

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-931

水平軸風車の回転数制御に関する研究

外立政隆・半沢麻雄
室田勝一・野口正芳

1987年5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	3
3. ガバナー方式によるピッチ制御装置	4
4. ピッチ軸回りの振じモーメントの推定	8
5. ピッチ制御装置要素の設計仕様	16
6. 構成要素の特性	19
7. ガバナー制御による風洞試験結果	22
8. 数値シミュレーションと風洞試験の比較	25
9. 電磁比例リリーフ弁を用いた制御方式への改良	29
10. 改良後の風洞試験, 屋外試験結果	32
11. ブレード変動荷重について	38
12. あとがき	41

水平軸風車の回転数制御に関する研究*

外 立 政 隆** 半 沢 麻 雄**
室 田 勝 一** 野 口 正 芳**

Study on a Rotor Speed Control System for a Horizontal Axis Windmill

by

Masataka HASHIDATE, Asao HANZAWA,
Shoichi MUROTA and Masayoshi NOGUCHI

ABSTRACT

The rotor speed control of windmills plays an essential roll in their practical use. Rotor speed control technology is indispensable not only in attaining a high level of energy conversion efficiency but also in avoiding damage to the windmill rotor system under very strong wind conditions.

The present study was conducted as a part of the component technology research and development program for the 20kw horizontal axis windmill system development project sponsored by the Science and Technology Agency of the Japanese government.

A hydraulic pitch control system for a 1kw class windmill (a pioneering sub-scale model for the 20kw windmill) was developed and improved through repeated tests in the NAL low speed wind tunnel and through outdoor tests. Our original application of the electromagnetic proportional hydro-relief valve to the hydraulic pitch control system of windmills brought an outstanding reduction of the variation in windmill rotational speed. The test results confirm the excellent characteristics of the windmill rotor speed control.

The practicality of the hydraulic pitch control system has been proving itself in the 20kw windmill operation since December 1985.

1. まえがき

近年代替エネルギーのひとつとして、クリーンで無尽蔵な風力エネルギーの有効利用への関心が高まっている。このエネルギーを実用的な動力源ないし熱源として利用するには、安全で効率がよく、かつ

低コストの風車の開発が不可欠である。航空宇宙技術研究所では科学技術振興調整費による「風力-熱エネルギー利用技術の研究」に参画し、昭和55年度から20kw級風車の開発を目標に風車翼の設計製作に関する研究をスタートさせ、

- ① 風車翼の研究
- ② 蓄熱の研究
- ③ 熱発生装置の研究

*昭和62年2月5日 受付

** 空気力学第二部

④ ピッチ角制御装置の研究

等を進めてきた。本報告は「風力-熱エネルギー利用技術の研究」の一環として行なわれたピッチ角制御装置の研究を含む回転数制御の研究に関するものである。

風力エネルギーは

- ① 平常のエネルギー密度が低いこと
- ② 風速，風向が絶えず変化していること
- ③ 特定の気象条件下ではエネルギー密度が平常の数百倍になること

等の欠点を持っている。このために効率の良い風車の設計が困難であるばかりでなく，強風下で破損に至る場合がある。変転極まりない自然風の中で風車の性能を十分に発揮し，定格条件を上回る強風下で破損を回避して安全性を確保するためには風車の制御が必要である。風車の制御に関する研究は1975年頃から世界各国で行なわれるようになったが発表文献はまだ少なく，風車を設計製作するための十分な資料を提供するに至っていない^{1,2)}。

さて風車が定格風速以下の低風速領域でも効率良く稼動し，かつ定格風速以上の強風領域で安全に稼動するためには風車が吸収する風力エネルギーを制御する必要がある。従来の中小風車で使用されている風車制御方式としては，

- ① 回転面または側旗板の受ける動圧を利用して受風面積を変更させる方式
- ② 回転軸にウェイトを設け，この遠心力を利用してブレードのピッチ角を変える方式がある³⁾。また主に 100 kw 以上の大型風車には
- ③ 油圧サーボ機構を用いる方式が開発されている⁴⁾。①②で述べた方式は比較的構造が簡単であるが，制御精度と信頼性において不十分であり，③の方式では高精度の制御が可能となるが構造が複雑である。

ここで回転数制御の必要性をやや具体的に述べる。風力エネルギーは図1-1に示すように風速の3乗に比例する。わが国において比較的風の強い地域でも年間の平均風速は4~5 m/s である。1年間8,760時間のうち，おおよそ5,200時間は風速5 m/s 以下であり，1 m²あたり0.076 kw 程度のエネルギー密度しかない。しかし数年に1回起こるような風速60 m/s

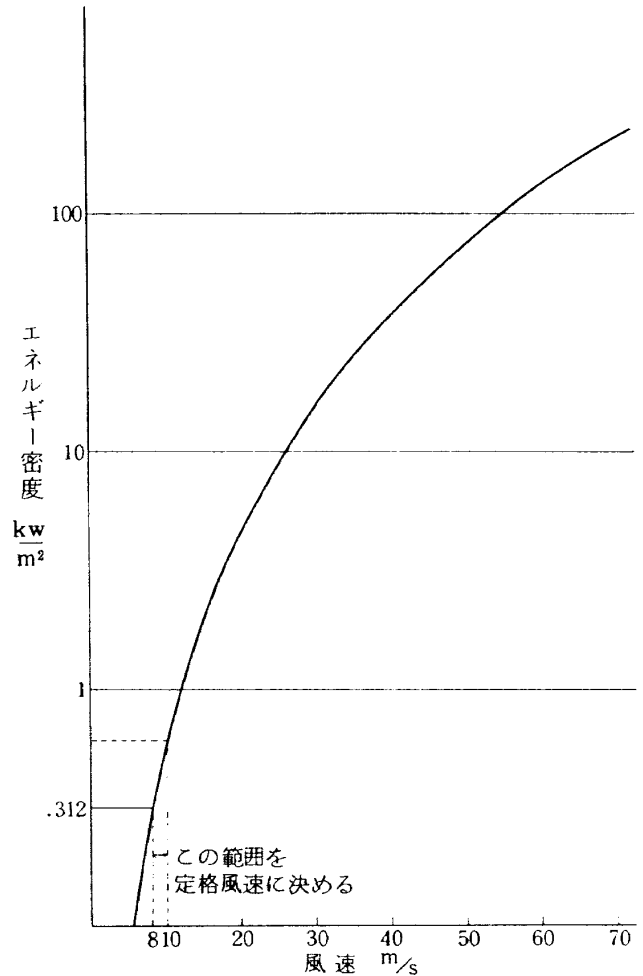


図1-1 単位面積あたりのエネルギー密度

では 132 kw/m² となる。一般に年間を通してエネルギー取得量の多い風速を定格風速と定めて風車を設計する。当然風車の設置場所の風況により最適定格風速は異なるが，わが国の場合は8~10 m/s の範囲がほとんどである。従って風速5~15 m/s の範囲でエネルギー変換効率が良く風速60 m/s でも破損しない風車を作る事が一応の目標として要求される。このような理由から定格風速の近傍においてはブレードのピッチ角を最適な値に保持して風速の変動にもかかわらず高い稼動効率を維持するとともに，強風に伴って回転角速度が過大になろうとする場合には速やかにブレードのピッチ角をフェザーリング方向に減少させて回転角速度を定格値の近傍に保ち風車の破損を回避する回転数制御が必要とされている。

一般に風車の回転数制御に要求される特性は

- ① 風速，風向の変動，負荷トルク変動に対して効率良く稼動し，回転速度が規定値内に制御されていること。

- ② 装置が軽量かつシンプルでコストが適当であること
 - ③ 回転数制御のために消費されるパワーが少ないこと。
 - ④ 長時間の無人運転でも適切な運転状態を維持し故障を生じないこと
- 等である。

筆者等は昭和56年から風車の回転数制御に関する研究に着手し、前記の特性の実現を目指して1 kw級風車試験装置を試作し、風洞実験、屋外実験を繰り返す。改良を重ねた結果、従来の風車に比べて構造がシンプルでかつ制御精度、信頼性共に優れている油圧式ピッチ角制御装置を開発した^{5, 6, 7)}。本報告では風車の制御系の設計に関する基本的な考え方、ピッチ軸振りモーメントの推定方法、回転数制御系要素の基本仕様、1 kw級風車試験装置の試作とその特性、数値シミュレーションによる制御系の特性把握、油圧式ピッチ角制御装置の改良、風洞試験及び屋外試験による回転数制御系の評価とブレードに働く空力荷重の計測などについて述べている。

2. 主な記号

- A ; 風車受風面積 πR^2 (m²)
- ATM ; 空気力による振りモーメント (Nm)
- a ; 軸流干渉係数
- $a.c$; 翼の空力中心を示す
- a_θ ; ブレードのトルク特性を2次近似したときの係数
- a_s ; ブレードの失速特性を近似したときの係数
- b ; 旋回流干渉係数
- b_θ ; ブレードのトルク特性を2次近似したときの係数
- b_s ; ブレードの失速特性を近似したときの係数
- CTM ; 遠心力による振りモーメント (Nm)
- C ; 翼素の翼弦長 (m)
- C_D ; 翼の抵抗係数
- C_L ; 翼の揚力係数
- C_{mn} ; 翼素のピッチ軸まわりのモーメント係数
- $C_{m.a.c}$; 翼の空力中心まわりのモーメント係数
- C_θ ; ブレードのトルク特性を2次近似したとき

- の係数
- C_Q ; ブレードのトルク係数 $= Q / (\frac{1}{2} \rho \pi R^3 v^2)$
- f ; 周波数 (Hz)
- J_w ; ブレードの回転軸回りの慣性モーメント (kg/m²)
- l ; 翼幅 (m)
- M_f ; ブレードのフラップ方向曲げモーメント (Nm)
- M_t ; ブレードのピッチ軸回りの振りモーメント (Nm)
- Δm ; 微小質量
- n_θ ; 翼素の前縁よりピッチ軸までの距離 (m)
- $n_{a.c}$; 前縁より空力中心までの距離 (m)
- P_c ; 制御油圧 (Pa)
- \dot{p}_c ; dp_c/dt (Pa/s)
- p_L ; 負荷油圧 (Pa)
- q ; 動圧 $\rho v^2/2$
- Q ; 軸トルク (Nm)
- R ; ブレード半径 (m)
- r ; 翼素の半径 (m)
- s ; 図4-13に示す4角柱の座標
- t ; 図4-13に示す4角柱の座標
- y ; 図4-13に示す4角柱の座標
- z ; 図4-13に示す4角柱の座標
- V ; 風速 (m/s)
- W ; 主流風速と回転面速度の合成速度、翼素に作用する風速 (m/s)
- α ; 翼素の迎角 (deg)
- Ω_s ; 設定回転角速度 (rad/s)または(rpm)
- Ω_G ; ガバナー回転角速度 (rad/s)または(rpm)
- Ω ; 風車軸の回転角速度 (rad/s)または(rpm)
- Ω_L ; 負荷ポンプの回転角速度 (rad/s)または(rpm)
- Ω_{comp} ; 負荷圧縮機の回転角速度 (rad/s)または(rpm)
- θ ; ピッチ角 主流と翼素のなす角 (deg)
- ϕ ; 流入角 図(4-4)で定義する (deg)
- ψ ; ブレードのねじり角 (deg)
- λ ; 周速比 $2 \pi f R / V$
- σ ; 翼素のソリディティ $C / 2 \pi r$
- ρ_θ ; ブレード材の密度

3. ガバナー方式による ピッチ制御装置

従来の中小風車のピッチ制御方式は機械式が多く、制御精度及び信頼性において十分なものが無いと言われている⁸⁾。そこで筆者達は1kw級風車試験装置に応答性が良く、信頼性が高くかつ制御精度の向上が望まれる油圧制御によるピッチ制御方式を採用することとした。将来、中型風車へ適用することを考慮して、従来の複雑高度な電気-油圧サーボ機構よりも簡略化された部品構成で風車としての制御精度を満足する方式の開発を目標とした。

3.1 設計目標

ピッチ制御装置の目的とする機能は風速が定格風速(8m/s)よりも低い場合には風車翼の出力が最大になるようにピッチ角を運転ピッチ角(1.57 rad 即ち 90°)(図5-2AおよびB参照)に維持し、風速が定格風速を越えると回転角速度を定格回転角速度(42.67 rad/s)近辺に維持して、過回転による風車の破損を避けつつ風力エネルギーの利用を続けるように風車翼のブレード・ピッチ角を制御することである。さらに油圧制御システムの故障が発生した場合

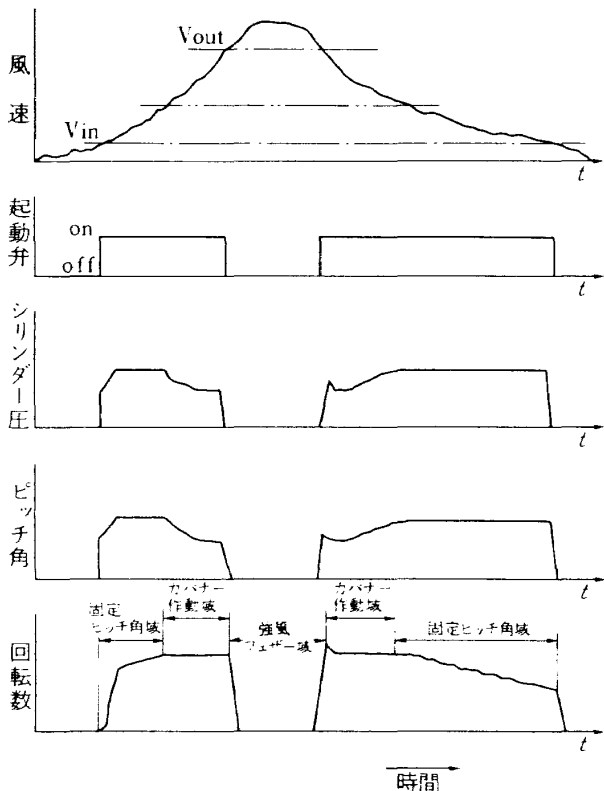


図3-1 風車運転概念図

にもピッチ角を確実にフル・フェーザーリング位置に戻して風車の過回転による破損を避ける機能が求められる。これらの機能を実現するために単動型油圧シリンダーと強力なフェーザーリング・スプリングを組み合わせる方式を採用する。

この研究においては起動特性および変動する自然風への追随性の向上ならびに制御に消費する動力の最小化を目的としているのでピッチ角変化速度を幅広く選定して試験が行なえるように配慮する。

制御は風車自身の発生する動力によって行なわれ、完全自立で外部からの操作を何等必要としないように計画する。なお風車を手動により外部から起動、または停止させる機能をも持たせている。ピッチ制御装置を用いる風車の運転の概念を図3-1に示しておく。

3.2 ピッチ制御装置の構成

ピッチ制御装置は表3-1に示す仕様に基づいて製作した。図3-2と写真1にピッチ制御装置を示した。支柱を兼ねたリザーバーの上に重量の大きいギヤー・ボックスを設け、前方に約800mm離してブレード・ハブを取り付け、後方に負荷ポンプ、制御ポンプ、ガバナー及び油圧バルブ類を配慮した構成になっている。ピッチ角変更を行なうアクチュエータはハブ先端に設け、主軸内の油圧供給用ロッドを通してギヤー・ボックス後方より油圧を供給している。

図3-3に制御機器の構成、図3-4にガバナーの詳細図を示す。ピッチ制御装置は風車軸の回転角速度をギヤー・ボックスにより2.4倍に増速して駆動す

表3-1 風車基本仕様

項目	規格
ロータ直径	3.0 m
ブレード枚数	2枚
翼型	C翼 wortman 72 MS-150A D翼 NACA 4418
配置	アップウインド
定格風速	8 m/s
定格回転数	407 rpm
定格出力	1.0 kw
負荷	油圧ポンプ

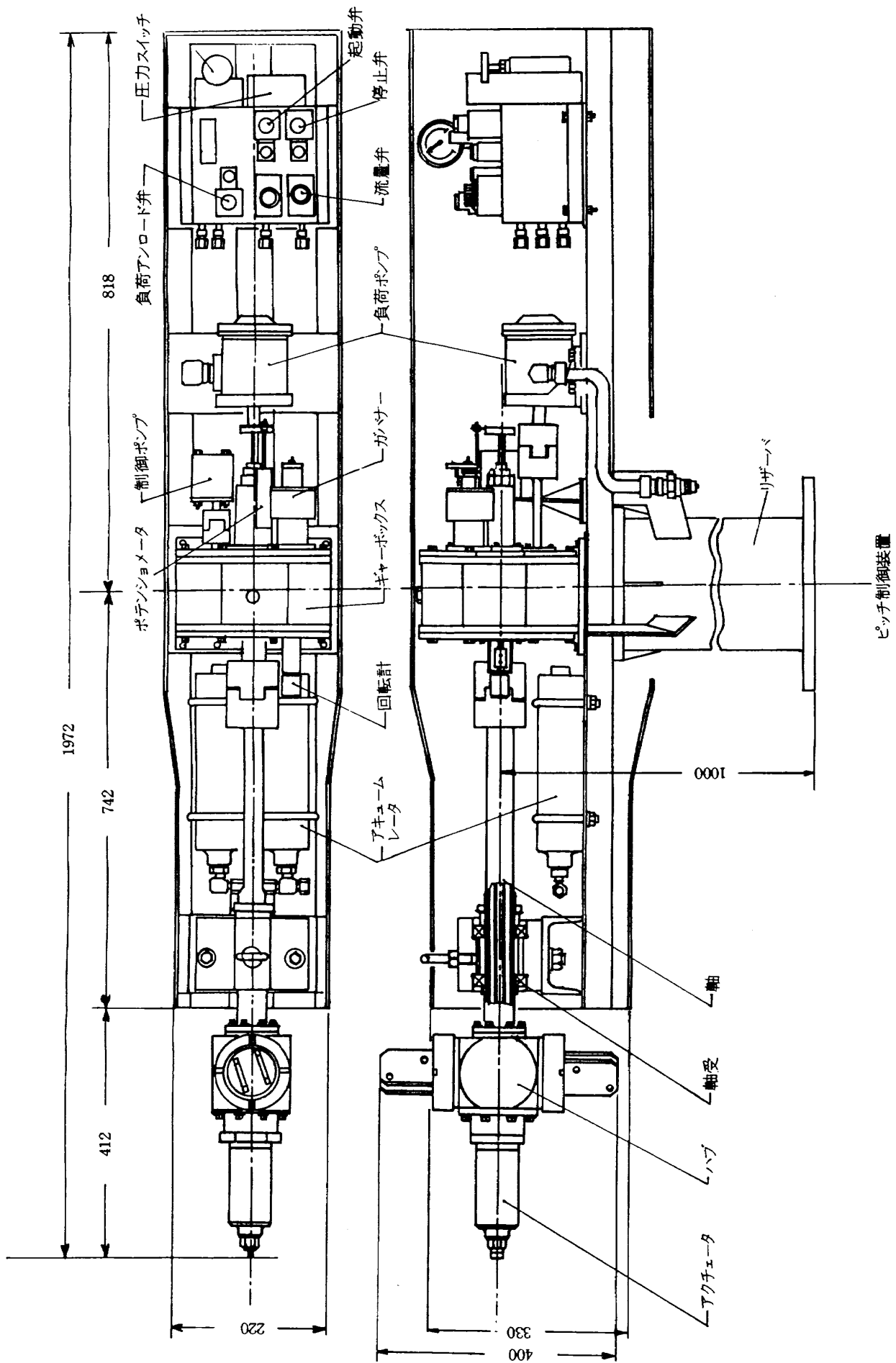


図 3-2 ピッチ制御装置

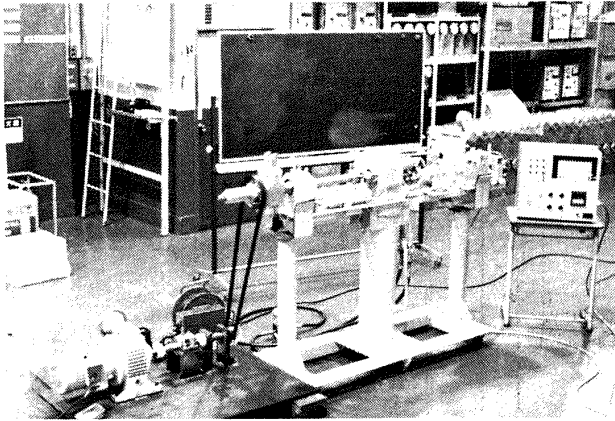


写真1 1 kwピッチ制御装置

る制御ポンプを動力源としている。制御ポンプで発生する油圧を、リリース弁、アンロード弁及びアキュムレーターから構成されるレギュレータ回路で安定化し、起動弁を介して一定流量をガバナーに供給する。ガバナーは風車軸の回転角速度をギヤ・ボックスにより6.0倍に増速して駆動され、ウェイトの遠心力を利用して偏差回転角速度に比例してスプールを移動させ、油圧流量を制御している。アクチュエーターではガバナーの出力口から供給された油量に応じて油圧力とスプリングの反力が釣り合い

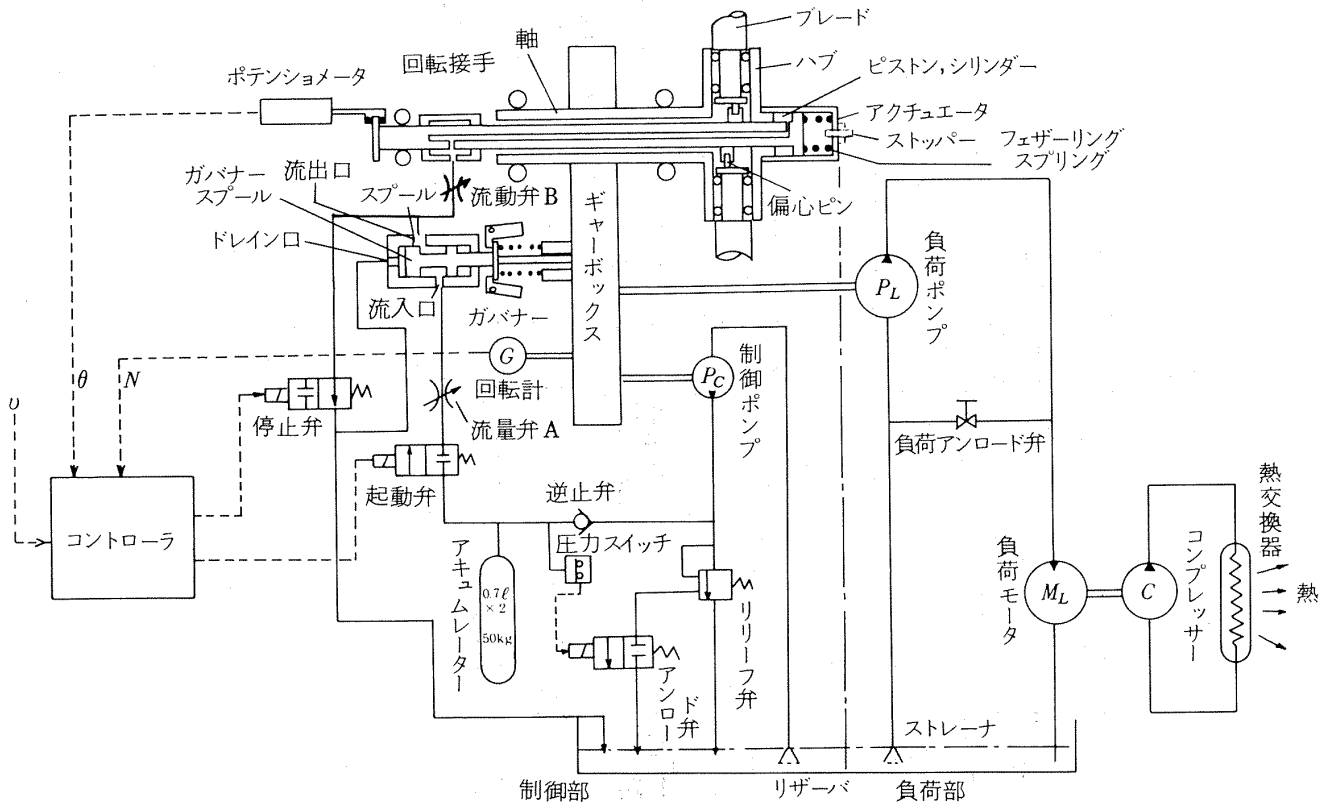


図3-3 制御機器構成図

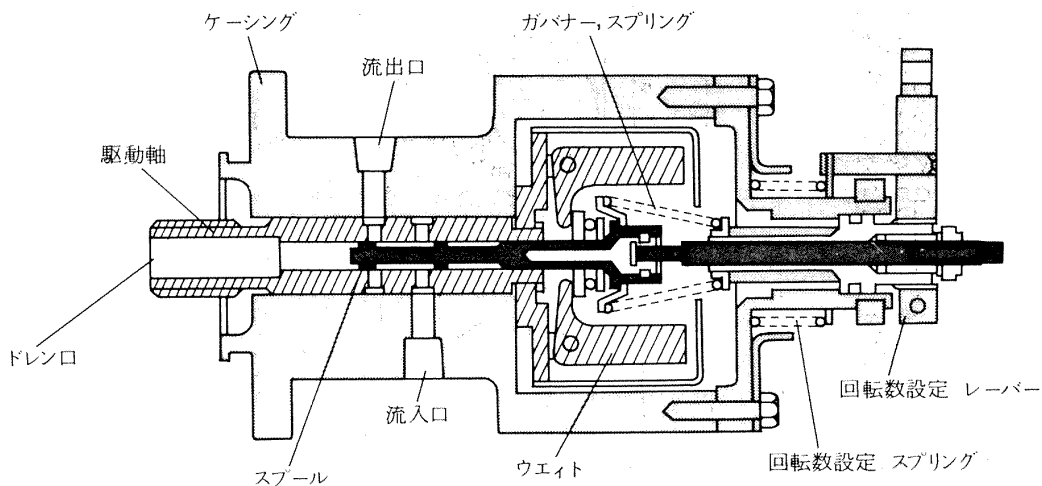


図3-4 ガバナー詳細図

ながらピストンがシリンダー内を進むようになってくる。起動弁とガバナーの間およびアクチュエーターとガバナーの間には各1個の流量制御弁を設けてピッチ角変化速度の設定に用いている。

コントローラ内に組み込まれたコンバータにより制御弁を作動させ、著しい強風時に風車を自動的に停止させ、さらに風速低下と共に再起動させる機能を持たせている。またコントローラには風車軸の回転数、ピッチ角及び風速が表示されている。

3.3 ピッチ制御装置の作動

これらの制御機器を用いて、以下に述べるような手順で風車の起動、定格回転角速度近辺における回転角速度制御が行われるように設計上意図されている。

まず風速が3.5 m/s以下の極く弱風時には風車を起動させるに足るトルクが生じないので、回転角速度は零である。この時、起動弁は「閉」、停止弁は「開」となり、ピッチ角はフル・フェザリング角の位置にある。

風速が強まり、起動風速を越えるとフル・フェザリング角の位置で風車は回転を始める。本風車のようなブレード直径3.0 mでピッチ角0.52 rad(30°)の場合、風速3.5 m/sで回転角速度は2.3 rad/sとなる(Dブレードの場合)。この回転数に達したとき、コントローラ内のコンパレータを作動させ、起動弁を「開」、停止弁を「閉」とする。アキュムレータに油圧が充填されていれば、その油が、起動弁、流量弁A、ガバナー、流量弁B、回転継ぎ手を通り、ピッチ・アクチュエーターに供給される。そしてアクチュエーターのピストンに働く油圧によってフェザリング・スプリングが押し付けられて、ピッチ角を運転ピッチ角の方向に変化させる。この時風車の回転角速度が十分立ち上がらない内にピッチ角だけが增加してブレードが失速に陥らないように油量を流量弁Aで制限している。風車軸の回転角速度の増加と共に軸に連結された制御ポンプの発生する油圧でフェザリング・スプリングが押し付けられ、やがてピストンはストッパーに当り停止する。このときブレードのピッチ角は最も効率の良い運転ピッチ角になるようにストッパーの位置が調整されている。ピストンがストッパーに当たると瞬間に油圧が上がる。必要

以上の加圧にならないようにリリーフ弁を設けている。アキュムレータに規定圧が充填されたときはアンロード弁を作動させて制御ポンプの消費トルクを軽減させている。

次に、ガバナーの作動について述べる。軸回転角速度が小さいとき、スプールはガバナー・シリンダーの左端にスプリングで押しつけられている。軸回転角速度が増加すると共にガバナーのウェイトに働く遠心力とガバナー・スプリングの反力が釣り合う位置までスプールが右に移動する。軸回転角速度がガバナーの設定回転速度より小さい間、スプールはガバナーの流出口よりも左端にある。従って油圧作動油は流入口から流出口を通してアクチュエーターに供給される。軸回転角速度が増してスプールが流出口をちょうど塞いだ状態がガバナーの設定回転角速度に一致しているときである。またこのとき軸回転角速度が風車の設計定格回転角速度に一致するようにガバナーを調整しておく。

さらに回転角速度が増加するとスプールがさらに右へ移動してガバナーの流出口とドレン口が繋がった状態になる。この結果アクチュエーターから油がドレン口へ逆流し、アクチュエーターの油圧が低下してピストンがアクチュエーターのスプリングに押し戻されるので、ピッチ角度はフル・フェザリング位置に向かって減少する。この場合にはアクチュエーターとガバナー口間の流量弁により流量を制限することによってピッチ角変化速度を調整する。ピッチ角が減少すると風車翼に発生するトルクが減少し、軸回転角速度が減少する。軸回転角速度が定格回転角速度をいくらか下回ると再びガバナーの機能によりアクチュエーターに油圧の供給が開始され、ピッチ角は運転ピッチ角に、回転角速度は定格回転角速度に向かって回復する。このような形で回転角速度を定格回転角速度近辺に保持する意図のもとに制御系統が構成されている。

風車を風洞内に設置し、風速を定格風速に設定して運転を行なった場合の制御データの実例が図7-1のA-D部分に示されている。軸回転角速度は定格回転角速度の近辺、ピッチ角は運転ピッチ角の近辺に制御されていることがわかる。

ここで軸回転角速度とブレードのピッチ角の関係

を整理しておく、

軸回転角速度<あらかじめ設定した回転数

凡そ 2.3 rad/s

フル・フェザーリング角から運転ピッチ角に移行し、ストッパーで停止する。

軸回転角速度<ガバナーの設定回転角速度 (42.67 rad/s)

運転ピッチ角に固定

軸回転角速度>ガバナーの設定回転角速度

運転ピッチ角からフル・フェザーリング角に向かって、ピッチ角が減少する

3.4 フェザーリング・スプリングの機能

風車の軸回転角速度を定格値の近辺に維持する上でフェザーリング・スプリングが重要な役割を果たしていることは既に見た通りである。この他に停止弁を作動させて外部から強制的に風車を停止させる場合にもブレード・ピッチ角をフル・フェザーリング位置に移すのに用いられる。この他に安全上極めて重要なもう1つの機能を担っている。即ち油圧系統が故障してブレード・ピッチ角の制御がおこなわれなくなったときには速やかにブレード・ピッチ角をフル・フェザーリング位置に戻して風車の回転を止める機能である。この観点からフェザーリング・スプリングの強さを適切に決定する必要が生じる。

4. ピッチ軸回りの振りモーメントの推定

風車が回転しているとき、ブレードのピッチ軸回りに振りモーメントが働く。油圧シリンダーの駆動力とフェザーリング・スプリングの強さを決定するためにピッチ軸振りモーメントの推定を行なった。これは空気力によるものATM (Aerodynamic torsional moment) と遠心力によるものCTM (Centrifugal torsional moment) からなる。ATMの近似的な計算方法を4-1.に、CTMの近似的な計算方法を4-2.に述べてある。

4.1 空気力による振りモーメント (ATM)

ATMを厳密に求めることはかなり厄介な計算を必要とする。風車のピッチ角制御装置を設計する場合、近似的にATMを求める手法が確立されていれば設計

者にとって有益である。ここでは近似的手法によって実用上有効なATMの求め方を示す。

風車翼の翼型とその揚力特性、抗力特性、空力中心回りのモーメント特性、半径方向の翼弦分布及び振り角分布が明らかになっているものとする。また半径方向の各翼素の迎角が一定になるように設計されていると仮定する。

ここで本研究に使用したDブレードのATMを一例として計算する。このブレードの翼型はNACA4418で⁹⁾、その揚力特性、抗力特性、空力中心回りのモーメント特性を図4-1に、半径方向の翼弦分布、振り角分布を図4-2に示す。この翼をカット・アウト

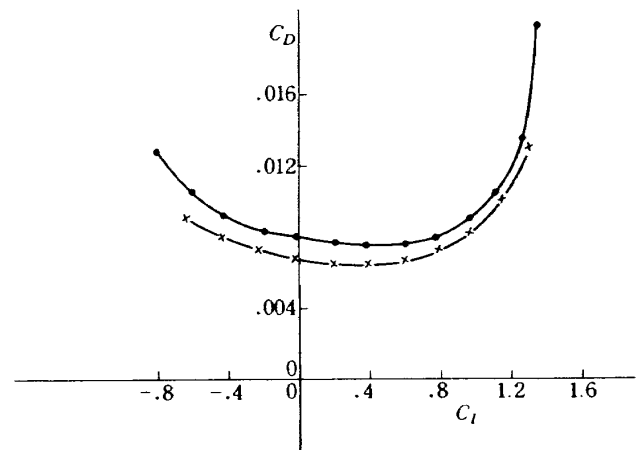


図 4-1 b NACA 4418 翼特性

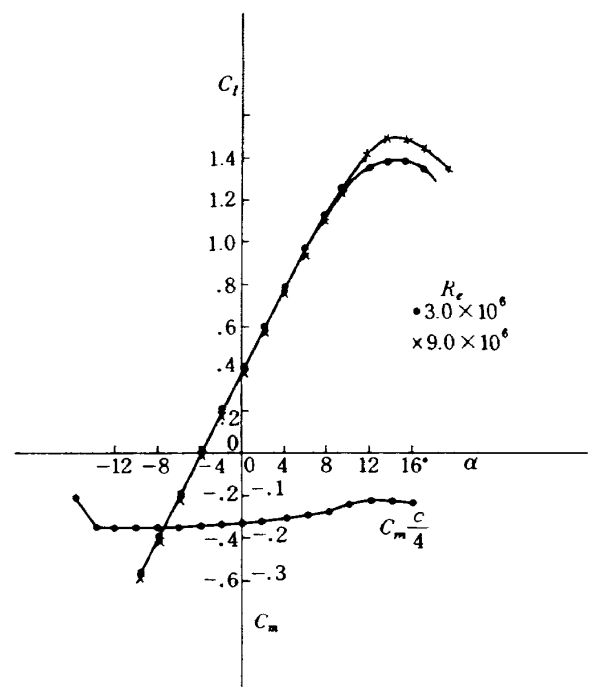


図 4-1 a NACA 4418 翼特性

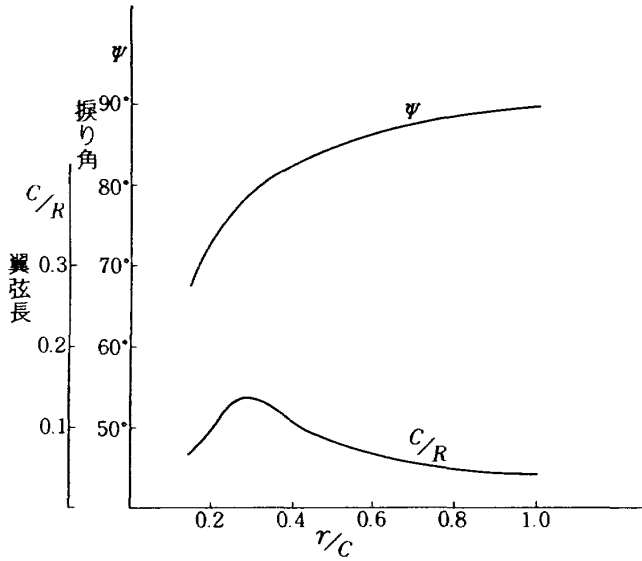


図4-2 Dブレード翼弦長・振り角分布

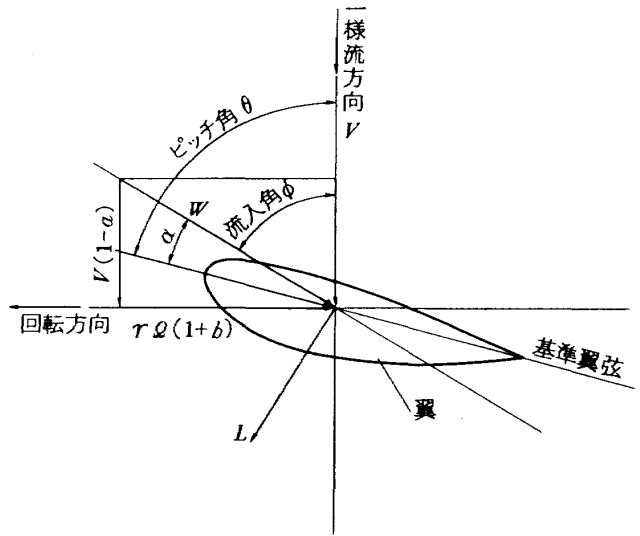


図4-4 ピッチ角の定義

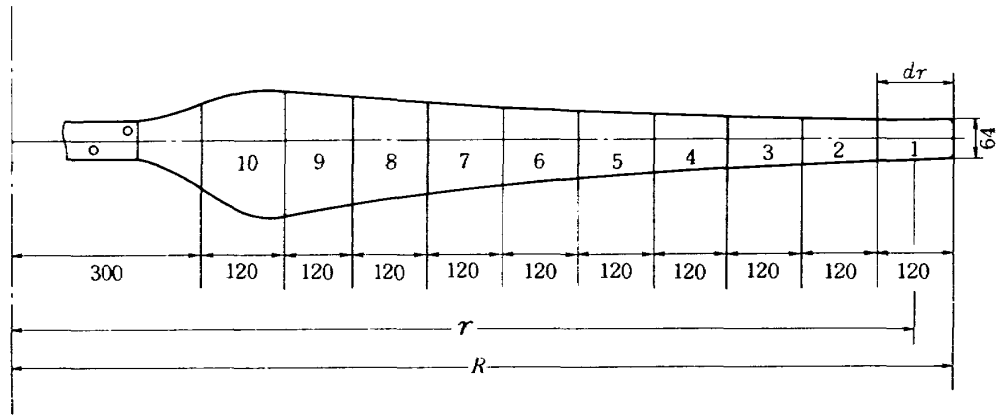


図4-3 Dブレードの10等分割

部から翼端まで10等分に分割(図4-3)したときの各翼素のピッチ軸回りのATMは次式で表される。¹⁰⁾

$$C_{mn} = C_{m a.c} + (n_{\theta} - n_{a.c}) C_L \quad (4.1)$$

$$\Delta ATM = C_{mn} \frac{1}{2} \rho W^2 \cdot C^2 \cdot l \quad (4.2)$$

風速 W は図4-4に示すように一様流風速 V 、周速 ωr 、軸流干渉係数 a 、旋回流干渉係数 b できまる。¹¹⁾

つまり

$$W = V \left[(1-a)^2 + \lambda^2 (1+b)^2 \right]^{1/2} \quad (4.3)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left[\lambda(1+b) / (1-a) \right] \quad (4.4)$$

$$\lambda = \omega r / V \quad (4.5)$$

また、 a 、 b は次式で与えられる。

$$a = \sigma (C_L \cdot \tan \phi + C_D) / (4 \cos \phi + \sigma (C_L \cdot \tan \phi + C_D)) \quad (4.6)$$

$$b = \sigma (C_L - C_D \cdot \tan \phi) / \lambda (4 \cos \phi + \sigma (C_L \cdot \tan \phi + C_D)) \quad (4.7)$$

(4.3), (4.4), (4.6), (4.7)式に示すように W を計算するには a 、 b が必要となり、 a 、 b を求めるには C_L 、 C_D が決まらなければ出来ない。また流入角 ϕ は a 、 b の関数となっているから厄介である。しかし本風車に使用したブレードはあらかじめ風洞試験によりその空力特性が明らかになっている。定格風速8m/s、定格周速比8でトルク係数が0.06で運転しているとき、合成気流に対する各翼素の迎角は0.104 rad (即ち6°)になる様に設計されている。また迎角6°のとき翼素の C_L 、 C_D は図4-1より $C_L = 1.0$ 、 $C_D = 0.008$ である。運転ピッチ角が1.57rad (即ち90°)(翼端の翼素が主流方向から測り90°となっている)、迎角が6°、各翼素の振り角が与えられれば、流入角 ϕ が決まり、各翼素の設計点における a 、 b が計算可能となる。Dブレードを10等分した各翼素の翼弦長 C 、ソリディティ σ 、周速比 λ 、

表4-1 Dブレードを10分割した各翼素寸法

翼素	翼弦長 C(m)	周速比 λ	ソリディティ σ	ねじり角 Ψ(deg)	流入角 φ(deg)
1	0.066	7.712	0.0145	0.2	83.8
2	0.0707	7.144	0.0168	0.3	83.7
3	0.0777	6.568	0.0201	1.1	82.9
4	0.0847	5.992	0.0239	1.6	82.4
5	0.0937	5.424	0.0293	2.25	81.75
6	0.1045	4.862	0.0365	3.05	80.95
7	0.1177	4.28	0.0468	4.05	79.5
8	0.1343	3.712	0.0614	5.4	78.6
9	0.1556	3.136	0.0841	7.1	76.8
10	0.1849	2.568	0.122	9.4	74.6

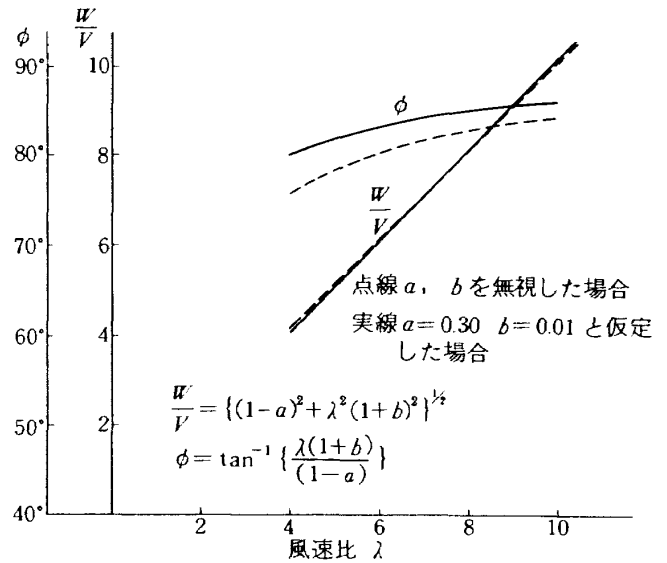


図4-6 周速比とW/Vの関係

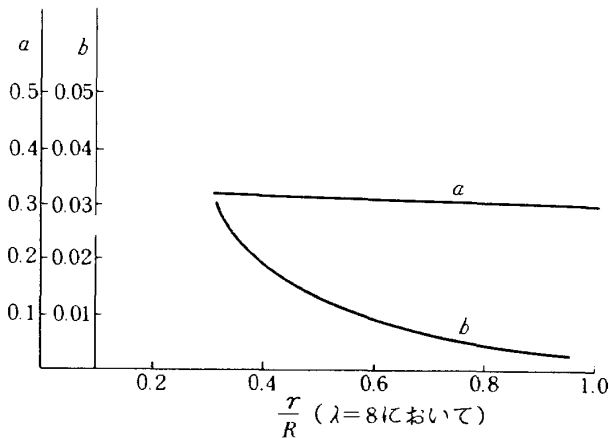


図4-5 半径方向の a, b の関係

表4-2 運転時のピッチ角, トルク係数と風速の関係(Dブレード特性による)

V(m/s)	RQ(m/s)	λ	θ _{tip}	C _Q	Q(kgfm)
6	48	8	90°	0.06	1.43
7	56	8	"	"	1.93
8	64	8	"	"	2.54
10	"	6.4	82.8°	0.0383	"
12	"	5.33	77.5°	0.0266	"
14	"	4.57	74.0°	0.0195	"
16	"	4.0	71.0°	0.0149	"
18	"	3.5	68.2°	0.0115	"

流入角φを表4-1に示す。これらの値を使って(4.6), (4.7)式より a, bを計算して図4-5に示す。aは半径方向で0.27~0.33の値となり、bはaの1/10以下の値となる。ここでa=0.30, b=0.01として(4.3)式より翼端周速比にたいするW/Vを計算すると図4-6のように成る。翼素に働く合成速度Wはa, bを無視しても1%程度の誤差しか生じないことを示している。また同様に(4.4)式より流入角φを計算し図4-6に示す。φはa, bを無視すると2~4°少なくなる。この値は翼素の迎角が変化する為無視することは出来ない。

実際の風車の運転において a, bはどのような値を取り得るのかを検討する。風車のピッチ制御が適正に行われ回転角速度が定格風速以上で定格回転角速度に制御され、かつ負荷トルクが回転角速度の二

乗に比例していると仮定する。上記の条件で運転されている風車特性を表4-2に示す。定格風速8m/sでは周速比8で翼素の迎角は6°である風速8m/s以上ではピッチ角が小さくなり翼素の迎角も小さくなってC_L, C_Dの小さいところで作動している。

ここでブレードを図4-3に示すように10等分し、翼端の翼素に着目すると、この翼素に発生するトルクは次式で示される¹¹⁾。

$$dQ = 1/2 \cdot \rho \cdot W^2 \cdot C(C_L \cdot \cos \phi - C_D \cdot \sin \phi) r \cdot dr \quad (4.8)$$

一方、風車の発生トルクは次式で定義される。

$$Q = 1/2 \cdot C_Q \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \pi \cdot R^3 \quad (4.9)$$

dQとQは翼素の合成気流Wにたいする迎角αが-4°~10°の範囲で作動しているとき比例しているはずである。そこで比例係数をKとすれば

$$dQ = K \cdot Q \quad (4.10)$$

が成立する。つまり

$$\begin{aligned} 1/2 \cdot \rho \cdot W^2 \cdot C(C_L \cos \phi - C_D \sin \phi) r \cdot dr \\ = K \cdot 1/2 \cdot C_Q \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \pi \cdot R^3 \end{aligned} \quad (4.11)$$

となる。ここで C_D/C_L が図4-1より約0.008であることより $C_D \sin \phi$ を無視すれば

$$W^2 \cdot C \cdot C_L \cdot \cos \phi \cdot r \cdot dr = K \cdot C_Q \cdot V^2 \cdot \pi \cdot R^3 \quad (4.12)$$

(2.12)式より $C_L \cdot \cos \phi$ を求めると

$$C_L \cdot \cos \phi = K \cdot C_Q \cdot V^2 \cdot \pi \cdot R^3 / W^2 \cdot C \cdot r \cdot dr \quad (4.13)$$

ここで、 $W^2/V^2 = (1-a)^2 + \lambda^2(1+b)^2$ であることより

$$\begin{aligned} C_L \cdot \cos \phi = (K \cdot \pi \cdot R^3 / c \cdot r \cdot dr) \cdot \\ \{C_Q / ((1-a)^2 + \lambda^2(1+b)^2)\} \end{aligned} \quad (4.14)$$

(4.14)式右辺の第一項は運転条件に関係なく翼の形状により決まる数値であり、第二項は $a = 0.3$, $b = 0.01$ として表4-2の運転条件の C_Q と λ を使って計算すると図4-7に示すようにほぼ一定値となる。これは近似的に $C_L \cdot \cos \phi$ が定格値における値と同じということになり、要素1において

$C_L \cdot \cos \phi = 1.0 \cos(83.8^\circ) = 0.108$ (4.14')
となる。一方(4.6), (4.7)式の a, b を(4.5)式に代入すると

$$\begin{aligned} \{\sigma(\lambda C_L - C_D) - 4 \cdot \cos \phi\} \tan \phi \\ + 4 \lambda \cos \phi + \sigma(\lambda C_D + C_L) = 0 \end{aligned} \quad (4.15)$$

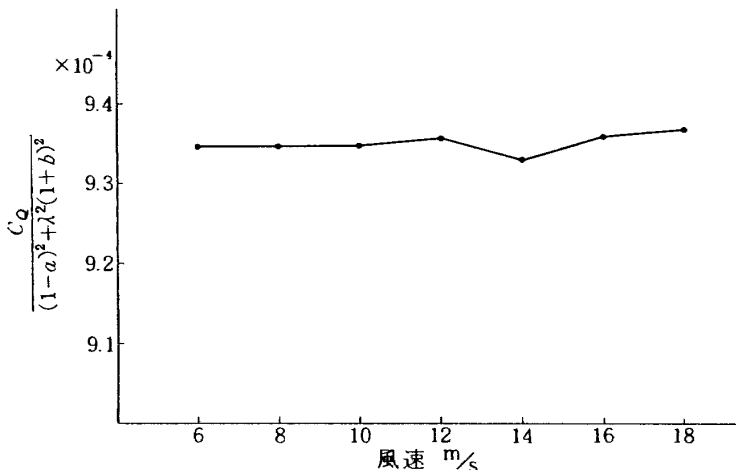


図4-7

次に、 C_D を省略し、 $C_L = 0.108 / \cos \phi$ として(4.15)式に代入すると

$$\begin{aligned} \{\sigma(\lambda \cdot 0.108 / \cos \phi - 4 \cdot \cos \phi)\} \tan \phi \\ + 4 \lambda \cos \phi + \sigma(0.108 / \cos \phi) = 0 \end{aligned} \quad (4.16)$$

となる。(4.16)式に σ, λ を与えれば ϕ を計算することが可能となる。翼端翼素 ($\sigma = 0.0145$) において λ にたいする ϕ を計算する。次に ϕ が決まると(4.14')式より C_L が計算でき、さらに C_L が決まると図4-1より a がきまる。それらの結果を図4-8に示す。 ϕ, C_L が決まれば(4.6), (4.7)式より各周速比における a, b を計算することが可能となる。表4-2に示す運転条件のとき周速比にたいする a, b を図4-9

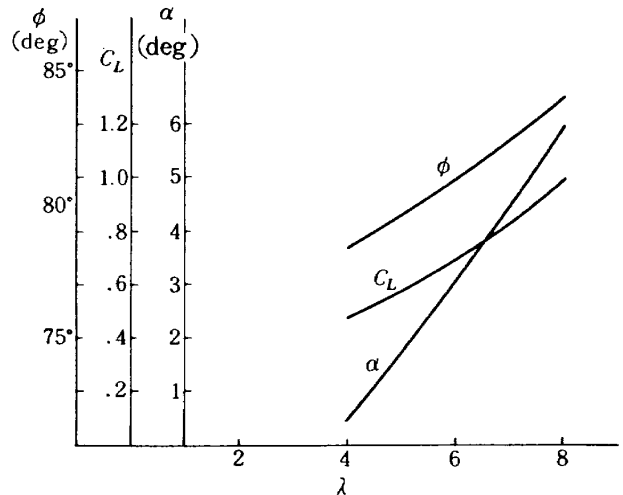


図4-8 翼素1における λ と ϕ, α, C_L の関係
{ 強風時回転数一定のとき }

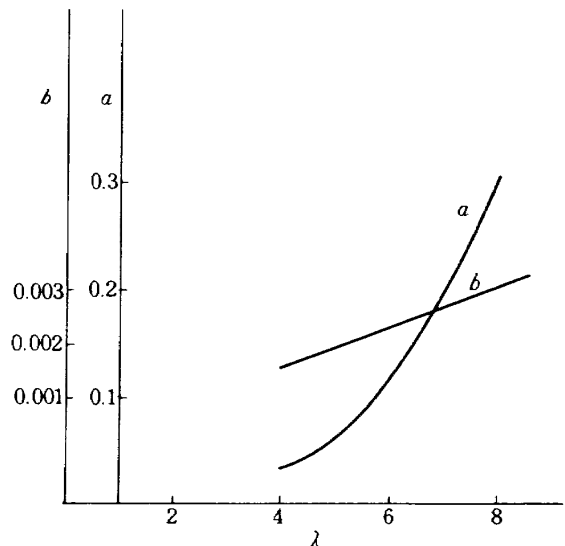


図4-9 翼素1における λ と a, b の関係

に示す。 a 、 b は周速比に比例する。

以上の結果より次の結論を得た。

1) 軸流干渉係数 a は周速比にはほぼ比例し、 $\lambda=8$ で $a=0.3$ 程度である。また半径方向の翼素で変化しない。

2) 旋回流干渉係数 b はおよそ a の $1/10$ であり、近似的に ATM を求める場合無視してもよい。したがって

$$W^2 = V^2 [(1-a)^2 + \lambda^2]$$

となり、翼素の ΔATM は (4.2) 式から

$$\Delta ATM = C_{mn} \cdot 1/2 \cdot \rho \cdot V^2 \cdot [(1-a)^2 + \lambda^2] C^2 \cdot l \tag{4.17}$$

なる。一方翼素の振りモーメント係数 ΔC_{atm} は

$$\Delta C_{atm} = \Delta ATM / \left(\frac{1}{2} \rho V^2 R^3 \right) \tag{4.18}$$

で定義されるから

$$\Delta C_{atm} = C_{mn} \cdot C^2 \cdot l \cdot [(1-a)^2 + \lambda^2] / R^3 \tag{4.19}$$

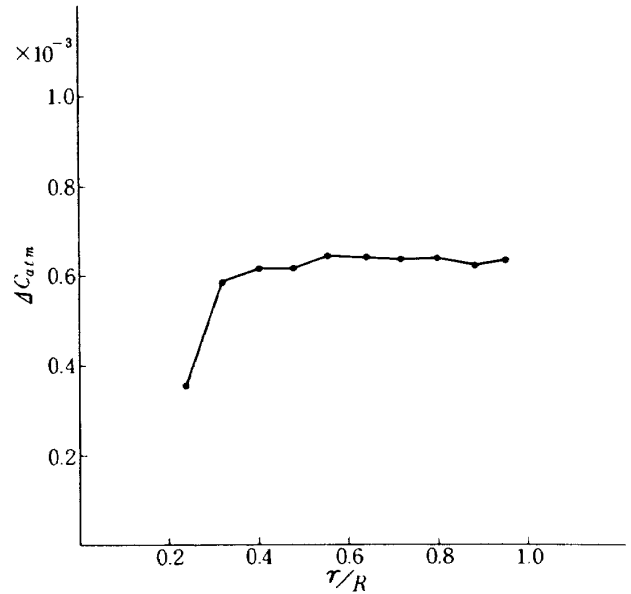


図 4-10 半径方向の振りモーメント分布

翼素 - 運動量理論の計算値 (石田洋治氏提供)

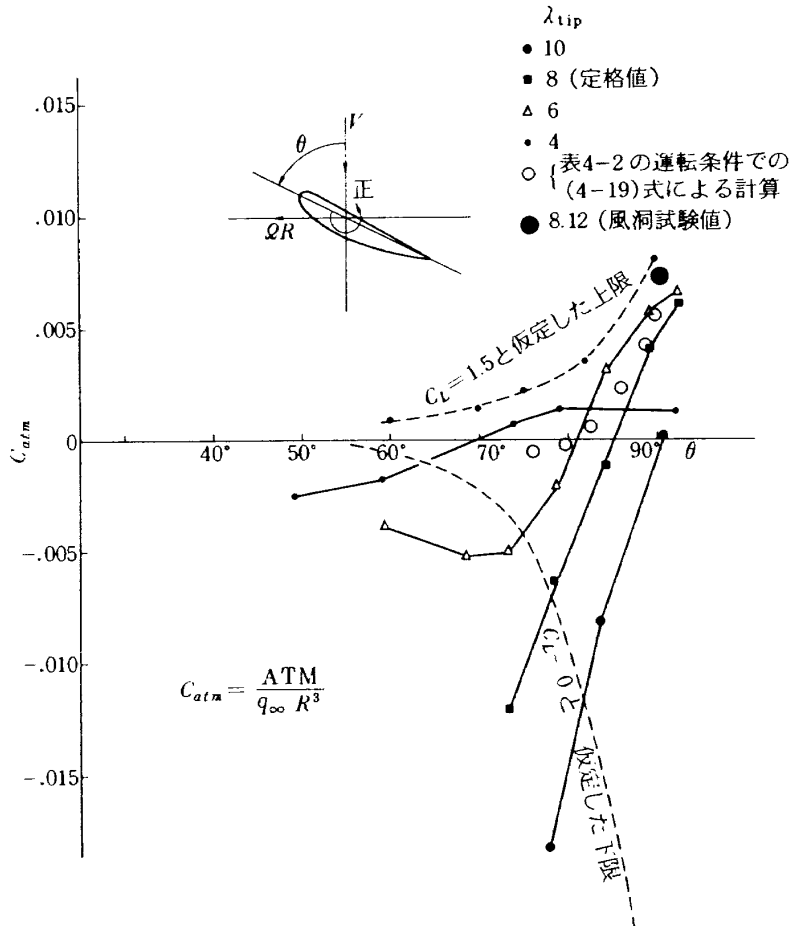


図 4-11 ピッチ角・周速比と振りモーメント係数の関係

となる。翼素の C_{mn} と λ がきまれば ΔC_{atm} を計算することが出来る。ピッチ制御が行われているときの各風速における λ , θ_{tip} , C_Q は表4-2の通りであり、さらに図4-8より α と C_L を求める事ができるから(4.1), (4.19)式より ΔC_{atm} を求める事が可能となる。周速比 $\lambda=8$, $C_L=1.0$ の場合の各要素の ΔC_{atm} を図4-10に、また全翼素を積分した結果を図4-11にしめす。

図4-11の実線は翼素-運動量理論(石田洋治氏提供)に基づいて計算した結果であり、○印は上記計算に基づく計算結果、●印は図11-7の風洞試験よりCTMを差引いたATM分を示す。風洞試験ではハブ軸受の摩擦分を含んでいることを考慮すれば妥当な値である。また点線で示す正の範囲は図5-2Bの各ピッチ角の $C_{Q\max}$ の点を $C_L=1.5$ として計算した C_{atm} の上限、負の範囲の点線は $C_Q=0$ となるピッチ角で $C_L=0$ として計算した C_{atm} の下限の範囲を示す。風車は運転ピッチ角 $1.571 \text{ rad} (90^\circ)$ でATMが最大となる。ピッチ制御装置を設計する場合ATMの正の範囲、つまり頭上げモーメントの発生する領域ではピッチ角がますます回転角速度を増す方向に作用し非常に危険となる。

4.2 遠心力による振りモーメント(CTM)

CTMはブレードのピッチ軸回りの質量に働く遠心力により発生する。この計算でもブレードを半径方向に10等分し各要素ごとに計算する。たとえば図4-12の Δm によって発生する x 軸回りの振りモーメントは $z, y, \Omega^2 \Delta m$ となる。ブレードは半径方向に振れているので分割した各翼素ごとに振り角を考慮してCTMを求める。

今各翼素を等密度からなる四角柱と仮定して図4-13の微少部分の質量 Δm による振りモーメントは

$$\begin{aligned} \Delta CTM &= \Omega^2 \cdot \rho_b \cdot \Delta x \cdot \Delta s \cdot \Delta t \cdot y \cdot z \\ &= \Omega^2 \cdot \rho_b \cdot \Delta x \left[(\sin 2\theta)(s^2 - t^2)/2 \right. \\ &\quad \left. + (\cos 2\theta) s \cdot t \right] \Delta s \cdot \Delta t \end{aligned} \tag{4.20}$$

但し、 ρ_b はブレード材の密度を示す。

よって四角柱の翼素 i による振りモーメント ΔCTM_i は

$$\Delta CTM_i = \Omega^2 \cdot \rho_b \cdot \Delta x_i \int_{-d_i/2}^{d_i/2} \int_{-c_i/2}^{c_i/2}$$

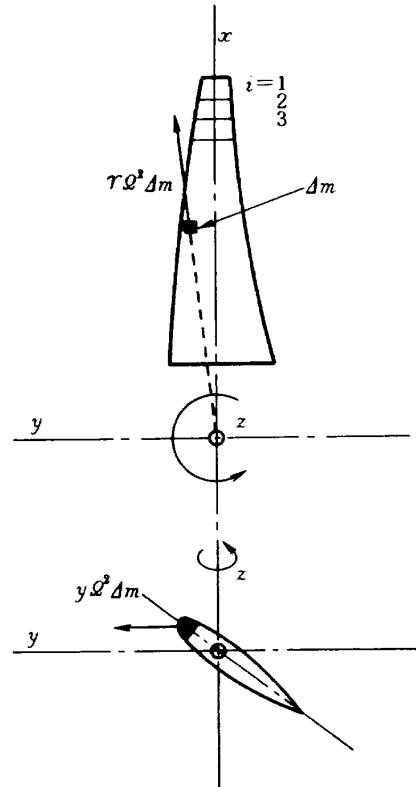


図4-12 遠心力による振りモーメント

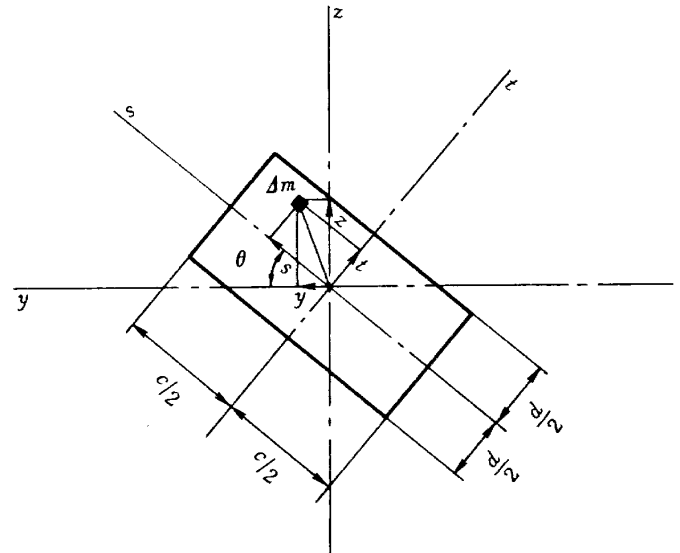


図4-13 四角柱断面の座表のとり方

$$\begin{aligned} & \left[(\sin 2\theta_i \cdot (s^2 - t^2))/2 \right. \\ & \left. + \cos 2\theta_i \cdot s \cdot t \right] ds \cdot dt \end{aligned} \tag{4.21}$$

但し、各記号の定義は図4-12, 4-13の通りとする。(4.21)式を積分すると

$$\Delta CTM_i = \Omega^2 \cdot \rho_b \cdot \Delta x_i \cdot 1/24 \cdot (\sin 2\theta_i) (c_i^2 - d_i^2) c_i \cdot d_i \tag{4.22}$$

いまブレードの全質量を M とすれば

$$\rho_b = M / \sum \Delta x_i \cdot c_i \cdot d_i \quad (4.23)$$

となり、全体の振りモーメントは次式で表せる。

$$CTM = \rho^2 \cdot M \frac{\sum [(\sin 2\theta_i \cdot \Delta x_i \cdot c_i \cdot d_i (c_i^2 - d_i^2))]}{24 \sum \Delta x_i \cdot c_i \cdot d_i} \quad (4.24)$$

本風車に使用したDブレード(重量1.5 kg・半

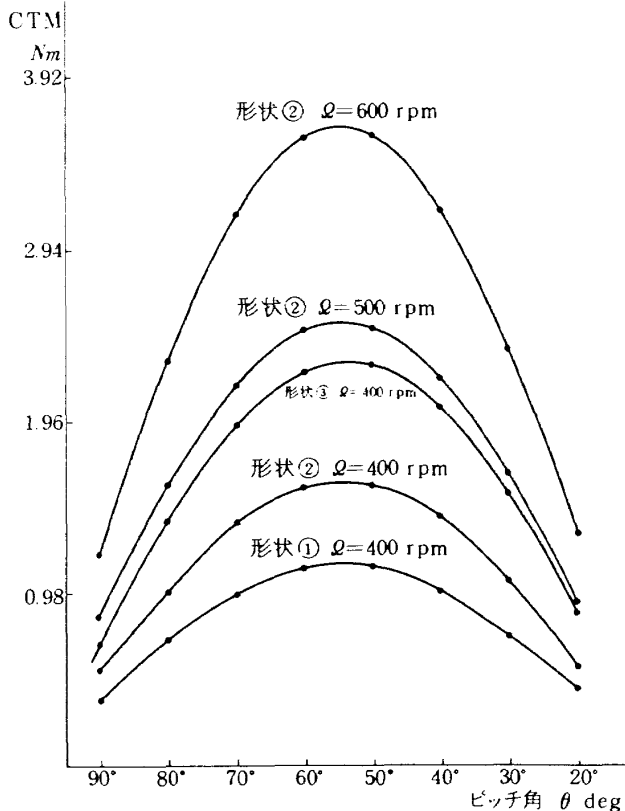


図 4-14 DブレードのCTM (ブレード1枚あたり $M=1.5 \text{ kgf}$ $R=1.5 \text{ m}$)

1.5 m) の場合を(4.24)式でCTMを計算して図4-14に示す。計算を簡単にするため翼型を四角柱で近似し、断面の近似の方法を図4-15に示す。回転軸は前縁側40%の位置に固定し前縁側と後縁側を短めに近似した形状①、と後縁側を明らかに長めに近似した形状③、と両者の中間②の形状を計算した。近似の方法によりCTMは約100%違ってくる。翼型をした時の真値は①より大きく③より小さい事が予想できる。②程度が妥当な値と思っている。

4.3 ピッチ軸振りモーメントの挙動

3.3で述べたように風車翼の回転角速度は定格回転角速度の近辺に制御され、ピッチ制御装置が故障した場合にも過回転が防止されるようになっているので定格回転角速度を大きくオーバーシュートすることは考えられない。ここでは50%の安全余裕を見込んで回転角速度を62.83 rad/s 即ち600 rpmとし、ブレードの質量にも余裕を見込んで1枚当たり1.5 kgとしてDブレードの風車翼を対象としてATM及びCTMの計算を行なった。

風車の回転角速度が風速に対して正常に制御されている場合には、定格風速(8 m/s)まではブレードのピッチ角が運転ピッチ角に固定され、この点より風速が上昇すると回転角速度と負荷出力が定格値になるようにピッチ角が制御されていると仮定する。まず定格風速より風速が大きい運転状態でのピッチ角、周速比、トルク係数を図4-16に示す。ピッチ角と周速比が決まれば図4-11より振りモーメント係数 C_{atm} が読み取れ、各風速におけるATMが計算できる。計算結果は図4-17に示すようにピッチ角の

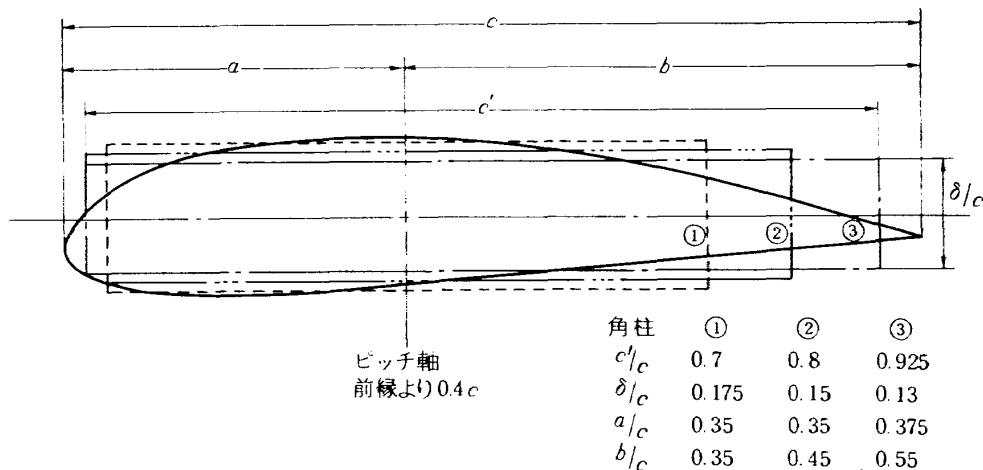


図 4-15 Dブレード断面近似

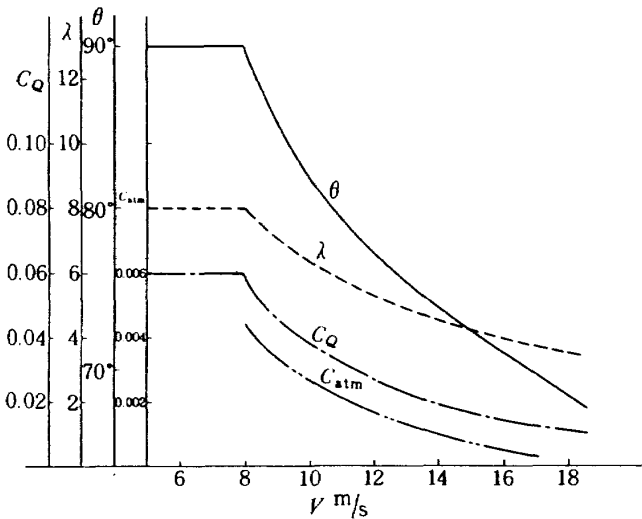


図 4-16 回転数が制御されているときのピッチ角, 周速比, トルク係数, 振りモーメント係数 (Dブレード R=1.5)

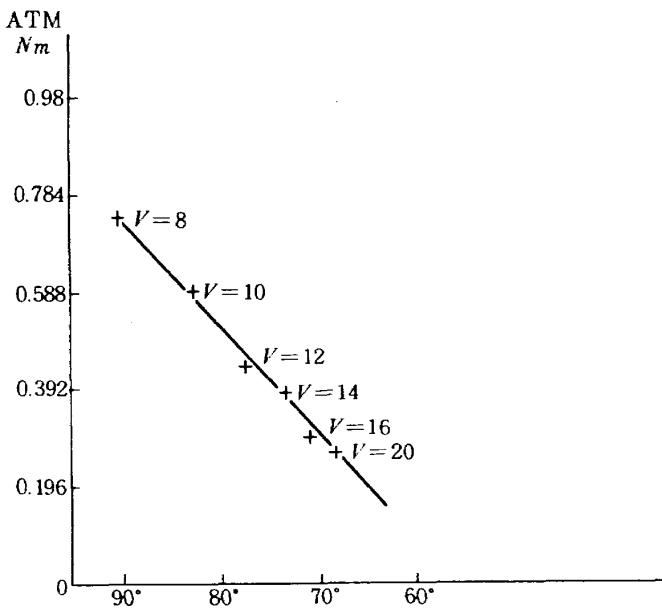


図 4-17 定格回転数に制御されているときの ATM とピッチ角の関係 (Dブレード R=1.5)

一次関数と見なせる減少傾向にある。即ち ATM は定格風速状態よりも小さくなるのが計算の結果明らかになった。

次に定格風速以下の場合を調べる。定格風速以下ではピッチ角が運転ピッチ角に固定されるから、周速比 6~9 で作動するとして、 C_{atm} は 0.007~0.005 程度となる。したがって、ATM は $C_{atm} q_{\infty} \cdot R^3$ で表わされるから風速低下にともなって風速の 2 乗の割合で減少してゆく。ATM は図 4-11 に示したように空力振りモーメント係数 C_{atm} であらわすと

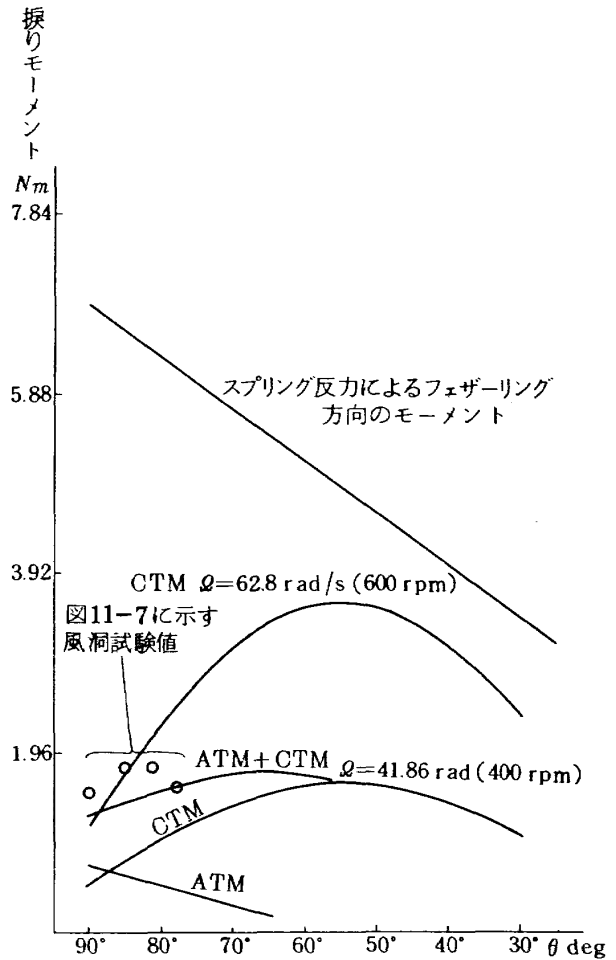


図 4-18 ブレード 1 枚あたりの振りモーメント (ATM+CTM) とスプリングのフェザリング方向駆動モーメント

$$-0.020 < C_{atm} < 0.008$$

の範囲にあり、ここで示された上下限の値はいずれも運転ピッチ角で起こる。これが正の値をとるときにはブレードのピッチ角を増加させる方向に働き、風車翼の場合には図 5-2 から明らかなようにトルクが増加し回転角速度を増加させる。過回転を起こす危険を防止する必要からピッチ制御装置の設計にあたっては定格風速での C_{atm} の最大値を 0.01 と見積もった。

CTM はブレードに振りがない場合にはピッチ角 0.785 rad 即ち 45° でピークを生じるけれども、Dブレードの場合には 0.401 rad 即ち 23° の振りがあるため、図 4-18 に示すように 0.959 rad 即ち 55° でピークを生じる。また CTM は回転角速度の 2 乗と質量の積に比例する。

図 4-18 には

- ① 定格運転状態近傍での ATM+CTM の計算値

- ② 定格運転状態近傍でのピッチ軸振りモーメントの風洞試験実測値
- ③ 定格風速に対応する ATM
- ④ 風車軸回転角速度 41.89 rad/s 即ち 400 rpm での CTM
- ⑤ 風車軸回転角速度 62.83 rad/s 即ち 600 rpm での CTM
- ⑥ フェザリング・スプリング反力によるピッチ軸駆動モーメント

が示されている。①と②はかなり良好な一致を示しており、計算法の妥当性を示すものと考えられる。③と④を比較すると運転ピッチ角付近で ATM と CTM がほぼ同程度になり、ともに頭上げになる。ピッチ角 1.222 rad 即ち 70° 以下では CTM が圧倒的に大きい。

さて回転角速度が何等かの理由（たとえばピッチ制御不能）で定格値を大幅に越えるような場合、たとえば風速が一定で回転角速度が 50% 増しになれば周速比も 50% 増加する。このとき図 4-11 を見ると C_{atm} はもとの値より大幅に小さくなり、甚だしきは負の値をとる（たとえば λ_{tip} が 6 の場合と 10 の場合を比較せよ。）ことが分かる。 C_{atm} が負になればブレードのピッチ軸回りに頭下げのモーメントが発生し、CTM を打ち消す方向に寄与する。従って回転角速度が定格値 50% 増し程度の範囲を考えるとピッチ軸回りの振りモーメントは CTM のみを考慮すれば十分である。

⑥は③と⑤の和を常に上回っており、制御系統が故障した場合にもブレード・ピッチ角が増加して過回転に陥るのを確実に抑制できる。⑥の場合のピッチ軸駆動モーメントはスプリングが最も押し付けられた運転ピッチ角で 7.35 Nm, 最も伸びたフル・フェザリング位置で 3.72 Nm である。

5. ピッチ制御装置要素の設計仕様

本節ではピッチ制御装置を構成し、またはこれに関連する個々の要素の仕様について述べる。

5.1 風車のトルク特性

風車の形式は「風力-熱エネルギー利用技術の研究」で開発目標としている高速 2 枚プロペラ、アップ・ウインド型とした。表 3-1 に風車の基本仕様を

示す。

風車翼は 2 種あり、ともに回転直径 3 m で C 翼と D 翼と呼んでいる。両風車翼は風洞実験用に木材で製作されたものである。図 5-1 には平面寸法と振り角を示し、図 5-2 にはトルク特性試験結果を示してある。C 翼は最大揚力係数が 1.9 という大きな値になる翼型を用いて高いエネルギー変換効率を狙って設計されたものであるが、翼面上で失速を生じやすくトルク特性が不安定になったので、翼前縁にラフネスを張り強制的に乱流にして使用している。D 翼については設計法が参考文献 11) に、風洞試験結果が参考文献 12) に報告されているので参照されたい。

5.2 ピッチ角可変範囲

風車のピッチ角を定義する場合ブレード半径の 75% 位置における回転面と基準翼弦線のなす角が一般的であるが、ここでは風洞実験の都合並びに文献 11, 12 との整合に配慮して図 4-4 に示すように一様流と翼端の基準翼弦線のなす角で定義する。

ピッチ角の変化範囲の上下限を次のように決定した。上限は言うまでもなく運転ピッチ角である。これは風車翼の回転角速度が定格回転角速度よりも低い状態において、その回転角速度で風車翼に働くトルクが最大になるブレード・ピッチ角であって図 5-2A 及び B のような風車翼のトルク特性曲線から決定される。このピッチ角で風車翼は当該の風速に対応する最大の出力を発生する。D ブレードを用いた風車翼では運転ピッチ角 1.57 rad 即ち 90° である。

下限はフル・フェザリング位置である。この具体的な値の決定は 2 つの相反する要求の妥協点を見出すことである。すなわち、強風時の破損防止の観点からは周速比 0 付近でトルク係数ができるだけ小さいピッチ角が望ましい。他方自己起動性の観点からは起動トルク係数が大きいピッチ角が望ましい。相反する要求を満たすために筆者等は「フル・フェザリング位置のまま風速 60 m になっても回転角速度が定格値を越えず、かつ起動トルクができるだけ大きいピッチ角」を設計基準として定めた。1 kw 級風車試験装置の場合、半径 1.5 m, 定格風速 8 m/s 定格周速比 8 に対して定格回転角速度は $\Omega = 42.67$ rad/s, 407.6 rpm となる。この時のトルク係数とトルクは D ブレード風車翼の場合 $C_Q = 0.06$, $Q =$

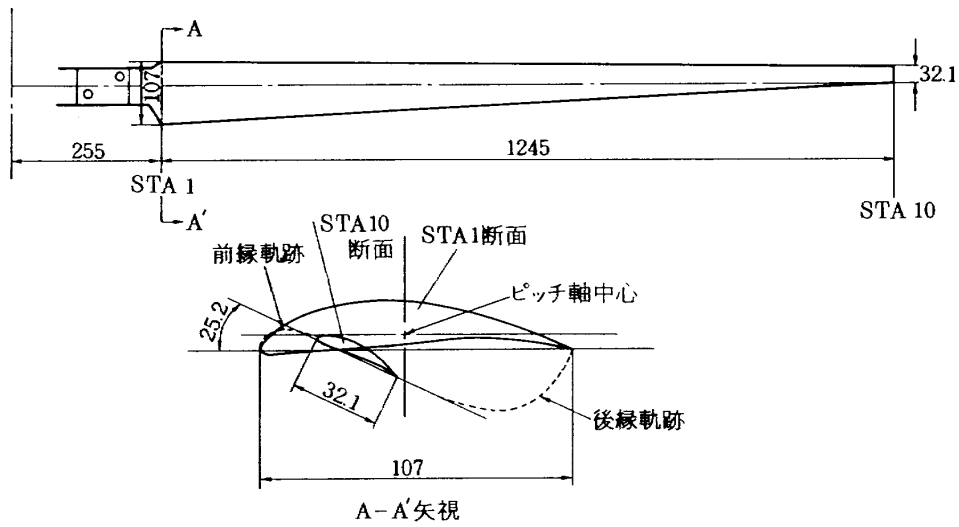


図5-1A Cブレード(翼型 Wortmann FX 72MS-150A)

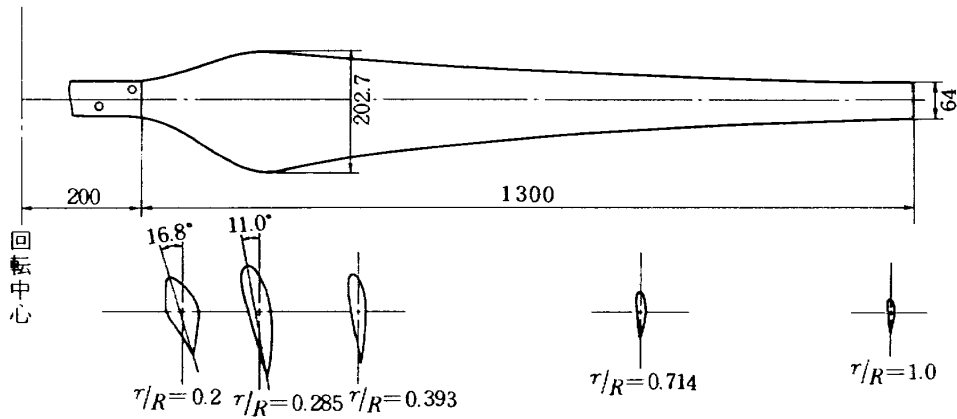


図5-1B Dブレード(翼型 NACA4418)

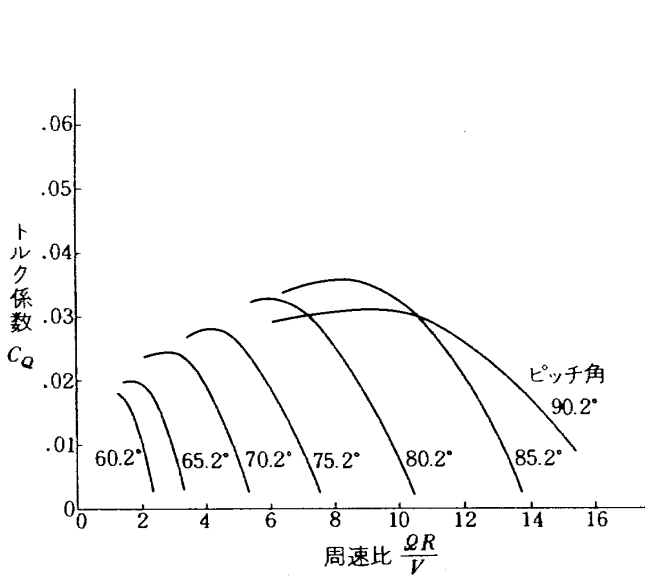


図5-2A Cブレード風車翼のトルク特性

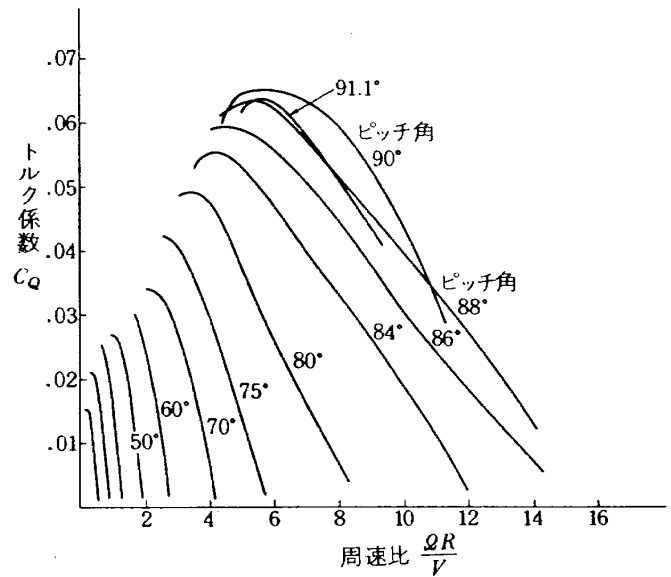


図5-2B Dブレード風車翼のトルク特性

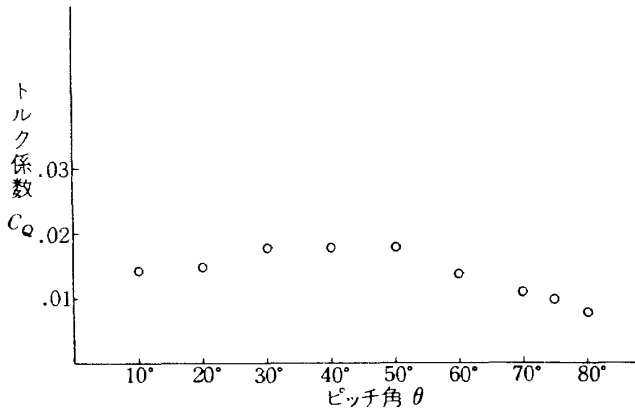


図5-3 Dブレード起動トルク（風洞試験結果）

24.9 Nm となる。トルク特性曲線が右下りであることを考慮して、風速 60 m/s の場合には定格回転角速度で上記のトルクを越えないようなピッチ角を選定すると周速比 = $1.5 \times 42.67 / 60 = 1.067$

$$\begin{aligned} \text{トルク係数} &= 24.9 / (0.5 \times 1.225 \times 60^2 \times \pi \\ &\quad \times 1.5^3) = 0.00107 \end{aligned}$$

となる。この条件を満たしかつ起動トルクができるだけで大きいピッチ角を図5-2Bと図5-3を参照して探し、フル・フェザーリング位置を 0.52 rad 即ち

30°とした。Cブレードの場合には 0.873 rad 即ち 50°とした。

5.3 最大ピッチ角変化速度

ピッチ角の最大変化速度の設計に関する資料は少ない。

最大ピッチ角変化速度は小さ過ぎると風速の変動に対する追従性が悪くなり、突風時のオーバーシュートが増加する。他方、大きく選定すれば安全側となるが、必要以上に大きな値に選ぶと、制御のための消費動力を増大させるばかりか、後で記述するようにかえって不安定になることがあるので注意を要する。米国の DOE/NASA の MOD-0A 200 kw 風車¹⁾（直径 38.1 m）の最大ピッチ角速度は 5°/s である。

この装置では最適な最大ピッチ角変化速度を求める事が一つの目標であったので、運転ピッチ角方向 5~40°/s、フェザーリング・ピッチ角方向 5~100°/s に調整可能とした。

5.4 ピッチ制御装置の仕様

油圧シリンダーの駆動力とフェザーリング・スプ

表5-1 3.0φm風車ピッチ制御装置の主な仕様

項目	仕様	備考
ピッチ軸まわりの振りモーメント	1.96 Nm	ブレード 1 枚で $\Omega = 400 \text{ rpm}$ にて
"	3.92 Nm	ブレード 1 枚で $\Omega = 600 \text{ rpm}$
ピッチ角可変範囲	70°	
ピッチ角変化速度	5 ~ 40°/s	フェザー方向 5 ~ 100°/s
最大駆動トルク	33.32 Nm	
アーム長	3.4 cm	
スプリングバネ常数	10.68 N/mm	
最大スプリング反力	980 N	
シリンダーストローク	50 mm	
シリンダー断面積	3.14 cm ²	
作動油圧	$3.21 \times 10^6 \text{ Pa}$	
油圧流量	0.6 l/min	
油圧消費動力	60 W	
ハブ遠心力	4900 N	ブレード 1 枚あたり $W = 1.5 \text{ kgf}$ $\Omega = 600 \text{ rpm}$
軸方向空気抵抗	215.6 N	$V = 8.0 \text{ m/s}$
軸発生最大トルク	24.6 Nm	$C_D = 0.8$ として $C_Q = 0.06$ として

リングの強さは4節で行なったピッチ軸振りモーメントの推定に基づいて行なう。図4-18によればフェザーリング・スプリングの反力は、CTMの最大値のピッチ角でその値よりも大きく設定すればよく、Dブレードの場合ブレード1枚あたり、運転ピッチ角で7.35 Nm、フル・フェザーリング位置で3.72 Nmで設計すれば良いように見える。しかし、実際はさらに幾つかの配慮を加えてスプリング反力を決める。即ち、フル・フェザーリング位置における余圧、ハブ軸受の摩擦及びアクチュエーター・シリンダー部の摩擦を含めると運転ピッチ角におけるスプリング反力による振りモーメントは9.8 Nmと計算される。さらに風車が風を受けて回転している時には翼端が回転面より下流側に曲げられ、フラップ方向の曲げモーメントが作用する。このためにピッチ軸まわりの振りモーメントの増加が推定される。この曲げモーメントは後述するように運転ピッチ角で最大となり、ピッチ角の減少とともに小さくなる。これらの要因を含め、さらに安全率を考慮してブレード2枚のピッチ軸回りの最大駆動トルクを33.3 Nmとした。ピッチ角変角範囲、駆動トルク、アーム長が決まるとスプリングの寸法、油圧シリンダーの寸法、作動油圧、作動油流量、制御ポンプの容量等が順次決まる。これらの仕様を表5-1に示した。

6. 構成要素の特性

1 kw級風車試験装置の風洞試験に先行して、ピッチ

制御装置及び関連機器の要素試験を行ない要素特性を求めた。

6.1 損失トルク

風車は希薄な風のエネルギーを捕捉する機械である。従って回りやすい風車を作るために自己の損失トルクを小さくすることが重要である。風車の損失トルクは軸受、増速機、ピッチ制御のためのポンプ及び動力伝達装置で生じる。今回試作した1kw級風車試験装置の各要素毎の損失トルクを測定した。

測定法は風車軸をトルク計を介して駆動し、前後2個のカップリングの着脱、ガバナーと制御ポンプの着脱を組み合わせることで各部のトルク値を読み取った。純然たる静止摩擦トルクは計測できないが、低回転状態(1.57 rad/s 即ち 15 rpm)のトルク配分と定格回転角速度の65%に相当する27.2 rad/s 即ち 260 rpmで制御ポンプの吐出圧が定常値(392×10⁴ Pa)のときのトルク配分を測定した。この試験は低風速時の起動特性を対象としたもので、負荷は長さ20mの油圧ホースの中間に絞り弁を設け、この弁を全開にして行なった。測定結果は図6-1に示すように制御圧0 Paの起動時で2.94 Nm、定常制御圧時で4.9 Nmとなる。また損失トルクは増速機、主軸軸受、制御ポンプ、ガバナーの順に消費している。

この風車試験装置にDブレードを装着して運転ピッチ角とフェザーリング・ピッチ角の場合について風速に対する風車軸の発生トルクを計算すると図6-2のようになる。この風車は風速4.6 m/sで起動

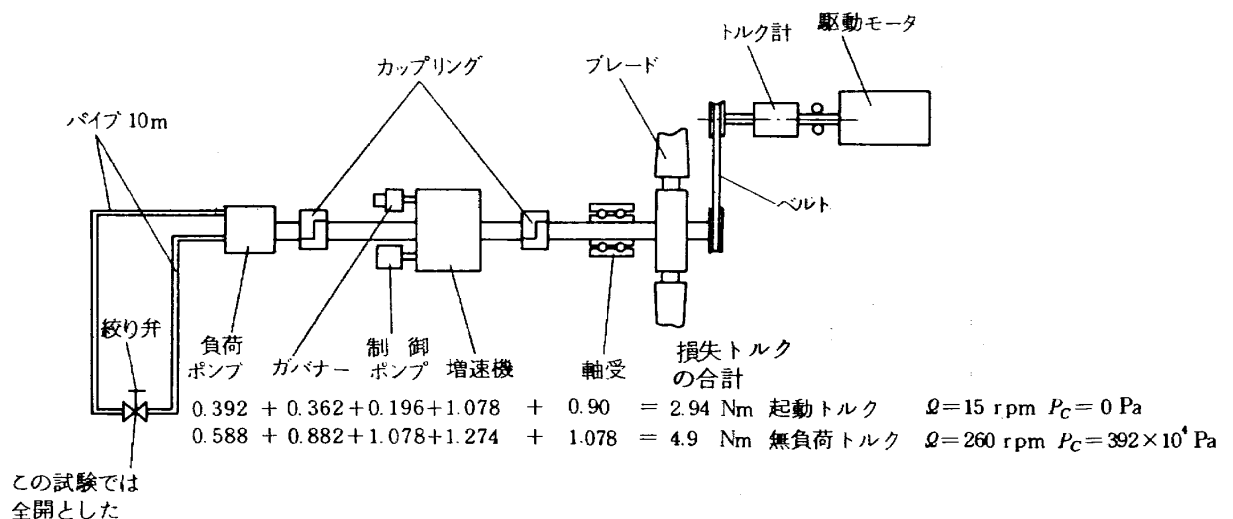


図6-1 損失トルクの配分量

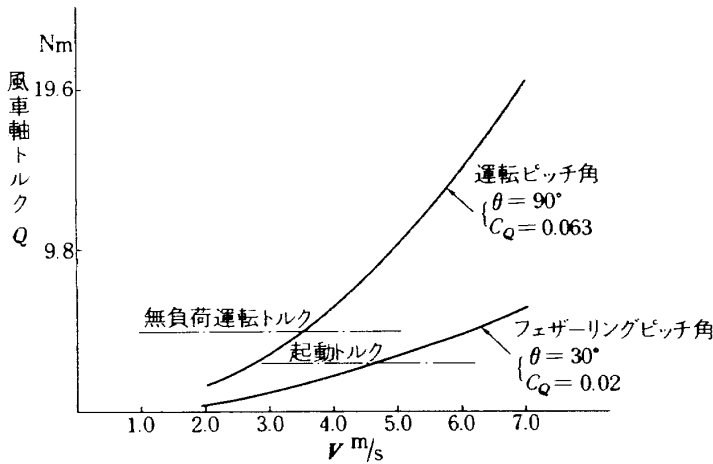


図6-2 1.5φ_m風車軸トルク (Dブレードを使用の場合)

し、ピッチ角を徐々に運転ピッチ角に近づけるとトルクが増加し、一旦起動すると風速 3.5 m/s でも運転ピッチ角で回転することを示している。

本装置は回転数制御法を研究するための試作機であり、出力 1 kw の風車としては増速機とガバナーが大き目に製作されているため損失トルクが大きな値になっている。ガバナー方式による風洞試験の終了後、本装置の軸受オイル・シール部の改修、制御油圧の低圧化、ガバナーの撤去等の改良を行なって損失トルクを約 1/2 に軽減することができた。

6.2 ガバナーとアクチュエーターの特性

ガバナーは回転数制御の主要構成要素である。その原理は図3-4に示すように風車軸に連結してウェイトを回転させ、これに働く遠心力を利用して油圧三方弁のスプールを駆動し、設定回転角速度を境にして作動油の流れの方向を切り換えるものである。つまり偏差回転角速度によって作動する流量制御弁である。

本装置の回転数制御系に着目して各構成要素を表わすと図6-3のようになる。制御ポンプによって一

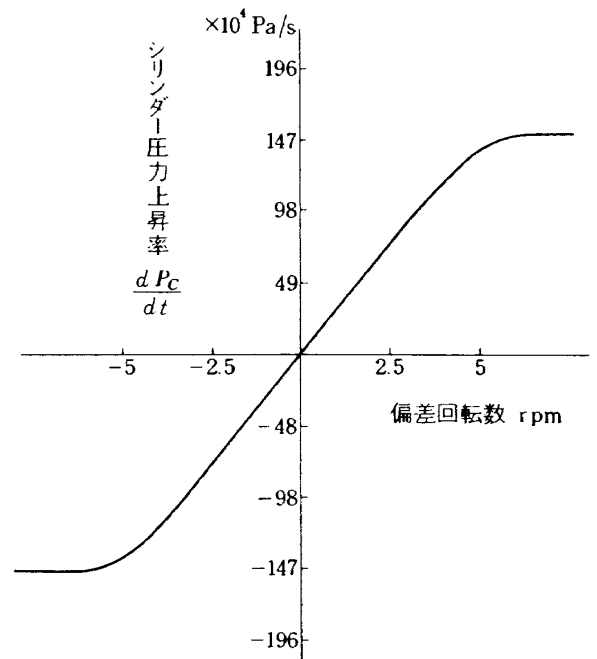


図6-4 ガバナー特性

定流量 q_3 がガバナーに供給できる状態にあれば、偏差回転角速度 $\Delta\omega = \omega_s - \omega$ に応じて q_4 が変わる。軸が定格値付近で回転して作動油供給量が定常値になっているとき、偏差回転角速度に対する油圧の変化率は図6-4のようになる。作動油流量 q_4 がシリンダーに流れこみ、油圧でロッドとフェザーリング・スプリングを押してピッチ角が変化する。ピッチ角の変化量は作動油流量の時間積分に関係している。摩擦力と慣性力を無視すれば油圧力がスプリングの反力にきつ抗し、シリンダー圧とピッチ角の関係は本来なら一次関数で表わされる筈である。しかし実際はシリンダー圧とピッチ角の間に図6-5に示された計測結果のように大きなヒステリシスが存在する。この原因はシリンダーのオイル・シール部、ロッド軸受、ハブ軸受部の摩擦によるものと思われる。このヒステリシスが制御精度を低下させる原因となっ

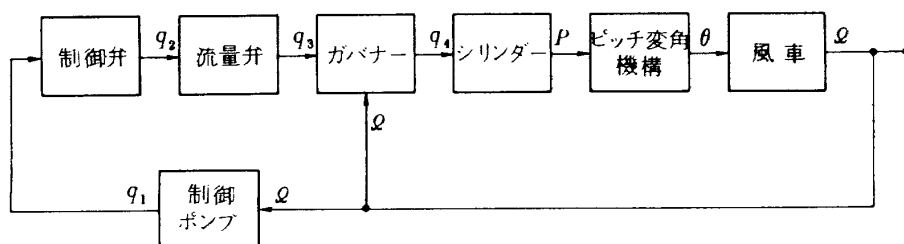


図6-3 風車回転数制御系

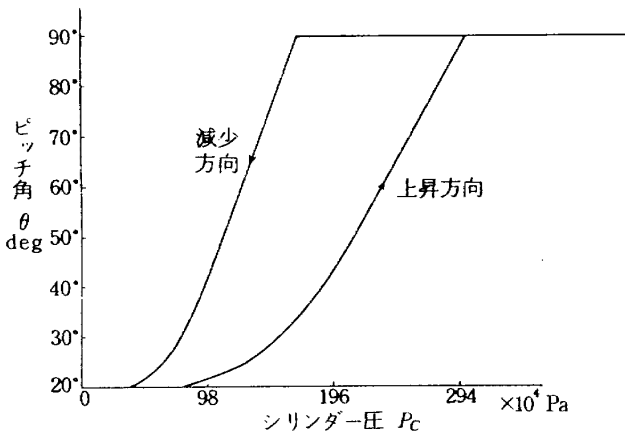


図6-5 ピッチ変角機構のヒステリシス特性

ている。

6.3 蓄圧特性

本装置は図3-3に示すように容量0.7ℓのアキュムレータを2本設けている。このアキュムレータの動きは、油圧を安定化させ、かつ起動時に蓄圧されている油圧を使って起動ピッチ角60°~70°に瞬時に移動させ起動性を改善するためである。アキュムレータの容量が大き過ぎると油圧の平滑効果が向上するが一度蓄圧低下を生じると充てん時間が長くなり、充てん中はピッチ角が増加せずかえって起動性を悪化させる。また容量が小さいと蓄圧低下が早まり、いざ必要とする時に要をなさない可能性が多くなる。この蓄圧低下は充てん弁の全閉時の漏れ量により決まるのでノーリーク・バルブを使用した。当初1日程度の圧力保持を予定していたが予想以上

に漏れ量が大きく約3時間で油圧が無くなってしまった。圧力充てんと蓄圧特性を図6-6に示す。風洞試験、屋外試験の結果、油圧平滑機能はほぼ満足していたが、蓄圧機能は3時間であり、不十分であった。その後の小流量バルブの交換で約1週間必要圧を保持させるように改良することが出来た。

6.4 負荷特性

本風車の負荷は頭初より油圧ポンプを予定していた。これは別途研究開発の行なわれている熱発生装置が油圧動力伝達方式¹⁴⁾で進められていたためである。1kw風車の油圧伝達方式は風車軸の回転角速度を2.4倍に増速してペーンポンプ(NACH-V1A24-11)を駆動し最大 $392 \times 10^4 \text{ Pa}$ (40 kg/cm^2)の圧力を油圧管を通して塔から降し、簡単な絞り弁より噴出させて熱エネルギーとして放出させる方式と油圧モータを介して空気圧縮機を駆動する方式の2種類を試みた。油圧を絞り弁より放出させる方式の回転数に対するトルク特性を図6-7に示す。この試験における負荷は風車軸回転角速度43.43 rad/s即ち415 rpmで吐出圧を $147 \times 10^4 \text{ Pa}$ (15 kg/cm^2)に設定し、絞り弁開度を固定したままで、回転数角速度を5.23 rad/s (50 rpm)~47.1 rad/s (450 rpm)の範囲で変化させたものである。図中点線は周速比8でトルク係数0.06として計算したDブレードの軸発生トルク、一点鎖線は周速比8でトルク係数0.036としたCブレードの軸発生トルクである。油圧負荷のトルク特性は図に示すように風車の最適負荷特性

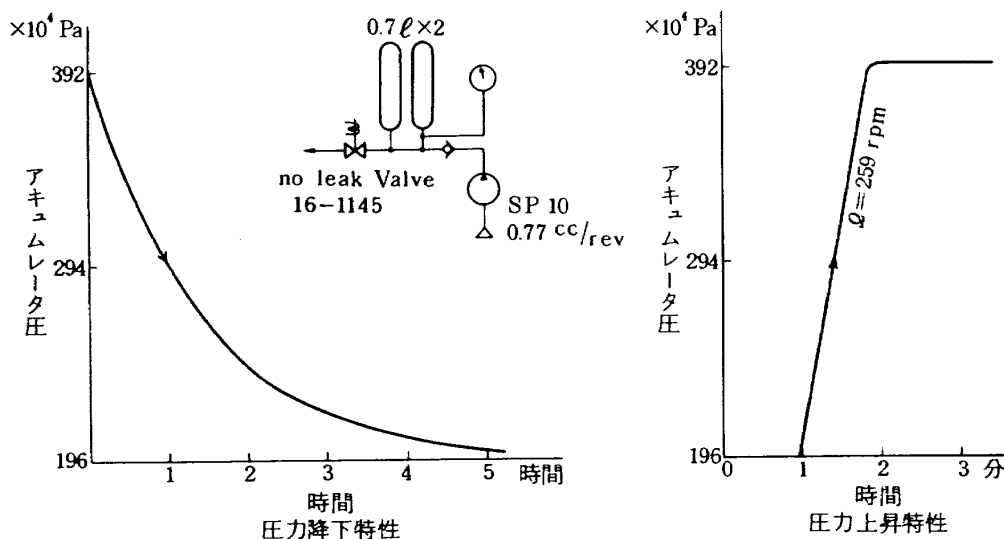


図6-6 蓄圧特性

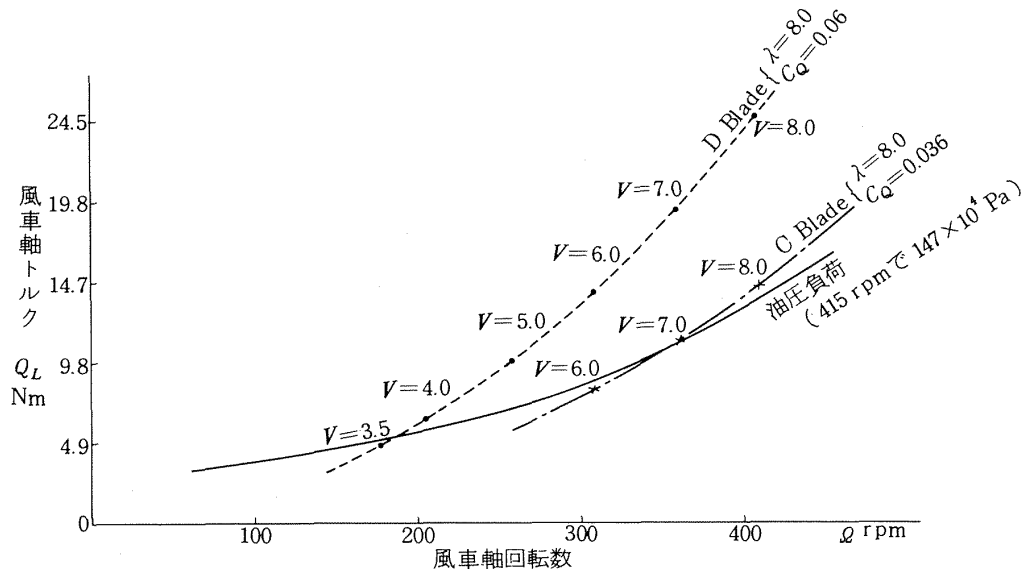


図 6-7 油圧負荷特性

と一致せず高い風速領域で軽負荷、低い風速領域では過負荷となる傾向が見られる。

圧縮器を結合した負荷試験は別途開発を進めている1 kw圧縮機をもちいた熱発生装置を暫定的に接続したもので風車負荷としての問題点を抽出するにとどまった。

6.5 コントローラの機能

本装置は風速の変化に対応して風車を起動、停止させるためのコントロール回路を設けている。風速の変化に対する制御弁の作動状態を図3-1に示す。風速が起動風速 V_{in} に達したとき起動弁を開き油圧をアキュムレータからガバナーを通してシリンダーに導びく。ピッチ角か運転ピッチ角に移行すると共に回転角速度が増して風車が起動される。風速が上昇し、定格値を越えるとガバナーが作動し回転角速度一定の制御を行なう。さらに風速が上昇し、あらかじめ決められたカットアウト風速になると停止弁を開き、起動弁を閉じて、ピッチ角をフルフェザー角に移行させる。このとき風車はブレーキをかけずにゆっくり回転させる。風速が再びカットアウト風速以下に低下すると停止弁を閉じ起動弁を開いて再起動させる。またアキュムレータ圧が規定圧に充てんされたとき、制御ポンプをアンロードさせて風車軸の荷を軽くさせるための回路も含まれている。

7. ガバナー制御による風洞試験結果

風車試験装置を航技研大型低速風洞¹³⁾に入れ、回転数制御試験を行なった。風洞に取り付けたときの状態を写真2に示す。

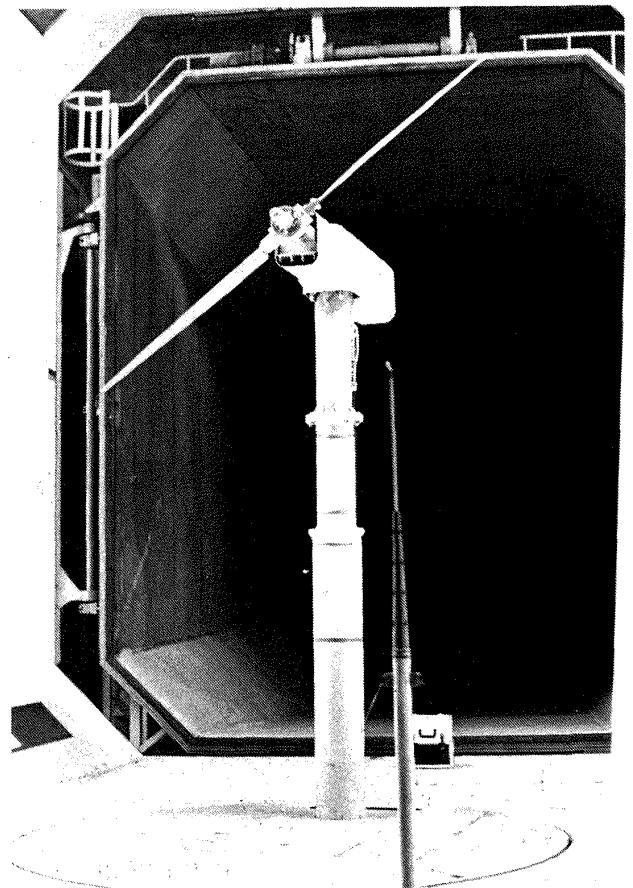


写真2 風洞に取り付けた3.0φ風車

7.1 無負荷状態の回転数制御試験

図7-1のA~D部分に風速8 m/sの場合について起動からピッチ角制御状態までの応答が示されている。起動ピッチ角はフル・フェザーリング・ピッチ角0.873 rad即ち50°に設定してある。起動弁を押す(A点)と速やかにアクチュエーター・シリンダーの制御油圧が上昇しブレードのピッチ角が運転ピッチ角に向かって増加して7秒以内に軸回転角速度が定格(B点)に達する。起動後約20秒(C点)まではピッチ角が運転ピッチ角に保たれ定格回転が維持されている。その後、風速のわずかな上昇のためと思われるが、ガバナーの回転角速度が設定値を越えピッチ角制御状態に入る。この状態でピッチ角と回転角速度はほぼ比例して変化しているように見えるが、制御油圧の振幅とピッチ角の振幅は不釣り合いで大きなヒステリシスの存在を示している。

D点から右の部分は停止弁を操作して運転を一旦停止したのち、起動弁をパルス状に開閉することによってピッチ角をほぼステップ状に変化させ、応答の変化の様子を調べたものである。回転角速度はピッチ角の変化に対して1次遅れで追随していることが明らかになった。

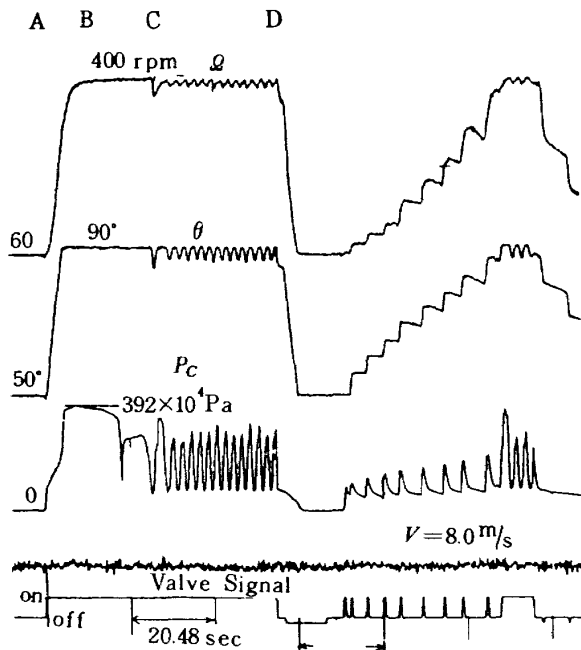


図7-1 回転数制御試験1
油圧負荷(風洞試験)
Cブレード

図7-2は風速を10%増加させて8.8m/sとした場合の応答で、この場合には起動時に大きなハンチングを生じ、起動後約10秒でピッチ角制御状態に入っている。この状態で軸回転角速度は振幅約4 rad/s即ち40 rpm、周波数約0.7 Hzのリミット・サイクルに入っている。

7.2 熱発生装置結合状態の風洞試験

図7-3には1 kw熱発生装置を結合した状態の応答を示す。熱発生装置の負荷¹⁴⁾は往復運動型圧縮機で吐出圧の上昇に伴って吐出側のオリフィスを段階的に切り換える仕組みになっている。風速10 m/s付近(B点~C点)では吐出圧が周期的に変動し負荷トルクの変動を生じる。その影響で風車軸回転角速度が変動し、制御圧力とピッチ角の変動を生じている。風速を11 m/sに高めると、ピッチ角制御状態のリミット・サイクルに入る(D点)。ここでは負荷を結合したために風車回転軸から見た慣性力が増加して、無負荷の場合よりも回転角速度の変動幅が小さくなっている。

7.3 回転角速度変動幅の最小化

一般にフィードバック系が振動する場合には一巡伝達関数のゲインが過大であることを意味している。

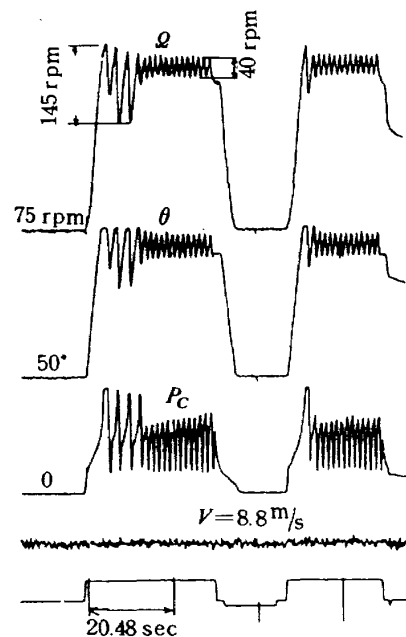


図7-2 回転数制御試験2
油圧負荷(風洞試験)
Cブレード

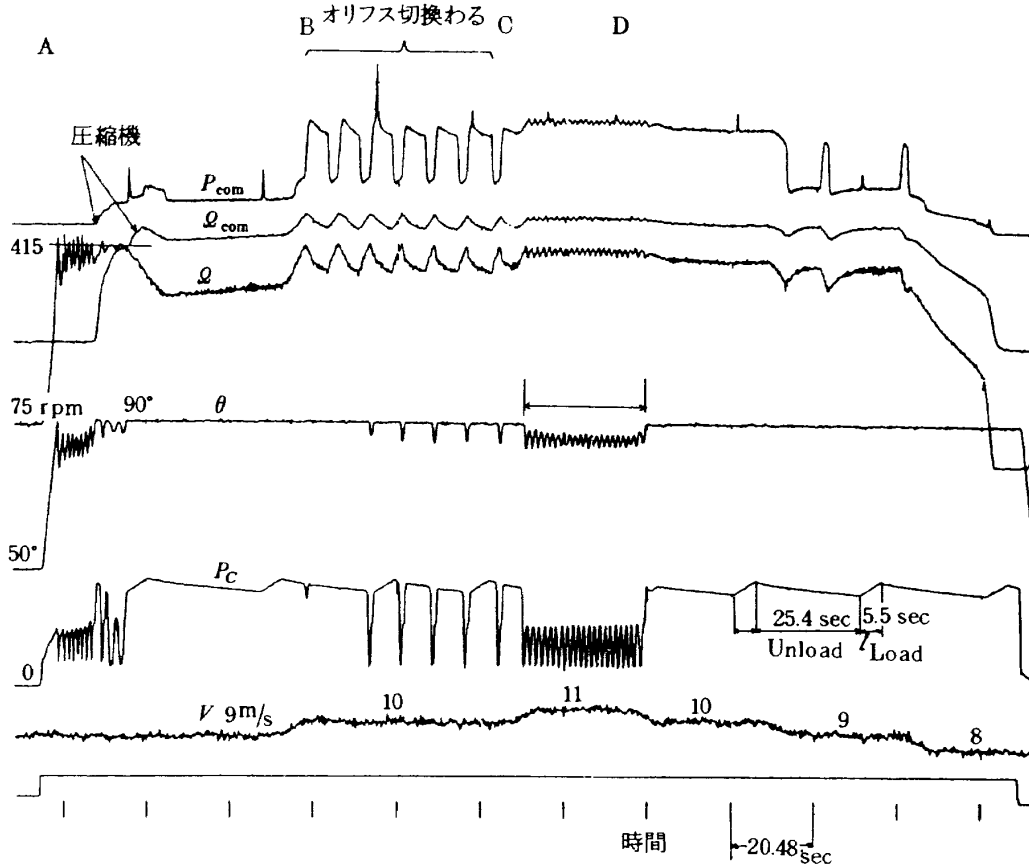


図 7-3 熱発生装置結合試験（風洞試験）C ブレード

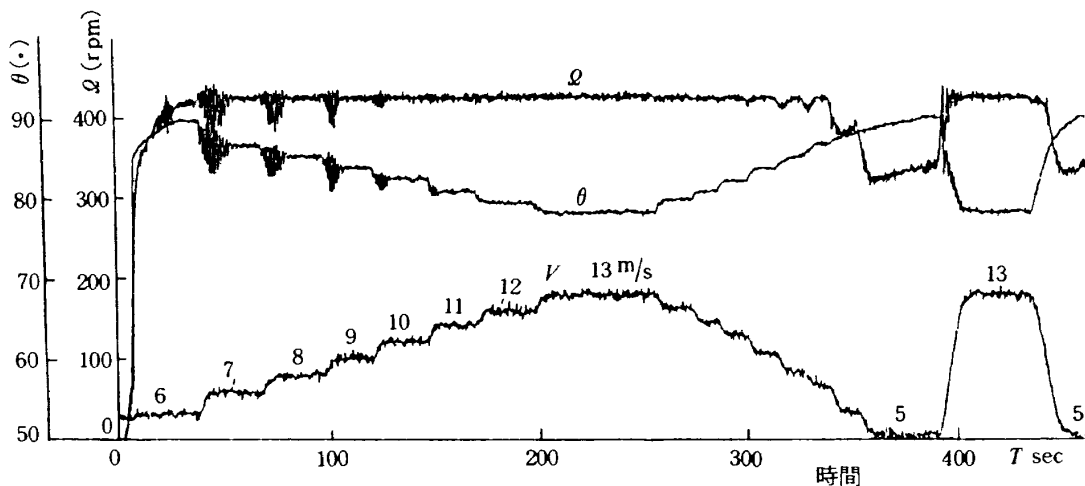


図 7-4 回転数制御の応答の一例（風洞試験）C ブレード

本ピッチ制御装置の場合には更に前述のヒステリシスが加わるために調整が困難である。ガバナーのゲインを調整するにはウェイトかガバナー・スプリングの交換を行なう必要があり容易ではない。従って、ここでは供給油圧を $392 \times 10^4 \text{ Pa}$ から $294 \times 10^4 \text{ Pa}$ まで低下させ、かつガバナーとアクチュエーターの間の流量調整弁 B の流量を、回転角速度の変動幅が最小になるように調整して軽負荷時の回転角速度制

御特性試験を行なった。図 7-4 にその結果を示す。低風速領域での振動は消すことができなかったが、全般的には風速の上昇とともにピッチ角が小さくなって回転角速度が定格値に制御されることを確認することができた。

7.4 ガバナー制御方式の特性

本風洞試験の結果、ガバナー制御方式の特性について次の結論を得た。

(1) ガバナー制御は一応可能である。しかし、本方式は設定回転角速度の近傍で、偏差回転角速度に比例するアクチュエーター制御油圧を発生する比例制御方式であり、制御油圧とアクチュエーター出力としてのピッチ角の間にはヒステリシスがあるためにリミット・サイクルの振動を生じやすい。

(2) ガバナーのゲイン調整は容易ではない。最適ゲインは負荷と風速により変わるため総ての領域で振動を抑制することは相当困難である。

(3) ガバナーを駆動するために増速機を用いて風車軸回転角速度を 314 rad/s 即ち 3,000 rpm 程度に増速する必要がある、このために生じるトルクの損失が無視できない。本装置の場合には約 60w である。

8. 数値シミュレーション試験と風洞試験との比較

前節で述べた風洞試験結果をピッチ制御装置の要素特性と明確に関係づけて解釈する目的で数値シミュレーション試験を行なった。

8.1 風車回転角速度制御系の伝達関数

ガバナー制御を用いた風車回転角速度制御系を構成要素別に展開したブロック・ダイアグラムを図 6-3 に示した。ピッチ角制御状態で風車の回転角速度を定格値に制御しているとき、制御ポンプはほぼ一定の速度で回転し、起動弁、流量弁を経てガバナーには一定流量 q_3 の作動油を供給する能力がある。この場合にはガバナーを調節器とした回転角速度制御系の伝達関数ブロック図は図 8-1 のようになる。

偏差回転角速度 ΔQ に比例してガバナーとアクチュエーター・シリンダーの間の作動油流量 q_4 がきまる。作動油がシリンダーに流入すると制御圧力が上昇し、スプリングを圧縮するので流量に応じて圧力

が変化する。つまり偏差回転角速度と圧力変化率が比例し、これを積分して圧力が得られる。ピッチ角変更機構にヒステリシスがなければ圧力とピッチ角が比例する。実際はシリンダー圧とピッチ角の間には図 6-5 に示された計測結果のように大きなヒステリシスが存在する。

ブレード特性は風速 V 、回転角速度 Q 及びピッチ角 θ の関数として空気力によるトルクを発生するものととらえる。 V と Q から周速比 $\lambda = QR/V$ をもとめ、これと θ に対応して、図 5-2 A または B を用いてトルク係数 C_Q を求める。数値シミュレーションを実行するためには C_Q を θ と λ を用いて関数表現する必要がある。

$$C_Q = a_\theta \lambda^2 + b_\theta \lambda + c_\theta$$

なる λ に関する 2 次近似式を用いた。C ブレードの場合についてブレード・トルク特性近似係数 $a_\theta, b_\theta, c_\theta$ を図 5-2 A のデータを用いて計算すると図 8-2

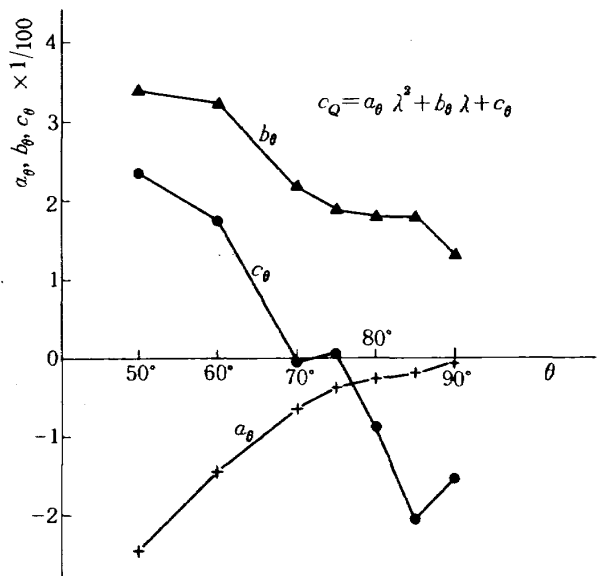


図 8-2 C ブレードトルク特性の 2 次近似式係数

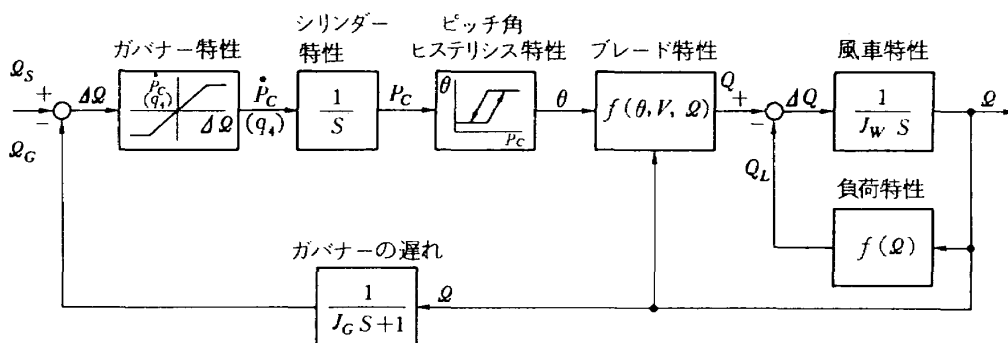


図 8-1 ガバナー式風車伝達関数

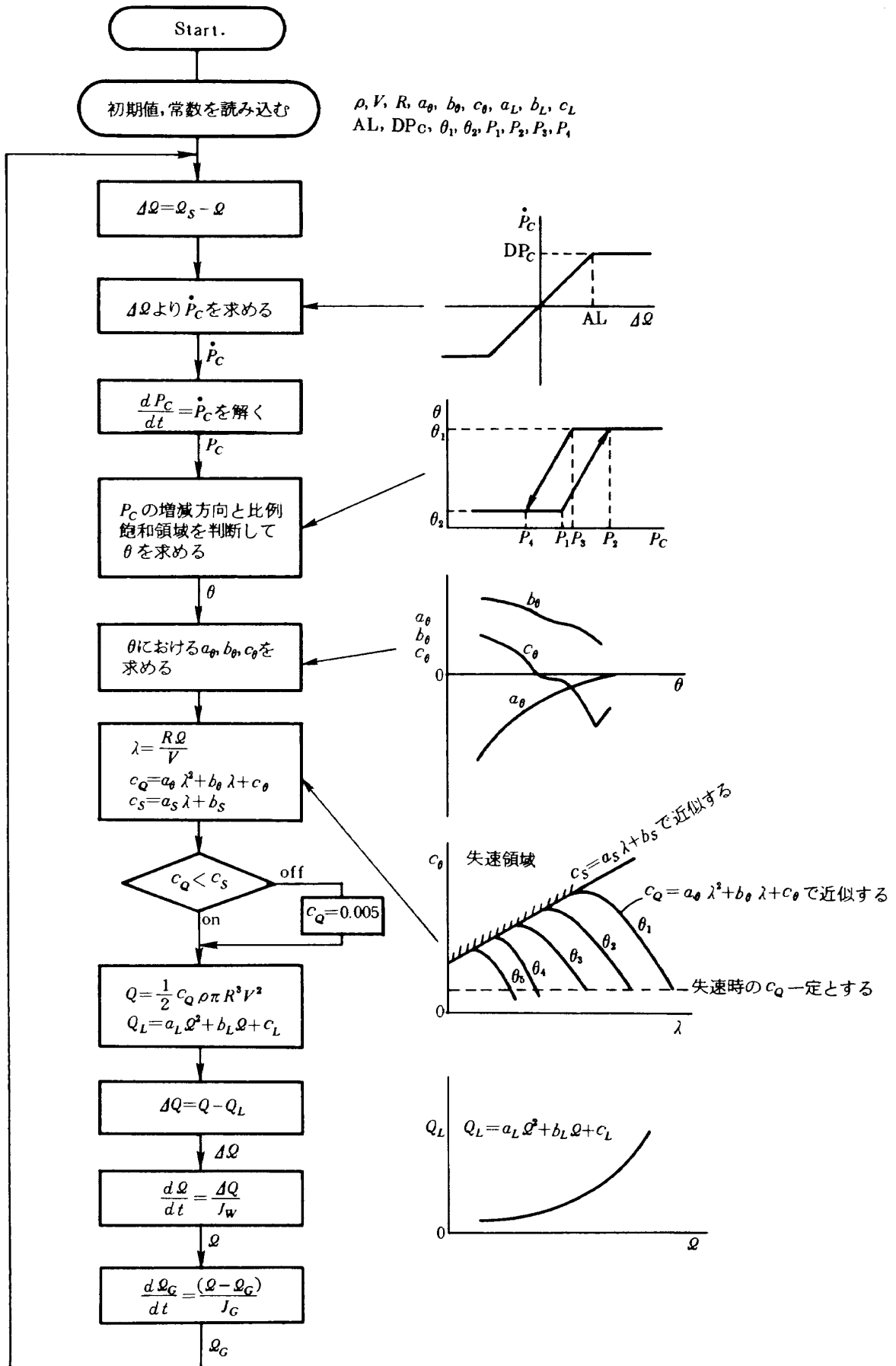


図 8-3 計算手順

のようになっている。各ピッチ角毎にこの係数を予め計算機に記憶させておき、任意のピッチ角に対するトルクを計算する時には係数を近傍の2点間の補間によって求める。トルクは

$$Q = (1/2) C_Q \cdot \rho V^2 \pi R^3$$

で計算できる。風車は回転軸廻りに大きな慣性能率をもつ機械であるから、ブレードの発生する空気力によるトルクと負荷トルク（軸損失トルクと軸に結合された負荷のトルクの和）の差が加減速トルクとして作用して増速と減速を繰り返す。本風洞試験で使用したブレードの慣性能率 J_w を2点支持の自由振動法で測定した結果、ブレード1枚あたり 0.215 kg m^2 であり、ブレード2枚と軸、増速機等を含めて $0.49 \sim 0.588 \text{ kg m}^2$ 程度である。負荷の特性は風車軸回転角速度の関数で表わされ、油圧ポンプを駆動して発生した油圧を絞り弁を通して放出する方式においては図6-7に示すようになる。

8.2 数値シミュレーション計算手順

数値シミュレーションで計算を行なう手順を図8-3に示す。

(1) 初期値 V , Q , 空気密度 ρ , ブレード・トルク特性近似係数 $a_\theta, b_\theta, c_\theta$, 負荷トルク近似係数 a_L, b_L, c_L , ガバナーの飽和特性 AL, DP_c , ピッチ角変角機構のヒステリシス特性 $p_1, p_2, p_3, p_4, \theta_1, \theta_2$ を読み込む。

(2) 設定回転角速度 Q_s と軸回転角速度 Q から偏差回転角速度 ΔQ を求める。

(3) ガバナーの特性から dp_c/dt を決め、これを積分して p_c を求める。

(4) ヒステリシス特性から p_c の増減方向と比例領域、飽和領域を判断して θ を求める。

(5) θ と λ から失速領域を判断する。失速領域では C_Q を 0.005 とする。

(6) 失速領域に入っていないならば θ に対応するブレード・トルク特性近似係数 $a_\theta, b_\theta, c_\theta$ を補間によって求める。

(7) C_Q , 風車トルク Q , 負荷トルク Q_L を計算する。

(8) Q と Q_L より差 ΔQ を求め

(9) 微分方程式を解いて風車の回転角速度を求める。

(10) ガバナーの回転角速度の遅れに関する微分方程式を解く。

上記の手順を 0.05 秒毎に繰り返して数値シミュレーション計算を行なった。

8.3 数値シミュレーション結果と風洞試験結果の比較

図8-4には風速が異なる4つのケースについて、ブレードのピッチ角をフル・フェザリング位置（この場合は 0.873 rad 即ち 50° ）から運転ピッチ角に移行する場合の風車軸回転角速度 Q と周速比 λ の応答

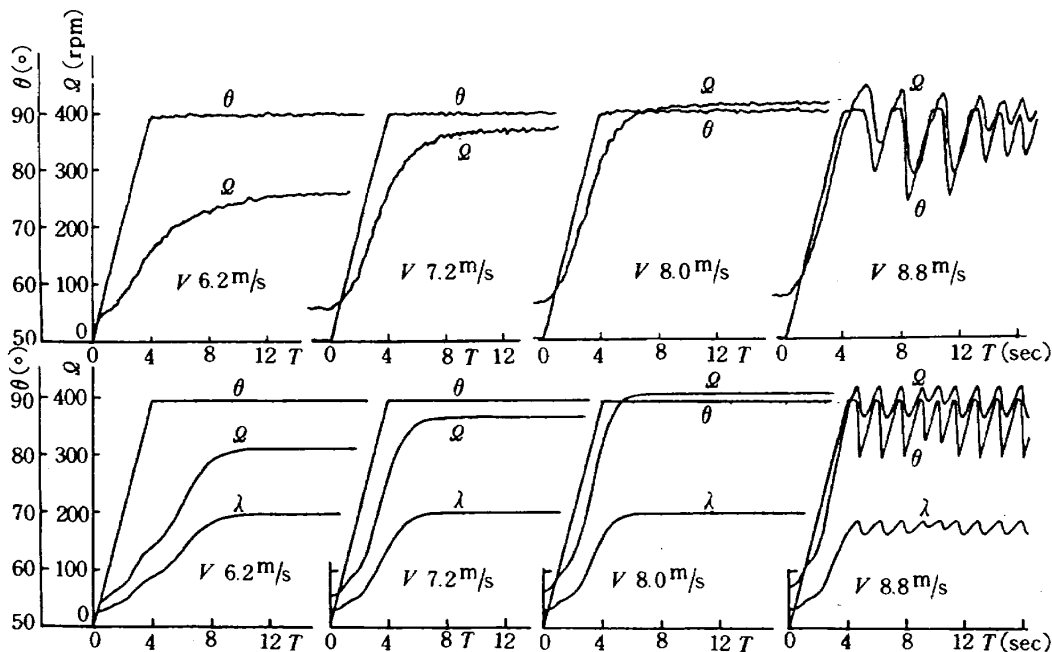


図8-4 風洞試験(上段)とシミュレーション(下段)の比較

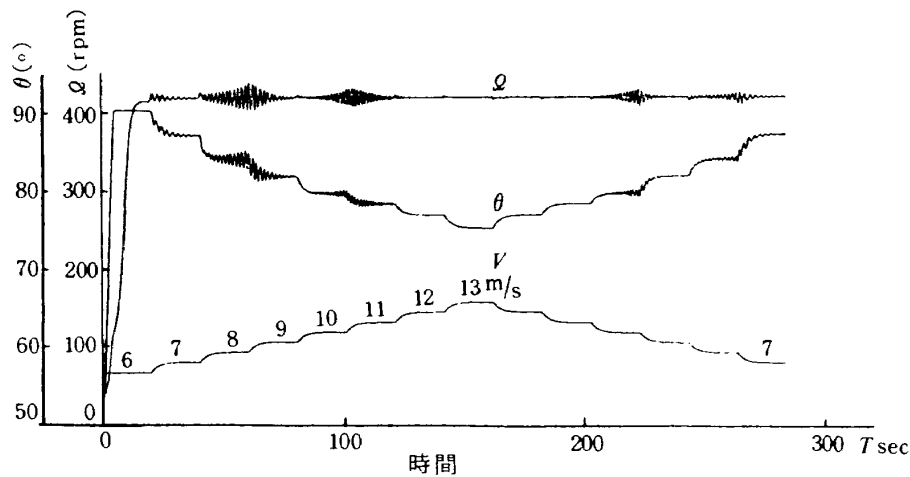


図 8-5 数値シミュレーション (図 7-4 の実験に対応する) C ブレード

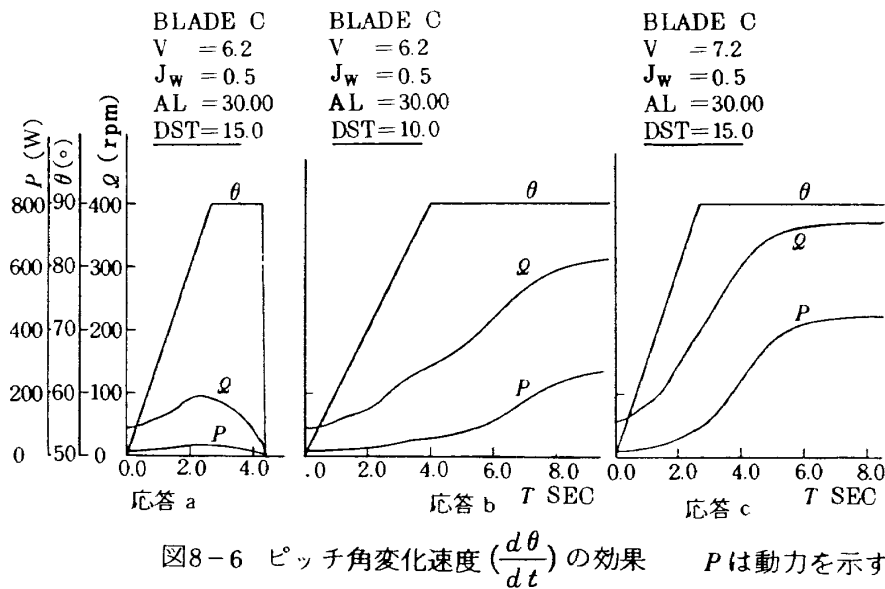


図 8-6 ピッチ角変化速度 ($\frac{d\theta}{dt}$) の効果 P は動力を示す

を示してある。上段が風洞試験によって得られた応答、下段が数値シミュレーションによって得られた応答であって両者は非常によく一致している。また図 8-5 は図 7-4 の風洞試験に対応するもので、軽負荷で風速をステップ状に変化させた場合の応答である。風速の上昇とともにガバナーが作動し、ピッチ角を減少させて、軸回転角速度が定格値に制御されていることを示している。図 7-4 と見比べると風洞試験でも数値シミュレーションでも風速 8~10 m/s 付近で応答が振動的になることが示されている。以上の結果から風車の回転角速度制御系の各構成要素の特性が明らかである場合には比較的簡単なプログラムを用いて数値シミュレーションを行ない、風洞試験結果をピッチ制御装置の要素特性と明確に関係

づけて解釈することができた。

ガバナーの特性は機械的な構造のために容易に変えることができないが、数値シミュレーションでは特性を変更した場合の応答を容易に得ることができ。図 8-6 ではピッチ角の変化速度を変えた場合の応答例を示している。応答 a では風速 6.2 m/s で $d\theta/dt$ が 0.261 rad/s 即ち 15°/s の場合にブレードが失速領域に入り風車が起動しないことが示されている。応答 b では $d\theta/dt$ を 0.174 rad/s 即ち 10°/s に変更した結果同じ風速で起動が可能になる。応答 c では風速を 7.2 m/s まで上げた結果 $d\theta/dt$ が 0.261 rad/s でも起動が可能になっている。この数値シミュレーション結果から弱風時に風車を起動させるための最適なピッチ角変化速度が存在するこ

とが推察される。

9. 電磁比例リリーフ弁を用いた制御方式への改良

この研究の初期に計画したガバナーを用いた回転数制御方式は

- ① ループ・ゲインを容易に調整することができない。
- ② ピッチ変角機構にヒステリシスが生じるため、回転角速度変動が生じやすい。

などの欠点があることがこれまでの試験によって明らかになった。そこでピッチ角信号を局所フィードバックできる電磁比例リリーフ弁を用いた制御方式に改良した。

電磁比例リリーフ弁は一般的なサーボ弁と比較して

- ① 使用法が簡単であること。
- ② ゴミに耐して強いこと。
- ③ 安価であること。

など表9-1に示したような特徴を持っている。

電磁比例リリーフ弁を用いた回転数制御方式はガバナー方式と比較し、

- ① 油圧系の構成機器が大幅に簡略化されること（図3-3と比較すれば明白）
- ② 設定回転角速度の変更及びゲインと位相の調整が現場で容易にできること。
- ③ ピッチ角信号を局所フィードバックすることによりピッチ変角機構のヒステリシス特性を改善でき、この結果回転角速度制御の精度が大幅

表9-1 電磁比例リリーフ弁の特性

項目	電磁比例リリーフ弁	サーボ弁
使用法	簡単	高度の技術が必要
コスト	安価	高価
応答性	10 Hz	20～30 Hz
ヒステリシス	3～7%	3%以下
消費電力	3～15 W	0.05～5 W
耐ゴミ	強い	弱い
温度ドリフト	6～8%	2～3%
精度	やや悪い	良い

に改善できること。

- ④ 油圧断、電流断で自動的にフル・フェザリング位置に戻るために風車の安全性が向上すること。

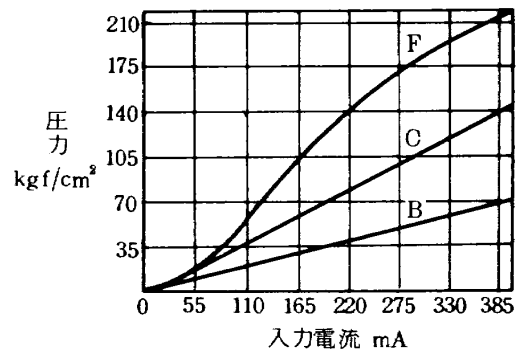
などの特徴をもっている。

9.1 電磁比例リリーフ弁を用いた風車回転数制御系の構成

電磁比例リリーフ弁はその名称が示すように、入力電流の値に応じて管路圧を放出させる機能を持っている。図9-1にはB, C, F 3種の弁の入力電流にたいするライン圧力特性と周波数応答特性を示してある。

図9-2, 図9-3には電磁比例リリーフ弁をピッチ角制御系に組み込んだ回転数制御系の構成図を示す。風車軸の回転を増速して制御ポンプを駆動し、流量調節弁を介してアクチュエーター・シリンダーに作動油を供給し、フェザリング・スプリングを押し付けてブレードのピッチ角を運転ピッチ角に設定する。回転計の出力信号を電磁比例リリーフ弁を

・TCGE-02-＊
入力電流-圧力特性



周波数応答特性

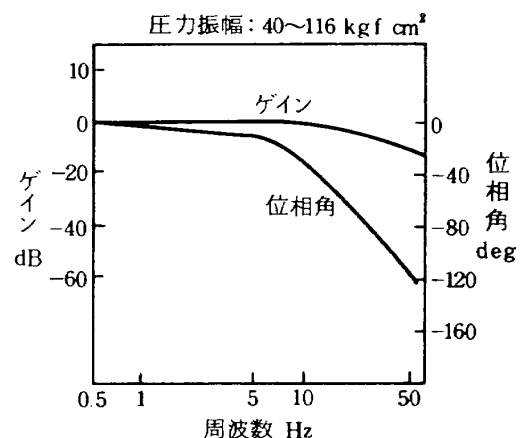


図9-1 電磁比例リリーフ弁の特性

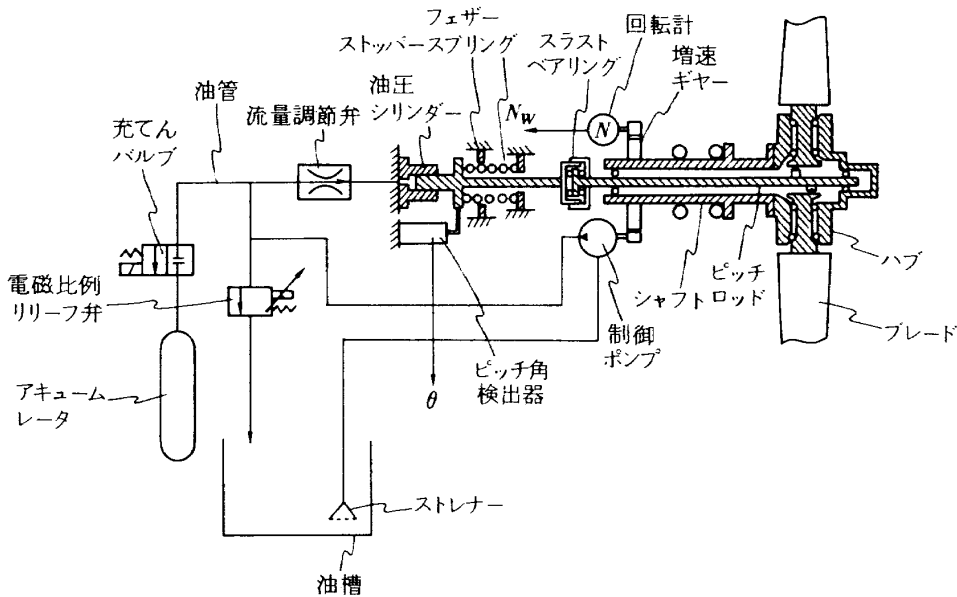


図 9-2 電磁比例リリーフ弁をもちいた風車回転数制御系構成図

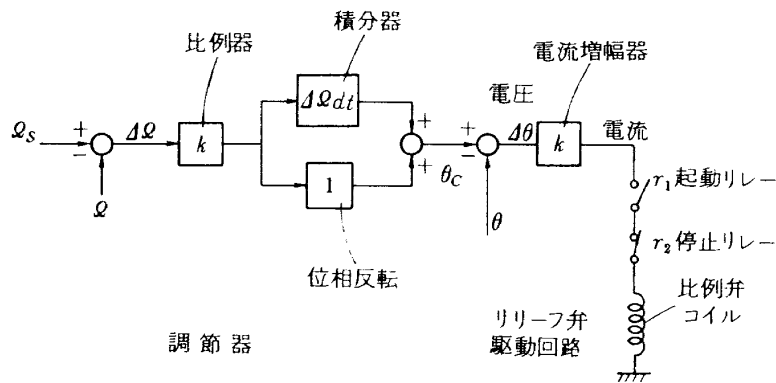


図 9-3 制御回路

作動させるための制御回路に供給して回転角速度の制御を行なうようになっている。ピッチ角をフェザーリング位置に向かって減少させる場合には図9-2に示すようにアクチュエーター・シリンダーの管路から電磁比例リリーフ弁を通して作動油を油槽に放出する。

本方式においてもアキュムレーターは引き続き用いているが、蓄圧の目的のみに使用している。この点、ガバナー方式の場合に蓄圧と油圧の平滑化の両目的に使用したのとは異なる。油圧の平滑化を目的としてこの管路に相当容量のアキュムレーターを設置するとアクチュエーター・シリンダーの圧力変化を鈍らせピッチ角の速応性を悪化させる原因になる。このためアキュムレーター入り口に充填用の電磁弁を設けた。この電磁弁は小容量の直動型 ON-OFF 弁で常時「閉」状態で使用する。管路圧

がアキュムレーター圧より上昇した時のみ電磁弁のスプリングを押し上げて自動的に少量づつ作動油が充填されるように弁の流入側をアキュムレーターに、吐出側をアクチュエーター・シリンダーに接続して使用することを特徴としている。このような構成をとった結果、アキュムレーターへの油量充填によってピッチ角の速応性に悪影響を生じることを避け、かつ蓄圧後の漏れ量を極力小さく押さえている。ガバナー方式では圧力が約3時間しか保持しなかったのに対して上記の改良の結果7日以上の保持が可能になった。

9.2 起動回路

図9-4に起動回路を示してある。弱風時には風車のピッチ角はフル・フェザーリング位置のままで空回りしている。風速が3.5m/s程度になるとDブレードを装着した風車では軸回転角速度が2.3 rad/s

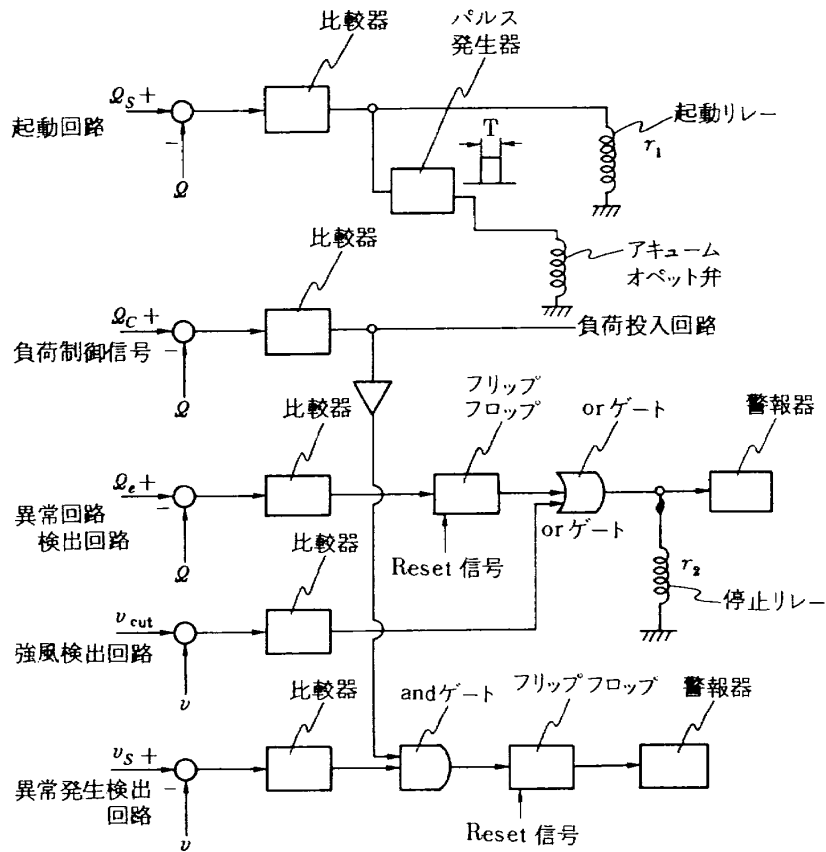


図 9-4 風車起動，異常時の停止回路

即ち 22 rpm になったとき起動リレーが作動し、電磁比例リリーフ弁が ON になる。同時にアキュムレーターの電磁弁を作動させてピッチ角を約 1.05 rad 即ち 60° に移行させるだけの油量をアクチュエーター・シリンダーに注入する。ピッチ角は約 1.05 rad で一旦停止し、風車が徐々に回転角速度を増す。同時に制御ポンプも作動を開始し、自己の発生する油圧で徐々にピッチ角が運転ピッチ角に移行し、風車は回転角速度を増して起動する。

9.3 回転数制御回路

図 9-5 に回転数制御系の伝達関数ブロック図を示

してある。まず風車軸回転角速度と設定回転角速度の偏差 $\Delta\omega$ を求める。回転角速度が定格値以下の場合には偏差が正になる。この場合にはピッチ角制御信号 θ_c は運転ピッチ角に相当する電圧になるように回路が仕組みられている。回転角速度が設定回転角速度を越えると偏差回転角速度が負になるので、負の電圧が積分されてピッチ角制御信号 θ_c を減少させる。ここで積分回路の飽和電圧と運転ピッチ角に相当するフィードバック信号の電圧が一致するように調整しておくことが重要である。

ピッチ角制御回路ではピッチ角フィードバック信

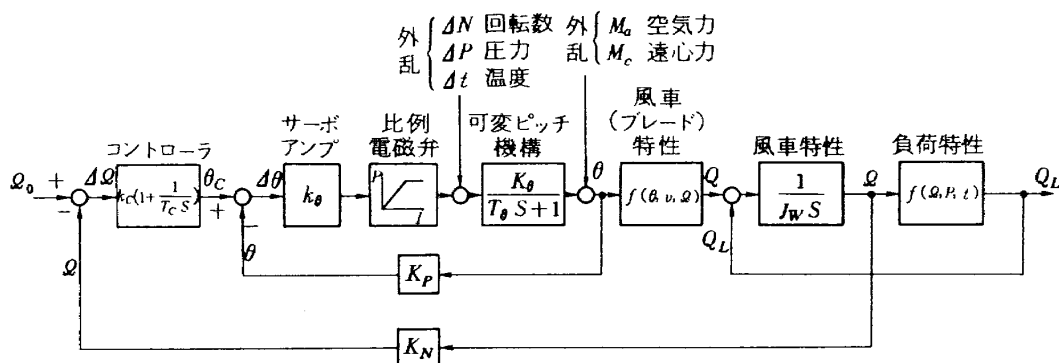


図 9-5 電磁比例リリーフ弁をもちいた回転数制御系の伝達関数

号 θ と θ_c の差を電流増幅して電磁比例リリーフ弁に供給している。ピッチ角フィードバック信号がピッチ角制御信号と一致するように電磁比例リリーフ弁が作動してブレードのピッチ角をフェザーリング方向に減少させ回転角速度を定格値に保持するような制御が行なわれる。

9.4 異常時の停止回路

風車にとって過回転に陥ることは破損につながる危険なことである。そこで回転角速度のフィードバック系とは別に、任意に設定が可能なある回転角速度以上になったときに、コンパレータを作動させて風車を停止させる異常回転検出回路を設けている。また一定風速以上でありながら風車の回転角速度が一定の回転角速度に到達しない場合には風車または制御系に何等かの異常が発生していると解釈されるので、これを検出して警報を発する回路を設けている。これらの回路を図9-4に示してある。

10. 改良後の風洞試験, 屋外試験結果

10.1 起動特性

電磁比例リリーフ弁方式に改造した後、風洞試験と屋外試験を実施した。ブレードはCブレードとDブレードの両方を使用しているので後述する試験結果ではそれぞれに使用ブレードを明記する。

風速 6 m/s のときの起動特性の風洞試験結果を図10-1に示す。下段がピッチ角と回転数（以下回転角速度 rad/s を回転数 rpm で表わす）の応答波形、上段は同応答の周速比に対するトルク係数をプロットしている。負荷は油圧負荷で絞り弁全開の状態で行った。×印は最大ピッチ角変化速度 0.349 rad/s (20°/s) でフェザーリング角から運転ピッチ角に移行させた応答である。ピッチ角の 1.22 rad (70°) 付近まで失速を生じ、発生トルクが小さいために起動までに 70 秒以上を要している。○印はピッチ角を 1.22 rad (70°) 付近まで急速に移行させ、その後回転数の増加と共にピッチ角を運転ピッチ角へ変化させた応答である。約 12 秒で起動し、トルク係数の軌跡も 75° 付近まで最大値を示し最も効率のよい起動形態である。◇印はピッチ角変化速度を 5.8°/s で変化させた場合でピッチ角 65° まで回転数がほとんど増速しない。以上の結果より、ピッチ角変化速度は

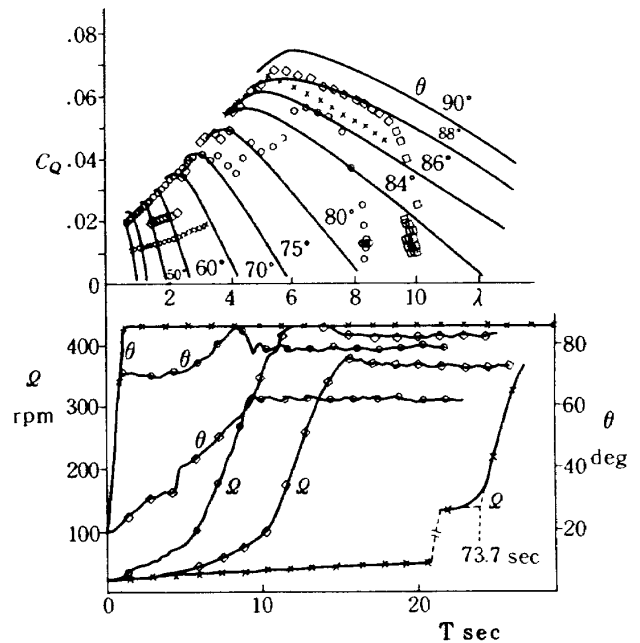


図 10-1 起動特性風洞試験

大き過ぎても、小さ過ぎても起動性が悪くなる。それぞれの風速において最適ピッチ角変化速度が存在することを示している。また図10-1に示すようにピッチ角の 70° 付近より回転数が急速に増速することより、起動ピッチ角をこの付近に設けることが望ましい。

屋外試験では風速がたえず変動しているため、度々失速による回転数低下が見られる。図10-2は風速が十分高いにもかかわらず増速しない一例である。このように失速を繰り返している風車ではブレードの単体特性が良くても総合エネルギー変換効率が低下することを意味する。

それでは風車の回転数に対しピッチ角をどのように制御すれば良く回る風車を作ることが可能か、検討を試みる。風車はブレードの発生トルクで回転しているのでトルク係数が常に最大値となるようなピッチ角を与えれば良い。ところが図10-1に示すようにトルク係数の最大値付近で周速比がわずかに小さくなると瞬時に失速し、トルク係数が最大値の1/2程度に低下する。

図10-3は周速比 λ とピッチ角 θ をパラメータとして失速領域を示したものである。ピッチ角の大きいほど高い周速比で失速することを示している。また図10-4は横軸を周速 QR で表わし、風速の異なる場合の失速領域を示す。風速が高い程、失速領域

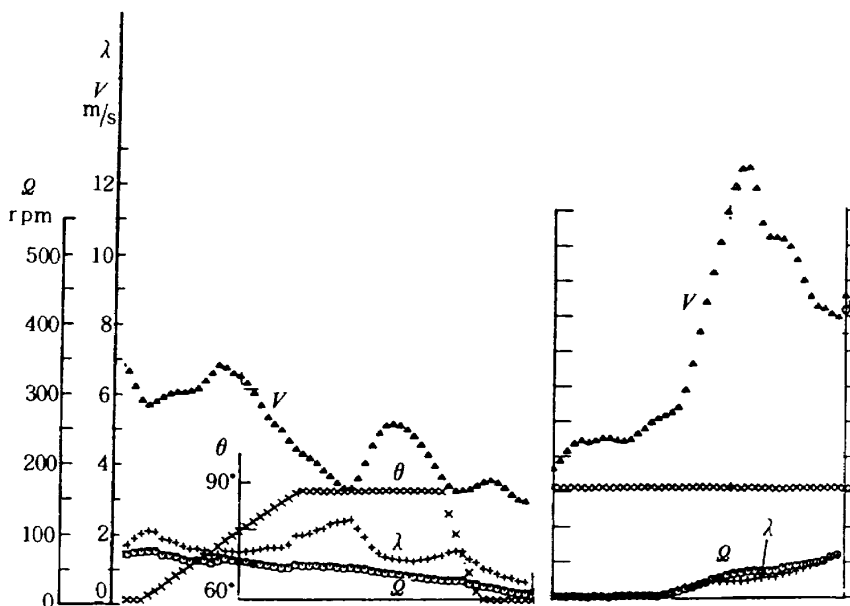


図 10-2 屋外試験結果 (Cブレード)

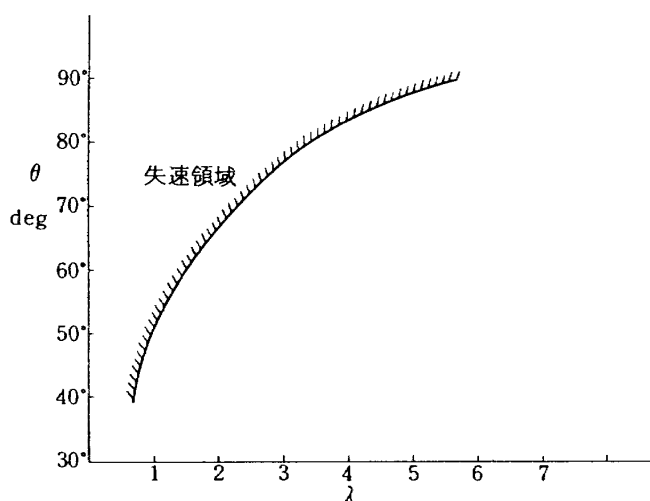


図 10-3 ブレードの失速領域 (Dブレード)
(風洞試験結果より)

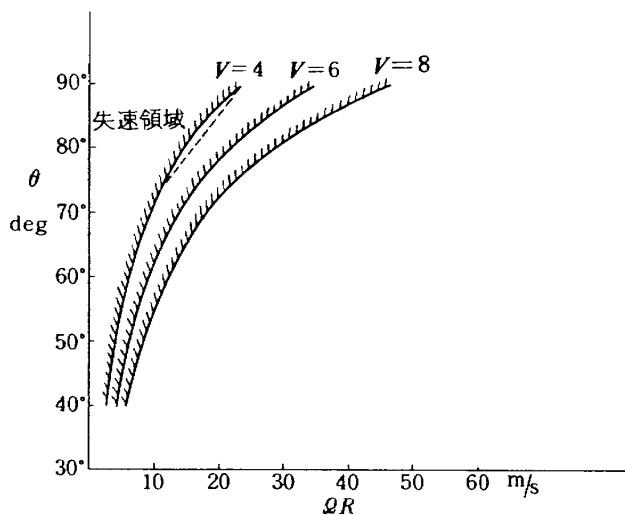


図 10-4 周速, ピッチ角, 風速をパラメータ
としたときの失速領域

が広がる。つまり失速しやすくなることを示している。たとえば風速 8 m/s で、周速 30 m/s のとき、運転ピッチ角 1.57 rad (90°) では失速するがピッチ角を 1.39 rad (80°) まで下げれば失速しないで回転してくれる。また風速 4 m/s 付近で効率よく起動させるには周速に対しピッチ角を図 10-4 の $V=4$ m/s ラインに添って変化させる必要がある。実際の風車においては風速と回転数をパラメータとしてピッチ角を決めるアナログ回路はかなり厄介である。そこで、起動時にはピッチ角 1.22 rad (70°) から 1.57 rad (90°) の間を周速 (つまり回転角速度) に対して直線 (点線で示す) 状態に変化させる方法が現実

的である。運転中の回転数低下時は負荷トルクを軽減させ、可能なかぎり回転数低下を防ぐ制御法が有効である。

10.2 回転数制御特性

図 9-5 の制御系において、コントローラに①比例+積分制御, ②比例+微分制御, ③比例制御のいずれの機能をも持たせることも可能である。②と③の方式はピッチ角のフィードバックが不要となり制御機器構成がさらに簡単化される利点があるが、制御精度は①に比べ低下することは避られない。どの程度の制御精度が得られるか興味ある問題である。

1) 比例+積分制御 (PI 制御)

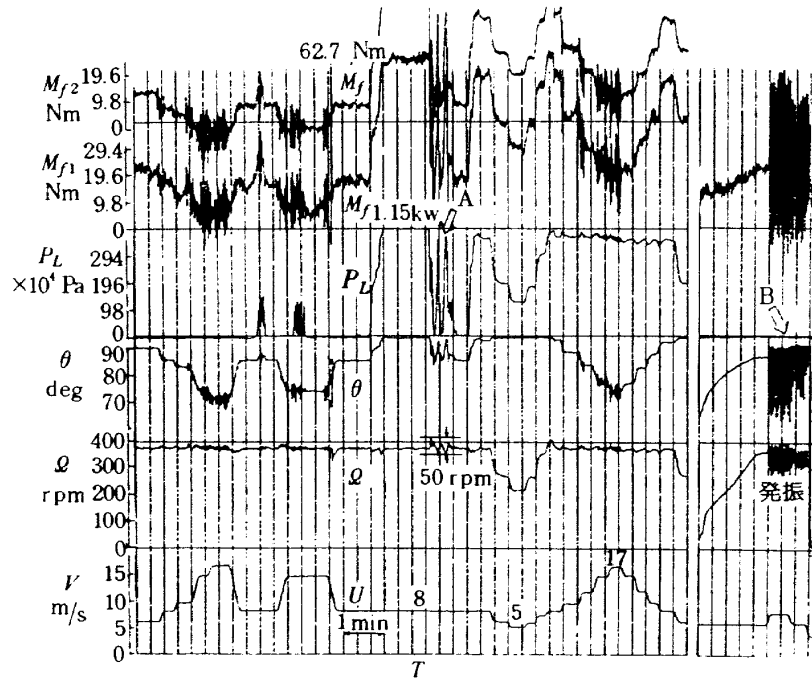


図 10-5 風洞試験 負荷 on off (PI制御) Dブレード

図 9-5 のコントローラの伝達関数 $k_c(1 + \frac{1}{T_c s})$ に $k_c = 0.2$, $T_c = 2.5$ sec を与えたときの風洞試験結果を図 10-5 に示す。風速を step 状に変化させたときの回転数 Q , ピッチ角 θ , 負荷油圧 P_L , ブレード曲げモーメント M_{f1}, M_{f2} を示す。風洞試験の場合、風速を自然風のように変化させることができない。そこで負荷トルクを急変させることによって過渡特性を模擬している。全体的に見て、風速を 17 m/s まで上昇させても回転数は設定値に制御されることが確認された。この試験における風速の最大変化量は 0.45 m/s^2 であるが、ピッチ角が良く追従し回転数の変動幅が定格値の $\pm 4\%$ 程度となっている。負荷トルクの急変 (2 秒間に負荷を 100% 変化させる) させた応答 (矢印 A で示す) は回転数で 50 rpm p-p

ほど変化する。この試験の風車のトルク変動 (発生トルク, または消費トルク) は通常の運転では遭遇し得ないきびしい条件である。従来のピッチ制御機構をもつ中小風車の回転数変動幅は 30~50% であったのに比べ、本制御方式は非常に良好な特性であると判断している。

矢印 B 点は同一ゲイン, 時定数でも最大ピッチ角変化速度を 2 倍以上に設定した応答で大きな発振を生じる。図 9-5 のピッチ角の局所フィードバックループに速度制限を加える方法がコントローラのゲイン値, 時定数値の広い範囲で安定性が良く, 回転数変動幅が小さく押えられることが判明した (この理由は 10.4 項で詳細に記述する)

2) 比例+微分制御 (PD 制御)

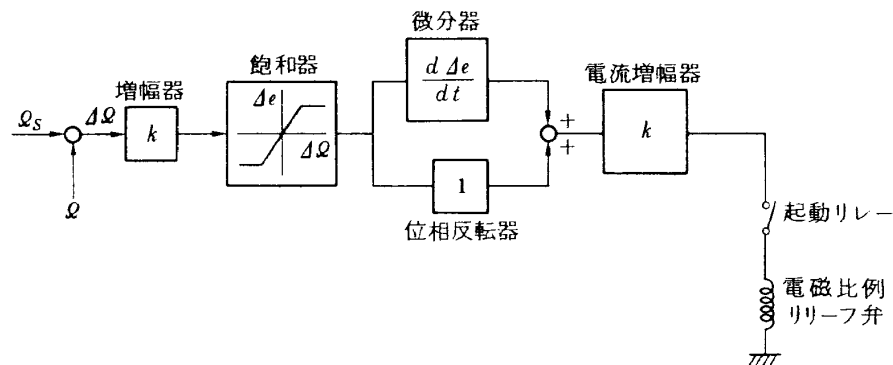


図 10-6 比例+微分制御

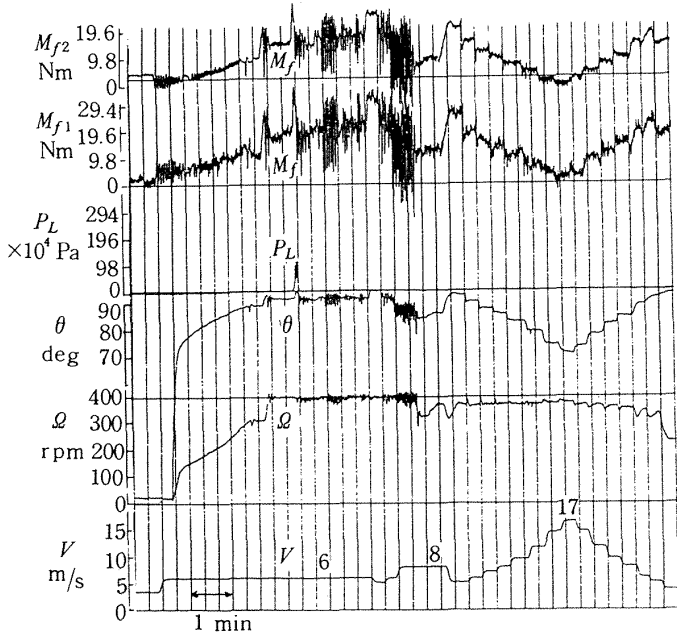


図 10-7 風洞試験 PD 制御 D ブレード

図 9-5 のコントローラに図 10-6 に示す比例+微分機能を持たせ、ピッチ角局所フィードバックを行わない場合の応答を図 10-7 に示す。風速の増加方向と減少方向で若干定常偏差が異なるがまずまずの制御精度が得られている。回転制御精度をさほど問題としない風車においては十分使用できる方式と云える。

3) 比例制御 (P 制御)

図 10-8 に比例制御の風洞試験の一例を示す。振動は避けられない。この方式ではゲインを小さくするより、極端に大きくして、つまりコントローラをコンパレータとしての機能をもたせ、最大ピッチ変化速度を最適値に調整すると、常に振動するがその振幅をある程度小さく押えることができる。しかし自然風は単調に増減を繰り返してくれないので精度の悪い方式であることは言うまでもない。

10.3 屋外試験結果

3.0 m 風車を当研究所構内に設置し自然風下の試験を実施した (写真 3)。建物の谷間でかつ移動式のため回転軸中心は地上から 3.65m の高さにならず、不完全な試験形態ではあるが一通りのデータを得ることが出来た。

図 10-9 に P 制御、ガバナー制御及び PD 制御の 3 方式の応答例を示す。風速の変化が同程度であるから、試験した 3 方式の内では PD 方式が最も優れ

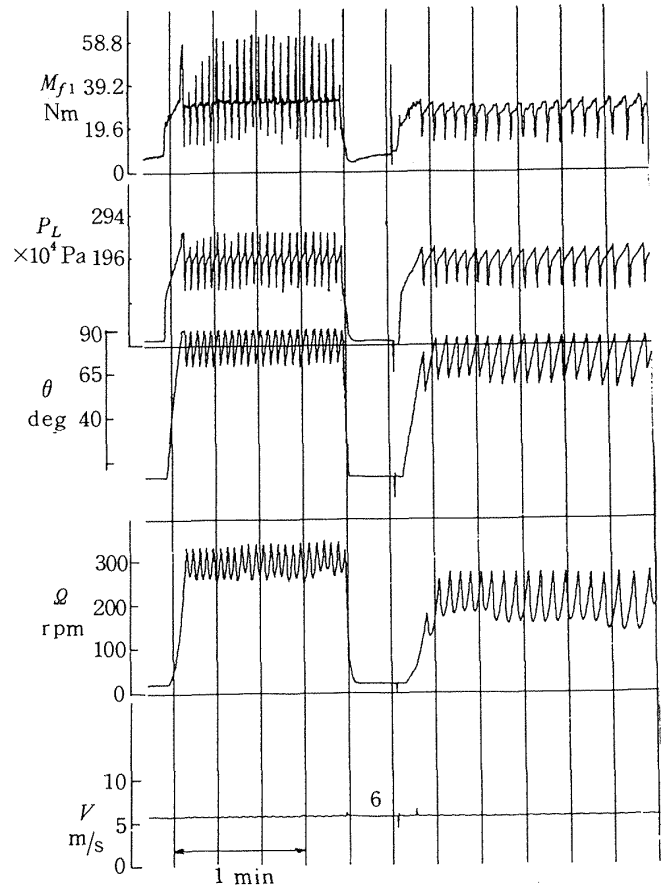


図 10-8 比例制御応答 D ブレード
振動するため回転数を下げて試験する

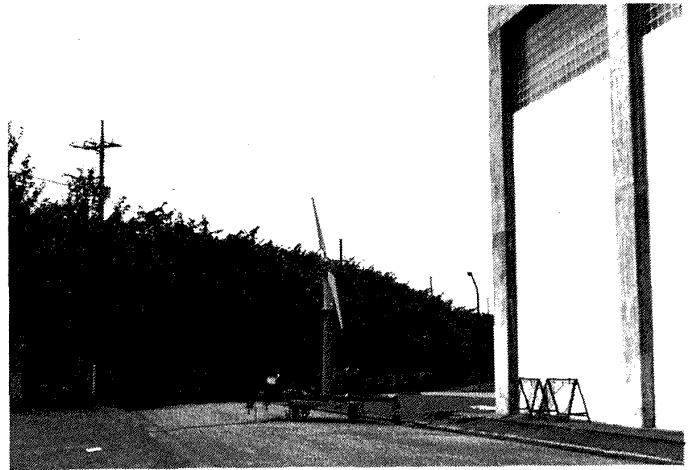


写真 3 屋外試験

ている。それぞれの方式において回転数の違いは設定回転数を変更しているためである。

10.4 最大ピッチ角変化速度の測定結果

風車の回転数制御において最大ピッチ角変化速度 (以下 $(d\theta/dt)_{max}$ で表す) は重要であることは既に述べた。1 kw 級風車 (直径 3.0 m) が自然風中でピッチ角を制御しながら回転している時の $(d\theta/dt)_{max}$

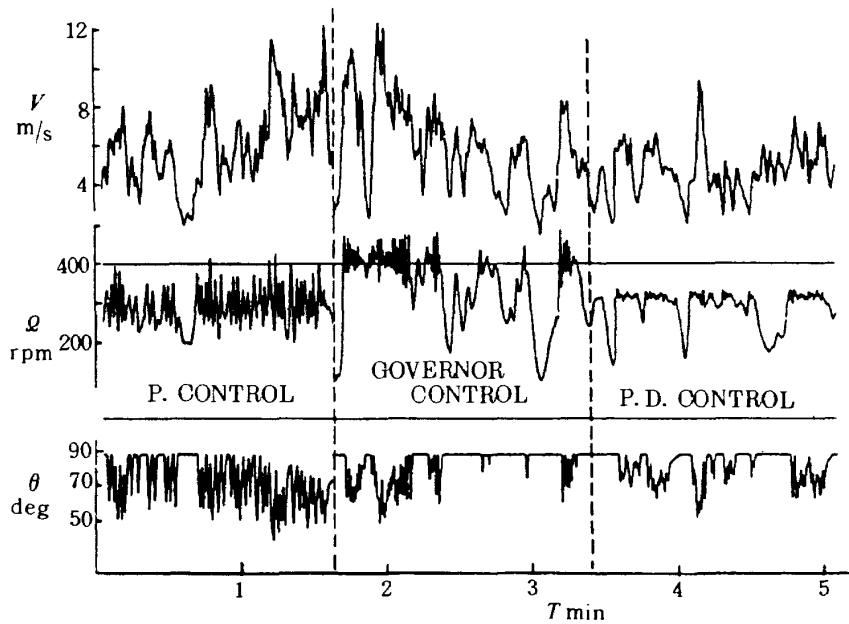


図 10-9 屋外試験 C ブレード

を図10-10に示す。直径3.0m風車で $(d\theta/dt)_{max}$ は約 $20^\circ/s$ である。このデータを元に筆者等は $(d\theta/dt)_{max}$ を以下に示すように決めてよいと考えている。

まず制御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。また十分低い方に離れている成分は遅れなく追従するから問題とならない。風車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とき、当然共振状態になる。

風車の共振周波数は制御系のゲイン、風速の高低、負荷の大小により異なるが、直径3.0m風車では図7-1、図10-8に示すように0.3~0.5Hzである。また筆者等の収集した自然風の最大変動成分は0.3~0.5Hzで約 $8m/s^2$ である。いま風速 $8m/s$ で定格負荷（ピッチ角 90° 、周速比8、トルク係数0.06）で運転していた風車が、1秒間で風速が $8m/s$ から $16m/s$ に上昇した時、回転数を定格値に保持する為には、ピッチ角を減じて風速の増加分だけトルク係数を小さくしなければならない。具体的に周速比を $1/2$ に、トルク係数を $1/4$ に対応するピッチ角に変化させれば良いことになる。この関係をDブレードのトルクの特性図上に示すと図10-11のa点とb点になる。b点はピッチ角で約 72° であり、1秒

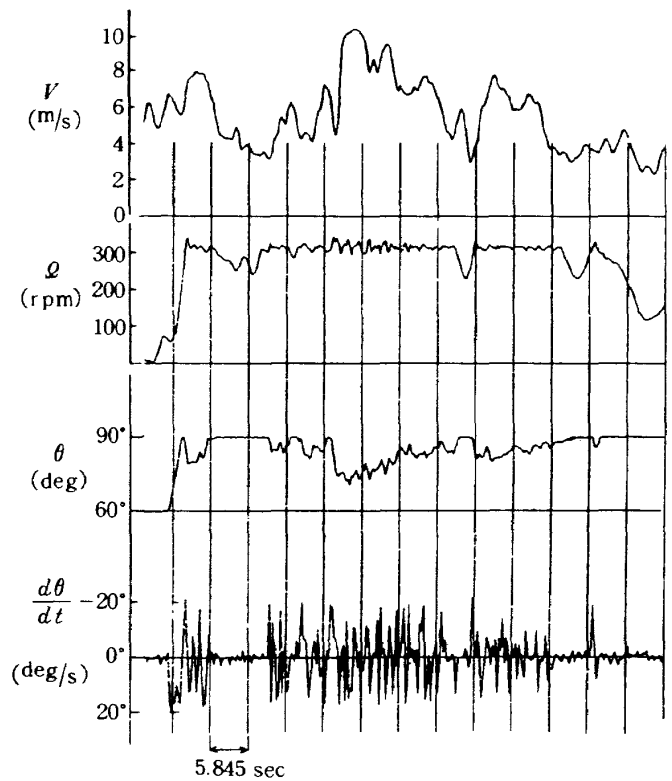


図10-10 自然風運転時のピッチ角変化速度 $\frac{d\theta}{dt}$ C ブレード

間に 90° から 72° に変化するのであるから $(d\theta/dt)_{max}$ は $18^\circ/s$ となる。図10-10の実測値とよく一致している。このように回転制御系の共振周波数付近の最大変化量を知ることにより最適な最大ピッチ角変化速度を近似的に決めることが出来る。

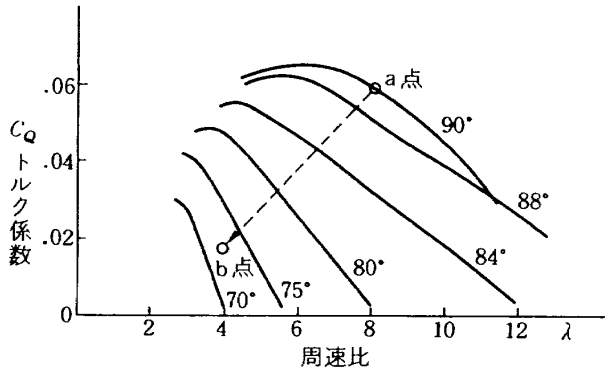


図10-11 周速比-トルク係数面で見える適正な動作軌跡

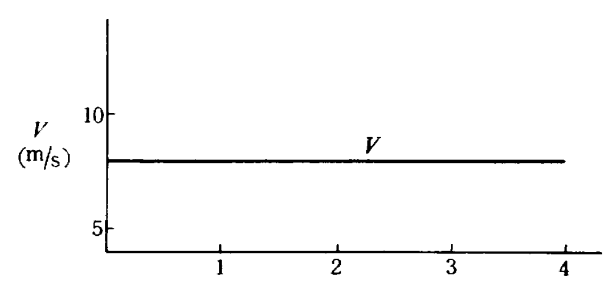
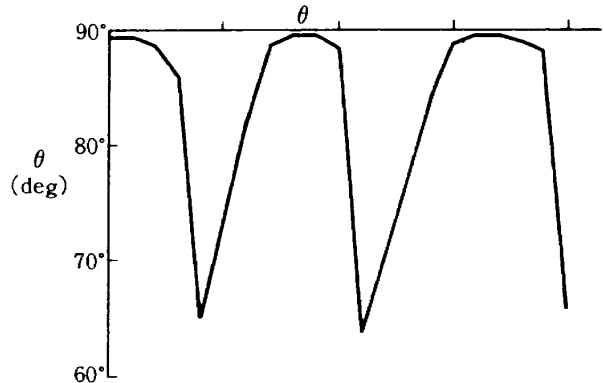
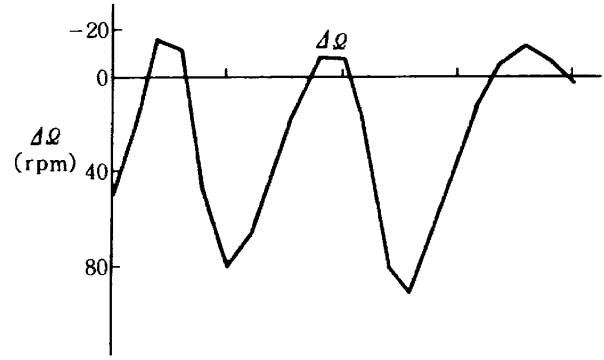


図10-13 PD制御風洞試験

応答B 風速一定(8 m/s)の応答
 フェザー方向 $\dot{\theta}_{\max} = -105^\circ/\text{s}$ $G = 0.2$
 運転方向 $\dot{\theta}_{\max} = 44^\circ/\text{s}$ $T_D = 0.3 \text{ sec}$

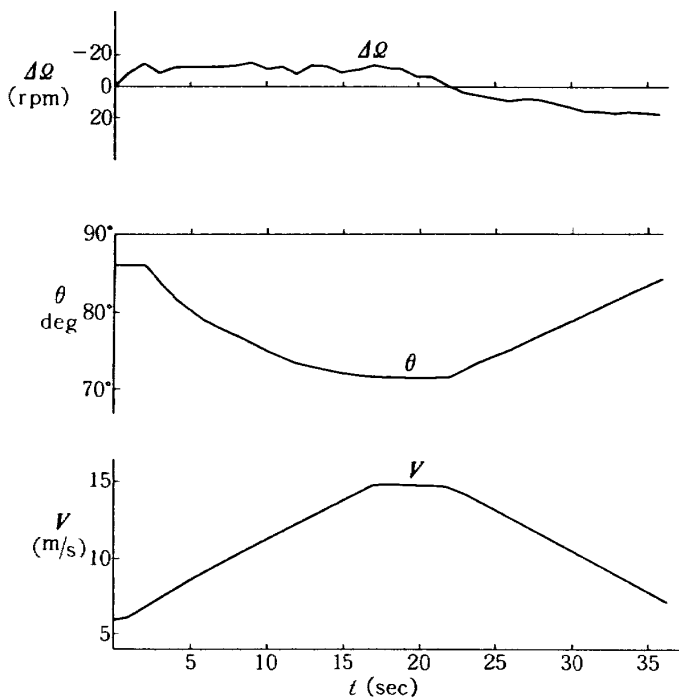


図10-12 PD制御風洞試験

応答A 風速を変化させたときの応答
 $\dot{\theta}_{\max} = 20^\circ/\text{s}$, $G = 0.2$, $T_D = 0.3 \text{ sec}$

($d\theta/dt_{\max}$)が過大の場合、回転数がどのような挙動をするかを次に風洞試験例で示す。図10-12は($d\theta/dt$)_{max}を20°/sに制限して風速を6 m/sから14 m/sまで当風洞の最大値0.45 m/sで変化させたときの無負荷時の応答(A)である。また図10-13は、ゲイン、時定数共にAと同じ条件で最大ピッチ角変化速度をフェザーリング方向105°/s、運転ピッチ方向を44°/sに設定したときの応答(B)で、風速8 m/sで大きなハンチングを生じている。ここで応答A・Bの一サイクルを縦軸にピッチ角、横軸に偏差回転数を取りプロットすると図10-14のように縦に

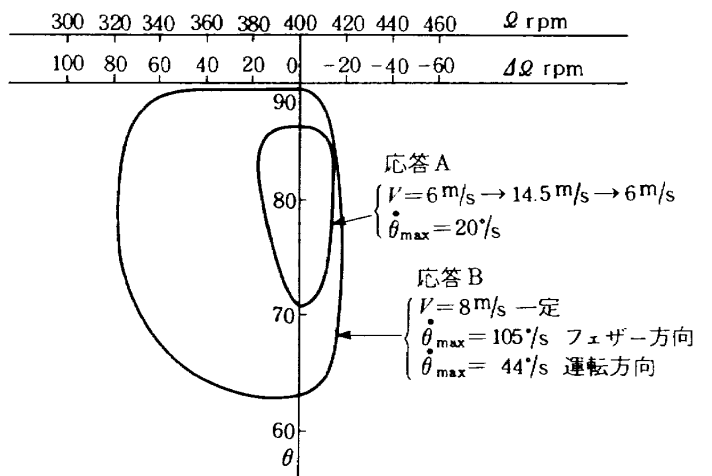


図10-14 PD制御、軽負荷応答時のピッチ角と偏差回転数の軌跡

長い楕円型となる。応答Bの方が明らかに大きな楕円の軌跡を描く。偏差回転数が負になるとピッチ角が急速に減少を始め、一度ピッチ角が 80° 以下迄減少すると回転数はますます低下してゆく。偏差回転数が正となりピッチ角が上昇をはじめても回転数は増加してくれない。ピッチ角が 80° 以上になってようやく増加を開始し、 88° 付近から急速に増速する。この傾向は応答A, Bとも同じであるが回転数の低下量はBの方が圧倒的に大きい。

この応答A, Bを縦軸にトルク係数, 横軸に周速比をとりプロットすると図10-15のようになる。応答Aは周速比の低下と共にトルク係数も低下し、左下がりとなる(軽負荷のため C_Q が小さい)。一方, 応答Bは周速比が変化しない内にトルク係数のみが垂直に降下し、ピッチ角 80° でトルク係数が負になってしまう。一度ピッチ角がトルク係数の負となる

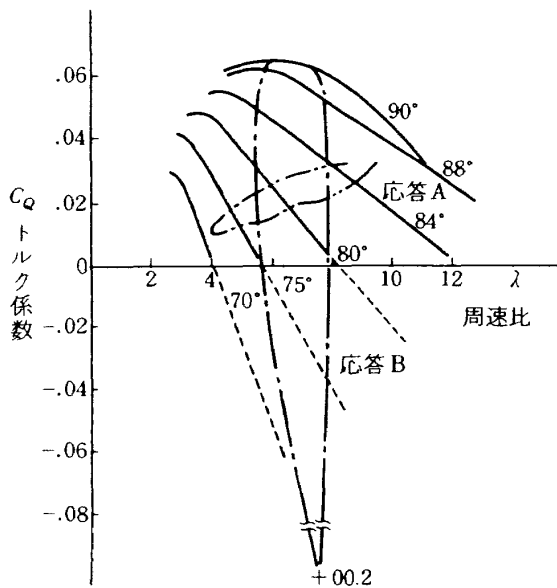


図10-15 応答A, B数のトルク係数の動作軌跡

領域まで低下すると偏差回転数が逆転してもすぐに正のトルクを発生せず, しばらく回転数が低下する。そしてピッチ角が 80° 付近に回復してようやくブレード発生トルクが負荷トルクに打ち勝つ値になり増速を開始する。このように最大ピッチ角変化速度が多過ぎると極端に非線形制御となる。従って最大ピッチ角変化速度の選定が非常に重要となる事が理解できる。

本ピッチ制御系は基本的に比例制御であるから最大ピッチ角変化速度を大き目に設定しゲインを小さく目に調整しても最適な応答が得られる。しかし風速変動という大きな外乱が常に存在する風車の回転数制御においてはゲインを下げれば定常偏差が大きくなりやはり振動がおおきくなる。それよりもピッチ角変化速度に制限を設け, ゲインを高めて定常偏差を小さく押さえる制御方式の方が精度の良い結果が得られる事がこの研究で明らかになった。

11. ブレード変動荷重について

11.1 ブレードフラップ方向曲げモーメントの測定

風車は風速, ピッチ角, 方位角及び負荷トルク等が常に変動する中で回転している。このときブレードにどのような荷重がかかっているかを解明することはブレードの設計資料として重要である。

この研究において試作した 3.0 m 風車を使って風洞試験, 屋外試験におけるブレード応力を測定した。

(1) 風洞試験結果

Dブレードをもちい図11-1に示すフラップ方向の位置に歪ゲージを張り超小型テレメータをもちいて回転中のブレード応力を測定した。試験結果の一

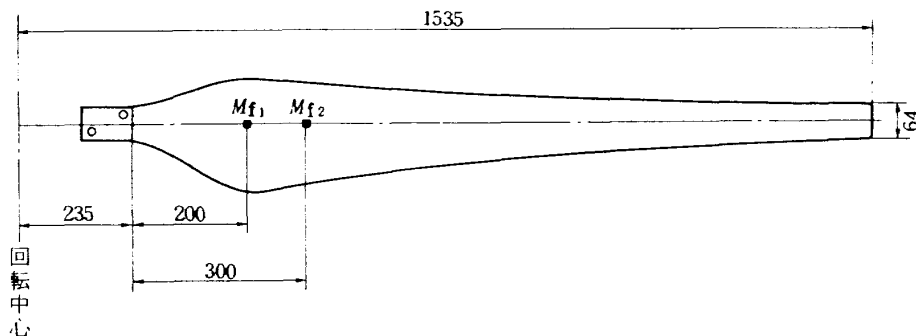


図11-1 Dブレードフラップ方向応力測定歪ゲージの位置

例を図10-5, 図10-7に M_{f1} , M_{f2} で示す。この図は風速を 6 m/s ~ 17 m/s まで階段状に変化させ、回転数を一定値に制御しているときのブレードフラップ方向の曲げモーメントを測定している。負荷は油圧負荷で圧力で表現し、最大値で 392×10^4 Pa (40 kg/cm²)、動力で 1.15 kw であった。無負荷時、軽負荷時、最大負荷時、負荷の急激な変動時、及び回転数制御系が発振した時、等の曲げモーメントを定性的に知ることができる。定性的に云えることは、(1) 回転数の変動とブレードの変動応力が比例していること特に回転数が 10% 変動すると応力は静的値の約 100% 変動すること、(2) 負荷トルクとブレード応力が比例すること、(3) 強風時ピッチ角がフェザリング角方向に変化するとブレード応力が小さくなること等が明らかになった。

図11-2に回転数変動巾 ($\sqrt{\Delta \Omega^2}$) と曲げモーメントの振巾 ($\sqrt{\Delta M_f^2}$) の関係をプロットする。図に示すように $\sqrt{\Delta \Omega^2}$ と $\sqrt{\Delta M_f^2}$ は比例傾向を示している。回転数制御において変動巾を小さくおさえることがブレードの疲労をやわらげ寿命を延すためにも重要である。

図11-3に風速に対する M_{f1} を示す。負荷の有無で2本の軌跡に別かれ、定格風速 8 m/s で最大値を示している。

同じ実験データをトルク係数と曲げモーメント係数でプロットした図を図11-4、揚力係数と曲げモ

ーメント係数でプロットした図を図11-5に示す。各係数は次式で求めた。

$$C_m = \frac{M_{f1}}{q R^3} \tag{10.1}$$

$$C_Q = \frac{Q}{q \pi R^3} \tag{10.2}$$

$$C'_L = 0.4 + 0.1 \alpha \tag{10.3}$$

ここで、 Q は負荷油圧と軸トルクをあらかじめ校正しておき、負荷油圧より求めた。また α は翼端ピッチ角と流入角より求めた (図4-4参照)、(10.3) 式は NACA4418 の特性 (図4-1) より求めた。フラップ方向曲げモーメントは図11-5に示すように揚

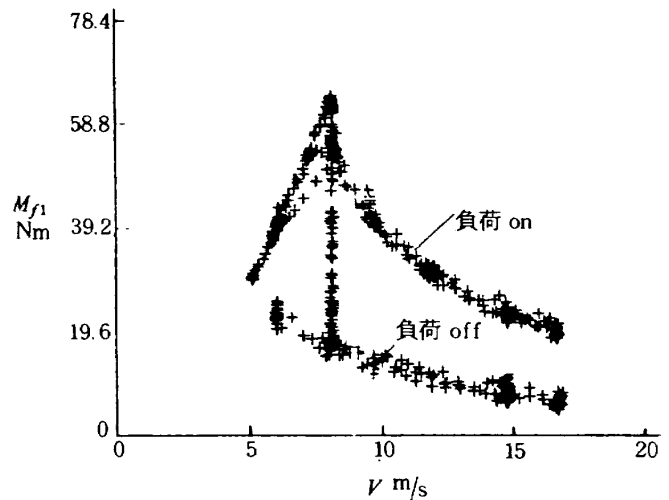


図11-3 風速と曲げモーメントの関係 Dブレード

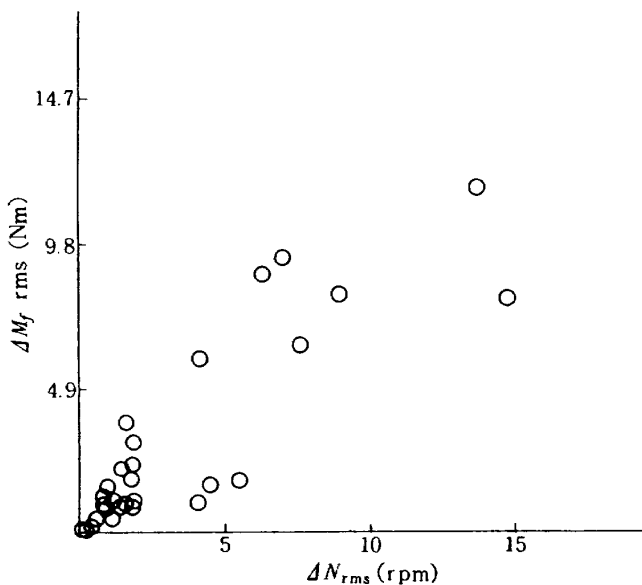


図11-2 回転数変動とフラップ曲げ応力の振巾の関係

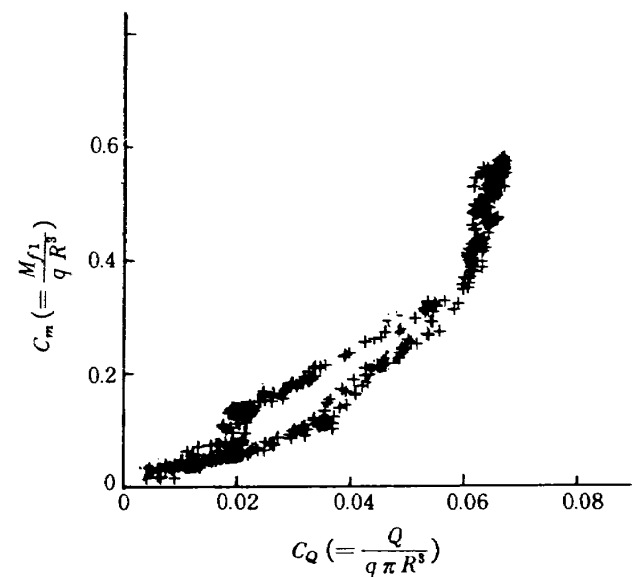


図11-4 C_m , C_Q 関係

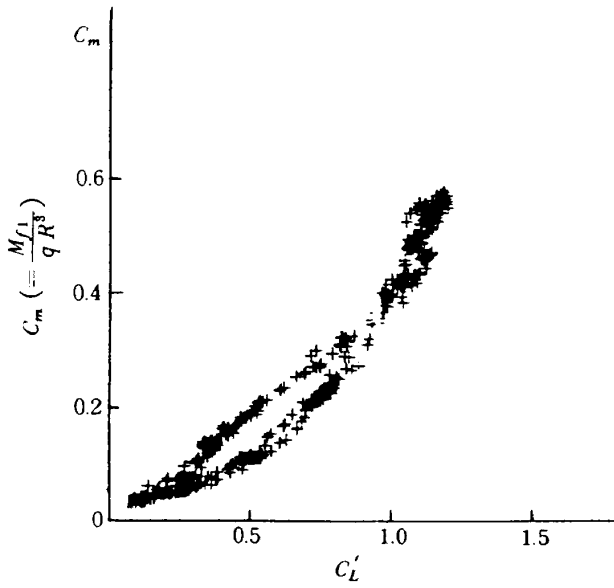


図 11-5 C_m, C'_L の関係

力係数 C'_L にほぼ比例する。定格風速定格負荷付近で C_m 値は 0.48 となり、この値を回転軸に換算すると 0.66 となり、齊藤等¹⁵⁾の実験とはほぼ一致する。

(2) 屋外試験結果

図 11-6 に C ブレードのフラップ方向曲げモーメントの屋外試験結果の一例を示す。風洞試験と同様、回転数とピッチ角に対応して曲げモーメントが発生していることが確認された。

11.2 ブレードのピッチ軸まわりの振りモーメント測定

リリース弁に改造後、油圧シリンダー前方のピッチロッドに薄肉円筒部を設け、ここに歪ゲージを張りロッドの駆動力を測定した。このロッドに作用する力は、ブレードの ATM+CTM 及びハブ軸受部とロッド軸受部の摩擦力の合計である。ロッド部の摩擦は小さいものと思われる。ATM と CTM 及びハブ軸受部の摩擦を含めた振りモーメントの風洞試験結果を図 11-7、図 11-8 に示す。振りモーメント M_f は回転数一定でも一サイクルごとに振動する。この原因は重力とタワーの影響によるものと思われる。振動成分は回転数にはほぼ比例し、414 rpm では平均値と同程度の値となっている。さて 414 rpm の回転数における M_f は図より読み取ると 3.14 Nm (32 kg-cm) である。したがって 1 枚あたり 1.57 Nm (16 kg-cm) となる。試験値を図 4-18 にプロットすると ○印となり軸受の摩擦分を考慮すれば妥当な結果となっている。また図 4-18 の CTM 分を差引いて係数化した C_{atm} 値を図 4-11 に ●印で示す。やはり軸受の摩擦分を考慮すれば妥当な値となっている。

図 11-8 はピッチ角の指令信号に振巾一定の正弦波信号を入力し、ピッチ角、回転数及び振りモー

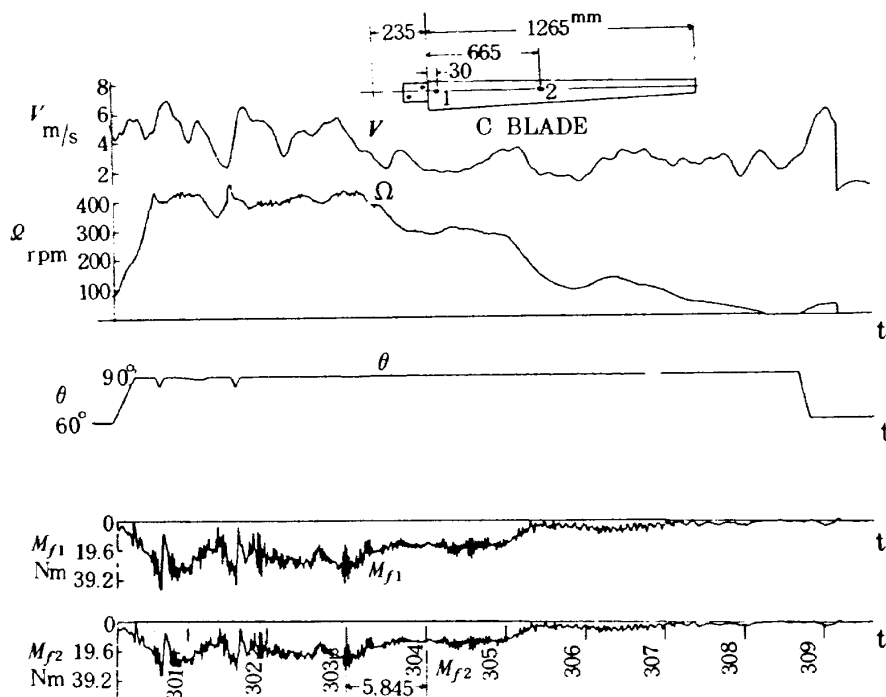


図 11-6 C ブレードのフラップ方向曲げモーメント 屋外試験

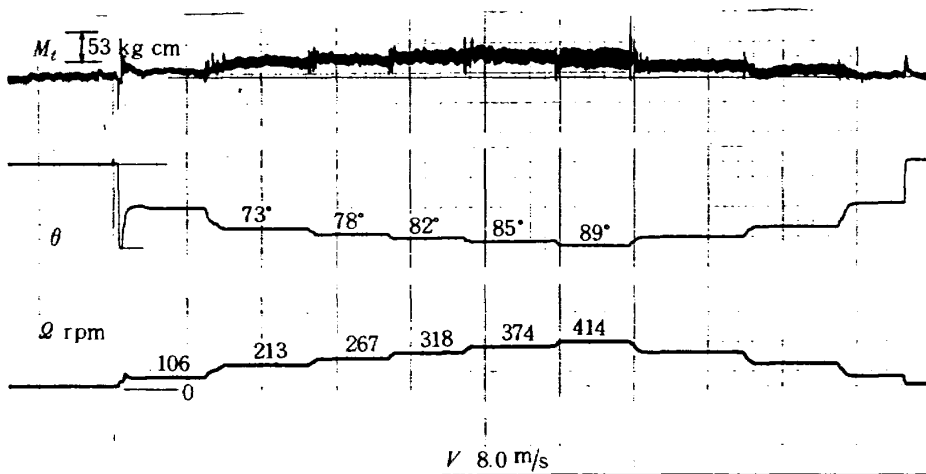


図 11-7 ピッチ軸まわりの振りモーメント風洞試験 Dブレード

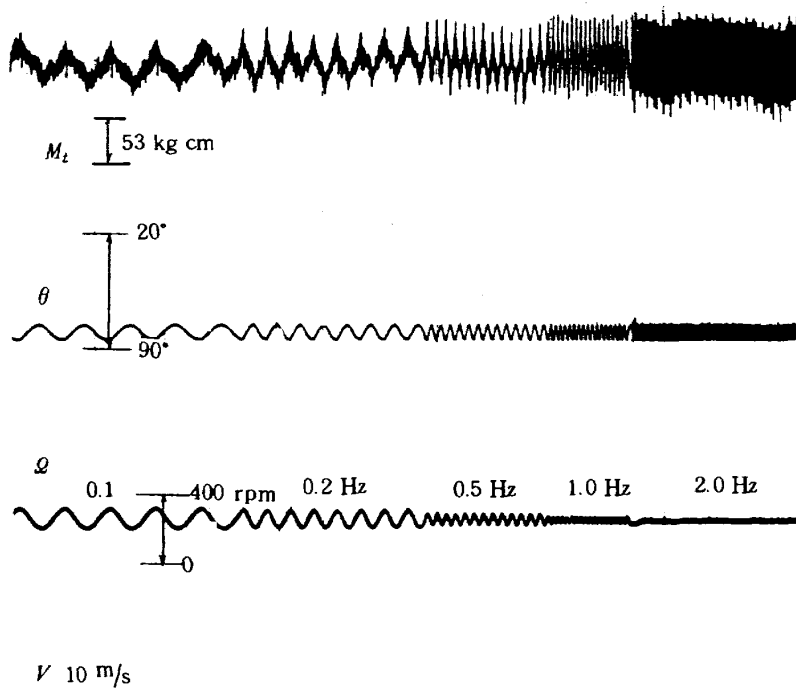


図 11-8 ピッチ軸まわりの振りモーメント
周波数応答 風洞試験 Dブレード

ントの周波数応答を試験した結果である。ピッチ角が2.0Hzまで追従しているのに対し、回転数は0.2 Hzから減衰を始める。一方振りモーメント（ピッチ軸駆動トルク）は慣性力が増加するために周波数が高くなる程増加し、静的時の2倍程度となる。フラップ方向の曲げモーメントも同様であったが、風車の変動荷重は静的荷重の2倍以上を見積って設計する必要があることを示している。

12. あとがき

本報告は科学技術振興調整費によって行なわれた「風力-熱エネルギー利用技術の研究」のうち、風車のピッチ制御に関する研究をまとめたものである。この研究では昭和56年に1kw級ピッチ制御装置を試作、第一次（57年）、第二次（58年）、第三次（59年）の風洞試験及び屋外試験を実施して、ガバナーをもちいた油圧式ピッチ制御方式の特性を解明し、その試験結果にもとずいて、部品構成を簡単化

して、かつ高い制御精度の得られる電磁比例リリーフ弁をもちいる方式を発明した(特願昭58-179914, 特願昭59-7661)。

この報告書は風車の回転数制御系を設計する場合の1) ピッチ軸まわりの振りモーメントの推定, 2) ピッチ制御装置の設計仕様, 3) 構成要素の特性, 4) ガバナー制御による風洞試験結果, 5) 数値シミュレーションと風洞試験の比較, 6) 電磁比例リリーフ弁を用いた制御方式への改良, 7) 改良後の風洞試験, 屋外試験結果, 8) ブレードの空力荷重の測定等について記述した。従来の中小風車は十分な制御方式が確立していないために, 回転数変動巾は定格値の20~30%も生じていた。そのために多くの風車が破損, 不具合を生じ, 実用化の遅れた原因となっている。この研究において, 比較的lowコストで回転数変動巾を従来の $\frac{1}{2}$ 以下におさえる方法を開発することが出来たので今後の風車設計資料として大いに役立つものと確信している。

この研究成果を盛込んだ「風力-熱エネルギー利用技術に関する研究」の実証用20kw風車は昭和60年12月に秋田県大瀧村の秋田県立農業短期大学の付属農場に完成し, 順調に運転され, 温室に風力により発生させた熱を供給し続けている。

本研究を進めるにあたって終始一貫してご教示いただいた遠藤浩空気力学第二部長, ブレード特性についてご指導下さった石田洋治大型低速風洞制御研究室長, さらに装置の製作で協力いただいた住友精密工業株式会社の徳江林三担当副長, 渡辺和嗣副主任, 松下精工株式会社の米吉通久係長の方々に謝意を表します。また風洞試験, 屋外試験で大型低速風洞制御, 計測研究室の方々に協力いただいたことを付記いたします。

引用文献

- 1) T.S. Anderson et al. NASA CR-165128 1980
- 2) T.R. Richards and H.E. Neustandter NASA TM-78916 1978
- 3) 本間琢也 "風力エネルギー読本" p64~68
- 4) L. Richrds, and L. John, et al. "Installation and Checkout of the DOE/NASA MOD-1 200 kW Wind Turbine Generator" AIAA/SERI Wind Energy Conference
- 5) 外立政隆 "可変ピッチ風車の回転数デジタルシミュレーション" 日本航空宇宙学会, 第14回年会講演集, 昭和58年4月
- 6) 外立政隆 野口正芳 室田勝一 "電磁比例リリーフ弁を使った風車のピッチ制御について" 日本航空宇宙学会, 第15回年会講演集, 昭和59年4月
- 7) 外立政隆 渡辺和嗣 "小型風車の運転特性" 第22回飛行機シンポジウム講演集, 昭和59年11月
- 8) 科学技術庁計画局 "風エネルギーの有効利用技術に関する調査報告" 資源総合利用方策調査報告第35号, 昭和55年11月。
- 9) H. Byira. "Theory of Wing Sections" p41
- 10) 平良二郎 龍沢秀一 "流体力学の基礎と演集" p33~36
- 11) 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
- 12) 石田洋治, 野口正芳, 室田勝一 "直径14m野外試験用風車翼の3/14縮尺模型の風洞試験" 航空宇宙技術研究所報告 TR-887, 1985年10月
- 13) 重見 孝, 広岡貫一 "航空宇宙技術研究所大型風洞について" 日本航空宇宙学会誌, 第16号, 昭和42年12月
- 14) 高橋 宏, 他 "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報告 TM-539, 1984年11月
- 15) 斎藤 茂, 他 "風車の動的応答" 第23回飛行機シンポジウム講演集, 1985年11月

航空宇宙技術研究所報告931号

昭和62年5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
電話武蔵野三鷹(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
