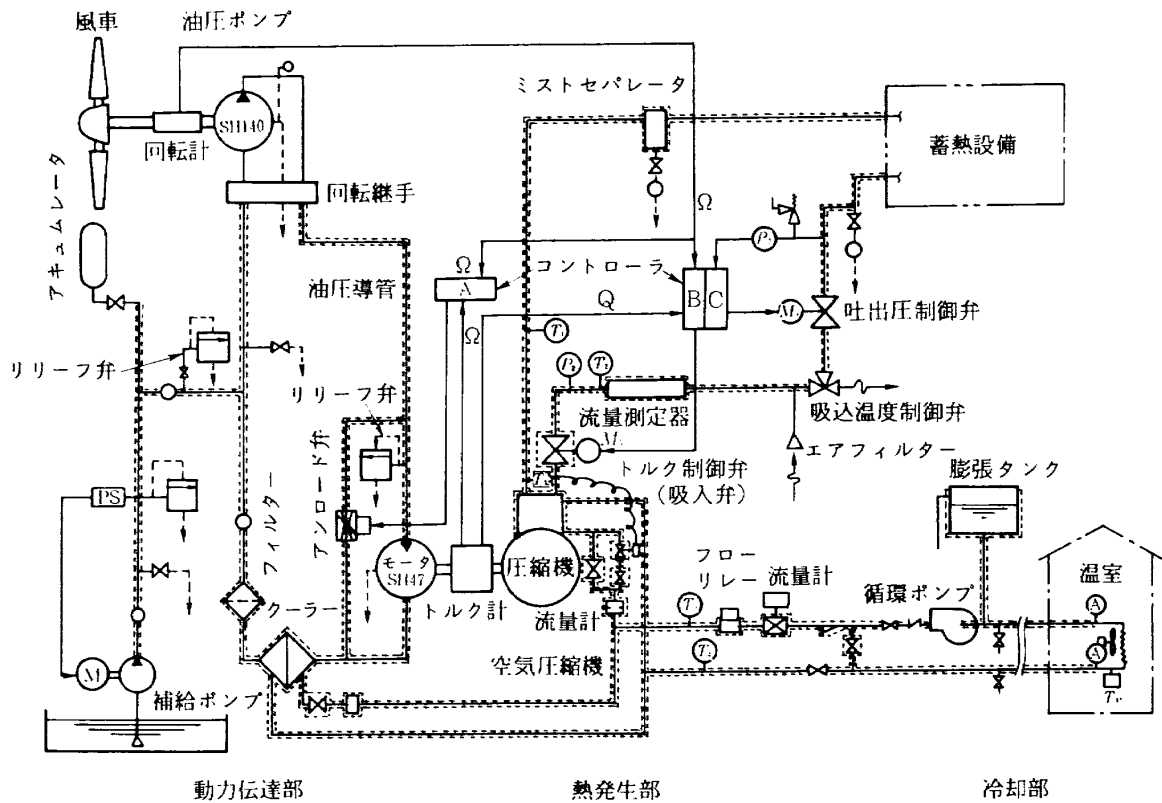


図3-19 熱発生装置システム図

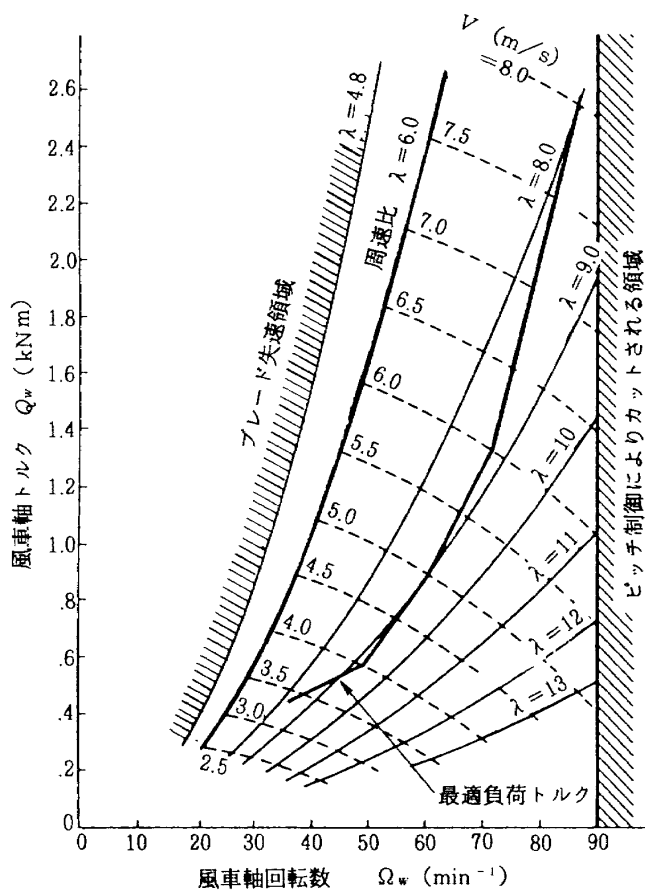


図3-20 直径14m 風車の風速、回転数ピッチ角 0.028radで運転のとき軸発生トルク関係

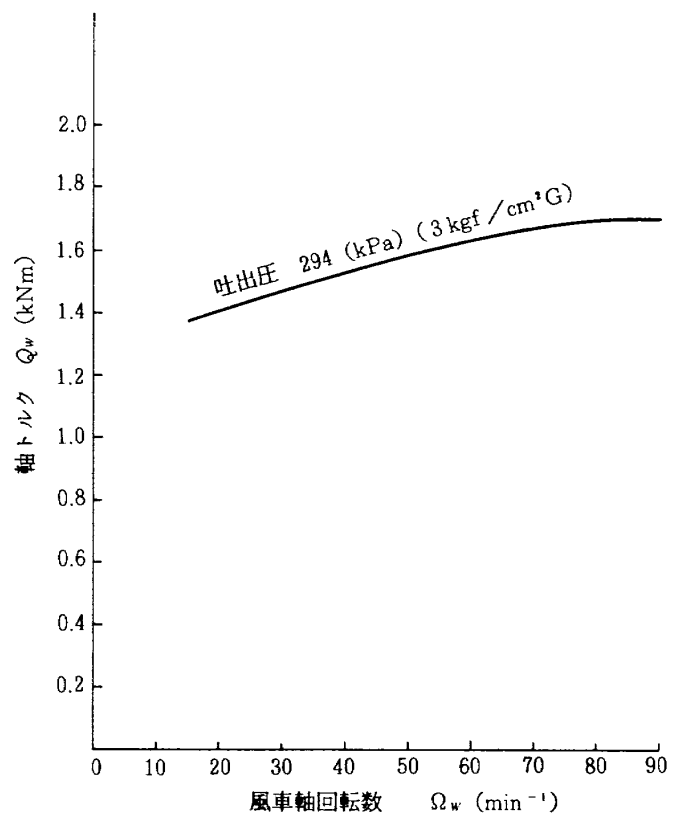


図3-21 吐出圧294kPaのときの圧縮機駆動トルク（風車軸換算）

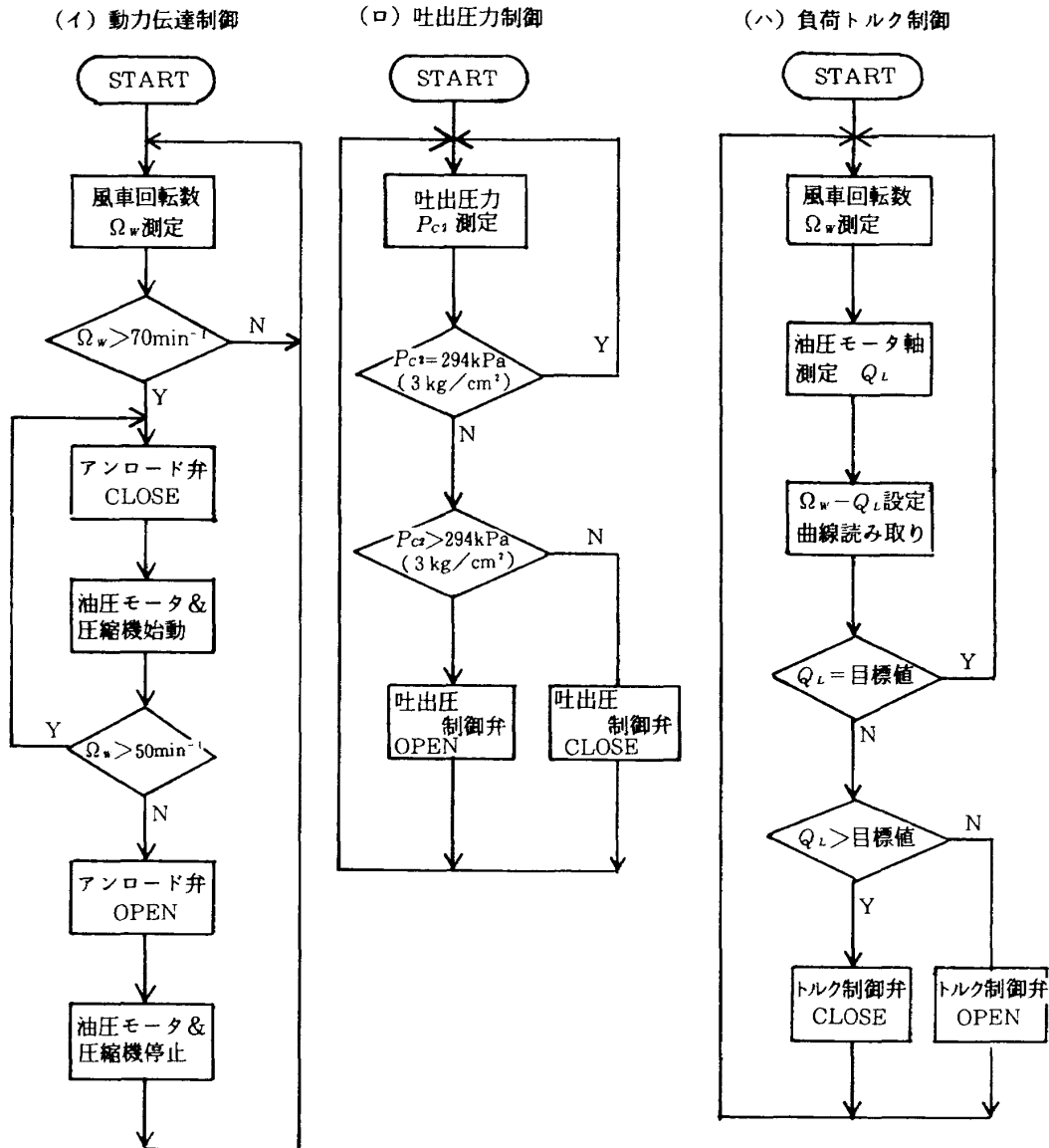


図 3-22 制御フロー

力伝達部、熱発生部、冷却（放熱）部より構成されている。

ポンプは地上 15m の高さに設置するため、風の無いとき、導管内の油が地上のタンクに逆流し、再回転時に振動の原因となる。この振動を避けるため、ポンプの吸込側に常時 294kPa (3kg/cm²G) 程度の圧力を加える必要がある。このため地上に補給ポンプとアキュムレータを設置している。また油の昇圧過程、移送過程で発生する熱も回収するため、導管を保温し熱回収器（クーラー）を設けている。

風車の負荷トルクは一般に風速の 2 乗に比例して変化することが望ましい。本風車の各風速および周速比における風車軸トルク特性を図 3-20

に示す。一方、負荷である圧縮機のトルクは別段の制御をしない限り図 3-21 のような特性になり、風速 6 m/s でも回転しない風車になって仕舞う。そこでこの負荷の特性を風車のトルク特性に合わせるために動力伝達部のアンロード弁、圧縮機の吐出圧制御弁、トルク制御弁を図 3-22 に示すシーケンスで制御している。

4. 動的シミュレーション試験

風車の据え付け後の調整作業は風の強い日に 15m の塔の上で行う事が多い。特にいつ強風が吹くか判らない、自然環境の中での作業は多くの困難と危険を伴う。塔に据え付ける前に自然環境に近い条件で風車を運転し、風車全体の性能を把握

すると共に、初期不具合を抽出すれば、改良も容易であるし、安全に最適な運転方法を確立することが出来る。このような理由から地上に於て風車と熱は発生装置を含めたシステムを組み合わせ、風車軸を電動モータで駆動した動的シミュレーション試験を行った¹⁵⁾。

4.1 試験装置

試験装置の構成図を図 4-1 に、モータ駆動部を写真 5 に、構成要素のブロック図を図 4-2 に示す。

装置は大きく分けて (1) ブレード特性を模擬する計算機、(2) 主軸を前方より駆動する減速機付きサーボモータ、(3) ブレードのピッチ軸回りの慣性を模擬するウェイト及びハブ、(4) ピッチ変角機構とピッチコントローラ、(5) 熱発生装置より構成されている。ブレード以外の実機風車と異なる部分は熱発生装置を結ぶ油圧配管のみである。実機の油圧配管は内径 31.5mm の鋼管製で長さ約 50m であるのに対して、シミュレーションでは同一内径で長さ 40 m のゴム製管を使用し

ている。

ブレード特性を模擬する計算機は SORD-M 243 型を使用した。計算機内の計算手順は図 4-3 に示すように風速、ピッチ角、回転数、軸トルクを取り込み、風速と回転数から周速比を計算し、次に周速比とピッチ角からブレードトルク係数を決める。この際ブレードのトルク係数と周速比の特性は各ピッチ角毎に風洞試験より得られたデータ (図 3-2) を使った。ピッチ角毎のトルク係

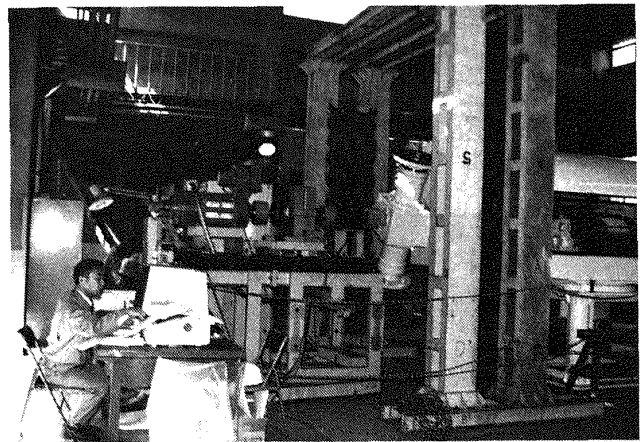
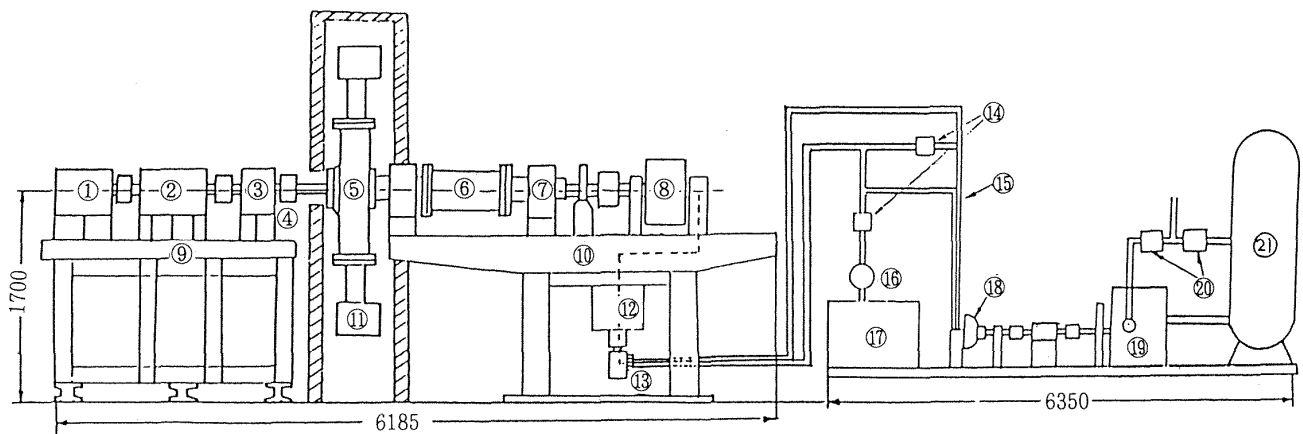


写真 5 動的シミュレーション装置



名 称	名 称	名 称
1 モータ	8 油圧ポンプ	15 油圧ホース
2 減速機	9 架台	16 補給ポンプ
3 トルク計	10 支持台	17 リザーバー
4 カップリング	11 ダミーブレード	18 油圧モータ
5 ハブ	12 スリップリング	19 圧縮機
6 スプリング	13 油圧継手	20 電動弁
7 軸受	14 電磁弁	21 エヤータンク

図 4-1 風車動的シミュレーション試験装置

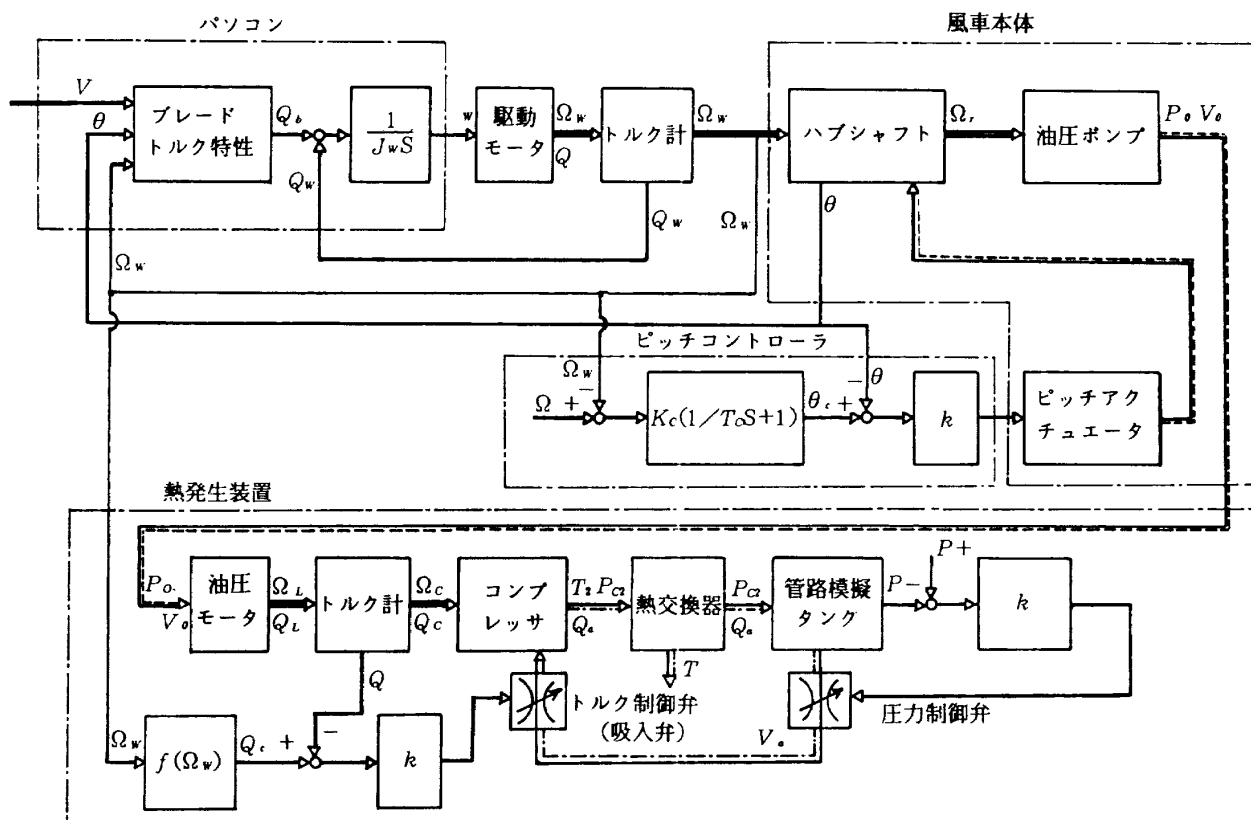


図4-2 20kW 風車動的シミュレーションブロック図

数カーブを予め計算機のメモリーに入れて置き、各カーブの中間点の必要なときは比例配分で補間して求めた。

次にトルク係数と風速からブレードの発生トルクを計算し、その時点で実測した軸トルクとの偏差を求める。回転数は偏差トルクと回転軸回りの慣性モーメントを使って次式で求め、駆動モータの回転数指令信号とした。

$$d\Omega_w/dt = (Q_w - Q_L) / J_w$$

駆動モータを回転させると、この軸に直結されている風車軸も回転を始め、ピッチコントローラ、ピッチ変角機構、油圧ポンプ、熱発生装置等がそれぞれの特性に応じて作動する。したがって風速が増減するフィールド試験と同じように風車、熱発生装置の各部の挙動を見ることができる。

ブレード特性をより正しく模擬するには風向と風車軸方向の偏差（尾翼の追従誤差）また風圧によるブレードの変形等によるブレード特性の影響をも含めて計算させることが望ましいが、この試験ではそこまで入れなかった。また計算機内のサ

ンプリング間隔は小さいほど好ましいが、計算機の性能に限界があるので0.25秒間隔で行った。

4.2 ピッチ制御系の周波数特性

ピッチ制御系の指令信号に正弦波信号を与え周波数特性を求めた。これを図4-4に示す。 G_1 （ゲイン）、 ϕ_1 （位相）は運転ピッチ角付近で $\pm 0.0175\text{rad}$ （ 1.0deg ）の微小振幅を与えた場合の応答、 G_2 、 ϕ_2 はピッチ角 0.175rad （ 10deg ）付近で $\pm 0.087\text{rad}$ （ 5.0deg ）の大振幅を与えた場合の応答例である。系は振幅に依存する非線形特性を持っている。この主な原因は油圧の流量を制限して速度制限を与えているためである。

4.3 起動特性

風車は風速 3.5m/s 程度から起動できれば、地上でそよ風を感じる程度の風で回ってくれる。風速 3.5m/s のとき、本ブレードの発生トルクは図3-2からわかるように $C_q = 0.02$ （ピッチ角 1.07rad ）として計算すれば、 165Nm となる。風車が回り出すとピッチ角は自動的に運転ピッチ

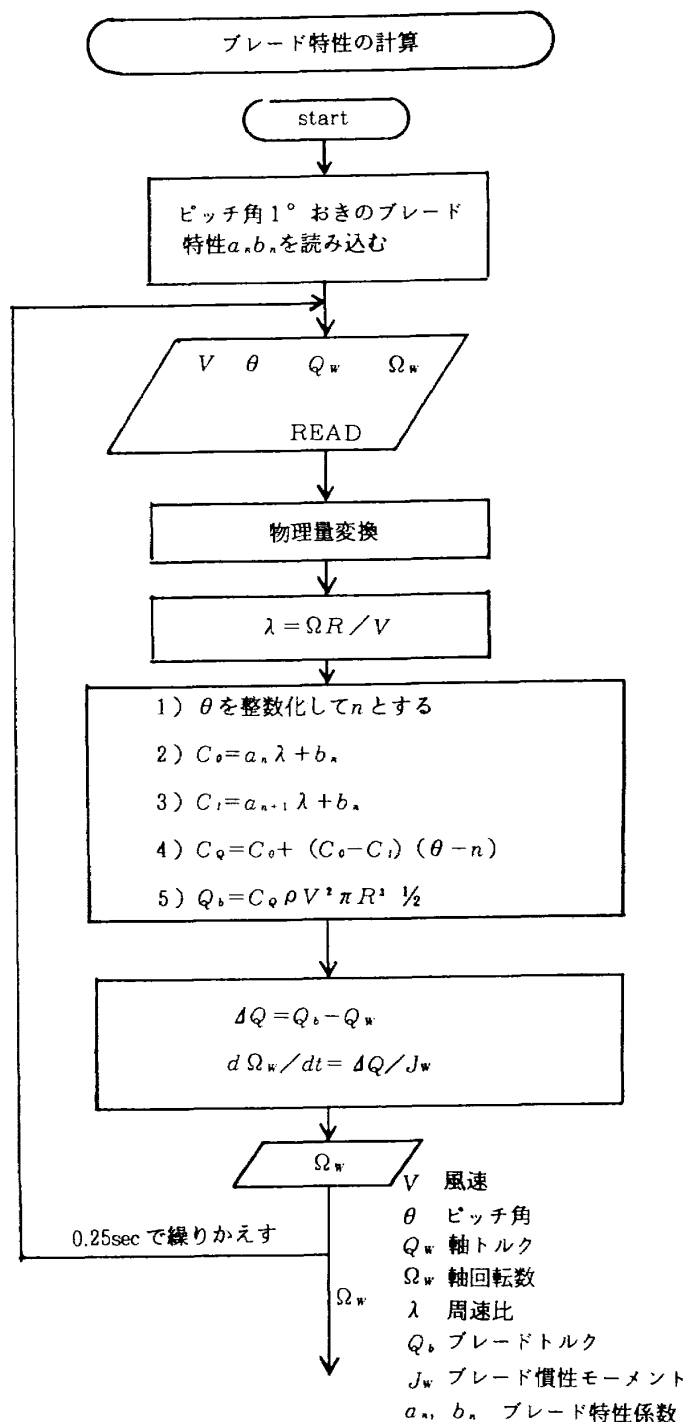


図4-3 ブレード特性の計算フロー図

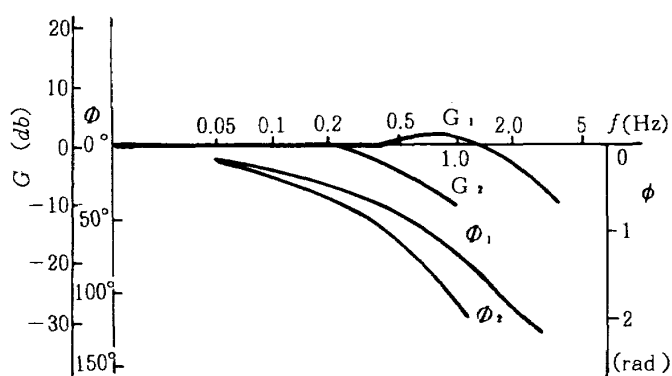


図4-4 ピッチ制御系の周波数特性

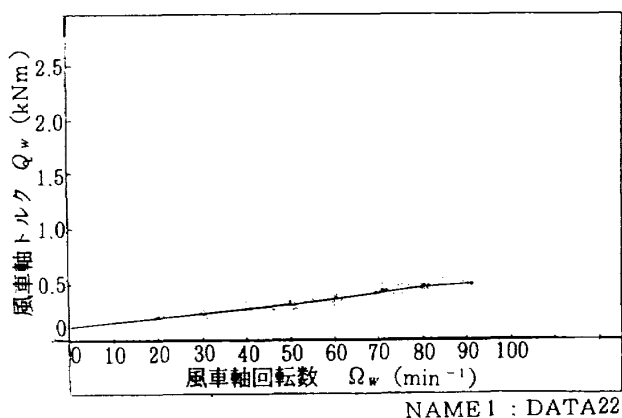


図4-5 風車起動トルク

角 (0.028rad) に移行する。運転ピッチ角ではトルク係数 C_q が 0.065 まで増加するので、風速 3.5 m/s でも 540Nm のトルクを発生する。本風車の起動特性を調べるためにアンロード弁を全開にして回転数に対するトルク特性を計測した。その結果を図4-5に示す。起動時で約 150Nm が必要であり、風速 3.5m/s で十分起動出来ることを確認した。また風速 3.5m/s でピッチ角が運転ピッチ角に達したとき、回転数は 70min⁻¹ まで上昇することも図4-5より判明した。しかしこのトルクではまだ圧縮機を駆動する力はない。どの風速で負荷を接続させるかが問題となる。

図4-6, 7に風車軸回転数をゼロから 60min⁻¹ まで上昇させて負荷 (圧縮機) を投入したときのトルク応答を示す。このデータより2つの問題点が明らかになった。

1) 圧縮機を駆動すると 1.3kNm 程度のトルクを必要とする。

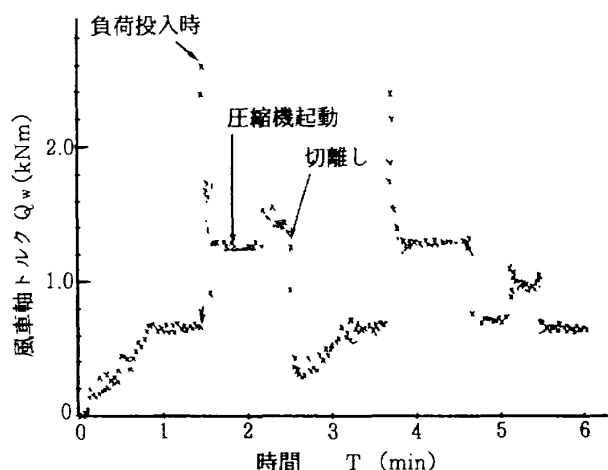


図4-6 負荷投入 (圧縮機起動) 時のトルク応答

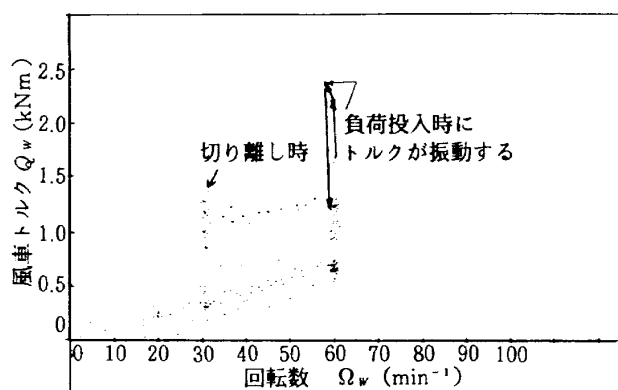


図 4-7 負荷投入，離脱時のトルク変動

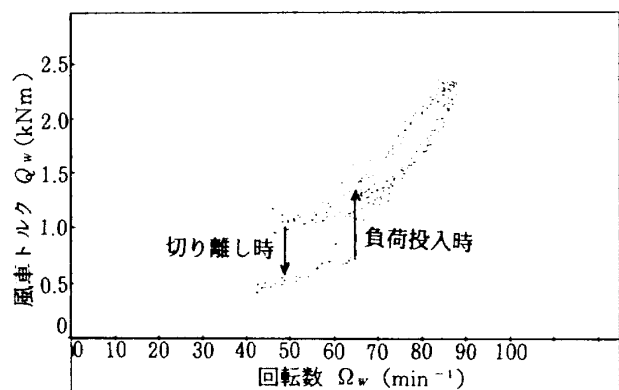


図 4-8 トルク変動軽減対策後のトルク特性

2) 負荷を投入すると瞬間的に 2.4kNm 付近までトルクが上昇する。このトルク変動はブレードや主軸，ポンプに対して好ましくない。

1) の問題は 1.3kNm のトルクを発生する風速 5.5m/s 以上，回転数 60min⁻¹ 付近で負荷を投入すればよいことを示している（図 3-20 参照）。

2) の問題は負荷に往復型の圧縮機を用いているので，可動部の慣性モーメントとシリンダー部の静摩擦が大きいことを示している。このトルク変動を減少させる対策として圧縮機を出来るだけ緩やかに始動させることにした。具体的な対策として，

1) アンロード弁の開動作速度を 2 段階にし，全閉付近で緩やかに閉める，

2) アンロード回路に適当な絞りを入れ，回転数の上昇に従って油圧を上げる，

等を施した。

その結果トルク特性は図 4-8 に示すように改善され，風車回転数の上昇と共に油圧も上昇して圧縮機は間欠的に 1～2 秒に一回転程度の割合で回転し，負荷投入時のトルク変動が大幅に改善できた。

以上の結果より，風車の起動はアンロード弁を全開，吐出圧制御弁全開，トルク制御弁全閉にしておき，軸回転数が 60min⁻¹ を超えた時点で，先ずアンロード弁をゆっくり全閉とし，次ぎに吐出圧制御弁を全閉として，それから吸い込み弁を風車の回転数に対応して調整する方式とした。

運転中に風速が下がり回転数が低下した時，過負荷になると風車は停止してしまう。その時ピッ

チ角がフェザーリング角に移行すると風車と熱発生装置の再起動に 5 分程度の時間を要する。4～6 m/s の弱風時に停止，起動を繰り返すとエネルギー変換効率の向上が期待出来ない。そこで低風速領域で負荷を素早く切り離して低トルクで風車を出来るだけ高速で空回りさせておき，次の風の波で負荷を素早く投入させてエネルギー取得量を大きくする運転方式が有利である。そのために動力伝達部のアンロード弁は有効である。

4.4 回転数制御特性

図 4-2 の動的シミュレーション系に模擬自然風を入力したときの回転数応答の一例を図 4-9，風速にたいする回転数特性を図 4-10 に示す。本風車は無負荷（圧縮機を起動させない時）風速 3.5m/s 以下で起動し，4 m/s を越えると急速に増速をはじめ約 90 秒で定格値の 87min⁻¹ に達する。風速が 8 m/s を越えるとピッチ角制御機

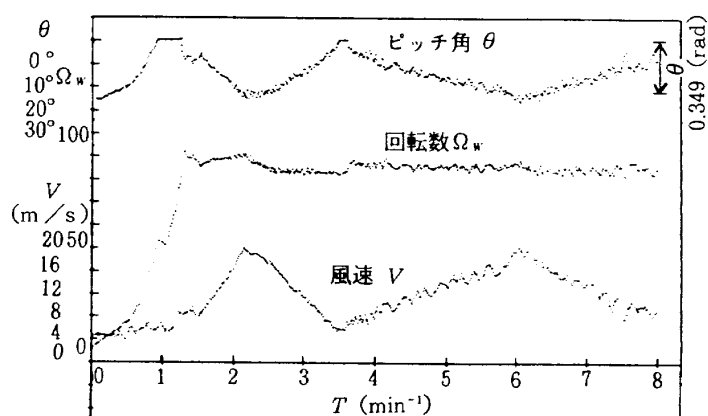


図 4-9 20kW シミュレーション試験結果

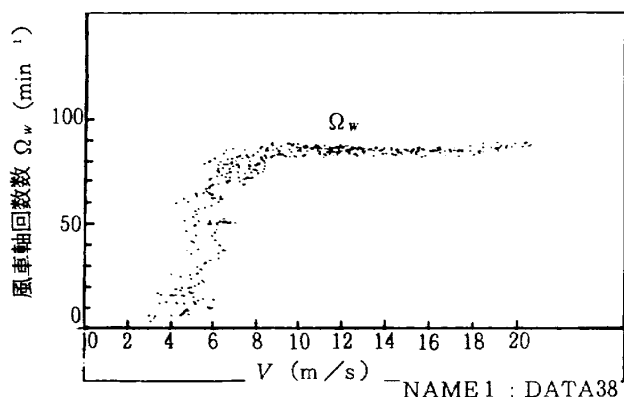


図 4-10 20kW シミュレーション試験結果
風速に対する回転数特性

能が作動し、回転数が一定に制御される。シミュレーション試験の結果、風速 20m/s まで変化させても回転数変動幅は±4%以下であり、良好な結果が得られた。

4.5 トルク制御特性

風車軸のトルク特性に熱発生装置の負荷トルクをマッチングさせるために、圧縮機の吸込側に電動の流量制御弁を設け、吸込流量を制御している。この方式は回転数の広い範囲で負荷トルクを変化させることが可能で、風車の負荷トルク制御にとって極めて有効である。原理は風車の回転数の 2 乗に比例する理論的に最適な圧縮機入力トルク値を設定し、油圧モータの軸トルク（トルク計の計測値）がこの設定値に一致するように空気吸込流量を制御している。

最終的に回転数に対するトルク特性を図 4-11 に示すように調整した。図中の実線は図 3-2 の運転ピッチ角における風車トルク特性をもとに回

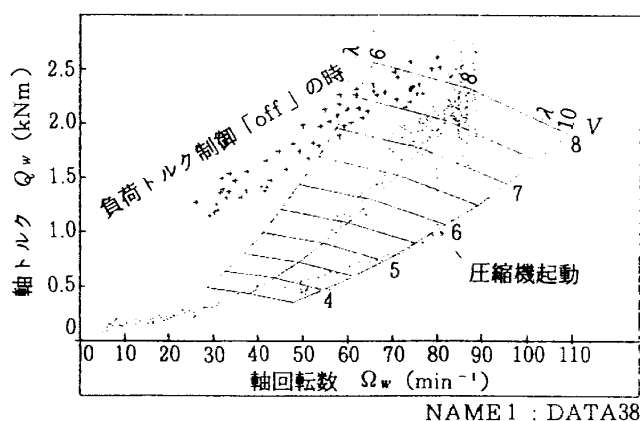


図 4-11 シミュレーションによるトルク特性

転数に対するトルク，風速，周速比の関係を示している。平均風速 5.5m/s 以下では圧縮機が起動しない。回転数 60~80min⁻¹の低速では油圧と圧縮機の冷却水により熱を回収する。一旦圧縮機が起動するとトルクは周速比 8 のラインに沿って変化しており、適正な風車負荷に制御されていることを示している。図中+印は負荷トルク制御回路を off にした時の応答で、最適周速比から大きくづれる。吸込弁によるトルク制御が有効に働いていることが確認された。

4.6 動力伝達特性

風車のエネルギーの伝達方式には電気方式、回転軸を地上まで延長する方式、本風車のような油圧方式等が実用化されている。油圧方式がどの程度の性能を有するものか、興味ある課題である。そこで、風車軸から見た装置各部の動力配分を計測した。

- 1) ナセル内の主軸受及びピッチ制御用ポンプ（ナセル損失と定義する）
 - 2) 負荷ポンプ、油圧配管及び油圧モーター（油圧損失と定義する）
 - 3) 圧縮機に inputs する動力のうち吐出空気に吸収される動力
 - 4) 冷却水及び圧縮機まわりから熱として放出される動力（動力に換算して）
- 等に分けて計測した。

回転軸のカップリングはナセル内の油圧ポンプ前と地上の油圧モーター後に設けている。2 個のカップリングの着脱を組み合わせるとナセル損失、油圧損失を計測した。その結果を図 4-12 に示す。

動力伝達損失を風車軸入力から地上油圧モータ軸出力までと定義し、図 4-12 を見ると定格回転数付近でナセル損失 1.2kW（定格出力の 6%）、油圧損失約 4 kW（定格出力の 20%）となる。したがって風車軸と地上回転軸の間の伝達効率は 74%である。油圧損失は油温を上昇させるために消費するとみてよい。その熱の約 50%を地上の油圧熱回収器で回収できるとして、最終的に風車の発生する動力の 84%が熱に変換されると見て

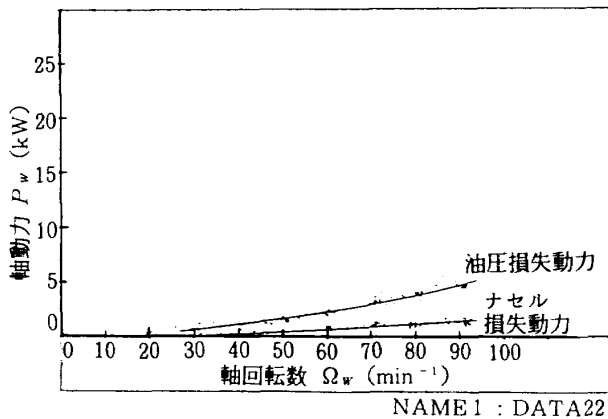


図 4-12 ナセル損失と油圧損失

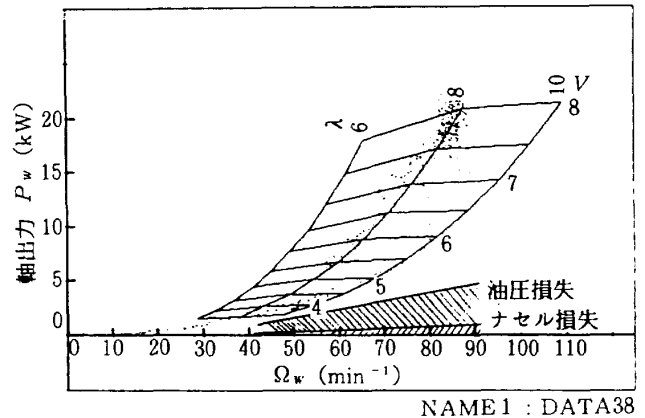


図 4-15 動力伝達特性

いる。

一般に動力伝達装置は定格値から外れると効率が大きく低下する¹⁰⁾。本装置のような油圧方式の伝達効率は図 4-13 に示すように回転数に対してほとんど変化しないことが特徴である。

圧縮機を駆動させるための必要最小動力（吸込弁全閉，吐出圧制御弁全開で得られる）を図 4-14 に示す。また最終的にトルク制御系を調整し

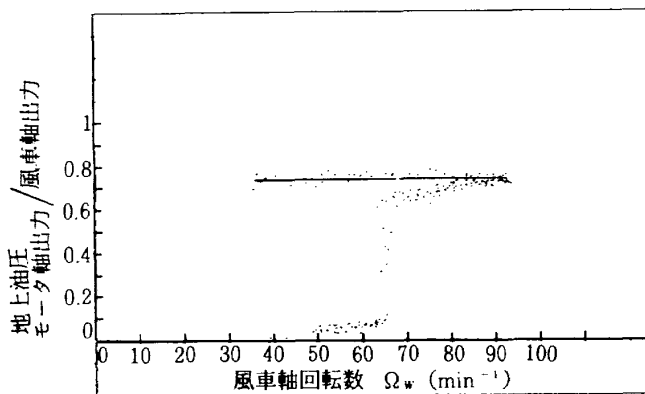


図 4-13 動力伝達効率

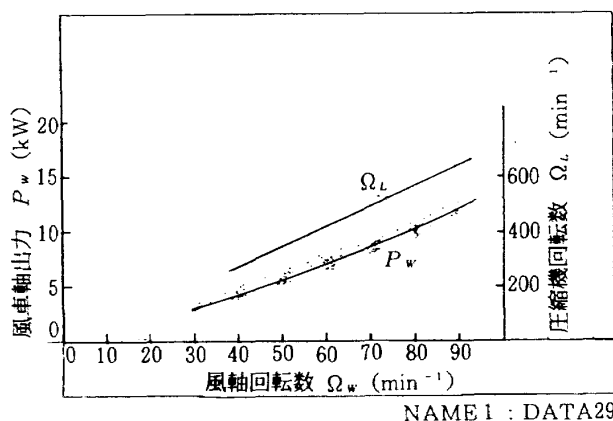


図 4-14 圧縮機を駆動するために必要とする動力（吐出圧弁全開，吸入弁全閉）

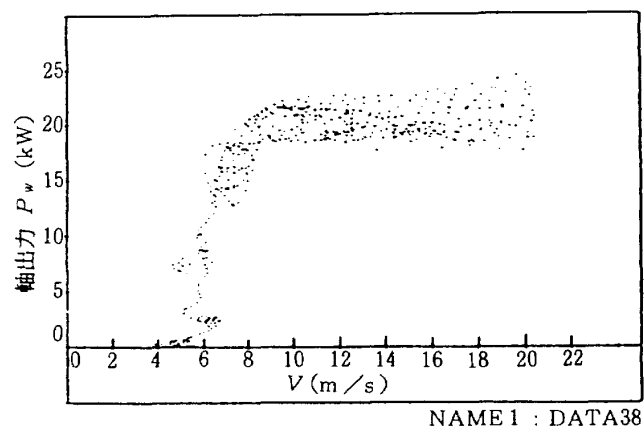


図 4-16 風速対風車軸出力特性

た後の動力特性を図 4-15 に示す。この試験は風速を 3 m/s から 20 m/s まで自然風を模擬して変動させた応答例で，定格回転数の 87 min⁻¹ 付近で 20~24 kW の動力が得られ，かつ周速比 8 のラインに添った適正負荷となっていること示している。また図 4-14 と図 4-15 を比較して，圧縮空気に吸収される動力は圧縮機入力動力のうち約 60% であり，残りは冷却水に吸収されることを示している。

風速に対する動力変動は圧縮機のトルク変動の影響を受けて図 4-16 に示す様に ±12% 程度となる。この変動の原因を調べるために，風速を制限波状に振動させて各部の振動波形を計測した。その結果を図 4-17 に示す。風速の周波数増加に伴い回転数の変動分は減少するが，トルク変動分は 0.4 Hz 付近で共振する。この原因は長い油圧伝達系の先に慣性力の大きい圧縮機が接続されているためである。フィールド試験では十分注意して試運転を行う必要があると予測された。

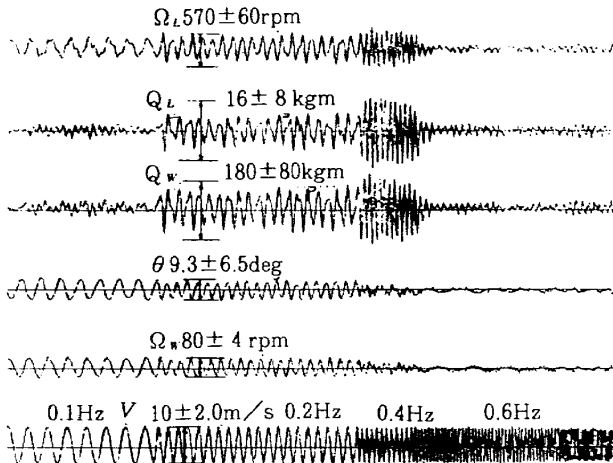


図 4-17 変動風速を与えた時の各部応答

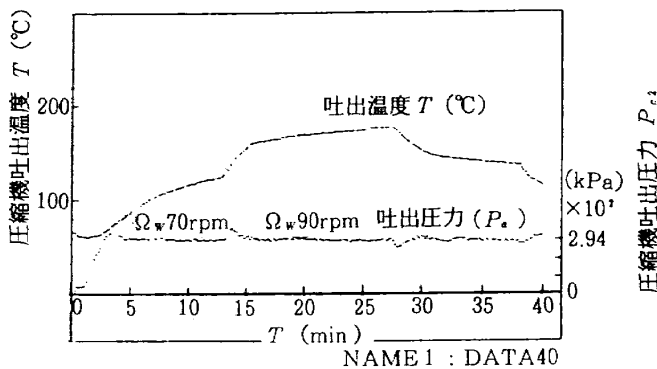


図 4-18 吐出圧力，吐出温度上昇特性

動的シミュレーション試験を実施した結果，本風車は風速 8 m/s 以上で平均 22kW の出力が期待できることが確認された。

4.7 吐出圧力，吐出温度特性

図 4-18 に吐出圧力，吐出温度の上昇特性を示す。回転数が 70 min^{-1} のとき，圧力は約 3 分で設定値の 294kPa (3.0 kg/cm^2) に上昇し，温度は 10 分で 60°C 上昇する。回転数 90 min^{-1} で 10 分程持続させると吐出温度は 170°C まで上昇する。蓄熱装置側から要求されている金属水素化物の水素吸脱温度は $140 \sim 170^\circ\text{C}$ であり，仕様を満足することを示している。

5. フィールド実証試験

風車は昭和 60 年 12 月に秋田県大潟村の秋田県立農業短期大学付属農場に据え付け（図 5-1），昭和 62 年 3 月まで実証試験が行われた¹⁾。この期間に通算 7 回秋田県大潟村に出張し，風車の運

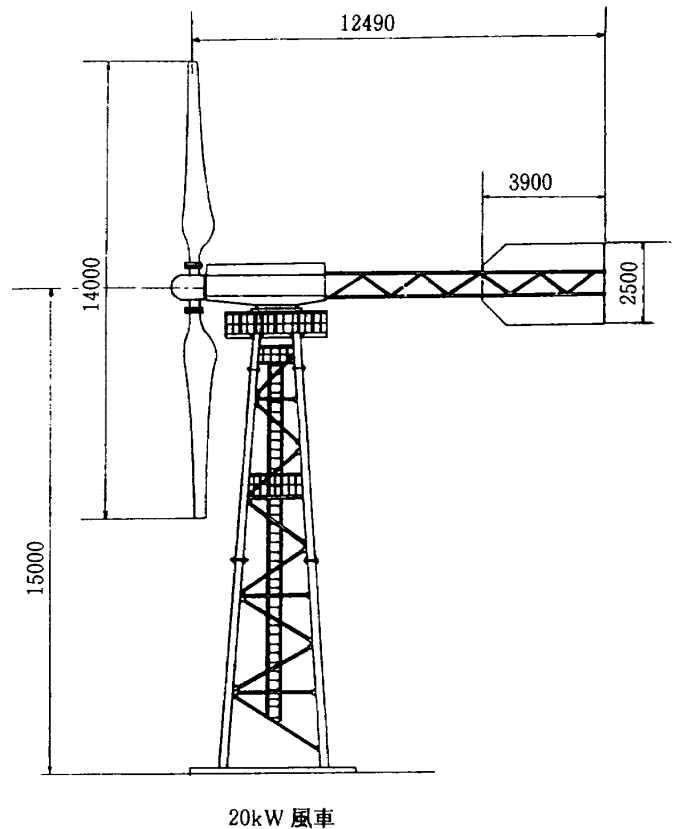


図 5-1 20kW 風車概要図

転データを収集した。試験項目と計測方法は，その都度若干異なるが，基本的に図 5-2 に示す項目を，14ch のデータレコーダー，12ch 打点式ペンレコーダー，15ch データローガー，パーソナルコンピューター等で収集した。据付工事作中の作業風景，計測室の機器を写真 6～9 に示す。

5.1 起動特性

図 5-3 に弱風時における起動特性を示す。地上熱発生装置より油圧ポンプの吸込側に与圧を加えている事もあって風速 3 m/s より起動し，起動特性は非常に良好である。与圧のための消費動力は平均 34wh で風車の定格出力に対して 0.17% に当たる小さな量である。風速 3～6 m/s の範囲で圧縮機は低速で回転しており，圧縮空気は殆ど生じない。圧縮機は平均風速 5.5 m/s 以上で起動し，一度起動すると風速 4 m/s まで停止しない。これらの結果はシミュレーション試験と良く一致した。

当初風車を効率よく起動させるために各回転数でトルク係数が最大値となるようにピッチ角を調

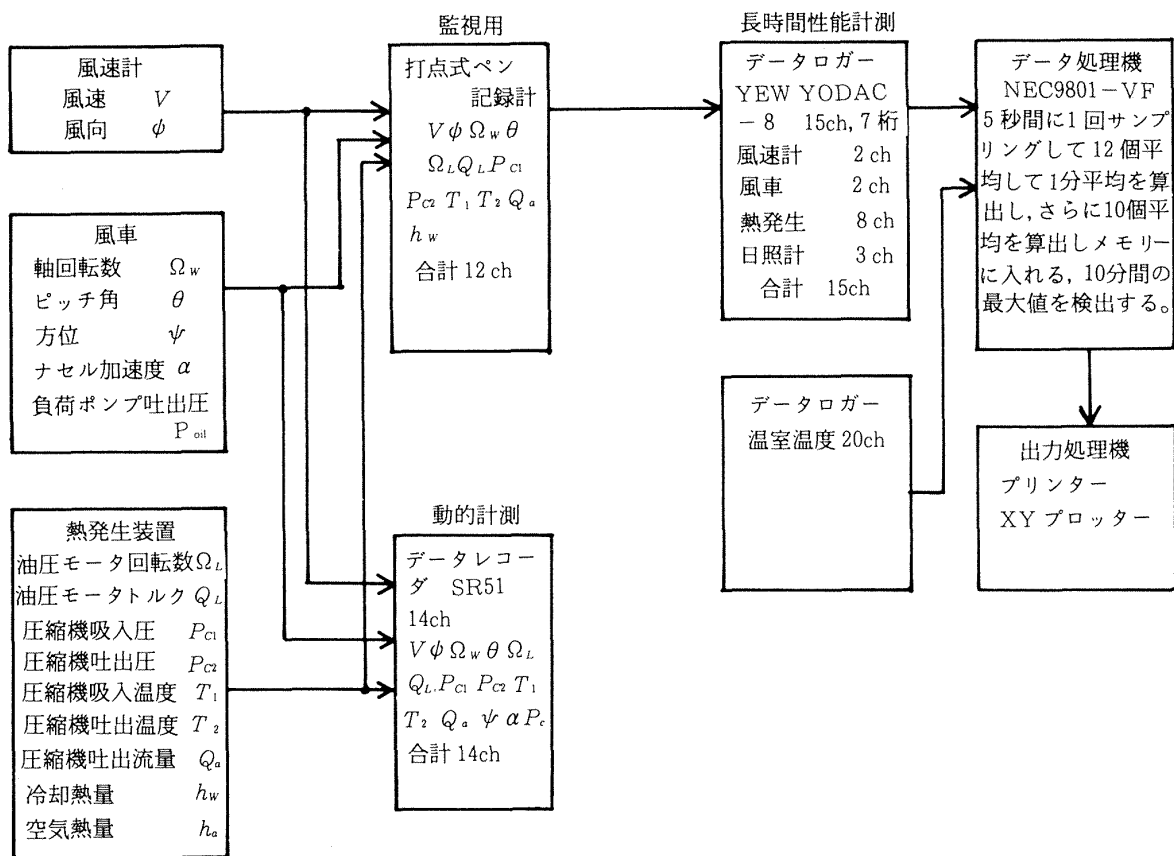


図 5-2 計測項目と計測方法

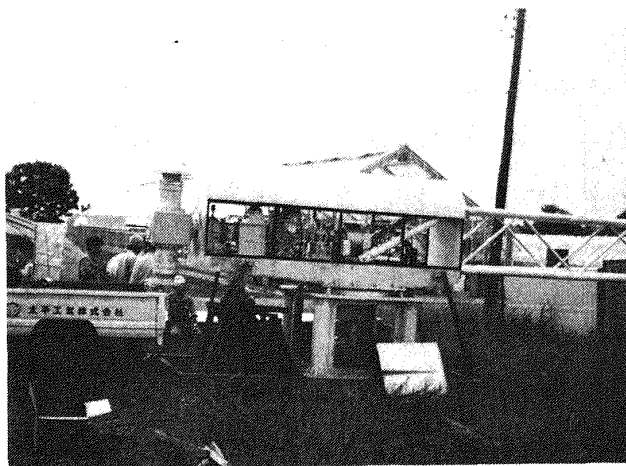


写真6 据付工事

写真8 直径14m ϕ 風車全景

写真7 据付工事



写真9 計測機材

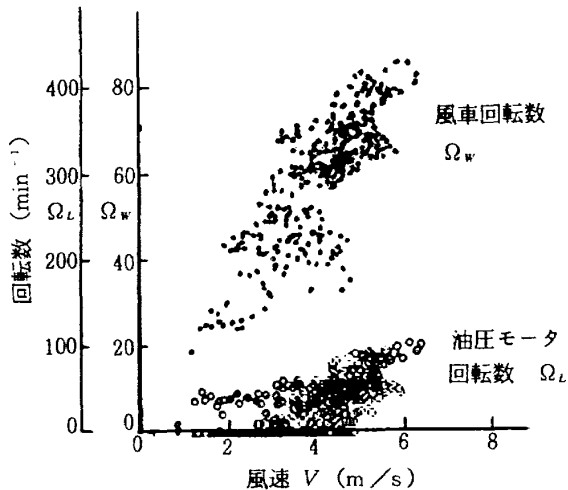


図 5-3 起動特性

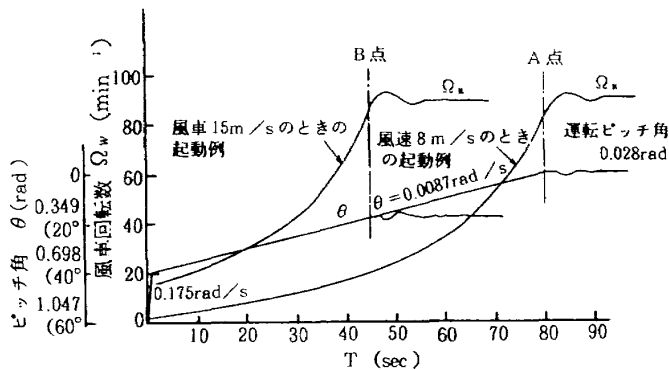


図 5-4 起動時の運転モード

整した。フィールド試験では確かに弱風時には早く増速してくれる。しかし強風時(15m/s程度)の起動では回転数が大きくオーバーシュートを生じた。これは風のエネルギーを常に最大限に取り込むようにピッチ角を与えているので、強風時の運転ピッチ角付近では回転角速度が大き過ぎるためである。完成後1ヶ月間運転した結果、しばしば強風時に回転数のオーバーシュートで非常停止回路が作動した。そこでピッチ角0.70rad(40deg)まで0.175rad/s(10deg/s)で変化させ、0.70radから運転ピッチ角までは0.0087rad/s(0.5deg/s)で緩やかに変化させる起動方式(図5-4)に改造した。

5.2 回転数制御特性

回転数制御を行っているときの風速 V 、ピッチ角 θ 、風車軸回転数 Ω_w の応答例を図5-5に、風速に対する回転数の特性を図5-6に示す。このデータは3秒間隔でサンプリングし、4点(12

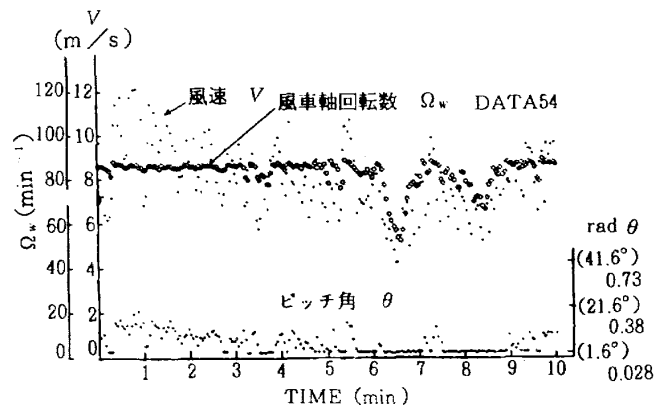


図 5-5 実証試験による回転数制御の応答(フィールド試験)

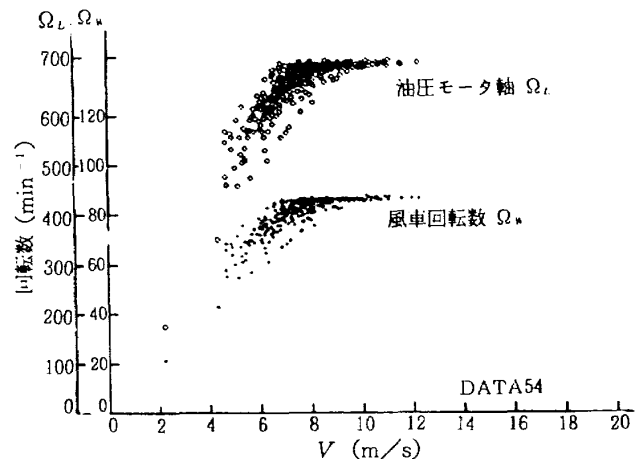


図 5-6 回転数制御特性(フィールド試験)(12秒平均)

秒)を平均したものである。風速8m/sからPI制御回路が作動し、回転数を定格値の87min⁻¹に確実に制御している。風速が増すほど回転数変動幅が小さくなり非常に良好な制御精度である。本風車は風速25m/sまで制御出来ることを確認した。当初の設計では風速15m/s以上で風車を停止させることを考えていたが、秋田地方の季節風は15m/s以上になる頻度が多く、試験運転の結果停止風速を20m/s、再起動風速を15m/sに調整した。この回転数制御特性は事前に行った動的シミュレーション試験と良く一致し、シミュレーション方法が妥当であったことが確認された。

5.3 トルク制御特性

本風車は風車軸にトルク計を設けていない。そこで地上の油圧または油圧モータ軸トルク計の計測値より風車軸トルクを計算している。シミュレー

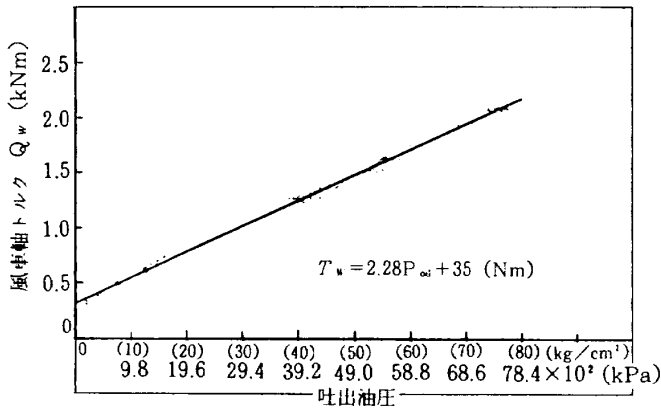


図5-7 油圧と軸トルクの関係
(シミュレーション試験)

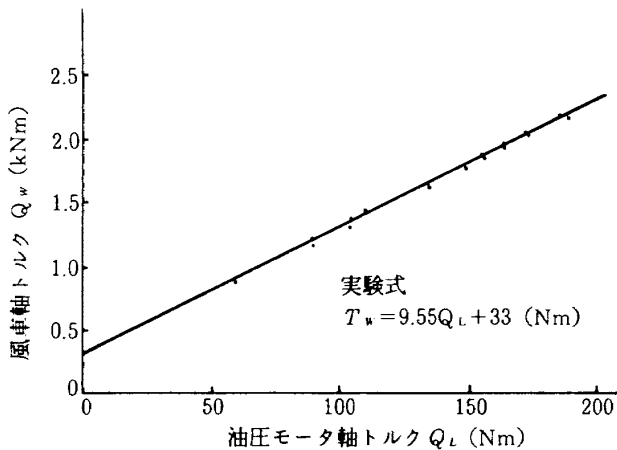


図5-8 地上油圧モータ軸トルクと
風車軸トルクの関係
(シミュレーション試験)

シミュレーション試験における風車軸トルクと油圧ポンプ吐出圧の関係を図5-7に、風車軸トルクと油圧モータ軸トルクの関係を図5-8に示す。いずれも一次式で近似できる。実証試験とシミュレーション試験の装置上の違いは配管の材質と長さ（実機では鋼管で50m、シミュレーションではゴム管で40m）だけであり、その他は同じ装置を使っているので運転条件（回転数、油圧、油圧温度）が同じなら、動力伝達特性も同じと見ることができる。注意すべき点は油温をシミュレーション試験と一致させることである。幸い油温は数時間運転すれば35-40℃となり、シミュレーション試験と同程度となる。そこで風車軸のトルクまたは動力値を必要とする場合は数時間運転した後の各部の温度が定常値に達したデータを使うようにした。図5-7、図5-8の実験式を使って風車軸トルクを計算して見ると、油圧から計算しても、油圧モータ

軸トルクから計算しても、両者は良く一致する。そこで昭和61年3月迄のデータは油圧から計算し、それ以降の科学技術庁の実証試験終了後は油圧モータ軸トルクから計算した（試験終了に伴い航技研の備品である油圧計を東京に持ち帰ったため）。

図5-9、図5-10に本風車のトルク特性を示す。シミュレーション試験と同様に周速比8の近傍で運転されており、適正な運転特性になっている。シミュレーション試験で現れたトルク変動は実証試験ではさほど大きな値とならず、運転上問題の無いことが確認された。

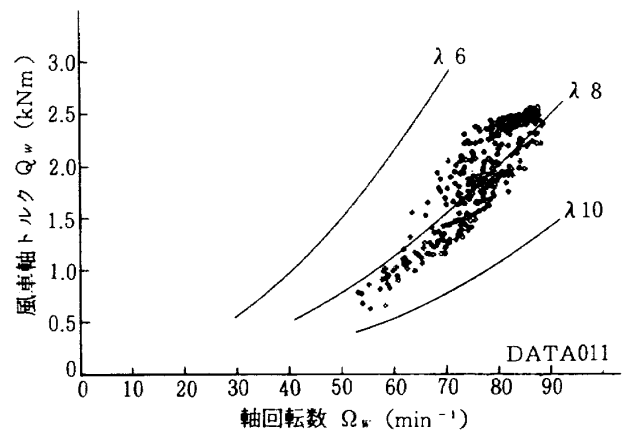


図5-9 回転数と風車軸トルク特性
フィールド試験結果

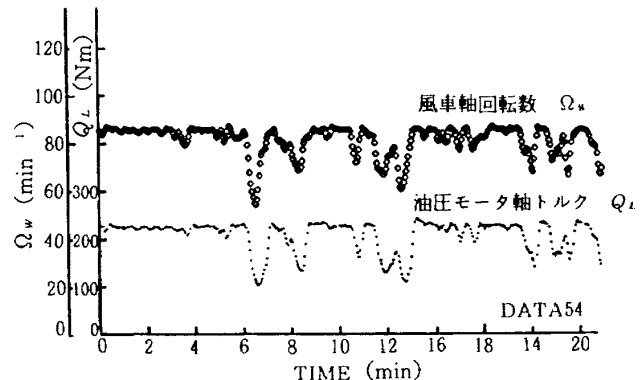


図5-10 風車回転数と油圧モータ軸トルクの
応答例（フィールド試験結果）

5.4 ピッチ角変化速度

図5-11に風速5-12m/sの範囲でのピッチ角変化速度を示す。最大ピッチ角変化速度は±0.087rad/s (5 deg/s)であった。この値は設計時の推定値より若干小さ目の値である。また風車回転数の変動成分の周波数スペクトルを図5-

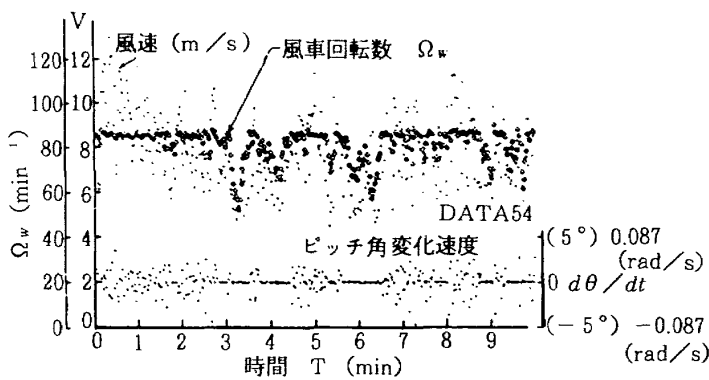


図 5-11 運転時の応答例
ピッチ角変化速度

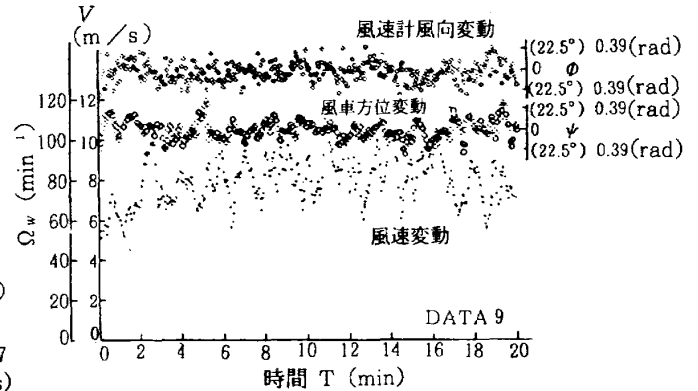


図 5-14 風向変動と風車方位の追従性

0.04Hz が妥当であったことが確認できた。このデータは比較的穏やかな風況の時である。突風時を考慮すればピッチ角変化速度は $\pm 0.12 \sim 0.17$ rad/s ($\pm 7 \sim 10$ deg/s) が妥当であると見ている。

5.5 方向追尾特性

図 5-14 に風の方向変化とナセルの方位応答を示す。風車の慣性力が大きいいため緩やかな応答となるが、 ± 0.35 rad (20 deg) 程度の風向変化に対して遅れなく追従しており、尾翼の設計が妥当であることが確認された。

5.6 運転騒音

図 5-15 に風車の運転騒音スペクトルを示す。本風車はナセル内に動力用増速機構を設けていないため、騒音はほとんど翼の風切り音である。周波数 1-2 kHz にパワーのピークが存在し、暗騒音より最大値で 15db 大きくなる。表 5-1 に携帯用騒音計で測定したオーバーオール値の結果を示す。A 特性で見ると暗騒音との差は 10db 程度で比較的静かな風車といえる。

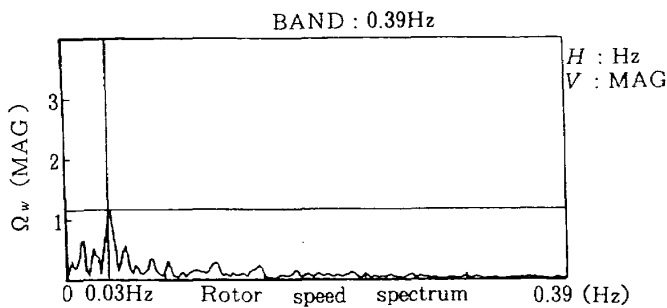


図 5-12 20kW 風車の回転数のスペクトル

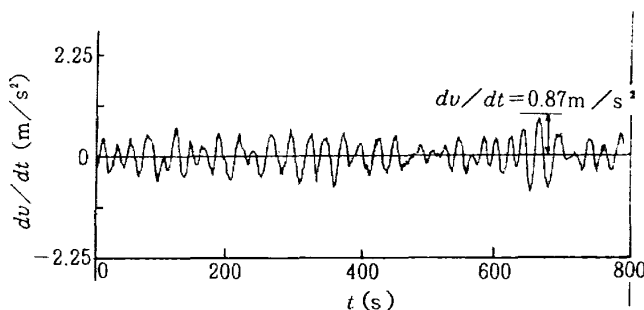


図 5-13 風車設置場所の 0.04Hz 付近の風速変化

12 に、0.04Hz 付近の風速変化率 (dV/dt) を図 5-13 に示す。3.1 節で設計時に推定した風速変化率 $dV/dt = 1.0 \text{ m/s}^2$ 、回転数の共振周波数 $f =$

表 5-1 風車騒音測定結果

特性	A	B	C
暗騒音	45~50db	50~55db	60~65db
運転騒音	55~58db	60~65db	70~75db
測定日	昭和61年1月23日 北西の風 風速 8~15m/s		
測定点	風上22m の位置		
測定器	リオンNA-07A 型指示騒音計		

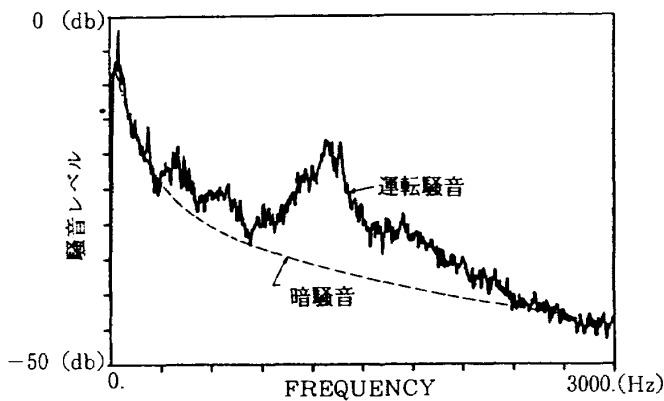
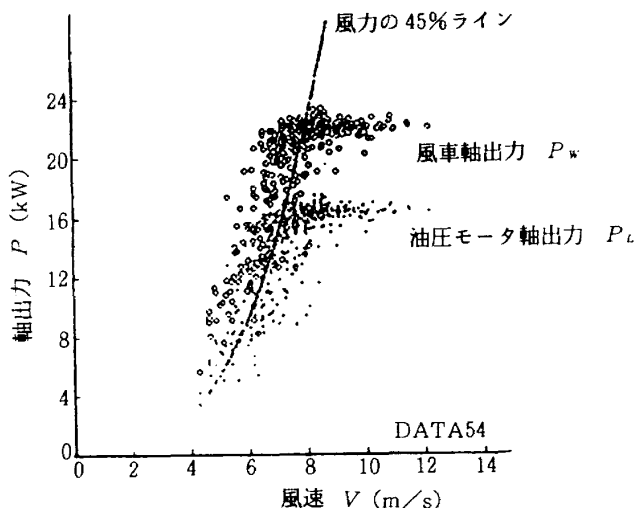
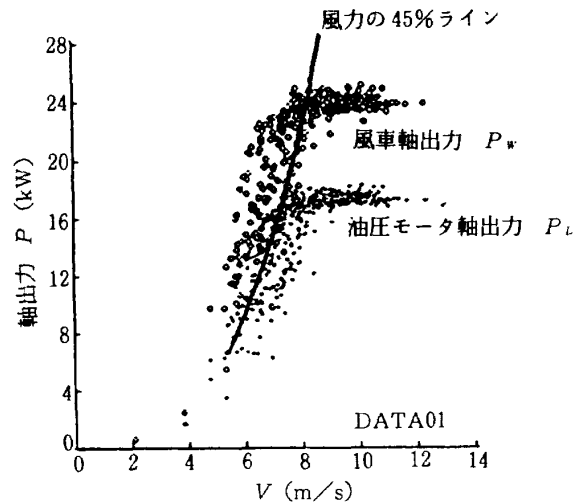
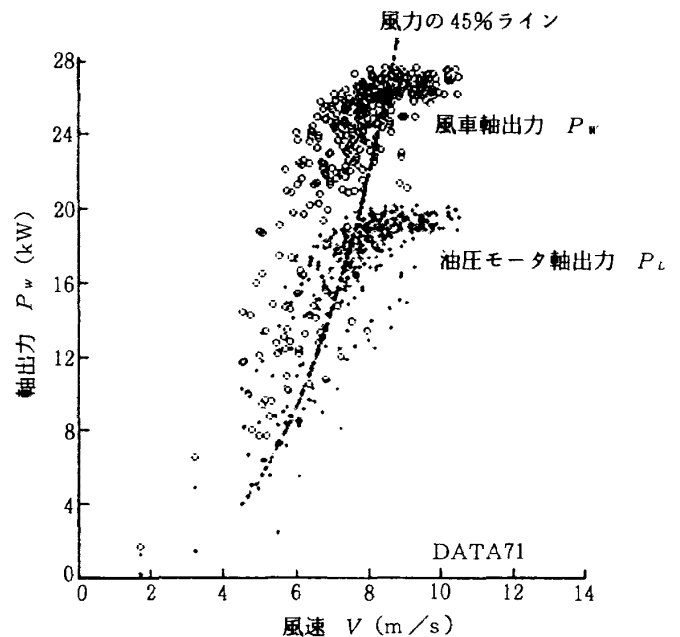


図5-15 風車騒音パワースペクトル

5.7 風車出力特性

図5-16に風速に対する風車軸出力、油圧モータ軸出力を示す。風速が変動するため、ばらつきが大きい。平均値でみると風速8 m/s以上で平均22kWの動力を発生し、軸受、ピッチ角制御に消費する動力1.2kWを除いても負荷ポンプには平均20.8kWが入力され、定格出力20kWを満足している。また地上の油圧モータ軸で平均16kWの出力が発生する。

60年12月から約2ヶ月間運転した結果、熱発生装置の負荷はさらに増大してもよい事が判明した。そこで熱発生装置の圧縮機トルク制御弁を大容量型に交換する改良を行った。その結果図5-17に示す。風車軸回転数 87min^{-1} において軸出力が平均24kWに、油圧モータ軸出力が平均17kWに増加した。

図5-16 風車軸出力，定格回転数設定
(熱発生装置改造前)図5-17 風車軸出力，定格回転数設定
(熱発生装置改造後)図5-18 実証試験 回転数を10%増した
運転時の軸出力

さらに、同年3月24日に出力改善の可能性を追求するため、回転数を10%増の 95min^{-1} に設定して運転を試みた。その結果を図5-18に示す。軸出力は平均27kW、油圧モータ軸出力は平均19kWまで上昇した。ただしブレード荷重も出力とともに増加するので、継続して運転するにはブレード荷重を計測し、耐久性を含めて判断しなければならない。今回はそれまでは出来なかった。

図5-17に示すように風速8 m/s以下ではデータが大きくばらつく。そこで風速を0.5 m/s間隔で区切りその中に入るデータの全てを平均して

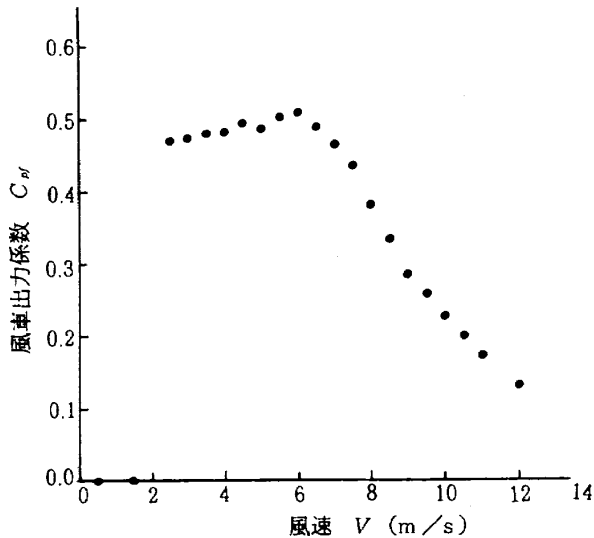


図 5-19 平均化した出力係数
(実証試験, 10 分平均データによる)

一点で現すと図 5-19 のようになる。ピーク値は風速 6 m/s 付近にあり, 平均効率 48 % 程度となる。6 m/s 以上の風速ではピッチ角制御が作動するため, 風速の上昇と共に効率は低下する。本風車はさらに大きな負荷を接続することが可能であるし, 定格風速を 10 m/s まで上げて良いと判断している。

5.8 吐出圧力, 吐出温度特性

図 5-20 に圧縮機の吐出圧力と温度特性の応答を示す。風車の回転数が 85~87 min⁻¹ に達した後, 吐出圧は約 90 秒で設定値の 294 kPa に上昇する。

一方吐出温度は圧力が 294 kPa に保持された後, 15 分で 15℃ から 160℃ に上昇する。これらの特性はシミュレーション試験とほぼ一致している。

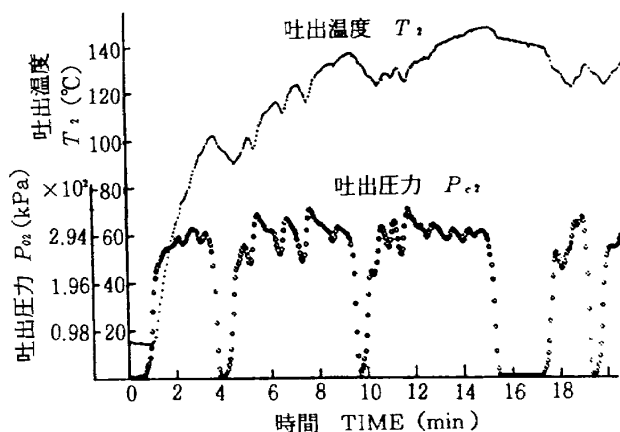


図 5-20 圧縮機吐出温度, 吐出圧力応答例

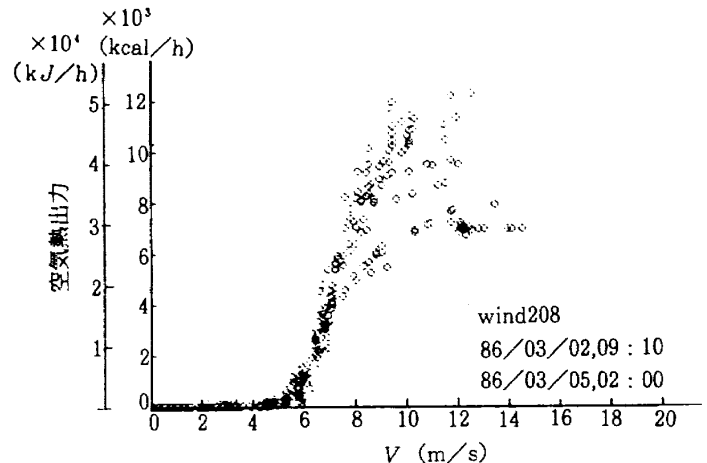


図 5-21 空気熱出力特性
1986 年 3 月 2 日 ~ 3 月 5 日 10 分平均

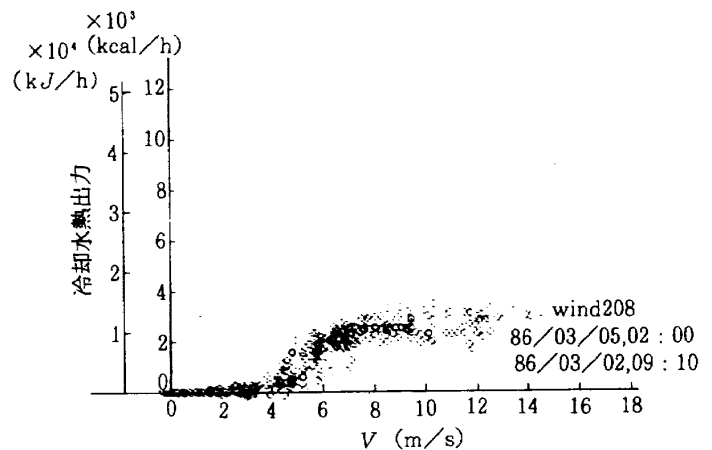


図 5-22 冷却水熱出力特性
1986 年 3 月 2 日 ~ 3 月 5 日 10 分平均

図 5-21~22 に 10 分平均の風速に対する空気熱出力, 冷却水熱出力を示す。熱出力は空気熱と冷却水熱を合わせて風速 12 m/s 以上で約 5.2×10^4 kJ/h (12500 kcal/h) が得られる。

図 5-23 に風速に対する熱発生装置の熱効率を示す。この効率は圧縮機軸入力 (= 油圧モータ出力) に対する有効熱出力 (回収熱) の比を見たもので, η_1 は冷却熱効率を, η_2 は空気熱効率を

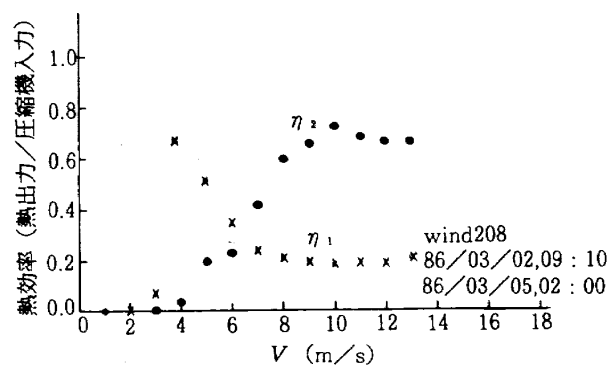


図 5-23 熱発生装置の熱効率

示す。風速 10 m/s 付近で見ると空気熱 70% に対し冷却熱は 15% であるが、風速 6 m/s 以下では冷却熱による回収が圧倒的に多くなる。したがって本風車の様な空気圧縮式熱発生装置では、空気熱と冷却熱の両方を利用することが有効である。

5.9 ブレード応力測定

昭和 61 年 12 月ブレード製作メーカである日本飛行機㈱の協力を得て、本風車のブレード応力を計測した¹⁸⁾。

歪みゲージはロゼット型を No. 2 ブレードの翼根ブレード下面に図 5-24 に示すように貼った。歪み信号は 3 ch の超小型テレメータで送信し、約 3 m 離れたメンテナンスデッキに受信機を置き、そこから有線で地上に降ろしてデータレコーダに記録した。

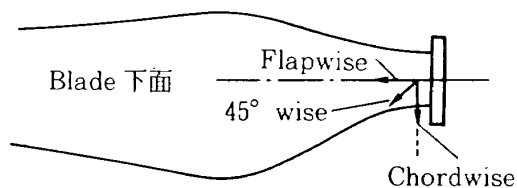


図 5-24 ロゼット型歪みゲージの貼付図

1) フェザーリング時の歪み

フェザーリング時の歪みを図 5-25 に示す。風速 $7 \sim 9\text{ m/s}$ 、回転数 $20 \sim 40\text{ min}^{-1}$ のとき主歪みは $200\text{ }\mu\text{s}$ で運転時の $1/4$ 以下で問題とならない。またブレーキを掛けて回転を停止させたときのブレード歪みを図 5-26 に示す。回転している時より若干歪みが大きくなるが、主歪みの方向変化が無くなる。

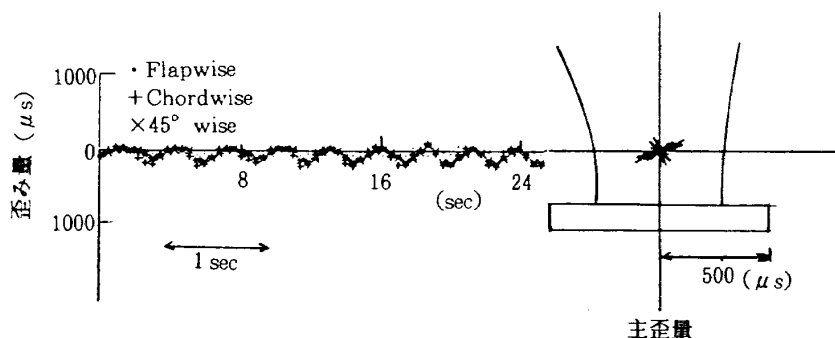


図 5-25 フェザーリング時のブレード歪
 $V = 7 \sim 9\text{ m/s}$ $\Omega_w = 20 \sim 40\text{ min}^{-1}$

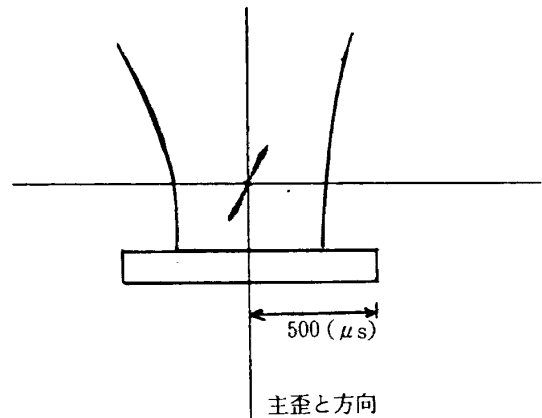


図 5-26 フェザーリングでブレーキ作動中の歪
 $V = 7 \sim 9\text{ m/s}$ $\Omega_w = 0$

2) 起動時及び停止時の歪み

風速 4 m/s 付近の起動時と風速 10 m/s 付近の停止時の歪みの応答例を図 5-27 に示す。起動と共にブレードは風下側に曲げられてフラップ方向は引張り歪み、コード方向と 0.78 rad (45°) 方向は圧縮歪みとなる。後で記述する運転時のデータと比較しても特別大きな応力が掛かっているとは認められなかった。

3) 小負荷運転及び定格運転時の歪み

風速 $4 \sim 5\text{ m/s}$ 、回転数 $85 \sim 86\text{ min}^{-1}$ 、軸トルク $1.0 \sim 1.2\text{ kNm}$ で圧縮機が起動していない時の歪みを図 5-28 に、同じ風速で回転数の低い時の歪みを図 5-29 に示す。主歪みは約 $700\text{ }\mu\text{s}$ で周期的に変動を繰り返している。一方風速 $7.5 \sim 8.2\text{ m/s}$ 、回転数 86 min^{-1} 、軸トルク 2.7 kNm の定格運転時の主歪みを図 5-30 に示す。主歪みはおおよそ $800\text{ }\mu\text{s}$ で、殆どがフラップ方向の引張り歪みである。軸トルクが 2 倍以上になっても歪みは 1.2 倍程度にしかならない。ブレード歪

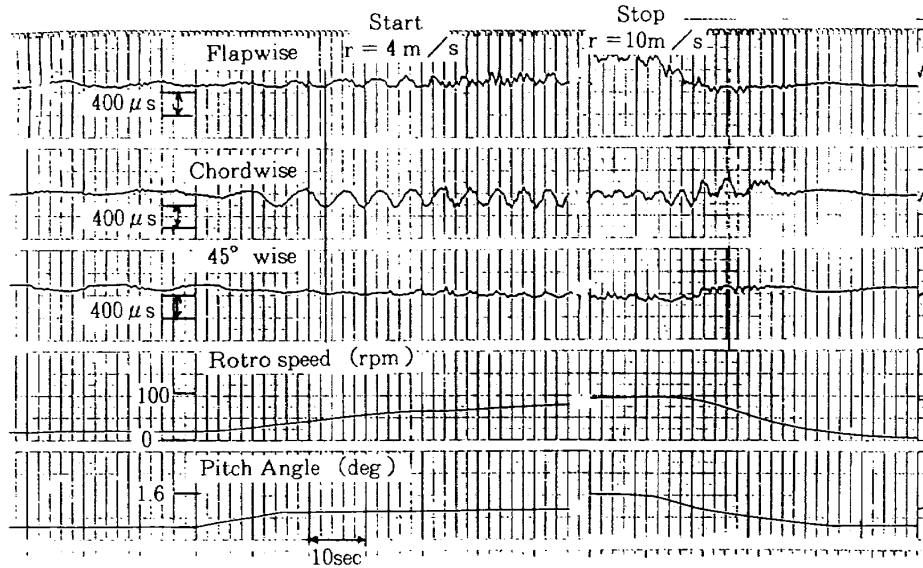


図 5-27 起動時と停止時のブレード歪応答例

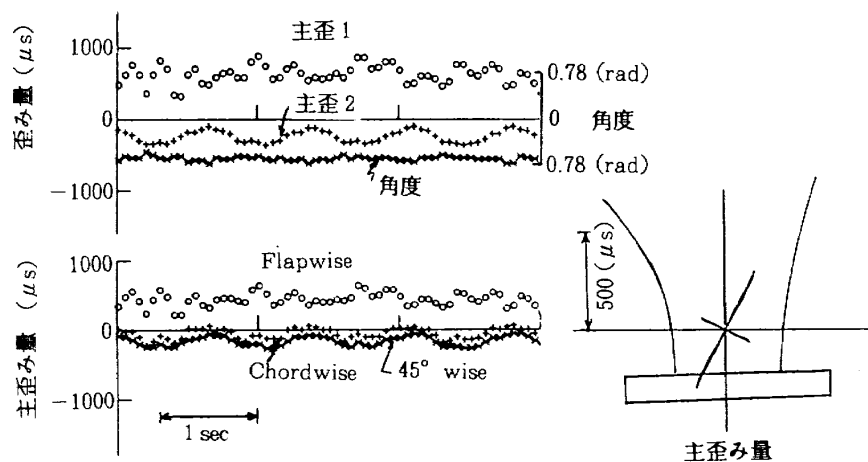


図 5-28 小負荷時の歪み

$$V = 4 \sim 5 \text{ m/s} \quad \Omega_w = 85 \sim 86 \text{ min}^{-1}$$

$$\theta = 1.6^\circ \quad Q_w = 0.93 \sim 1.0 \text{ kNm}$$

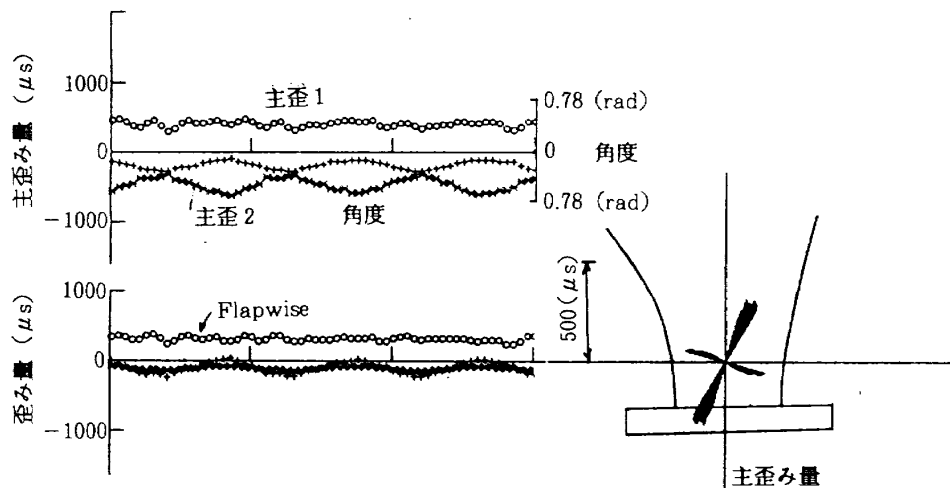


図 5-29 回転数の低いときの歪み

$$V = 5.0 \sim 5.8 \text{ m/s} \quad \Omega_w = 63 \sim 68 \text{ min}^{-1}$$

$$\theta = 1.6^\circ \quad Q_w = 1.2 \sim 1.6 \text{ kNm}$$

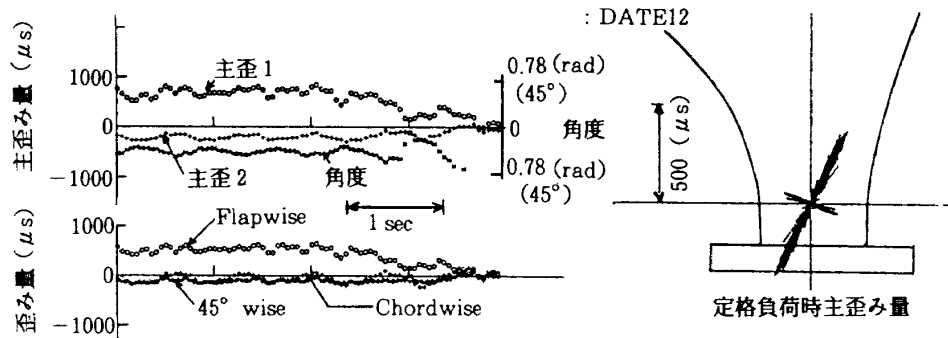


図 5-30 定格負荷運転時のブレード翼根歪み

$$V = 7.5 \sim 8.2 \text{ m/s} \quad \Omega_w = 86 \sim 87 \text{ min}^{-1}$$

$$\theta = 1.6^\circ \quad Q_w = 2.69 \text{ kNm}$$

みは回転数に大きく依存している。図 5-31 にフラップ方向の歪み量とピッチ角の関係を示す。実機の歪みは風洞試験で得られる曲げモーメント (図 5-32) のように負荷の有無ではっきりした差が現れない。これは風速, 回転数, 負荷トルクが全て変動している為である。定性的にみて, 歪み量は運転ピッチ角で最大となり, ピッチ角の増加と共に減少する傾向がある。

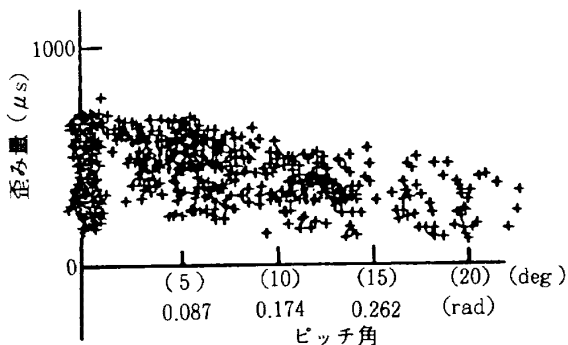
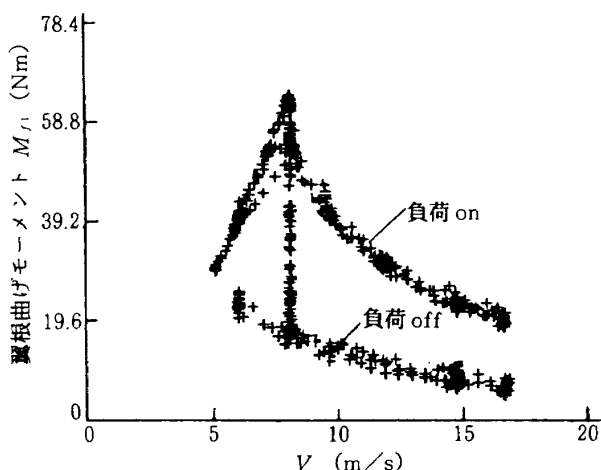


図 5-31 ピッチ角に対する Flapwise 歪み

図 5-32 風速と曲げモーメントの関係
3.0mφ ブレード (風洞試験)

4) 集中豪雨時の歪み

ブレード応力測定中にたまたま集中豪雨に遭遇した。大粒の雨がおおよそ 15 分, 夕立の様に通り過ぎて行った。この時の歪みの応答を図 5-33, 特徴的な主歪みパターンを図 5-34~35 に示す。フラップ方向とコード方向の歪みには変化が少ないが, $0.78 \text{ rad} (45^\circ)$ 方向が大きく変動する。その為主応力の作用方向も大きく揺れる。雨が収まるとこの現象は消滅するので間違いなく降雨による影響である。図 5-34 に示すデータは軽負荷だったため回転数制御領域に入り, ピッチ角がフェーザリング方向に $0.21 \sim 0.31 \text{ rad} (12^\circ \sim 18^\circ)$ 変

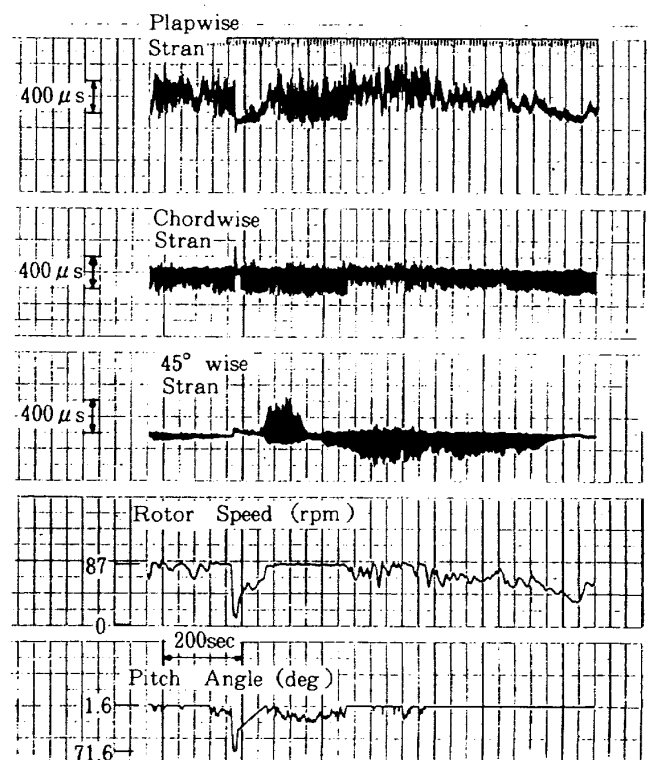


図 5-33 集中豪雨の歪み応答

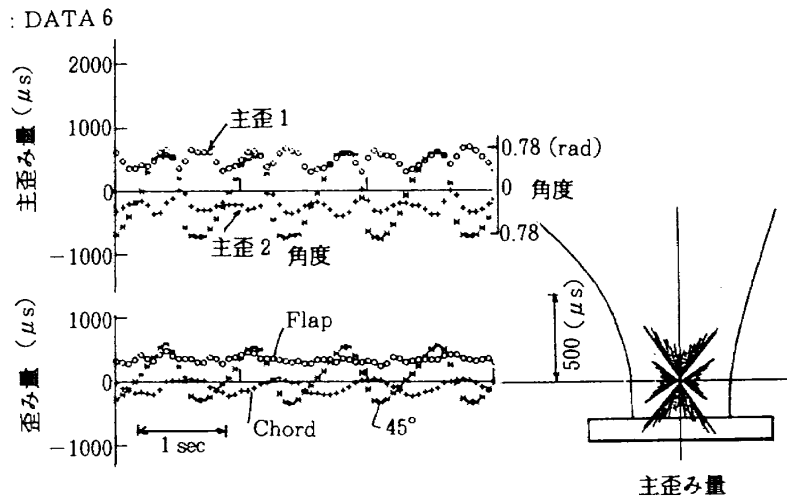


図 5-34 豪雨時の歪み

$$V = 9 \sim 9.5 \text{ m/s} \quad \Omega_w = 85 \sim 86 \text{ min}^{-1}$$

$$\theta = 0.21 \sim 0.31 \text{ rad} \quad (12^\circ \sim 18^\circ)$$

$$Q_w = 0.9 \sim 0.95 \text{ kNm}$$

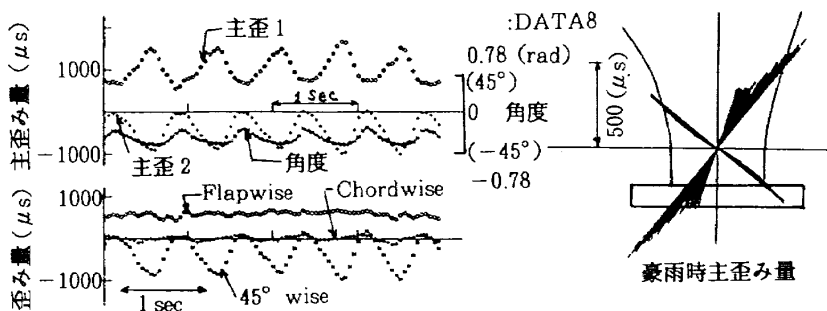


図 5-35 集中豪雨時のブレード翼根歪み

$$V = 8 \sim 8.5 \text{ m/s} \quad \Omega_w = 77 \sim 88 \text{ min}^{-1}$$

$$\theta = 1.6^\circ$$

$$Q_w = 1.3 \sim 2.1 \text{ kNm}$$

化した時のデータ例で一回転中に応力の作用方向が大きく振られる。この傾向はフェザーリング時のデータ（図 5-25）にも若干見られ、ブレード重量による重力方向の応力が作用するためと思われる。

これらの結果より、風車ブレードが豪雨の中で回転している時、通常時の 2 倍以上の異常な応力が作用することのあることが明らかとなった。

この原因として 1) 雨がブレードに付着することによる重量増加, 2) 雨による空気力変化, 空力中心の変化, 3) 雨がブレードに衝突するための運動量変化等が考えられるが、今後の研究に委ねる。

5) 強度試験との比較

本ブレードは秋田に設置する前に同一の構造、

寸法で 2 体製作し、当所の機体一部、機体二部が担当して振動試験、強度試験を実施している¹⁰⁾。試験データから今回のフィールド試験でゲージを貼った同じ位置の歪み量を整理して図 5-36 に示す。試験は曲げの一方方向のみの荷重を掛けているので、複合荷重の掛かっている実機と厳密に同じとは言えない。試験で空力推定荷重の 19.8 kNm の曲げ荷重を加えた時、歪み量はフラップ方向で 500 μs 、コード方向で -250 μs 、0.78rad (45°) 方向で 100 μs であった。

定格運転時のフィールド試験の各方向の歪み量は図 5-30 に示すようにフラップ方向で 500 ~ 600 μs 、コード方向で -200 μs 、0.78rad 方向で -120 μs である。両者を比較して設計時の空力荷重はほぼ妥当な値であったと見ている。

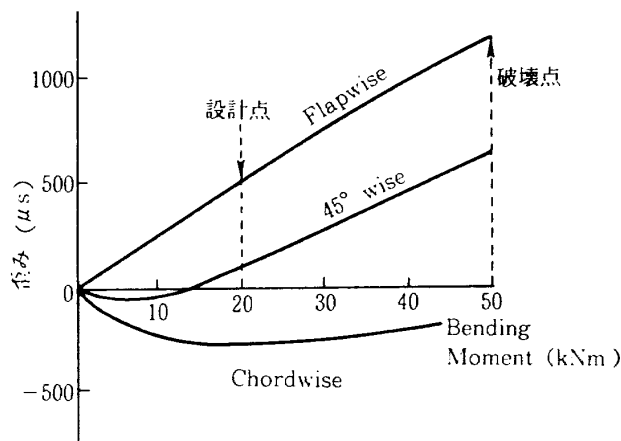


図5-36 直径14m風車ブレードの静強度試験によるモーメントと翼根歪みの関係

本ブレードの静強度試験ではフラップ方向に51.5kNmの曲げモーメントを加えたとき、半径方向2000-3000mmの位置で表面にクラックが入る破損を生じた。この時の翼根部の歪み量は図5-36に示すようにフラップ方向で約1200 μ s、0.78rad方向で約650 μ s、コード方向で約-150 μ sであった。

フィールド試験ではフラップ方向とコード方向の曲げモーメント及び振れモーメントが複雑に作用し、静強度試験と同じにならない。しかし3.1節で記述した様にブレードのフラップ方向曲げモーメント荷重が一番大きく、翼の破損に寄与すると見ている。そこでフラップ方向の静強度試験の破損点の歪み量(ϵ_i)とフィールド試験の実測歪み量(ϵ_f)の比(ϵ_i/ϵ_f)を見ると、定格運転時で約2倍、集中豪雨時で約1.5倍となる。集中豪雨時に異常に大きな応力が加わることを考慮すると風車ブレードの強度はもっと強くした方が良く思っている。

6. 風洞試験とフィールド試験の効率比較

3秒間隔で収集した風速に対する風車出力係数を図6-1に、周速比に対する出力係数を図6-2に、トルク係数を図6-3に示す。周速比の高い領域で風洞試験値より大幅に高い値を示す。そこで同じデータを20点(1分間平均)を平均すると図6-4~5のように一本の曲線となる。それでも風洞試験値より上まわる部分が生じる。

周速比8以上で理論値より上回る理由は次の様

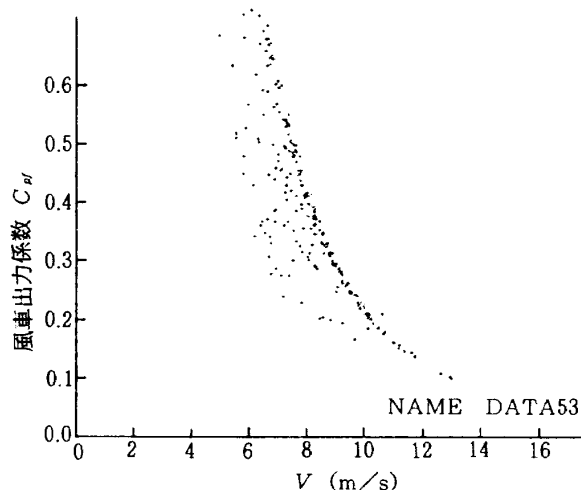


図6-1 風速対風車出力係数

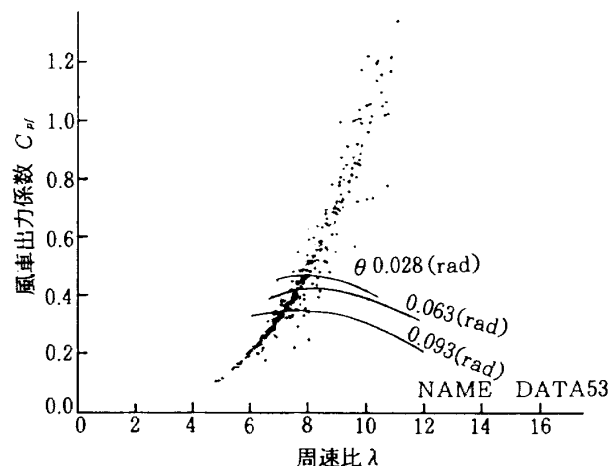


図6-2 周速比対風車出力係数
(3秒間隔サンプリングDATA)
(実線風洞実験値)

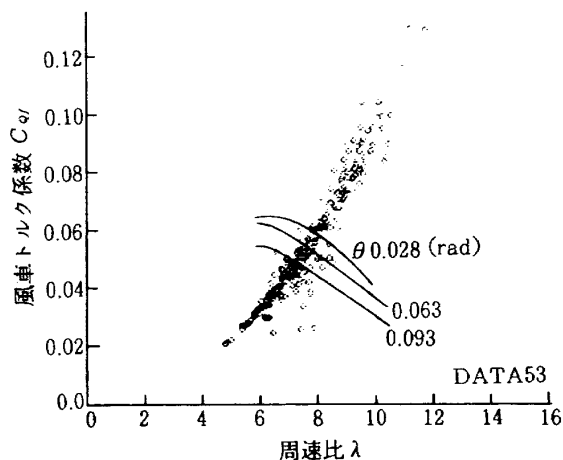


図6-3 周速比対風車トルク係数
(3秒間隔サンプリングDATA)
(実線風洞実験値)

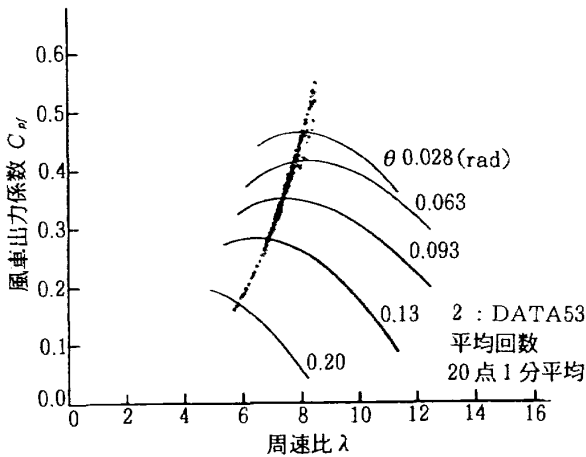


図 6-4 1 分間を平均した出力係数
(実線風洞実験値)

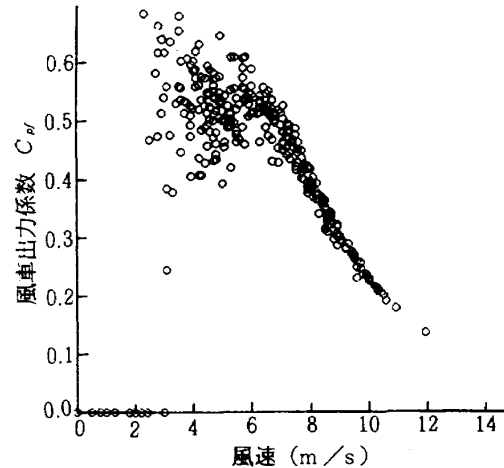


図 6-6 14m φ 風車の 10 分間平均出力係数

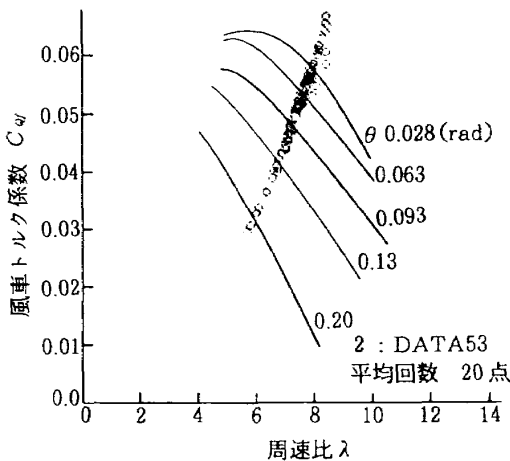


図 6-5 1 分間を平均した風車トルク係数
(実線は風洞実験値)

に説明できる。たとえば風速 $6 \sim 7 \text{ m/s}$ 、回転数 $60 \sim 80 \text{ min}^{-1}$ で運転している時、風速が急速に $3 \sim 4 \text{ m/s}$ に低下してもブレードの慣性力が大きいので、回転数は風速に応じて変化してくれない。一方軸出力は回転数によって決まるので、風の入力エネルギーが小さくなった量だけ出力係数が大きく計算される。10 分間を平均しても図 6-6 に示すように低風速域でのばらつきは消えない。

さて出力係数を計算するために風速 V 、回転数 Ω 、トルク Q の 3 つが判っていなければならない。回転数の計測誤差は直線性と温度ドリフトを含めても $1 \sim 2 \%$ 以下である。またトルクの計測誤差はシミュレーション試験結果より見てやはり $1 \sim 2 \%$ 程度である。

風速の計測はプロペラ型の 3 素子風向風速計

(光進電気工業製 KDD-300) を使用しているが、公称精度は風速 10 m/s 以上で $\pm 5 \%$ 以内、 10 m/s 以下で $\pm 0.5 \text{ m/s}$ 以内と言われている。ここでは風速 $5 \sim 12 \text{ m/s}$ の範囲を対象としているから、公称値の最大の誤差が含まれるとすると、風速 5 m/s で 10% 、風速 8 m/s で 6.2% の誤差を含む可能性がある。パワーは風速の 3 乗に比例するから、出力係数での誤差は計算上、風速 5 m/s 付近で $\pm 33 \%$ 、 8 m/s 付近で $\pm 20 \%$ となる。風速が正しく測定されているか、否か、が効率の測定結果に大きく影響する。そこで使用した風速計一式を昭和 62 年 5 月秋田から東京の航空宇宙技術研究所に輸送し、大型低速風洞に入れて校正試験をした。その結果を図 6-7 に示す。公称値

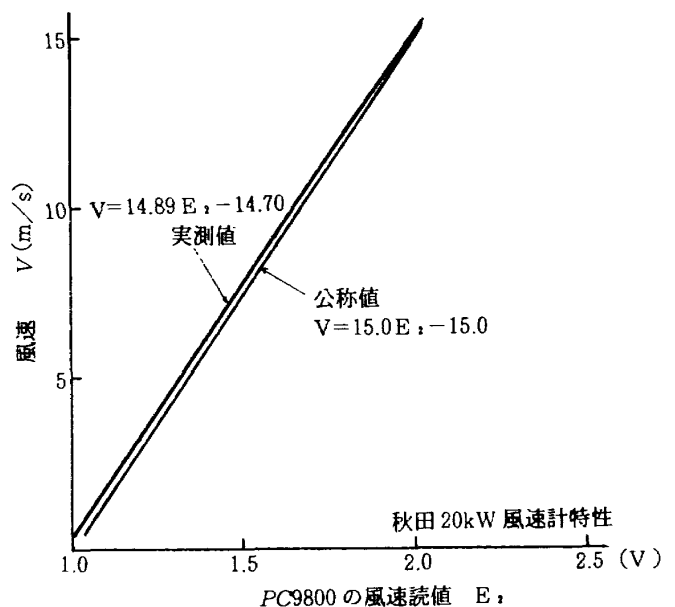


図 6-7 風速計の較正值

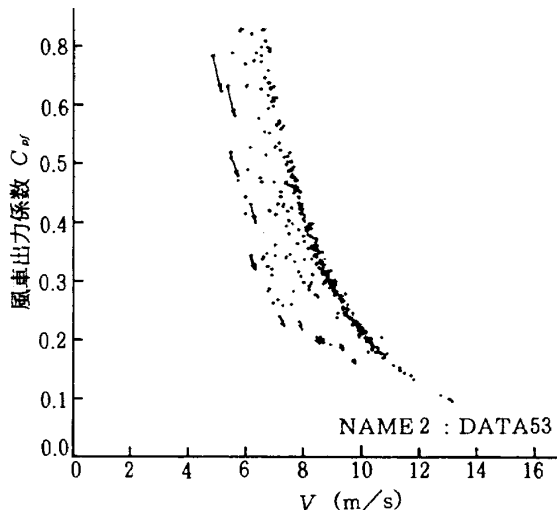


図 6-8 風速補正後の風車出力係数

以内に収まる誤差であったが、計測値は実際の風速より 0.15 m/s 程低い方向にシフトしていた。風速の補正を行い、図 6-1 のデータを再度計算し直すと図 6-8 となる。当然の結果であるが、風速の低い領域程修正量（図中の矢印の大きさ）が大きくなる。

以上の結果より、我々は定格以下の低風速域で風車の出力係数を論じることは適当でないと見ている。

そこで定格風速以上で風洞試験との比較を試みた。風車が定格風速以上で定格回転数に制御されて運転している時、風速、回転数、ピッチ角、軸トルクは正しく計測出来ているとする。さてフィールド試験での周速比、トルク係数、出力係数を次式で計算する。

$$\lambda_f = \omega R / V \quad (6-1)$$

$$C_{pf} = Q_{wf} / q \pi R^3 \quad (6-2)$$

$$C_{pf} = Q_{wf} \omega / q V \pi R^2 \quad (6-3)$$

次に実測の周速比 λ_f とピッチ角 θ を使って、風洞試験の風車トルク係数（図 3-2）からトルク係数 C_q 、出力係数 C_p を読み取り、これを風洞試験値とする。フィールド試験値と風洞試験値をピッチ角に対しプロットして図 6-9～10 に示し、比較する。フィールド試験は風洞試験より明らかに有意な差をもって現れる。周速比対トルク係数（図 6-5）で見ると、ピッチ角対トルク係数（図 6-10）で見ると、風洞試験とフィー

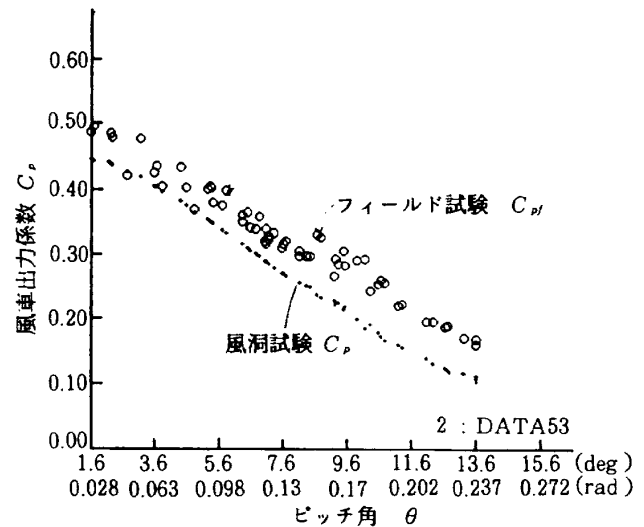


図 6-9 ピッチ角対風車出力係数

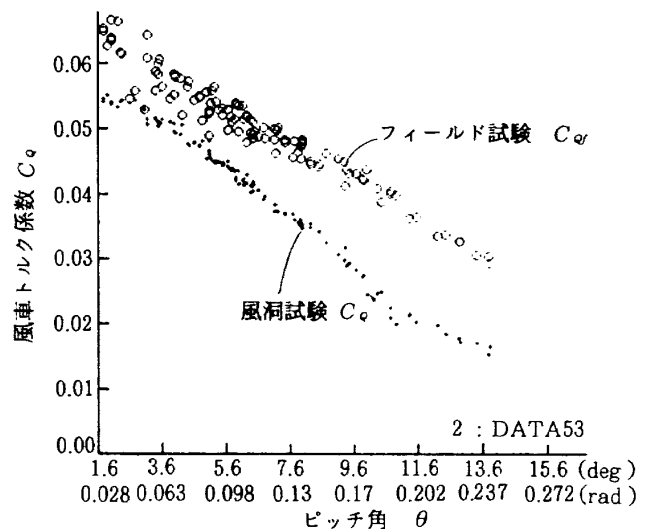


図 6-10 ピッチ角対トルク係数

ルド試験の差が歴然と判別できる。定格値の C_R 、 C_Q は運転ピッチ角の値から読み取れる。

風洞試験値とフィールド試験値の差は主にレイノルズ数の違いによるものと思われる。（ $0.75R$ の翼弦長を基準にすると風洞試験で $Re = 2.75 \times 10^5$ 、実証試験で $Re = 1.4 \times 10^6$ となる）。

従来風車の出力係数は殆ど低風速域で論じられてきたが、前述のように高風速域で比較すれば、風速の誤差も小さくなり風車性能の精度の良い評価が出来ると判断される。

7. 実証試験中の主な不具合とその対策

本風車の実証試験期間中（昭和 60 年 12 月から 62 年 3 月）に次に示す不具合を生じ、その都度

改良を施した。

7.1 強風時における再起動時の非常停止

現象； 昭和 60 年 12 月から 61 年 1 月にかけて強風時の強制停止後の再起動時に度々回転数がオーバーシュートして風車が非常停止した。(図 7-1)

原因； 12 月の初期調整で弱風時の起動特性を改善するためと強風時のフェザリング動作を早めるために、ピッチ角変化速度を若干大き目の 0.175 rad/s (10 deg/s) に設定した。ところが

1 月に入ってから強い季節風に遭遇し、度々回転数のオーバーシュートで強制停止した。そこで応急処置として、回転数制御系のゲインを低下させる調整を秋田農業短期大学の担当者に依頼した。その結果、図 7-1 に示す様に強風時の回転数制御系は更に悪化してしまった。

対策； 図 7-2 に示す起動回路を付加し、起動時のピッチ角変化速度を図 8-3 に示す様に起動時を 0.0087 rad/s (0.5 deg/s)、運転時を 0.12 rad/s (7 deg/s) になるように改造した、風速 $3-4 \text{ m/s}$ の弱風時の起動性が犠牲になるが、 15 m/s 以上の強風時のオーバーシュートは確実に抑えられた。また風洞試験で明らかになっていたピッチ角制御の最適な調整法（油圧回路の絞り弁で最大ピッチ角変化速度を制限して、コントローラのゲインを可能な限り大きく設定する）が

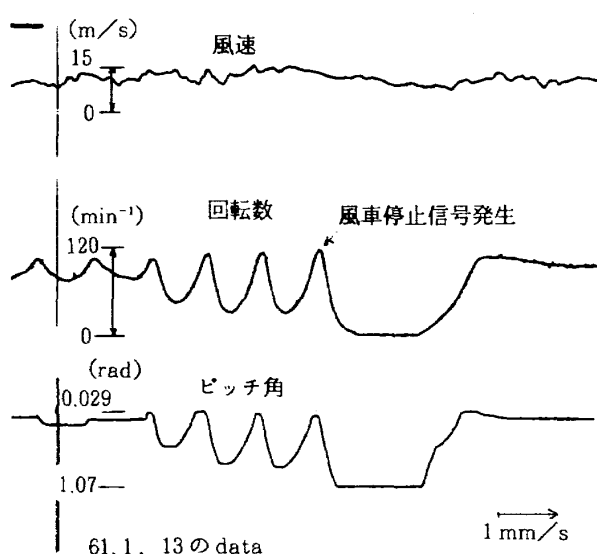


図 7-1 強風時のハンティング例

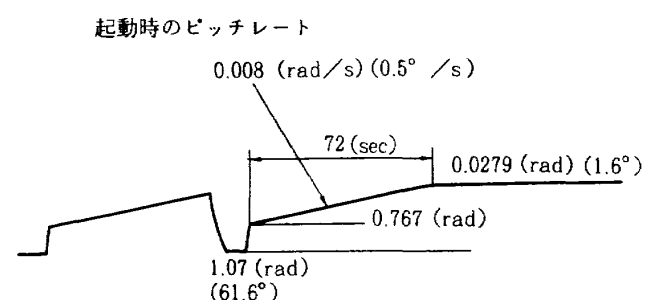


図 7-3 改造後のピッチ角応答

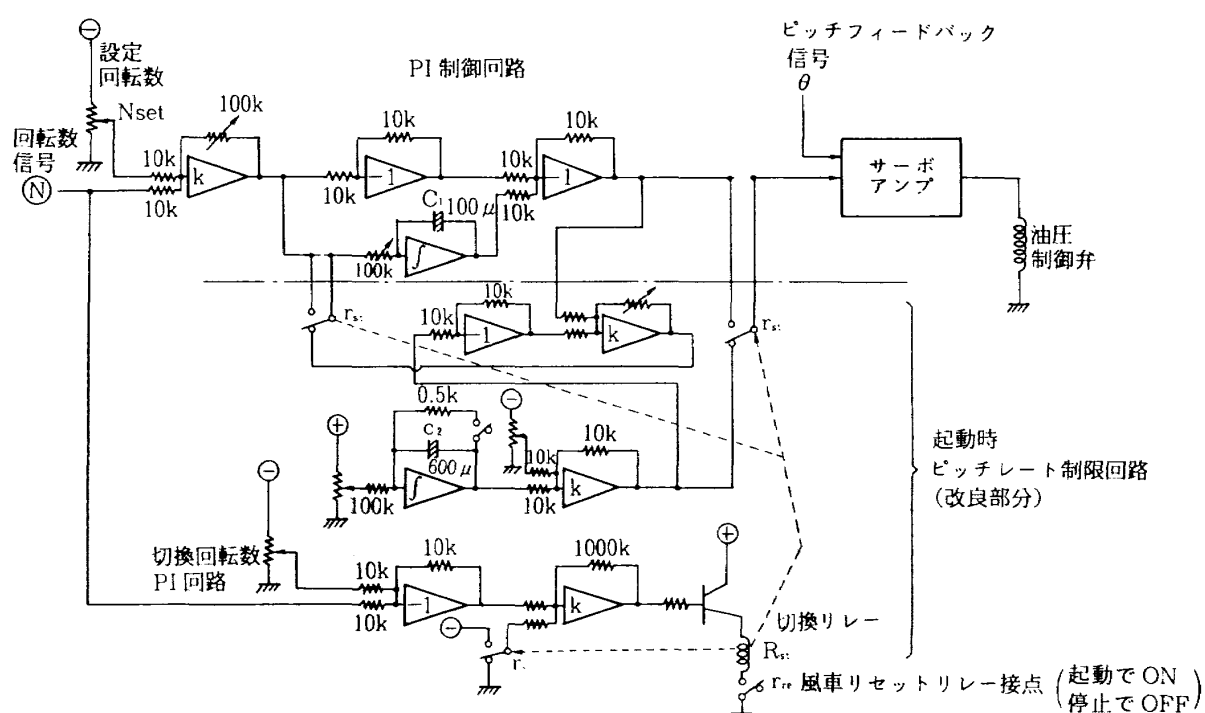


図 7-2 ピッチレート制限回路の追加

有効であることを再度確認する結果となった。調整後再起動時のオーバーシュートは大幅に減少し、回転数制御精度も規定値以内に抑えられた。

7.2 主軸結合部の不良

現象； 昭和 60 年 11 月の組立調整中に風車ナセル内でカーン、カーンと聞かれる異常音が発生した。現地で分解点検した結果、前軸受と後軸受の間の主軸結合ナットの回り止めビス（5 mm ϕ ，4 本）が脱落していた（図 7-4）。応急処置として 6 mm ϕ のビスを 6 本に増やす改造を行った。

一冬運転した昭和 61 年 3 月末の点検で再度同ビスの脱落を発見した。

原因； 結合部の嵌合が緩かったことと、結合ナッ

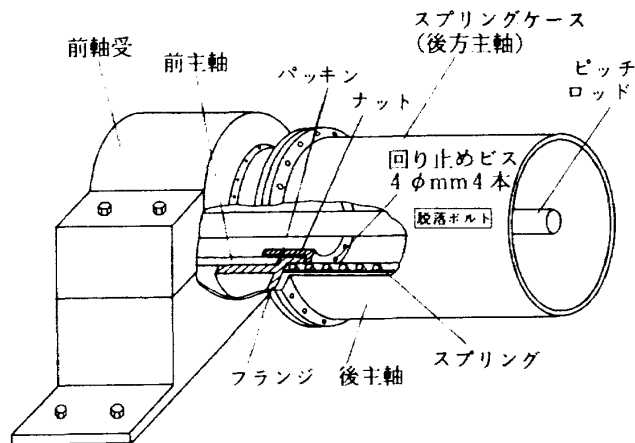


図 7-4 軸結合部の見取り図

トの剛性不足のためである。

対策； 昭和 62 年 7 月に結合部（図 7-5）及びナット回り止め部（図 7-6）を強固な部材に

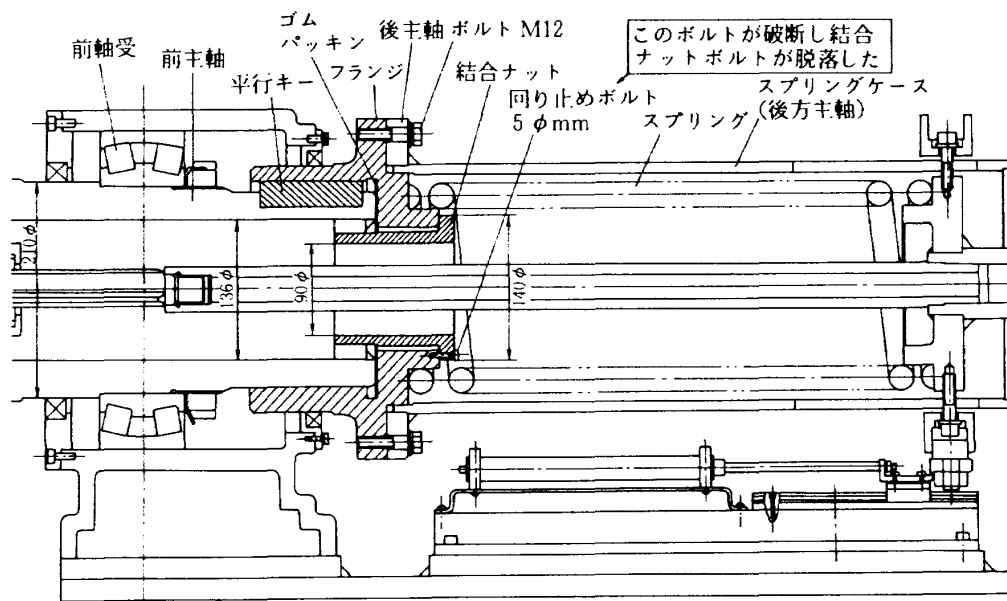


図 7-5 主軸結合部拡大図

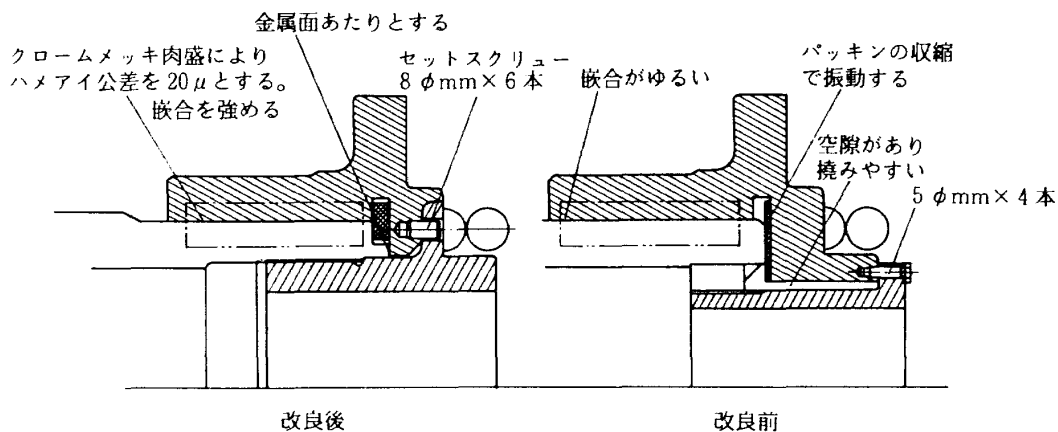


図 7-6 主軸結合の改良図

交換する改造を行った。その結果、以後この部分のトラブルは解消した。

7.3 油圧回転継手部の油漏れ

現象；昭和 62 年 1 月ブレードピッチ角がフェザーリング位置から変化しなくなった。

原因； 油圧回転継ぎ手のシール用 O リングの破損

通常の回転機械なら十分耐えられる設計になっていたが、風車の回転軸は大きく振動するため、オイルシール部の O リングの摩耗が早く、2 年で破損した。(写真 10)

対策； O リングのはみ出しを抑えるため、シー

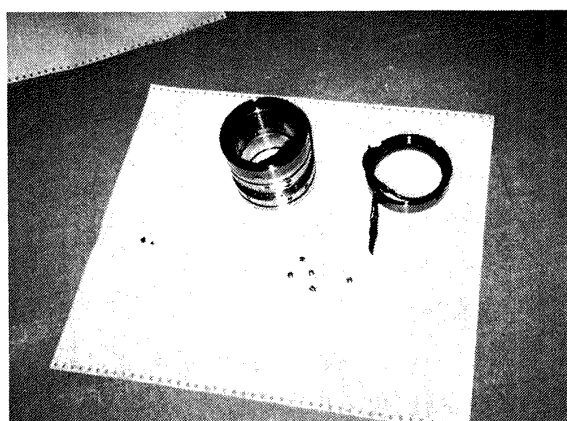


写真 10 破損したシール用 O リング

ルリングの間隙を小さくするようにリング部品を製作交換した(図 7-7)。また O リングを消耗品とし、一年に一回交換することにした。

風車はあらゆる方向から変動荷重が加わり、軸の振動も予想以上に大きいことを経験した。風車製作に当たって回転軸系の結合部、はめ合い部の設計、加工は、十分な剛性を持たせるように配慮する必要がある。

8. あとがき

この報告書は科学技術庁が進めた「風力-熱エネルギー利用技術に関する研究」で秋田県大潟村に設置して実証試験の行われた 20kW 級風車のシステム設計とフィールド実証試験結果をまとめたものである。

本風車は油圧式ピッチ制御装置、油圧式動力伝達装置、空気圧縮式熱発生装置で構成し、中、大型風車に適用できる風車技術の確立を目指し、研究開発された。

フィールド試験では風速 3 m/s から起動し、強風時の回転数制御精度 $\pm 4\%$ 以下、運転ピッチ角における最大エネルギー交換効率 48%、最大吐出温度 170°C、最大熱発生量 $5.2 \times 10^4 \text{ kJ/h}$ 等の優れた性能を有することを確認した。従来型風

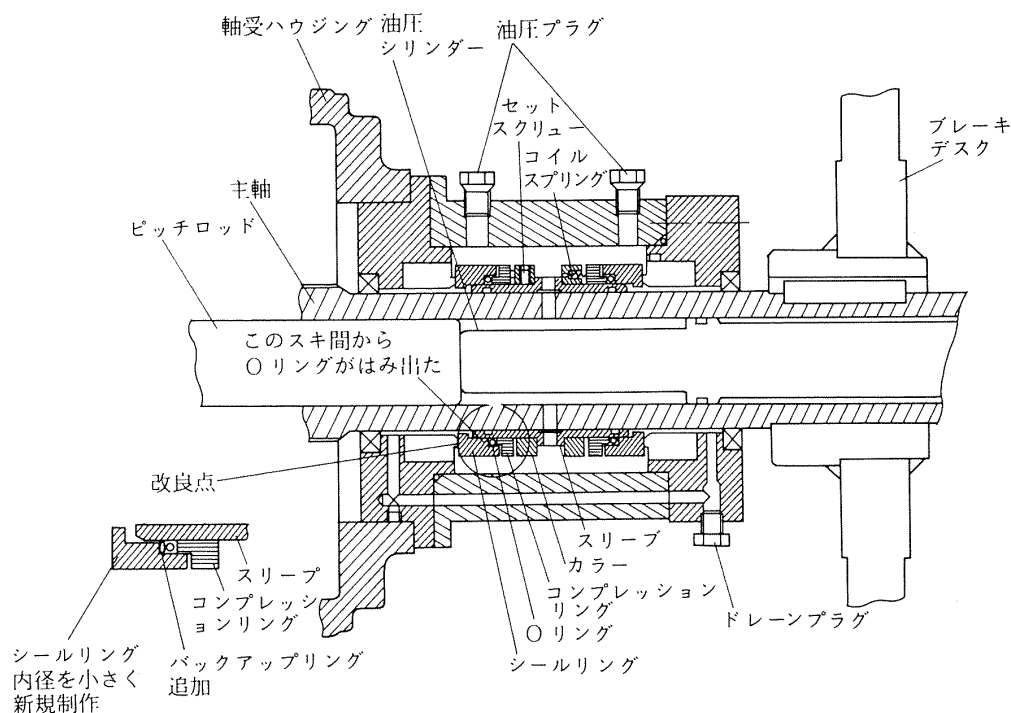


図 7-7 油圧接手詳細部

車の開発に比べて空力、構造、制御等の各分野で系統的な研究が行われ、性能の良い風車が開発できたことが実証された。一方、重要な構成部品である回転軸と油圧継手に不具合が発生し、改良されたものの、稼働率を低下させる原因になったことを深く反省している。

同風車は秋田県大潟村という遠隔地に設置されているため、維持管理は秋田県立農業短期大学に依頼して行われた。我々の出向く時にかならずしも都合の良い風が吹いてくれなかったが、航技研が担当したブレード特性、回転数制御特性、熱発生特性等のデータはほぼ満足できるものが得られた。

この研究を進めるにあたり、東京大学の東昭教授、秋田県立農業短期大学の杉本清治教授、小林由喜也助教授、住友精密(株)の渡辺和嗣氏、松下精工(株)の米吉通久氏、日本飛行機(株)の佐藤茂氏および関沢裕明氏、航空宇宙技術研究所の多田保夫機体部長、小野幸一構造力学部長、石田洋治大型低速風洞制御室長、高橋宏遷音速風洞制御研究室長(元)等の方々にご指導、ご援助を戴いた。ここに厚く感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) 科学技術庁計画局；風力エネルギーの有効利用に関する調査報告書，資源総合利用方策調査報告，第35号，昭和55年11月
- 2) 本間琢也編；風力エネルギー読本，昭和55年8月，オーム社
- 3) 日本風力エネルギー協会，他；第3回風力エネルギー利用に関するシンポジウム，昭和56年11月
- 4) 日本風力エネルギー協会，他；第4回風力エネルギー利用に関するシンポジウム，昭和57年11月
- 5) R. L. Thomas and T. R. Richards；ERDA/NASA 100Kilowatt MOD-0 Wind Turbine Operations and Performance. NASA TM-73825 1977 September
- 6) 科学技術庁研究開発局；風力エネルギー利用技術に関する研究，昭和61年12月
- 7) 石田洋治，野口正芳；水平軸型風車の空力設計と性能計算，航空宇宙技術研究所報告，TM-411，1980年
- 8) 石田洋治，戸田亘洋，星野秀雄，野口正芳；効率最適化風車翼の実験的研究，航空宇宙技術研究所報告，TR-698，1982年2月
- 9) 石田洋治，野口正芳，室田勝一；直径14m屋外試験用風車翼の3/14模型の風洞試験，航空宇宙技術研究所報告，TR-887，1985年
- 10) 機体一部，機体二部；風車翼の強度試験（Ⅰ）——振動試験および静強度試験——，航空宇宙技術研究所資料，TM-537，1984年10月
- 11) 機体一部，機体二部；風車翼の強度試験（Ⅱ）——ねじり剛性試験および疲労試験——，航空宇宙技術研究所資料，TM-541，1985年2月
- 12) 高橋 宏，半沢麻雄，馬場滋夫，小松行夫；風力-熱エネルギー利用技術熱発生装置の予備試験，航空宇宙技術研究所資料，TM-539，1984年11月
- 13) 外立政隆，半沢麻雄，室田勝一，野口正芳；水平軸風車の回転数制御に関する研究，航空宇宙技術研究所報告，TR-931，1987年3月
- 14) 外立政隆，渡辺和嗣（住友精工）；小型風車の運転特性，第22回飛行機シンポジウム講演集，1984年11月
- 15) 外立政隆，半沢麻雄，野中 修，高橋 宏，米吉通久（松下精工）；熱発生20kW風車の動的シミュレーション試験，第23回飛行機シンポジウム講演集，1985年10月
- 16) 外立政隆，半沢麻雄，米吉通久（松下精工），渡辺和嗣（住友精工）；20kW風車の運転特性について，日本航空宇宙学会第18期年会講演会講演集，1987年4月
- 17) 遠藤 浩；20kW風車の開発と実証，日本航空宇宙学会第18期年会講演会講演集，1987年4月
- 18) 外立政隆，野原利雄，伊藤 忠，関沢裕明（日本飛行機）；直径14m風車のフィールドテストにおけるブレード応力について，第24回飛行機シンポジウム講演集，1987年12月

航空宇宙技術研究所報告1056号

平成2年2月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺東町7-44-1
電話 三鷹(0422)47-5911(大代表) ㊦182

印刷所 株式会社 共 進
東京都杉並区久我山5-6-17

Printed in Japan