

フィラメントワインディングプロセスの最適制御系の
設計と実装化に関する研究

2003年3月

博士（工学）

今 村 孝

豊橋技術科学大学

和文要旨

近年、軽量かつ高剛性な材料として多くの繊維材料が広く用いられている。中でも炭素繊維材料は、構造物補強材料、車体材料等に用いられるほか、近年の燃料電池自動車などの低公害車両においては、燃料タンクやモータの補強材料としての適用が試みられている。フィラメントワインディング（FW）成形法は、繊維材料を用いてこのような燃料タンクなどの円筒形状を繊維強化複合材料として成形する手法の一つである。

FW 成形に用いる繊維材料の多くは、その機械的特性として高い引張り強度を有している。しかしながら、この特性は繊維の長手方向（繊維方向）にのみ存在するため、強度設計仕様にもとづく円筒成形においては、成形形状にたいする繊維配向を考慮する必要がある。また、繊維のゆるみなどによって生じる配向方向に対する蛇行や屈曲、座屈などの状態を回避しながら成形することは、強度設計上のみならず複合材料成形における複合樹脂の雰囲気（温度・湿度・樹脂配合）特性を評価・検討する上で重要である。

これらのことから、FW 成形機においては、繊維配向制御および繊維状態を決定付ける巻取り張力制御が必要である。近年の NC 加工技術の発展により、高精度な繊維配向制御を実装した FW 装置が多く開発されている。その一方で巻取り張力に関しては、巻取り中の張力をリアルタイムに制御するシステムは少なく、また、その最適制御系の設計について提案された研究はない。そこで本研究では、FW 成形機の制御に対し、以下のアプローチによる設計と実装を試みる。

- 巻取り中の繊維に任意の張力を印加し、また巻取りによる張力変動を抑制する機構の提案
- 巻取り成形に必要な治具を省略し、成形における段取りの簡略化する巻取り動作の提案
- 繊維巻取りプロセスのモデル化と動的・静的なプロセスの解析
- 巻取り張力の最適制御系設計法の提案と、FW 成形現場への実装化

まず、本論文前半においては、対象とする巻取り成形手法および繊維材料に関する現状を述べた後、設計試作する FW システムに要求される仕様とその構成につい

て議論し、張力制御の機構と手法を提案する。次に、システム同定手法にもとづき対象繊維における巻取り張力発生プロセスのモデル化と巻取り動作の幾何学解析を行い、FWにおいて重要となる巻取り角度や他のプロセスパラメータと巻取り張力発生プロセスとの関係を解析する。ここで張力制御系としては、現場技術者への受入を容易にすることを考え、現在も多くのプラント制御に適用されているPID制御をベースとする。そして、プロセスモデルを用いたシミュレーション結果をもとにコントローラゲインの最適性を考慮する制御系設計法を提案し、コントローラ実装と実験を通してその有効性を検証する。

本論文後半では、前半において得られた知見をもとに、現行のFW工程への応用を検討する。まず、巻取り動作解析結果にもとづき巻取り動作パターンの改善を試み、これによる巻取り成形工程前後の繊維および成形体処理処理作業の簡素化手法を提案する。次に、現行で必要とされる成形体形状から巻取り工程の張力制御条件をいくつか取り上げ、ここに提案する巻取り張力制御を適用して、実験を通してその有効性を検証する。これらの検証により、本論文で提案する巻取り手法および巻取り張力制御により、成形に必要とされていた治具の取り付け・取り外し作業を省力化するとともに、任意の巻取り張力を適用して定値張力制御を実現し繊維状態の均一化を実現した。

本研究で得られた知見として、複数繊維の収束した繊維束の張力発生特性の把握とそのモデル化手法およびプロセスモデルにもとづく制御系設計手法の提案が挙げられる。そして、これらの設計・実装手法を適用することで、繊維巻取り成形手法における巻取り張力と巻取られた繊維の状態の均一化が可能であることが確認できた。この成果により、巻取り成形による複合材料製品の強度特性評価あるいは品質評価を規格化することができ、その発展に寄与するものと考えられる。

Study on the Optimum Control Systems Design and its Implementation of Filament Winding Processes

Takashi Imamura

Department of Electronic and Information Engineering, Toyohashi University of Technology

Mar 25, 2003

ABSTRACT

As environmental problems grew serious, several industrial products are demanded to realization about lightness and stiffness or economical effectiveness. As One of the solution, several fiber materials are extensively used in recent years. Fiber-material and Super Fiber-material including chemical fiber and organic fibers has higher tensile strength, property of heat proof or chemical proof and the light weight. And they also has flexibility which causes becoming easily to form the several industrial shapes.

Filament Winding forming method is one of the forming methods for several string shape or fiber materials in cylindrically. In this method, it is important to control several winding parameters making in sure value which based on strength analysis and design, because it is clear in recent study that these winding parameters strongly related to the property of strength and quality of winding forming products. Thus, there are several filament winding machines which will able to control to the winding angle and direction of the fiber materials using Numerical Control (NC) technologies in the world. However, there are few winding machines which can control and record the winding tension in real-time. Winding tension seems to most important winding paramters in winding forming, because the vibration of winding tension causes the twisting or meandering fiber in forming products which are becoming defect point in strength property.

In this thesis, tension control system for filament winding has been proposed and described. And through the control system design and its implementation, winding process modeling procedure and control gain tuning method also have been proposed.

As a first step, filament winding (FW) machine and its control system has been designed and built. The proposed FW machine has a actuator system which can control the carbon fiber supply using fiber nipping system by rubber roll. In order to control the winding tension, motor torque control is applied in generally case. On the other hand, from the fundamental structural analisys results of mechanical system, it is clear that the propose system has higher responsibility at the case of motor velocity control. Therefore, winding tension control system using fiber transferring velocity control has proposed for the implementation of tension control in the proposed winding system.

And, the implementation of winding tension control system using PID and I-PD control

have been done and winding tension control experiments have also done. Its results show good performance and responsibility about the step input of winding tension, but they also have problems for the magnitude of overshooting at the rising part and vibration control at the steady state. These problems cause from the structural reason of control system, because of fundamental PID controller has 1 degree-of-freedom for the control object such as decreasing the overshoot, shortening the settling time and reduction of vibration and so on. Moreover, PID and I-PD control system and its control gain setting demands the gain tuning with try and error or several experiences. Therefore, winding tension process model has been identified using system identification techniques, and the PID control gain tuning system based on winding tension control simulation results using identified winding process models have been proposed. In addition, Feedback type 2-degree-of-freedom PID controller has been applied to the winding tension control system in order to construct the feedback system for several control demands. Program implementation and simulation results shows the Bringing these techniques into the winding tension control making a ease to use and flexible controller design for multi objective winding tension control as a second chapter of thesis.

In the third chapter, Helical winding method and winding angle control are described. Almost case, fiber materials has higher tensile strength rather than a metal materials on its fiber direction. In order to obtain the carbon fiber reinforced plastic (CFRP) with mechanical strength property against the stresses such as twist or bend, CFRP has designed based on the structural analysis results considering the fiber strength and its direction. Therefore, in generally use of filament winding forming for CFRP, controlling the winding angle and direction of fiber are most important factor of winding forming.

At the implementation, the winding tension control is also necessary during the winding angle control, so the geometric analysis of helical winding method has done to perform the winding angle control using motor velocity control. Through the geometric analysis, winding method which will be able to keep the turn-back point of the fiber in order to achieve the winding angle and fiber direction without special tool has been also proposed.

Validity of proposed winding tension and angle control system and winding method has made sure through the several experiments and simulations, in the fourth chapter. As the validation, some kinds of winding forming conditions which are considering the real winding process and application of forming object, such as multi plying winding forming with laying up the fiber materials near the 30[mm] considering the application for the rotor of the flywheel battery, multi plying with several winding angles considering the reinforcement of the regular pressure container shape and so on. From the results of several applications, proposed winding tension control system shows good performance at the reducing the winding tension vibration at the steady state, and controller gain of tension control system has been fine tuned using proposed control gain tuning method with GA. Moreover, these results were achieved by the application of identified winding tension process models to the controller gain tuning, its also shows the

varidity of the identified process model and its method.

目次

第1章	序論	1
1.1	研究の背景	1
1.1.1	スーパー繊維材料の概要	2
1.1.2	複合材料成形と制御技術の必要性	2
1.2	従来研究の紹介とFW成形研究の現状	7
1.2.1	FW研究の概要	7
1.2.2	巻取り・張力制御に関する研究	8
1.2.3	成形加工機械としての実用化事例	9
1.3	研究の目的と方針	12
1.4	本論文の構成	13
第2章	実験装置の試作と制御機構の構成	15
2.1	緒言	15
2.2	FW成形機とその概要	15
2.2.1	FW成形機の種別	15
2.2.2	フィラメントワインディング成形工程の流れ	15
2.2.3	FWにおける諸定義	21
2.3	フィラメントワインディング実験装置の試作	22
2.3.1	試作システムの仕様	22
2.3.2	試作システムの設計と実装	23
2.3.3	張力計測機構	29
2.3.4	機構の基本性能	30
2.4	結言	36
第3章	フープ巻き張力制御系の構築	37
3.1	緒言	37
3.2	張力発生・制御機構の検討	38
3.2.1	張力制御手法の提案	38
3.2.2	張力制御手法の実装と比較	40
3.3	巻取りプロセスモデル構築方法の確立	47
3.3.1	システム同定手法を用いたモデル構築	47
3.3.2	システム同定結果の解析	52
3.4	制御ゲイン調整系の構築	55

3.4.1	2自由度PID制御系への拡張	55
3.4.2	遺伝的アルゴリズムの導入と制御結果	56
3.5	結言	61
第4章	ヘリカル巻き制御系の構築	62
4.1	緒言	62
4.2	ヘリカル巻きの概要	62
4.3	ヘリカル巻きの静特性解析	63
4.3.1	巻取りの幾何学解析	63
4.3.2	アルゴリズム展開	66
4.4	ヘリカル巻きの動特性解析	69
4.4.1	ヘリカル巻き張力プロセスの同定	69
4.4.2	動特性の解析	75
4.4.3	張力制御系の実装	77
4.5	結言	80
第5章	巻取り制御系の実工程への拡張	81
5.1	緒言	81
5.2	単一制御ゲインによる多種指令張力への対応	83
5.3	単一制御ゲインによる多種ヘリカル巻き張力制御	87
5.4	連続的な巻取りプロセスの切り替えと積層工程への適用	89
5.5	結言	98
第6章	結論と今後の展望	99
6.1	結論	99
6.2	今後の展望	102
	参考文献	104
	公表論文	111
	謝辞	112

第1章 序論

1.1 研究の背景

近年，省エネルギー化の観点，あるいは，航空宇宙運輸産業における高速・極限環境での運搬需要，さらには生活環境の改善・向上の観点から，軽量かつ高強度な材料の需要が高まってきている．この問題を解決する手段として，繊維材料および繊維強化複合プラスチック材料の利用が注目されている．近年では，その高い材料的特性や機能性から，幅広い分野における補強・代替材料として応用がなされてきており，生産・成形加工のNC (Numerical Control) 技術による自動化や製品品質の均一化をが一層望まれている．

しかしながら，繊維材料は従来の金属材料に比べて重量比強度などの面で非常に有利な材料である反面，金属材料に比べて生産工程上の繊維の挙動や機械的な特性の解析が十分になされていないのが現状である．また，複合材料成形を行なう際の，複合樹脂特性の調整・温度/湿度などの雰囲気管理などの材料特性上の諸要因と成形体品質や強度特性との因果関係が十分明らかにされていないのが現状である．

一般に機械材料や機構要素の組み付けにおいては，設計仕様上の強度を実現するために予備圧力・予備張力を付加して組み立て・組み付けを行なう場合が多い．同様に繊維強化複合材料の円筒体成形においても，繊維強度を成形体強度として発揮させるための適正張力が存在すると考えられる．また，巻取り成形における張力の変動は繊維の緩みや過度の張力による繊維の蛇行・屈曲・座屈などの繊維状態にも関連するパラメータであるといえる．一方で，複合材料成形における複合樹脂特性や成形雰囲気について，これを調整・管理するための最適パラメータ探索や製品品質との因果関係を明らかにするためには，制御可能な対象の挙動を任意の値に制御し，均一化を図りながら多くの実験を試行する必要がある．これらのことから，円筒体成形においては，巻取り張力を用いて繊維の挙動を任意に制御するための機構や制御手法の開発が重要であると考えられ，そこに成形加工への電子制御技術適用の余地があると考えられる．

本論文は，繊維材料のひとつである炭素繊維材料および円筒体成形手法であるフィラメントワインディング (FW) 成形を対象に，上記の観点から，成形加工工程における巻取り張力・巻取り角度制御による成形中の繊維挙動制御を目的とし，制御技術の適用とそれを通じた繊維特性の解析を試みるものである．

本章では，本論文でとりあげ適用する制御技術について述べる前に，今回制御対象とする炭素繊維材料とFW成形プロセスについて説明し，対象とする材料やプロセスにおける制御技術の工学的重要性を説明することとする．

1.1.1 スーパー繊維材料の概要

化学繊維材料の開発の歴史は長く、古くは19世紀末にエジソンが電球の導電部（フィラメント）に日本製の竹をカーボン化して用いたものもその一つであり、また、その20年以上前にイギリスにおいてひも状の紙をカーボン化して工業応用を試みた記録が残されている。現在用いられているガラス繊維や炭素繊維など多くの繊維材料は、1950～70年にかけて繊維材料分野の急速な発展にともなって、開発・工業的実用化がなされたものである。さらに近年では、スーパー繊維^[1]と定義される高機能繊維材料が注目されている^[2]。

一般に、軽量・高剛性な材料としては、特に軽量化の観点からアルミニウムやその合金であるジュラルミンなどの軽金属が、また、耐腐食性・人体への応用の観点からステンレスやチタンなどが従来用いられてきた。しかしながら、機能性金属材料においては加工の難しさという問題があり、また重量比強度（単位重量あたりの強度）の限界により軽量化にもある程度の限界があった。スーパー繊維とは、安全性、省力化・軽量化、省エネ化という強い社会的要求のもと、この4～5年の間に飛躍的に開発が進んだ高性能・高機能を有する繊維群の総称である。スーパー繊維材料には、炭素繊維のように機械的な機能として高い重量比強度や弾性率を有する素材のほかに、アラミド繊維のように高い耐熱特性や薬品や化学物質による劣化・損傷への耐薬品特性を有する繊維などが含まれている。スーパー繊維はこのような付加価値的な機能と機械的特性をともなった柔軟な素材であることから、さまざまな形状への加工が可能であり、広範囲での製品化・実用化がなされはじめており、上記のような軽金属の代替・補強材料として注目されている。

本研究で対象とする炭素繊維材料とその複合成形製品である炭素繊維強化プラスチック（CFRP）は、先にあげた機械的特性・熱的特性のほかに電気的特性（高導電特性）や耐薬品特性をもつ、代表的なスーパー繊維材料の一つである。1990年頃から日本において本格的に工業化された炭素繊維材料は、レーシングカーのシャシー、航空機や宇宙船の耐圧・耐熱パネル、さらには、ラケットやゴルフクラブシャフトのようなスポーツ用品などの工業・嗜好品分野で幅広く応用されている。また、近年では、CFRP成形せずに機械的特性以外の機能応用として土木・建築の分野においての建材補強や断熱材としての応用や水処理や燃料電池用のガソリン改質のフィルタ・皮膜などの衛生・エネルギー分野での応用もなされ、その普及率も高く、一般的な材料として定着してきている。また、世界シェアの7割近くを、国内3メーカーが占めるほど、日本は炭素繊維先進国でもある^[3]。

1.1.2 複合材料成形と制御技術の必要性

ここで、炭素繊維材料成形の工程について考える。炭素繊維材料の成形工程は、繊維材料の形態と関連して、主に以下3種類があげられる。

クロス材を用いた板材積層成形 クロス材とは、繊維を布状に織りあげた繊維製品である。クロス材の成形加工法としては、成形型や強化する対象に積層して焼成するオープンモールドあるいはプレスモールド法が用いられる。航空機製造産業においては、主・尾翼から

機体にかけて多くの用途に適用されるため自動積層用加工機も存在するが、たいていの場合、繊維強化の対象となる部材が特殊な形状で、かつ少量であることから、熟練工による手作業での成形が行われる。一般によく知られる炭素繊維応用事例のほとんどはこのクロス材を適用して成形されたものである。

チップ材を用いた射出成形 チップ材とは繊維材料を短く裁断したり粉末状にした繊維製品である。建材用としてセメントや樹脂と混練・複合させるものやコンパウンドとしてOA機器の筐体・部材などに射出成形して用いられる場合が多い。

Tow材を用いた巻取り成形 Tow(トゥ)材とは極細の炭素繊維を複数本束ねて带状にした繊維製品(Fig.1.1)である。応用対象としては、製紙工程における紙の搬送用ロールや酸素ポンペや燃料タンク用の圧力容器といった円筒をはじめとする密閉形状の補強に主に用いられている。成形加工方法には、補強の対象となる円筒容器や密閉形状部材を巻取り主軸として回転させながら、繊維を部材表面に巻き取って積層していくFW成形法が用いられている。



Fig. 1.1 Photograph of Carbon fiber Tow

主に、積層成形・射出成形により得られる製品の目的は、炭素繊維材料の耐熱特性や導電特性の応用を目的としたものである。先に述べた、繊維の強度特性の反映を主に要求される成形手法は、本研究の対象でもある3つ目に挙げたの巻取り成形手法のFW成形である^[4]。

FW成形は、主に円筒や密閉形状の強化用CFRPを成形するための繊維巻取り成形手法である。繊維強化の対象となるのは、酸素ポンペや製紙工程の紙搬送用ロールなどの円筒形状が主であり、アルミニウムなどの軽金属でつくられた成形対象を主軸として、成形硬化用の樹脂を塗布した繊維を主軸を回転させながら巻取り成形を行っていく。このとき、繊維材料の有する高い機械的特性は主に繊維方向に存在し、繊維のせん断方向に関しては非常に脆弱であるという特性から、成形体に対する繊維配向制御が重要となってくる。そこで巻取り手法としては、主軸の回転軸に対して繊維を直交させて巻取るフープ巻き(Fig.1.2(a))と繊維配向を制御するために回転軸に対して繊維を特定の角度に維持して巻取るヘリカル巻き(Fig.1.2(b))などが提案されている。

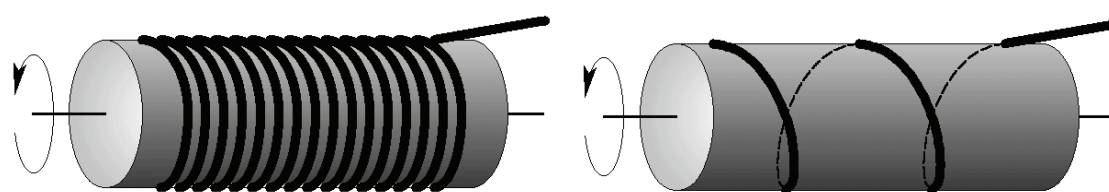
FW成形は、連続した長繊維を使用する複合材料成形手法であることから以下のような特徴を有する。長所としては、

1. 連続した繊維を継ぎ目なく巻取ることによって繊維の強度を最大限に生かすことができる
2. 樹脂を塗布しながら巻取ることによって、あらかじめ樹脂を塗布した高価な素材（プリプレグ）を用いる必要がない
3. 積層した繊維間の空気を除去するような外圧装置が必要なく比較的安価に成形機が構成できる
4. 成形対象の寸法が大きくても、回転軸に対称な形状であれば比較的簡単に、一体成形ができる

などが挙げられる。一方短所としては、

1. 凹面など負の曲率を持つ形状には成形できない
2. 回転軸非対称な形状への巻取りが困難である
3. 巻取りの同一層内に複数の繊維配向を設定できない

などが挙げられる。



(a) Hoop Winding

(b) Helical Winding

Fig. 1.2 Examples of winding pattern

さて、複合材料成形において、成形加工上調整が必要となるパラメータは、材料の物性上の特性値と成型加工における機械的・幾何学的な仕様にもとづくパラメータとに大別することができる。

材料物性値としては、以下のようなものがあげられる。

- 炭素繊維材料を構成する炭素原子の化学構造，結晶サイズ，結晶配向度などの因子
- 繊維と複合する樹脂の種類と組成，主剤・副剤の配合比
- 繊維への塗布量，塗布時の雰囲気（温度・湿度など）

先に述べた繊維材料の機械的特性上脆弱になりうる，複合材料の繊維積層方向および繊維を配置した際の繊維間の結合・引っ張り強度については，樹脂材料の機械的特性に依存する部分が多い。

一方，成形加工の仕様としては，以下のものがあげられる。

繊維の配向 繊維の配向は，成形体の強度設計の結果として積層数とともに与えられる，機械的特性を応用する上で重要な仕様である。これは，繊維材料の強度特性が主に繊維方向に存在することに起因している。よって，複合材料として成形した場合に成形体に加わる主

要な外力方向に対して繊維配向を設計し成形することが、成形体強度向上のためには重要である。

繊維の密度 成形体強度は、繊維配向による強度と、繊維のせん断方向における樹脂に強度によって構成される。そのため、成形体全域において、繊維と樹脂の比率 (Volume of Fiber : V/f 値) が均質になるよう繊維を配置することが必要である。

繊維の状態 繊維配向を実現した場合、繊維配向に対して繊維が蛇行・屈曲しては、繊維強度が成形体に加わった外力に十分抗することができない。また、屈曲点を起点として繊維が座屈・破断を起こし、成形体全域における強度低下につながる恐れもある。つまり、強度設計結果を成形体に反映させるために、繊維状態の管理も必要であるといえる。

ここに挙げた機械的特性を調整するために、巻取り角度 (巻取り成形時の主軸に対する角度) と巻取りピッチ (巻き取った繊維同士の間隔) を制御することとなる。しかし、繊維の蛇行や屈曲に関しては直接制御を施し、状態を改善させることは難しい。そこで、巻取り張力を制御することにより、繊維のゆるみによる繊維配向に対する蛇行や過度の張力による繊維座屈、また積層数など成形条件の変化による巻き絞り効果の回避を行なう必要がある。巻き絞り効果とは、円筒状への巻取りの際に、巻取りが進行するにつれて外周の巻取りのための力によって内周 (初期の積層) の巻取りを絞り込む力が生じてしまう作用のことであり、この効果は、繊維のせん断方向の力となって内周に影響を及ぼすだけでなく、繊維に塗布した樹脂を絞り出してしまい、繊維 - 樹脂比率にも影響を与える可能性がある。

さて、機械的材料としての CFRP などの繊維強化複合材料は、繊維本来の強度が一般の金属材料に比べて 10 倍近い重量比強度を有している。そのため、これまでの繊維材料応用対象の製品強度レベルにおいては、十分な軽量化を実現することができており、厳密な成形制御や成形製品の評価における強度特性の保証が要求されることは少なかった。

しかし、近年、省エネルギーや安全性の観点からの CFRP 需要も高まってきている。具体的な CFRP 応用として注目されているのは、液体や圧縮ガス搬送用のタンクの強化^{[5]~[7]}、モータやエンジンのケーシング^[8]やエネルギー貯蔵フライホイールとしての用途である^{[9][10]}。これらの成形手法としては、本研究で対象とする FW 成形が適用され、実際の工業応用もなされてきている。

例えば、フライホイール応用としては、電力会社の余剰電力の蓄積や通信基地局のバックアップ用^[11]として直径 5~20[m] 規模のフライホイールを FW 成形により試作した事例^[12]や超伝導技術を応用した数十万 [rpm] 規模での回転を伴うフライホイールバッテリーとして機械的強度の低い磁性材料の保護部材として FW 成形体が適用された事例^[13]が報告されている。また近年の低排出ガス自動車においては、ガソリンの代替エネルギーとして水素燃料の利用も検討されており^[14]、低容積で多量の燃料を運搬するためには、これまでよりも高い圧力での圧縮貯蔵技術が要求されている。これらの事例からもわかるように、近年の CFRP 応用事例には、これまで以上に厳密に繊維強度を成形体強度に反映させることが望まれている。

そのためには、材料・成形加工の両面において、繊維強度の成形体強度寄与率向上のための最適化が必要である。しかし、如何に材料面での配合比や塗布量の最適化を図っても、成形条

件，特に張力の安定制御が実現できなくては最終的な材料面・成形加工仕様の最適化が困難であるといえる．前述のとおり，材料・成形加工の条件の安定化と最適化に際しては，繊維状態の制御は重要である．また，FW成形は成形対象の規模によって長時間の成形を要する場合もある．このような状況において，製品の品質を管理するためには，繊維状態に関わる情報を成形のプロファイル（履歴）として蓄積しておくことが有効であると考えられる．よって，高精度な巻取り張力の制御・計測システムの実現と実装は，成形製品の強度特性および品質の最適化を行う上で重要な基礎技術である．

1.2 従来研究の紹介とFW成形研究の現状

1.2.1 FW研究の概要

FW成形を対象とした研究は、これまで主に複合材料の研究分野を中心に多くなされてきている。その多くは、成形加工のパラメータである、繊維特性^{[15][16]}・樹脂の種類や特性^{[17][16]}・成形雰囲気(温度・湿度)・繊維配向・積層数・繊維容積率^{[18]~[21]}などの最適値を求めるものが多い。シミュレーション技術の発達した近年ではニューラルネットワークを用いて成形体強度に対するこれらパラメータの関連性を定義して最適値の決定に応用したものの^[22]や、有限要素解析により成形中の円筒体における繊維や樹脂の粘性や成形体の熱伝導特性などをシミュレーションしたものの^{[23]~[25]}が報告されている。また、これらにもとづき、各成形パラメータの強度寄与率を実験的あるいはシミュレーションをもとに考察したものの報告されている^{[26][5][6][27]}。

これらの研究において、本研究で対象とする巻取り張力・巻取り角度に関しても考察対象のパラメータとして取り上げられている。特に巻取り張力は、成形体における繊維の応力分担を均一化し、強度のばらつきを小さくする上で非常に重要で成形工程の中で最も力を入れるべき点の一つとされている^[3]。これにもとづき繊維容積率の均一化を図るために繊維束の幅を光計測した例^[19]においては、張力のばらつきによって繊維束の幅が変動して繊維容積率のばらつきが生じることが明らかにされており、また、FW成形パラメータの検証を行なった事例においては必ず考慮されていることから、巻取り張力が成形体品質を決定付ける重要な要因になっていることがわかる。

しかしながら、巻取り張力に関しては市販FW装置あるいは市販の張力制御機構に依存しているのがほとんどである。その張力の制御機構としては、バネやダンパ機構によって張力の変動を吸収するための受動的な機構を採用している場合が多く、アクチュエータを用いるとしても電磁ブレーキやクラッチのような動作を採用しているのが現状である。

また張力の目標値についても高張力・低張力といった大局的な分類をあらかじめ定義して用いられている場合がほとんどであり、その値に関する出典も見られず最適値であるとは言い難い。また、巻取り中の繊維挙動や成形対象の形状に対する張力の変動履歴などは具体的に示されておらず、それらを制御・計測するための巻取り張力制御方法や成形工程での張力制御精度を論じたものは少ない。これは従来、繊維材料の機械的特性や巻取り工程の構成から、繊維に張力を加えた場合の張力挙動や応答が高速であると考えられ、そのため巻取り工程の初期設定で静的に印加した張力がほぼ一定の値に保持されるとされてきたためであると考えられる。しかし、一般に成形工程としては、繊維の供給から巻取りまでを行う間に樹脂の塗布や含浸などの工程が必要であり、そのため、成形機自体も繊維供給 - 巻取りの間で1~2[m]の距離が必要となり、この間の搬送工程において張力が減衰・吸収されたりあるいは逆に引加される可能性も考えられる。また積層数の増加によっては巻取り対象の表面形状も変化することから、繊維容積率を考慮する観点から見ても繊維束の幅の挙動に応じて任意に張力を制御する必要があるといえる。

このほかにFW成形体の強度や巻取りの評価手法についても研究がなされてきている。円筒成形ということから、ほとんどの場合は円筒の内側から空圧や油圧によって圧力を加えるパー

スト試験のような破壊強度試験による強度評価を適用している^{[28] [29] [16] [9]}。また、超音波による非破壊検査によって成形体各部の繊維容積率を計測し品質評価を試みた研究^{[30] [8]}や光ファイバーの光減衰率をもとねじれなどの巻取り上の欠陥を計測し、巻取りパラメータの関係を調査した研究^[31]などがある。

FW成形機およびFW成形のための機構に関しては、その成形手法が提案されて以来多くの構造が提案されている^{[32]~[34]}。現在では後述するようにNC化された多くのFW成形機が製品化され市販されている。FW成形技術の基本となる構造は比較的単純であり、円筒などの単純形状への巻取り装置ならば安価に自作することも可能である^[35]。

ただし、成形対象の曲面上に繊維配向を考慮して巻取るヘリカル巻きなどを実装するアルゴリズムの構築はもっとも重要となる要素^[3]として挙げられている。基本的には、繊維配向により曲面上に設定した2点を最短距離で結びいわゆる測地線をたどるように巻取りを制御する必要がある。この測地線の導出は、球であれば円、円筒であればらせん曲線となるが、曲面が複雑になると微分幾何学の諸公式などから解析的・数値的に測地線を求める手法や、曲面を単純面要素に分割して測地線を求めてそれらを連結する手法などが必要となる。これらは、すでに1990年代には多く提案されアルゴリズムとして体系化されており、コンピュータの性能向上によりCADWIND^[36]などのパーソナルコンピュータ上のソフトウェアとして実装・市販がなされている。また、円筒成形においては、この測地線を維持する方法として、繊維を拘束する治具を用いる手法が一般にとられている。そのため、円筒の半径の変化や円筒端部での測地線の通過位置の変化に対応するための治具の開発もなされている^[37]。さらには、回転軸非対称な形状に対する巻取り機構として、6軸多関節の汎用産業用ロボットによるFWシステムを構築した事例^[38]がある。

一方でFW成形手法は柔軟な繊維材料にだけ適用されるものではない。例えば、光通信用ガラスファイバーのように、軸に巻付けると平らになる柔軟な繊維とは異なり円形の断面形状を有する素材を搬送や保管の目的で巻取ることがある。このとき巻取り軸の表面は繊維の断面形状により凹凸を有することになるため、積層する場合には表面の形状（一層前の巻取りによってできたらせん曲線）を考慮して巻き取らなければ、材料のねじれや折れ曲がりにより材料が損傷することとなる。そのための適切な巻取り位置制御法を解析的に導出した研究なども報告されている^{[39] [40]}。

1.2.2 巻取り・張力制御に関する研究

巻取り制御および張力制御の研究としては、鉄鋼の鋼板圧延工程、エッチングフィルムや映像記録用フィルムや製紙工程での搬送工程、モータコイルへの極細鋼線巻取り工程を対象とした事例が報告されている。これらは主に、巻取り工程のモデリングに重点をおいたものと、制御系設計に重点をおいたものとに大別できる。

鋼板圧延工程においては、張力・圧延力を制御することで鋼板の幅や厚さを均一にする制御が必要とされ、多くの実プラントを対象とした研究がなされている。鋼板圧延工程は、多段圧延など複数の圧延ロールを用いる構成となっており、このロール間に存在する鋼板材料を対象

としてフックの法則（引張り力に対する縦・横弾性係数による変形の導出）を適用することで、目標とする板厚・板幅と張力の関係を導出する手法が採られている。そのため、多段ロール構造のモデリングを主体とした研究が多い^{[41]~[46]}。特に、このような多段ロール構造においては、各ロールのうちいずれかが故障することが工程全域へ影響し生産効率や品質の低下を招くことから、プロセスモデルを用いた故障診断により工程運用を試みる研究がなされている^{[47] [48]}。

その一方で、鋼板の厚さや幅を直接フィードバックして制御系を構築したり^{[49] [50]}、オブザーバやファジィ推論により鋼板の厚さ変化と張力の変動を関連付けて制御を施した事例^{[51] [52]}、 H_{∞} 制御による鋼板圧延^[53]などのように、現代制御理論にもとづく制御実装の事例も多く報告されている^{[43] [54]}。また、プロセスが大規模であることから油圧により張力制御駆動システムを実装した事例^[55]なども報告されている。

また、半導体エッチングフィルムを対象とした搬送工程^{[56] [57]}においても、鋼板圧延と同様のモデリング手法によって搬送時張力制御のためのモデリングを行なった事例^[58]やスライディングモード制御を適用した張力制御の研究^[59]、搬送系の分散制御と適応制御による張力制御系の構築と搬送プロセスの解析^[60]などがなされている。

これらに共通することは、いずれも張力制御を適用する材料の特性や諸元値があきらかであるため、張力と巻取り対象の変形特性のモデル化が容易な点である。

一方、本研究で対象とする繊維材料の特に引っ張り強度に関する諸元は、繊維材料本来の特性として高弾性特性を示すものであり、また巻取り成形においては Tow 材として複数の繊維をまとめた状態で扱うことから、理論物性値から変形特性を算出することが難しい点が上記の対象と大きく異なる。

そのほかにも、ワイヤ放電加工機のワイヤ張力^[61]、製紙工程の搬送張力^[62]、モータコイルの巻き線張力や綿糸の巻取り張力などが張力制御などを対象とした張力制御研究もいくつかなされている。これらのほとんどは繊維搬送経路を幾何学的に解析し、巻取りの対象や巻取り位置の変化に伴う繊維経路の変動を低減させることで張力変動の抑制を図ったものが多い。また成形加工における樹脂のような搬送材料に対する付加材料がないために張力の計測・制御における機器的な障害が少なく、市販の張力制御機構も多く存在している^[63]。いずれにしても、繊維材料（特に単繊維を束ねた材料）における張力発生特性を直接取り扱ったものはない。

1.2.3 成形加工機械としての実用化事例

現在、カナダ・アメリカ・ドイツを中心として、いくつかのFW成形機を製造するメーカーが存在^[64]などし、NC加工が可能なFW成形機が市販されている。このような成形機においては、CADやCAEとの連携により、強度設計結果にもとづき先に述べたフープ巻きやヘリカル巻きの積層計画を行い、FW成形を行うことが可能となっている。近年では、繊維配向制御軸に産業用ロボット同様の複数自由度をもつ機構を採用することで、円筒形状（回転軸に対して軸対称な形状）だけでなくヘリコプターや風力発電機のプロペラなど複雑形状の成形対象に対して、FW成形を可能とするシステムが提案・市販されている（Fig.1.3）。

しかしながら、巻取り張力に関しては、厳密な制御が施された例は少ない。

Please visit the following web site
to see the related image.
<http://www.entec.com/fw.html>
(original image was already deleted on the web site)

(a) FW1000, Entec Corp., U.S.

Please visit the following web site
to see the related image.
<http://www.mccleananderson.com/>
(original image was already deleted on the web site)

(b) WHC Series, McClean Anderson, U.S.

Fig. 1.3 Examples of Filament Winding Machine

一般には、前述のように巻取り成形の前にあらかじめ工程間に繊維を配置しながら静的な張力を設定・調整し、これが巻取り成形中に保持されているとの前提で巻取りがなされている場合が多い。したがって、巻取りプロセスの稼動中に張力を変更することは困難である。特に、先に挙げた軸非対称な形状への巻取りや成形主軸の径に比べて大きな径への積層を行なう場合には繊維の搬送経路長さが変化するため、上記の手法では張力の維持が困難になる。また、先に示した測地線を維持する治具や巻取り工程中の雰囲気変化による樹脂の粘弾性特性の変化などは張力外乱の要因となりうる。

その一方で、張力の制御機構としては、巻取り中の急激な張力の変化をダンサロール機構やスイングアーム機構などのバネ（・マス）・ダンパで構成される機構により、張力変動を吸収する機構を採用する例が多い。これ以外には、偏心カム機構によって繊維の搬送経路を調整して張力変動を抑える機構やパウダブレーキにより繊維の送出量を制御する手法が提案されている。これらに総じていえることは、張力の変動を受動的（パッシブ）に抑制する構造であるということであり、目的や巻取り状況の変化に応じて任意張力を、能動的（アクティブ）にすばやく引加することは難しいといえる。

また、FW成形の工程は、後述するように繊維の供給から主軸への巻取りまでの間に、成形硬化用樹脂を塗布したり樹脂を繊維間へ浸透させる含浸工程を伴うことから、成形主軸への巻取り直前での張力検出を行なう例は少ない。これは、成形に用いる樹脂によってセンサ系統が

ダメージを受ける恐れがあるための措置である。そのため大抵の場合、繊維の送出直後の張力を検出制御する機構が採用されているのが現状である。しかしながら、成形体における実際の巻取り張力は、主に樹脂塗布・含浸工程での繊維接触による減衰や外乱を受ける可能性が高い。そのため巻取り直前の張力と繊維送出直後の張力が必ずしも一致するとはいえず、より正確な巻取り張力計測方法の検討の必要があるといえる。

1.3 研究の目的と方針

このような背景にもとづき，本研究においては，フィラメントワインディング成形における巻取り張力の制御に着目し，その制御機構および制御手法の実装を目指し研究を行う．

具体的には，以下に示す項目に主眼をおき，巻取り張力制御機構を含むFW 統合システムの構築を目指す．

巻取り張力を任意に制御可能なFW 成形機の開発 これまでの受動機構を主としたものとは異なり，任意の値への張力の印加・低減を能動的に行い制御するためのFW システムを試作する．また，PC (Personal Computer) およびDSP (Digital Signal Processor) で構成した制御システムを実装することで，制御指令値から検出値までをデータ化してシステム管理を行なうものとする．

巻取り張力制御系の構築と制御系設計手法の提案 提案したFW システムにおいて，フープ巻きを対象として張力制御系を構成し，その制御性能を明らかにする．制御手法としては，試作システムの特性にもとづく手法をいくつか提案し，その有効性を検証しながら決定していく．制御理論としては，生産現場での適用性を重視し，PID 制御にもとづく手法を採用する．

巻取り位置（ヘリカル巻き角度）制御系の構築 FW 成形の実装に不可欠なヘリカル巻き動作を，ヘリカル巻きの幾何学解析を行い，システムへ実装する．同時に，幾何学解析の知見をもとに，成形プロセスの作業の簡略化手法を提案しながら，張力制御の併用を試みる．

巻取りプロセスのモデリングと制御系設計への応用 巻取り張力制御系の評価・設計のための張力発生プロセスのモデル化を行う．得られたプロセスモデルを元に，プロセスの変動要因の特定，張力制御性能の向上のためのプロセスモデル応用手法を提案するとともに，張力発生プロセスの解析を目指す．

FW 成形工程における巻取り位置・張力制御系の運用方法の最適化 フープ巻きおよびヘリカル巻きを実装したシステムにおいて，これらを強度設計結果にもとづいて最適に運用するためのソフトウェア実装を行なう．具体的には，巻取り手法の切り替えや長時間の成形工程の運用に伴うプロセス特性の変化に対してロバストな張力制御系を提案し，実生産工程の成形条件を模擬した実験を通して，その有効性を確認する．

1.4 本論文の構成

本論文においては、まず、本章において本研究の背景と目的を述べた後、第2章において、本研究で試作・構築したFWシステムの概要を、既存のシステムとの比較を通して述べる。次に第3章にてフープ巻きを対象として、本システム上に構築した張力制御手法および張力制御系の構築について述べる。また、その過程において張力発生プロセスのモデル化を行い、得られたプロセスモデルを用いた張力制御系の調整系を提案する。第4章では、巻取り手法をヘリカル巻きへと拡張して議論を進める。まず、ヘリカル巻きへの拡張にともない、既存のFW成形におけるヘリカル巻きでの問題点を幾何学的観点から取り上げ、これを解消する巻取り手法を提案する。さらに第3章でフープ巻きを対象として構築したシステムを拡張しヘリカル巻きに適用し、その制御性能やプロセス特性について、幾何学解析結果を踏まえて検証する。第5章においては、第3章、第4章の結果を統合して多積層の巻取り制御実験や複数の巻取り条件やプロセスの混在した状況での張力制御実験を通して、実プロセスにおける提案手法の有効性を確認するとともに張力制御系の検証を行う。

上述の研究目的と方針と論文構成の関係を Fig.1.4 に示す。

本論文を構成する主な課題は張力制御、巻取り角度制御、制御系設計、プロセスモデリングである。そこで、第2章においては張力制御および巻取り角度制御に、第3章では張力制御および制御系設計に、第4章では巻取り角度制御およびプロセスモデルとその解析に、そして第5章においては制御系設計とプロセスモデルの援用に、各々重点をおきながら議論を進めていくこととする。

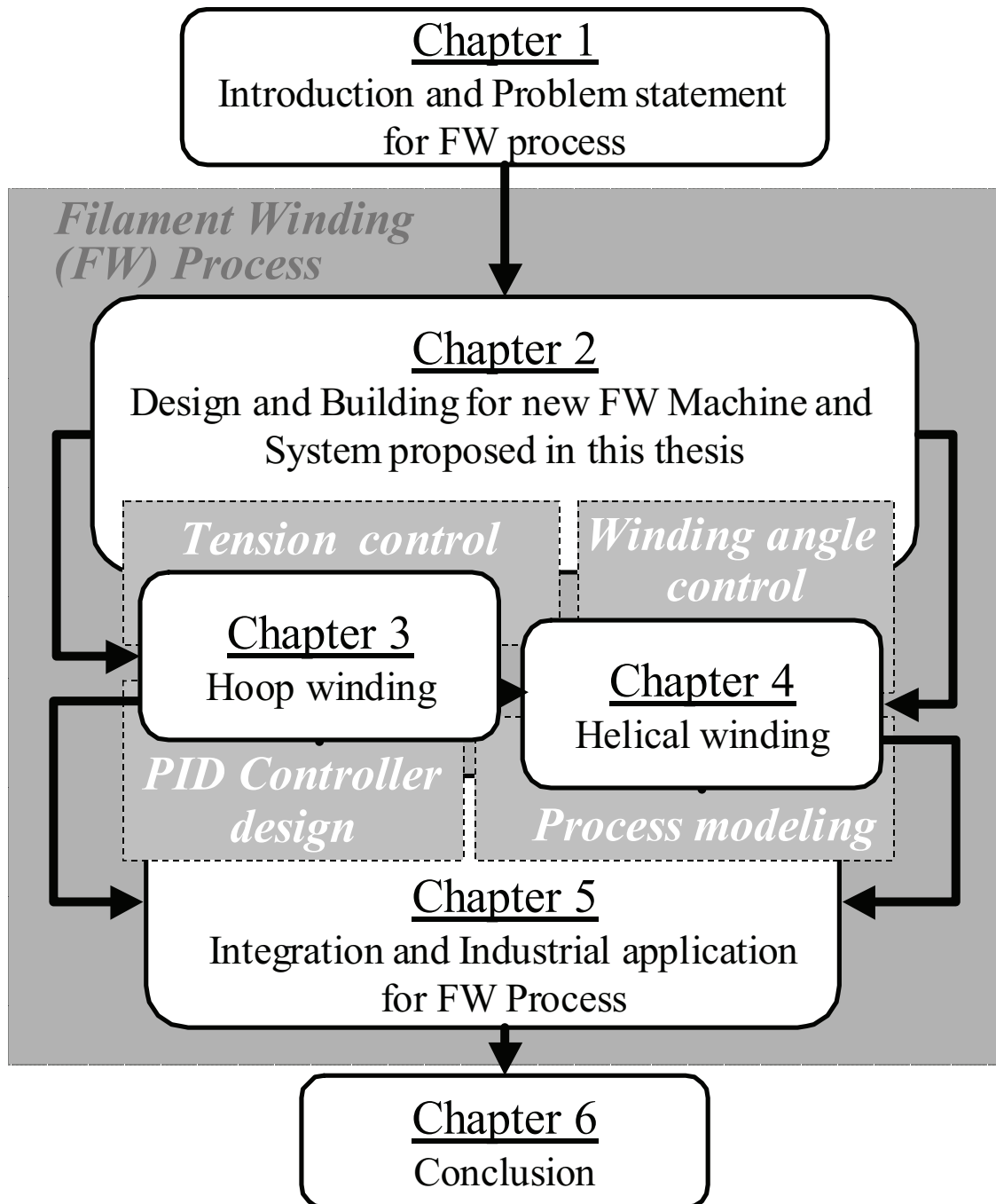


Fig. 1.4 Construction of this thesis

第2章 実験装置の試作と制御機構の構成

2.1 緒言

本章では、本研究で構築したフィラメントワインディング(FW)システムの装置概要および張力制御手法について述べる。まずFW成形法について述べ、その中で本研究で対象とする巻取り手法を選定する。また試作する実験装置の構成を考慮するために、これまで提案されているFWシステムを検証し、その位置付けを明らかにしながら、必要となる諸仕様を決定し、設計結果を検証する。

2.2 FW成形機とその概要

2.2.1 FW成形機の種別

1947年にDr. Richard E. Youngが航空機用の圧力容器成形法としてFW法を開発して以来、FW装置としては、成形体の形状や巻取り手法に応じてさまざまな形状・方式の装置が提案されている。もっとも簡単な構造としては、旋盤を改良して被加工物の代わりに成形主軸を配置し、加工工具側から繊維を供給して巻取り装置としたものがあげられる。この機構の場合、成形主軸の表面上へ2次元的に繊維を配置することしかできないため、主に両端が開口した円筒に対してFW成形を行うこととなる。その後、航空機産業の拡大に伴い、FW成形の需要や成形対象形状も大きく拡大することとなる。それまで単純な円筒のみを対象としてきたものが、楕円や円錐あるいは球を対象としたFW成形へと展開し、電装系の筐体などに用いられる角筒や燃料タンク形状のベッセル形状の全面補強を必要とするFW成形へと発展した。これらの形状、特に開口部なしの全面補強のためには、2次元的なFW成形では不十分であったため、機構的にも3～6自由度を有する機構を繊維配向用に搭載したFW成形機が開発された。

現在では、成形主軸を取り囲むように門型構造を組み、成形主軸の周囲を3次元的に移動しながら繊維配向を制御して巻取りを行うNC成形加工機(Fig.2.1)が主流となっている。

また、上述のFW成形機が1～5[m]程度の成形対象を扱うのに対して、近年では、航空機の胴体部や大型配管など10[m]以上の長さ・外径を対象としたFW成形機も開発されている。また、3次元配管設計がなされた複雑に屈曲した配管部材に対する需要もあり、これに対して6軸多関節産業用ロボットを用いたFW成形システムの開発もなされている。

2.2.2 フィラメントワインディング成形工程の流れ

FW成形は以下の各工程を順次適用して連続的に繊維の巻取りを行うプロセスである。

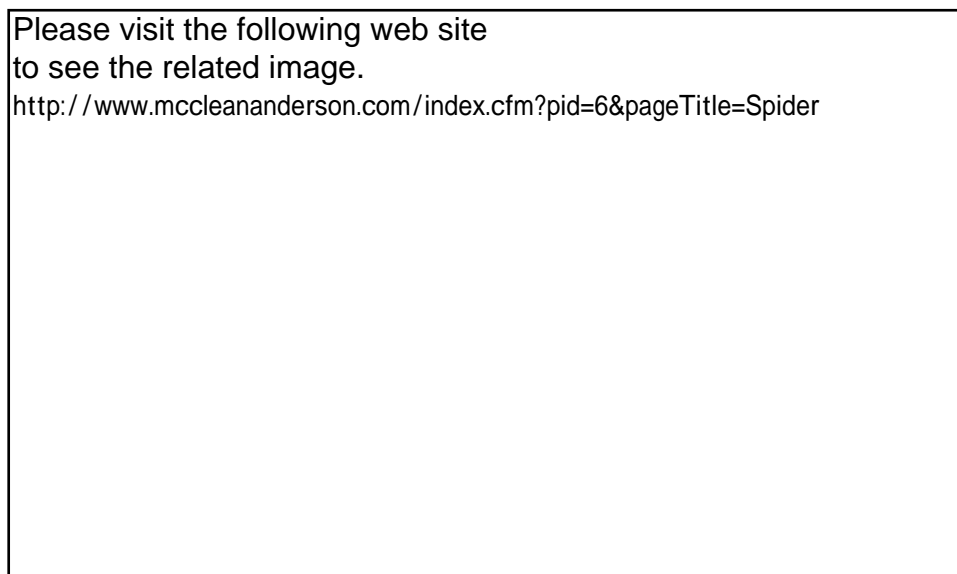


Fig. 2.1 Photograph of Gate-type Filament Winding machine (WMS, M^cClean Anderson U.S.)

繊維の供給と送り出し 炭素繊維を収束した製品である Tow 材繊維や多くの繊維材料はクリールと呼ばれる形で筒に巻き取った状態で製品化される。FW 成形においては、この状態から繊維を順次供給することとなる。しかし、クリール中の Tow は連続した長繊維を束ねたものであるため、一般にクリール中には Tow のねじれや縊り（より）が含まれる場合が多い。そのため、そのまま巻取り成形してしまうと本来帯状である Tow のねじれた部位は周囲に比べて極端に脆弱になる場合があり、繊維の取り扱い上の障害や成形体品質の低下の原因となりうる。また、繊維の供給も単純にローラ等へ接続して繰り出すだけでは、巻取りのための搬送速度やクリールの慣性によって余分に送出される場合があり、繊維の絡みやねじりの原因ともなる。

そこで、大抵の場合、クリールからの送り出し経路を十分長くとり、途中で径の大きなローラを介することで、ねじり位置を後方へ移動させて解消する手法がとられる。クリール中の Tow に含まれる単繊維はそれぞれ連続した長繊維として作られているので、このような繊維のねじり解消対策が可能となっている。またクリールの回転軸は通常フリーローラが適用されることは少なく、回転軸部にブレーキや摩擦機構を設置することで、慣性による余分な回転を抑えたり、繊維送出量を管理するアクチュエータを導入する場合が多い。

さらに、実際の工程においては、複数のクリールを併用して、FW 成形を行う場合もある。これは、Tow 材はその規格上炭素繊維収束数が決まっていることから、成形対象形状や繊維容積率、あるいは加工所要時間との関係により時間あたりに必要な繊維量が確保できない場合があるためである。そのため特に大規模な成形対象を扱う FW 成形機においては、複数クリールから取り出した Tow を再度束ねて所定の繊維量を確保する機構が繊維供給部に搭載されている場合が多い。

樹脂の塗布・含浸 繊維複合材料の強度特性は、円筒面や平面方向、繊維配向方向の強度を繊維強度で構成し、積層方向あるいは隣接する繊維間（繊維配向の法線方向）の強度を樹脂（おもにプラスチック）の強度で構成するのが一般的である。その樹脂の供給の方法としては以下の2種類が存在する。

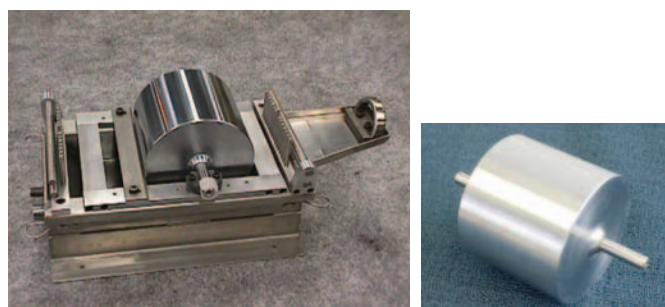
ひとつはウェット成形と呼ばれるもので、あらかじめ Tow 材の生産工程において熱可塑性の成形硬化樹脂を含ませたプリプレグと呼ばれるものを用いて巻取り成形を行うものである。この場合、繊維への樹脂の塗布量の均一化制御やその管理を省力化できる反面、外気温度の変化によって樹脂特性が変化するため、成形中や保管時のクリールの温度や湿度の管理が要求されることとなり、コスト面で不利であるとされている。

他方はドライ成形と呼ばれる方法では、Tow 材には単繊維をまとめあげるのに必要な最小限の収束剤だけを塗布しておき、巻取り工程において成形硬化のための樹脂を塗布しながら成形を行う方法である。この場合、成形工程に、樹脂の塗布および塗布量制御・樹脂を繊維束内部に染み込ませる含浸・樹脂温度管理の各工程を組み込む必要がある。樹脂の塗布工程では、樹脂状態を保つための温度制御を施した樹脂浴によって塗布を行なう。そのため、樹脂の状態管理と繊維供給が独立することとなり、ウェット成形に比べて安価な手法として一般的である。樹脂の塗布方法としては、繊維と樹脂の粘性接触により「連れ回り」の原理で回転するローラを用いる機構（Fig.2.2(a)）や樹脂浴中に繊維を通す手法（Fig.2.2(b)）などが一般に用いられている。樹脂の塗布量は、連れ回りローラを用いる場合は、ローラとその表面の近くに設置されたナイフエッジプレート（ドクターブレード）とのクリアランスによって樹脂をそぎ落とす構造や、くし状に配置したピンで余分な樹脂を除去する方法での調整がなされる。樹脂の含浸工程としては、多段に組まれたローラ構造（Fig.2.3）やピンの間に繊維を通す機構により、ローラやピンとの接触圧によって繊維を一旦押し広げて樹脂を浸込ませる方法が用いられている。

巻取り位置制御機構 巻取り位置の制御機構は、成形の対象の複雑さに応じてその自由度の増加が必要となる。

例えば、先にあげた、旋盤を改良した FW 成形機は巻取り位置制御機構は主軸回転軸に平行した1自由度の送り機構のみで構成されている。特に両端の開口した円筒など、回転軸に対して平行な回転面のみへの FW 成形を行う場合には、このような1自由度機構によって繊維配向と繊維間隔を制御することが可能であり、フープ巻きおよびヘリカル巻きを実現することができる。

ところが、円筒の両端に半球面をとりつけたベッセル形状や球形状、あるいは自由曲面や回転軸非対称な成形主軸を対象とし、その全面を繊維強化する場合にはさらに多くの自由度が必要となる。なぜなら、厳密には Tow 材の巻取りは、Tow 材と成形表面との線接触ではなく幅をもった帯状の材料の面接触であるからである。このことより Tow 材の位置制御としては、自由曲面である成形対象表面に対する Tow の面方向が平行になるような面制御と成形仕様にもとづいて決定される測地線をたどるための位置制御を満たす制御機構とその自由度が必要となる。測地線とは、自由曲面上に設定した始点と終点を結



(a) Resin-bath with coating roll and "doctor blade"



(b) Resin-bath without coating roll

Fig. 2.2 Photograph of Resin-Bath part

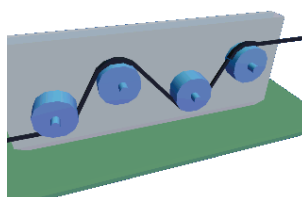


Fig. 2.3 Example of Soaking rolls of filament winding system

ぶための最短・最適経路を示す曲線である。この測地線の決定には様々な要因が考慮されるが、一般には成形体表面の曲面と繊維配向にもとづき計算された測地線をもとに、前後の巻取りの関係から繊維に加わる外力によって繊維が成形体表面をすべってずれてしまうことがないように再配置した曲線が用いられる。これらのことから、一般に自由曲面を含む成形に対しては、繊維配向・繊維配向に対する繊維面の傾き・主軸表面の位置・主軸回転軸に直交する方向への位置を含む最低4自由度の機構が必要となる。現在主流となっているFW装置は、およそこの4自由度を有している。

これらの巻取り位置制御の精度については、近年では、成形装置全体をNC化・駆動軸間の絶対座標補正およびキャリブレーションが可能であり、これによって繊維を成形対象に対して送出する最終点の位置精度が保証されている。しかしながら、Tow材の幅は張力や成形主軸への押しつけ量に依存して変動し、またこの変動を計測することが困難であるため、完全な巻取り位置制御のフィードバック系を構成することは困難であるといえる。

この繊維幅変動により繊維容積率のばらつきを抑制したり巻き取り位置制御精度向上のために、巻き取り成形中の繊維幅を光学的に計測する試みもなされているが、同質の繊維の上に積層し更には樹脂が塗布される工程であるため、巻き取り中の繊維と成形対象表面に積層された繊維との判別や検出は難しい。また接触計測の場合には、成形工程におけるセンサの処理（主軸へのセンサの埋め込みや除去）が必要となり、巻き取り工程全般においてこれを管理することは困難であるのが現状である。

一方、円筒のように両端の開口した形状に対して巻き取り角度を保持しながら成形を行うためには、現状ではピンリング (Fig.2.4) などの治具が用いられている。ピンリングとはピンを放射状に配置した形状の治具であり、成形軸における成形領域両端にあらかじめ取り付けておきピンの間に繊維を通しながら巻き取りを行なうことで、成形領域両端での繊維位置を保持し、かつ成形仕様である測地線への追従精度を維持する目的で用いられる。特に密閉形状においては、回転軸の極となる点の付近を経由する測地線を設定することで繊維が測地線から逸脱することを防ぐことができる。しかし円筒軸など成形体表面の展開図が2次元平面になるような場合、繊維の測地線からのずれに対する歯止めや拘束点がない。そのため特に繊維配向と回転軸との間の角度が小さい条件においては、このような治具の適用が不可欠となる。



Fig. 2.4 Photograph of Pin-ring

主軸への巻き取り FW 成形における巻き取り主軸とは繊維強化の対象となる軽金属部材である場合が多い。近年ではその対象として円筒内径が大きい部材の応用も多く、主軸回転用のアクチュエータに要求される負荷慣性モーメント容量の幅も広くなりつつある。そのため主軸の回転構造はFWシステムのなかでも比較的大規模な要素となる。

FW 成形のもっとも一般的な用途は、酸素ボンベなどの圧力容器の繊維強化である。容器形状としてはベッセル形状が一般であるが、内部にガスや液体を出し入れするための口があるため、これを回転機構で把持して回転軸として成形がなされる。この場合、主軸径としては、100~200[mm]程度、全長1000[mm]弱が一般的な大きさである。そのほかには、製紙・印刷工程における紙搬送ロールの応用事例がある。主軸径としてはボンベ形状と同等であるが、主軸長が1000~2000[mm]となる場合ほとんどである。また、近年では、電力貯蔵用フライホイールバッテリーのフライホイールやその保護ケースとしての用途が目されている。小規模なもので内径300~500[mm]・外径~1000[mm]程度、大電力

貯蔵用としては、内径 ~ 1500 [mm]・外径 ~ 3000 [mm]規模のCFRPリングを応用した事例が報告されている。さらに、回転軸非対称な形状として、各種プロペラ部材や飛行機の尾翼などのブレード形状への応用がなされている。

主軸回転部では上記のような多岐にわたる形状を取り扱うことになるが、実際には巻取り成形であるため頻繁で急激な動作の反転を要求されることは少ない。むしろ前述の巻取り位置制御動作に対する基準動作となるように、さまざまな主軸形状を比較的低速で安定して一定回転させておくことが要求される。

こうしてFW成形されたものは、加熱用のオーブンにより焼成されることで樹脂を硬化し、繊維強化プラスチックとなる。

2.2.3 FWにおける諸定義

以下に，FW成形における対象や成形パラメータについて定義する．

マンドレル 本来は成形・加工機械における主軸を指す用語である．FW成形においては，繊維強化する対象や繊維の運搬・保管用のリールが巻取りや成形の対象となり，これらを総称してマンドレルと呼称している．

Tow 主に炭素繊維材料において，極細の繊維材料を巻取り成形に適用する場合の製品形態を指す．一般には千本単位で繊維を収束して取り扱い，その繊維収束数の単位としては[K]が用いられる．例えば12[K]では12000本の繊維の収束を表している．炭素繊維材料の場合，Towに対してクロス材と呼ばれる Tow を布状に織り上げた製品もある．

トラバース 繊維の巻取り位置や角度を制御するための繊維送出端の搬送・位置決め機構を指す．単純な円筒成形においては，主軸回転軸に対して平行に移動する機構を往復運動させることで巻取り位置や繊維配向の制御を行う．さらに複雑な形状を扱う場合には，この機構を独立させ機構的自由度を高める必要がある．また，大型でかつ機構的自由度の低い機構を用いる場合には，繊維の送り出しや樹脂の塗布機構などを搭載したものをトラバース機構として構成する場合がある．なお本論文においては，円筒成形軸方向の往復1自由度機構によるトラバース機構を採用し，その巻取り位置制御動作1往復を1トラバースと呼称する．

ニップロール 本研究で試作したFW機の繊維送出量制御のための機構を指す．アクチュエータに接続した金属製ロールとエアシリンダにより圧下する硬質ゴム製のロールの間に繊維を配することで，繊維を把持してその送出量を制御する構造となっている．これまで同様の構造は，紙やフィルム材などの面接触する対象の巻取りに用いられた事例がある．

巻取り幅 FW成形において成形・強化する対象の全長あるいは全幅となる長さを指す．本システムにおいてはトラバースの往復移動量に相当する．

巻取り角度 ヘリカル巻きにおける繊維の配向方向を規定する角度で，マンドレル回転軸からの起上がり角度を用いる．一般には， $20\sim 90[\text{deg}]$ を角度として適用し，そのうち $90[\text{deg}]$ の巻取りがフープ巻きに相当する．

巻取りピッチ 巻取り成形した際の，隣接する繊維の繊維方向に対して法線方向の間隔を指す．通常は，繊維密度を均一高密度にするために，Towの幅を巻取りピッチとする．

2.3 フィラメントワインディング実験装置の試作

2.3.1 試作システムの仕様

前述のように、近年のNC加工技術の発達に伴い、巻取り制御に関しては市販のシステムにおいて、十分な精度管理ができるシステムが構築されている。そこで、本研究においては、FW成形における張力制御性能の向上に主眼をおき、その計測制御システムの実装を中心とする実験システム設計方針を採る。よって張力制御に関する基礎的知見を得るための必要となるシステム構成および仕様として以下のものを考える。

巻取り張力制御 従来のFW成形においては、主に受動機構により張力変動を抑制する供給手法がとられてきた。本研究においては、巻取り層の増加や巻取り角度の変更にともなって張力を任意に印加し、また目標張力に対する張力変動を抑制可能な機構を導入し、張力制御性能の向上を図る。そのためには、繊維搬送と巻取りに係る機構的自由度が繊維の搬送自由度に対して冗長となる必要が与えられる。また、張力のフィードバック制御および張力履歴の記録のためには、張力の検出機構が必要である。

またその制御系としてはシステム固有の特性に依存せずに適用可能なものとし、既存の装置に後付して適用可能なものが理想とされる。そのためできるだけ少ない検出情報にもとづく制御系の構成とする必要がある。

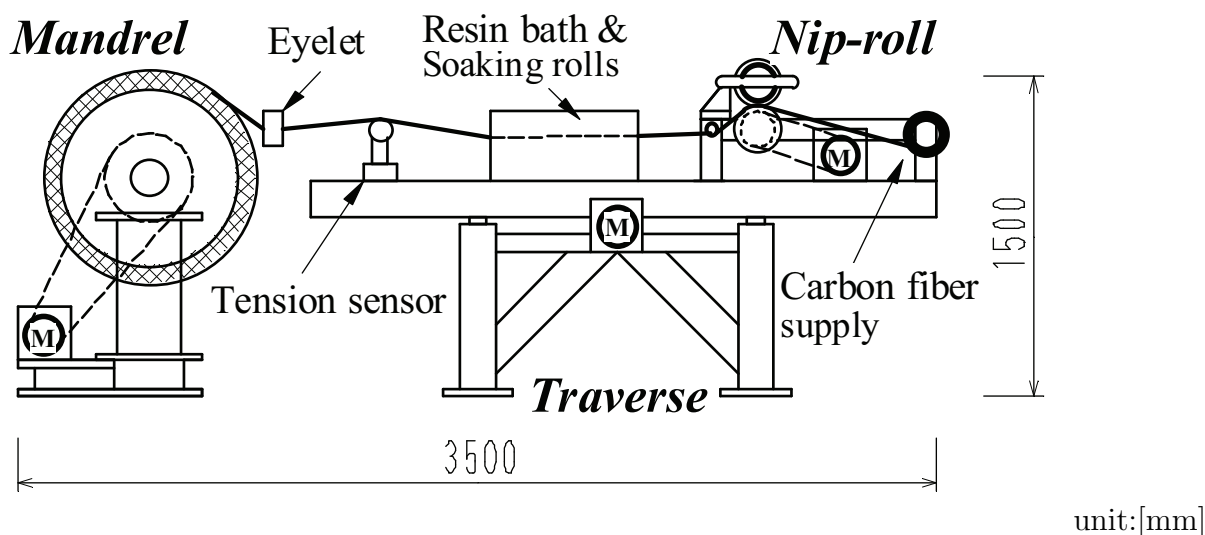
巻取り角度制御 本研究においては、巻取り張力挙動を把握する対象として、円筒形状へのフープ巻きとヘリカル巻きを考える。そのため成形対象表面に対する複雑な巻取り位置制御は省略でき、円筒に対するらせん曲線が測地線となることから、対象の回転軸に対するらせん曲線の角度を巻取り角度と定義し、円筒面に対する2次元ヘリカル巻きが可能な機構として実装する。

成形対象 成形形状としては、一般製品同等口径の円筒形状のほかに、後述するような繊維強化プラスチック複合材料の強度評価試験を行なうための外径1[m]弱のリング形状を対象とする。ここで得た強度評価試験リングをリングバースト試験に適用することで、成形体強度の解析を行なう。また任意角度のヘリカル巻きにおいて、張力制御を施すためには、成形軸長で2[m]弱、主軸径については外径1[m]程度の取り扱いが可能である必要がある。

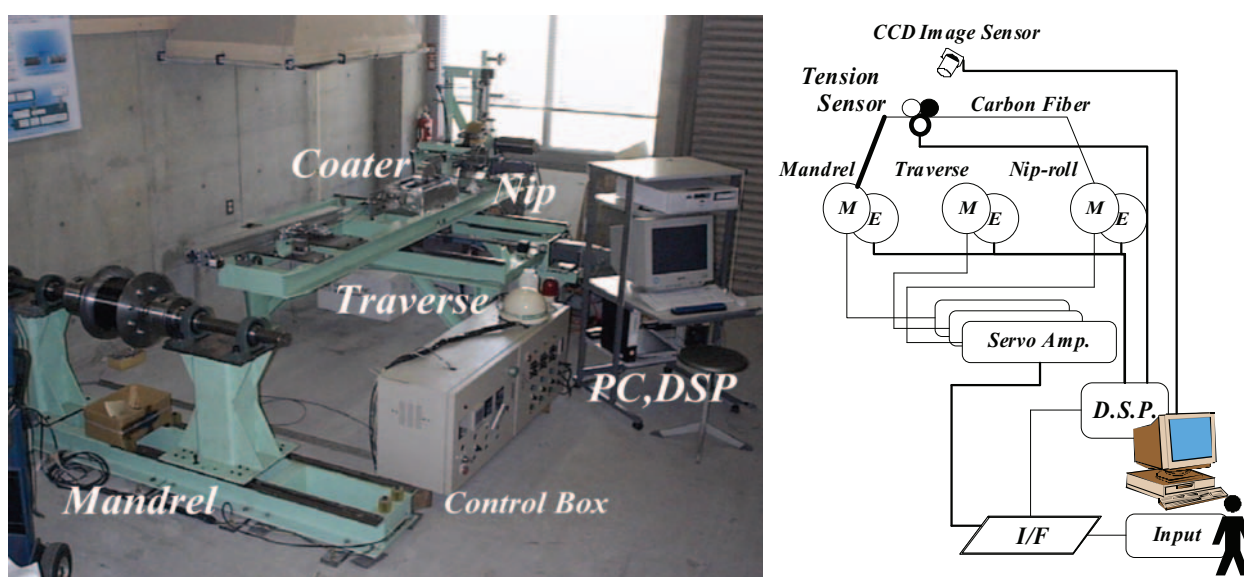
その他FW成形機能 本システムにより張力制御を施した効果は、張力データのほかに強度解析によって検証する必要がある。そこで一般のFW成形に必要な、樹脂の塗布・含浸機構を始めとする基本機能を有する必要がある。

2.3.2 試作システムの設計と実装

前節で示した仕様にもとづき設計・試作したFWシステムの概略図，全景およびシステム構成図を Fig.2.5 に示す．また，Table 2.1 に本システムおよびその構成要素の諸特性を示す．



(a) Structural design of Filament winding machine



(b) Overview of Filament winding system

Fig. 2.5 Experimental apparatus for Filament Winding Control

本FWシステムは，以下の機構系・電装系・処理系の3要素から構成している．

機構系 巻取り機構系としてはマンドレル部（繊維巻取り軸），ニップロール（繊維送り出し軸），トラバース部（巻取り角度制御軸）の計3軸の駆動系で構成されている．

マンドレル，ニップ各部分はACサーボモータとプーリ，タイミングベルト系で駆動する構成としている（Fig.2.6）．

Table 2.1 Specifications of F.W. system and devices of sub system.

F.W. system	Size	Width	3500[mm]
		Depth	2000[mm]
		Height	1500[mm]
F.W. system	Movability	Mandrel	52[rpm](Max.)
		Traverse	166[mm/s](Max.)
		Nip	103[rpm](Max.)
F.W. system	Capacity	Mandrel diameter	1000[mm]
		Mandrel width	1000[mm]
		Traverse width	1000[mm]
		Traverse weight	750[kg]
Mandrel sub-system	A.C. Servo Motor (MITSUBISHI HA-MH73BG)	Power	750[W]
		Max. Torque	7.2[Nm]
		Rated rotational velocity	3000[rev/min](Max.)
Mandrel sub-system	Reducing gear system	Motor internal gear	1/29
		Timing belt and pulley	1/2
		total	1/58
Traverse sub-system	A.C. Servo Motor (MITSUBISHI HA-SH81B)	Power	850[W]
		Max. Torque	24.4[Nm]
		Rated rotational velocity	1000[rev/min](Max.)
Traverse sub-system	Drive unit	Ball screw	10[mm/rev]
Nip-roll sub-system	A.C. Servo Motor (MITSUBISHI HA-MH73BG)	Power	750[W]
		Max. Torque	7.2[Nm]
		Rated rotational velocity	3000[rev/min](Max.)
Nip-roll sub-system	Reducing gear system	Motor internal gear	1/29
		Timing belt and pulley	1/1
		total	1/29
Measuring sub-system	Rotary encoder 1	Resolution	3600[pulse/rev]
	Rotary encoder 2	Resolution	2000[pulse/rev]
	Strain gauge (SHOWA Meas. DB-20K)	Rated capacity	200[N]
		Rated output	2.9869[mv/V]
Measuring sub-system	Load indicator (KEYENCE JC-500)	Resolution	0.05[% of F.S.]
		Max. sampling step	1000[times/sec]
Measuring sub-system	CCD Color image sensor (KEYENCE CV-300, CV-030)	Resolution	500(W) × 480(H) [pixel]
		Max. sampling step	60 [times/sec]
DSP Unit MTT DSP6031	CPU	TI TMS320C31	40[MHz]
	A/D D/A	Port(IN/OUT)	4 / 4 [ch]
		Resolution	12[bit]
		Voltage(IN/OUT)	± 10[V](Max.)
	A/D D/A	Sampling(IN/OUT)	25 / 120 [kHz]
DIO		Input/Output	8 / 8[ch] TTL
UDC	UDC	Channel	3 [ch]
		Count Length	32[bit]
		Input Freq.	~ 500[kHz]

マンドレル部は、成形対象軸を両端支持するよう2つの保持用チャックを装備しており、その回転軸をベアリング支持している。両端支持のうち一端はベアリング台を固定し、



Fig. 2.6 Photograph of actuation mechanism for Mandrel unit

プリー - タイミングベルト機構を介してACサーボモータと接続する駆動系を内蔵している。また、他端はマンドレルの回転軸方向に可動するリニアガイド上に設置して、成形対象軸の長さに合わせて軸間距離を変更できる構造としている。これにより最大巻取り幅1000[mm]の成形軸まで保持できる構造とした。また、可動台側の支持軸端にロータリエンコーダを取り付け成形対象の回転角度を計測している。

ニップロール部は、マンドレルと同様のプリー - タイミングベルト機構で駆動する制御軸（金属製ロール）とエアシリンダ駆動により制御軸へ圧下されるフリー回転式の硬質ゴムのロールで構成している。これら二つの軸とエアシリンダ圧力により搬送対象の繊維を把持し、繊維の送り出し速度を制御するものとする。エアシリンダの圧下圧力については電子制御等を施すことができないので、繊維にダメージを与えずかつ繊維搬送に十分な把持のできる圧力を実験的に求めて適用する。

トラバース部は、ACサーボモータの回転をボールねじを介してマンドレル回転軸に対する平行往復運動に変換し、高負荷対応のリニアガイドに載せたテーブルを駆動する機構としている（Fig.2.7）。トラバース部は全幅2000[mm]、全長1000[mm]のベース部と全長2000[mm]、全幅500[mm]の可動式テーブルで構成している。可動式テーブル上にはニップロール部と張力検出系及び成形に必要な樹脂塗布機構を設置している。このテーブルの往復可動範囲はベース部に設置したリニアガイドの長さにより1000[mm]としている。

電装系 上記の機構系の駆動用サーボアンプおよびセンサへの電力供給、処理系とのインターフェイスなどで電装系を構成し、これらをコントロールボックスに収めている。

本システムの電源系統としては、アクチュエータ駆動用の3相AC200[V]電源系統と計器用のAC100[V]電源およびDC24[V]の安定化電源を含む電源系統を用意する必要がある。特にアクチュエータ駆動の電源系統としては、電源の供給回路、漏電等非常時の遮断回路および電源ノイズおよびアクチュエータからの反射ノイズの遮断のための回路を含めて系統を構成している。またノイズ等の干渉を低減する目的から、アクチュエータ駆動系統



Fig. 2.7 Photograph of actuation mechanism for Traverse unit

と計器用の電源系統を分離して構成している。

インターフェイス回路としては、サーボアンプの動作・パラメータ設定ユニットとともに規定動作設定用の信号配線を施している。また作業者のダイヤル調整などを受け取り装置を駆動するための信号とパーソナルコンピュータ（PC）からの制御指令を処理するための回路を構成し、後述のPC上の処理系との連携を図る。なお、作業者からの入力信号と制御入力との統合については、PC上の処理系においてソフトウェア的に行なうものとする。

処理系 本システム全体の制御用として、デジタル信号処理装置（DSP：Digital Signal Processor）とデジタル/アナログ（D/A，A/D）変換入出力，デジタルアップ/ダウンカウンタ（UDC）およびデジタル入出力（DI/O）回路で構成するDSPユニットを内蔵したにPCを用意し，これによって信号の計測/制御処理系を構成する。

処理系においては，PC上に構築した制御ソフトウェアでは，これらDSPユニット上のA/D，D/A，UDC，DI/Oの各入出力端子を以下のように装置と接続して制御・計測系と対応させる。まず，D/A変換出力からのアナログ電圧信号はアクチュエータ（サーボアンプ）の速度（もしくはトルク）指令とする。そして，張力の検出結果をA/D変換入力から，また機構部各部に設置したロータリエンコーダ情報をUDCから，それぞれ取得して制御系のフィードバック情報とする。さらにはこれらの制御・計測データと連携して，DI/Oによりサーボアンプの動作設定と動作状況の取得を行なう。制御ソフトウェアでは，これらの対応を加味してDSPユニット上の各入出力信号を制御するように制御系を実装することとなる。

その他の計装として，温度調節機を備えた樹脂浴と金属製ロールによる連れ回り機構でのFRP成形用樹脂の塗布系およびその含浸用の多段ロール系，CCDカメラによる搬送中の繊維状況の検出・監視系，そして後述の張力の検出系を設置している。

アクチュエータの選定

さて、機構系の各動力伝達系統においては、アクチュエータ選定と動力伝達軸の設計が重要となる。特に高慣性の回転体を制御するマンドレル部は最も負荷の大きくなる部分と予想されるため、これを基準に必要な最大負荷時の加速時最大始動トルク等を計算し、要素選定の判断材料とする。

マンドレルへ繊維の巻取りにおける搬送速度は、現行のいくつかのFWシステムにおける最大搬送速度は概ね $V = 5/12[\text{m/s}]$ ($25[\text{m/min}]$) 程度である。この搬送速度を基準に、一定搬送速度で、取り扱い可能な最大直径 $d = 1[\text{m}]$ (半径 $r = 0.5[\text{m}]$) のマンドレルを駆動する場合の回転速度 ω は、

$$\omega = \frac{V}{r} = \frac{25}{0.5 \times 60} = 0.833[\text{rad/s}] \quad (2.1)$$

となる。これを、回転体の運動方程式に代入する。ここで、マンドレル材料として標準的な工業用鋼を仮定し、必要となる最大張力を $50[\text{N}]$ と設定すると、必要諸元は

トルク	: $T_{max}[\text{Nm}]$	となり、必要な最大始動トルクは、
慣性モーメント	: $J=31.3[\text{kgm}^2]$	
回転速度	: $\omega=0.833[\text{rad/s}]$	
加速時間	: $t=0.1[\text{s}]$	
予定最大張力	: $F=50[\text{N}]$	
減衰摩擦係数	: $D = 0$	

$$\begin{aligned} T_{max} &= J \frac{d\omega}{dt} + D\omega + Fr \\ &= 31.3 \times \frac{0.833}{0.1} + 0 + 50 \times 0.5 \\ &= 285.73[\text{Nm}] \end{aligned} \quad (2.2)$$

となる。この結果をととも、以下の点を考慮してモータ容量を選定した。特に、本システムにおいては、取り扱うマンドレルの直径変化に依存せず繊維搬送を行なう必要があると考え、負荷慣性モーメントの影響をモータ選定で最も重視することとした。つまり、先に計算した最大始動トルクを十分出力できる瞬時最大トルク仕様を有するモータを選定することとした。

その結果、Table 2.1 に示す $750[\text{W}]$ の AC サーボモータとギヤ比 $1/29$ の減速機で構成されるモータを選定した。選定したモータの瞬時最大トルクは $7.2[\text{Nm}]$ (カタログ値) であり、さらに、モータからマンドレルへの駆動力伝達に用いるプーリ - ベルト機構によってギヤ比 $1/2$ の減速を行なうため、総減速比が $1/58$ となり、最大始動トルク $T_{max}=285[\text{Nm}]$ を上回る $417[\text{Nm}]$ のトルクを出力できる計算となる。

また、同様に繊維の送出により搬送速度を調整するニップロール部のアクチュエータとしても、モータ特性の互換性を持たせるために、同一の AC サーボモータ ($750[\text{W}]$, ギヤ比 $1/29$) を採用した。ただし、モータから駆動軸へのプーリ - ベルト機構の減速比はニップロール軸との負荷慣性のバランスを考慮して $1/1$ とした。

トラバース部のアクチュエータとしては、トラバース可動部の質量を 500[kg] と設定し、駆動機構であるボールねじとともに選定を行なった。ただし、トラバース部については、巻取り角度制御に必要なトラバース可動速度最大速度 2500[rpm] が、減速機のない低速高トルク型（容量 850[W]）の AC サーボモータにより実現可能であったため、これを用いることにし、次節に示す駆動機構のボールねじ選定に主眼をおいた。

動力伝達軸の強度計算

アクチュエータ選定と同様に、負荷慣性および所要速度の両面で負荷が大きくなることが予想されるマンドレル部の動力伝達軸について強度計算を行なった。通常、動力伝達軸の太さを設計する上で考慮すべき負荷としては、ねじり・曲げ・衝撃等の負荷が考えられる。本システムのマンドレル部においてはその運用上、衝撃負荷はほとんど生じないため、ここではねじりモーメントと曲げモーメントの二つを同時に受けるものとして軸の強度設計を行なう。

硬鋼などの延性材料では、せん断応力により破損する可能性が大きいので、せん断応力相当のねじりモーメント T_e を求めて計算を行なう。また、曲げモーメントに関しては、構造を両端支持ばりに単純化し、その中央部にマンドレルによる荷がかかるものとする。ここでは計算した結果、最大のマンドレルによる曲げモーメントは約 2000[N] となった。

$$M = \frac{P L}{2} = \frac{2000 \times 1.5}{4} = 750[\text{Nm}] \quad (2.3)$$

ここで、 M は曲げモーメント、 P は荷重、 L は梁の長さである。

せん断応力相当のねじりモーメント T_e は次式のように表される。

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{750^2 + 417^2} = 858[\text{Nm}] \quad (2.4)$$

ここで T は、モータ最大トルクを加えた状況を想定し、417[Nm] とした。

また、軸の直径は、材料力学の計算式より

$$T_e = \tau Z_p \quad (2.5)$$

ここで

トルク	: $T_e[\text{Nm}]$
許容せん断応力 (硬鋼)	: $\tau = 60[\text{MPa}] = 60 \times 10^6[\text{Pa}]$
極断面係数	: $Z_p[\text{m}^3] = \frac{\pi}{16} d^3$ (中実軸)
軸直径	: $d[\text{m}]$

となる。上式にパラメータを代入して

$$T_e = \frac{\pi}{16} d^3 \tau [\text{Nm}]$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 T_e}{\pi \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 858}{\pi \times 60 \times 10^6}} = 0.0418[\text{m}] = 41.8[\text{mm}] \quad (2.6)$$

よって、軸径は 41.8[mm] 以上となり、軸受けのサイズを考慮し安全率を高めにとり、マンドレル部の動力伝達軸の軸径は、60[mm] とした。

同様に，ニップロール部の軸径も計算すると，

$$T_e = \frac{\pi}{16} d^3 \tau [\text{Nm}]$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi\tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 7.2 \times 29}{\pi \times 60 \times 10^6}} = 0.0261[\text{m}] = 26.1[\text{mm}] \quad (2.7)$$

ニップロール部の軸径は，40[mm] とした．

一方，ボールねじ機構により駆動するトラバース部においては，必要となる 1000[mm] の搬送距離を確保できるボールねじに対して，許容回転速度・ねじ剛性の確認を行なう必要がある．ただし，ねじ剛性については，搬送対象の荷重はボールねじだけではなく，Fig.2.7 に示すようにリニアガイド機構を併用することにより十分な荷重支持がなされる構造としたため，割愛した．

許容回転速度に関しては，ボールねじピッチ円径 d_m と毎分回転数 n により制限が加わる．ここで仮選定したボールねじの d_m 値 25.5[mm] に対して搬送に必要な最高回転数 2500[rpm] として計算した $d_m \cdot n$ 値は 63750 となる．精密用機器（精度等級 C7 以上）では $d_m \cdot n$ 値は 70000 以下と規制されるため，これに関しては問題がないことが確認できた．

2.3.3 張力計測機構

本研究の目的である，繊維搬送における張力制御のために，本システムにおいて，以下の張力の検出系を導入する．

繊維の搬送張力用のセンサとしては，ロードセルを用いた荷重計を採用した．このロードセルを Fig.2.8(a) に示すように検出システムに配置し，ロードインジケータ（増幅器）により電圧信号として検出する構成とする．張力の検出原理としては，Fig.2.8(b) に示すような自由回転する 3 つのロール機構にを用いる．3 つのうち左右 2 つのロールは回転軸を固定し，繊維搬送方向に対して垂直方向に繊維を支持するものとする．中間に配置したロールは，回転軸をロードセルに接続しておき垂直方向へ微動可能な状態にすることで，繊維を図のように配置して張力を加えると，張力に比例した垂直方向の変位に変換して得ることができる．この垂直方向の変位をロードセルによって検出し，あらかじめ繊維張力と変位との検量線を求めておき張力計測としている．

検出精度としては，ロードセルはそのフルスケールに対して 0.05[%] の精度が保証されており，本システムにおいては，+200/-100[N] を測定上下限值にしていることから，0.15[N] が張力検出精度となる．またロードインジケータ側では，最低 4 サンプルの平均張力を出力する．なおその平滑化処理を経たデータ出力間隔は最大 8[ms] となっていることから^[65]，システム全体の制御サンプリングは 8[ms] とした．

なお，本機構に用いるローラは表面をクロムめっきし，複合材料成形用樹脂に対する剥離性を確保しており，樹脂を塗布しながらの計測を行なっても，樹脂が付着しづらく，かつ付着した場合でもその除去が容易なようになっている．

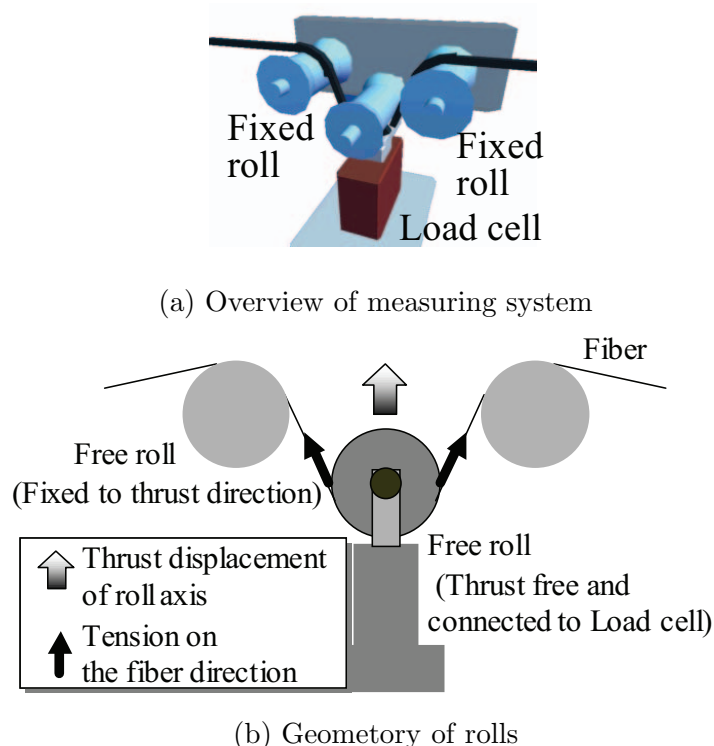


Fig. 2.8 Structure for transferring fiber tension sensing system

2.3.4 機構の基本性能

設計した各部の基本性能の確認として、各アクチュエータおよび駆動機構に関するステップ状の入力電圧を加えて応答を検証する。なお、アクチュエータはすべて速度制御モードとし、負荷慣性に対するサーボ系マイナーループの補償については、サーボアンプ内臓の負荷慣性モーメント比（負荷慣性モーメント：サーボモータ慣性モーメント）にもとづくオートチューニング^[66]に依存することとした。

このときの機械系パラメータとサーボアンプのゲイン設定を Table 2.2 に、データ取得に用いた動作制御プログラムのフローチャートを Fig.2.9 に示す。なお、ここに示すゲインは、Table 2.1 に示した DSP ユニットのアナログ電圧出力仕様（ $\pm 10[V]$ ）とその分解能（ $10/32767 \approx 0.003 [V]$ ）および繊維搬送速度仕様にもとづき、モータの最大回転数範囲内で用いる回転数領域（実際の最大・最小回転数）を設定するよう定めた値である。特に、トラバース動作に関するゲイン設定は、フープ巻き用マンドレルに対して取り扱う繊維中でもっとも収束数の少ない 6[k] の Tow 材（約 4[mm] 幅の带状）を密に配置する状態、すなわちマンドレル 1 回転あたり 4[mm] 程度の微動を想定している。そのため、設計段階で想定している最大繊維搬送速度 $V = 5/12[m/s]$

(25[m/min])におけるトラバース速度は、

$$V = 25[\text{m/min}] = 25000[\text{mm/min}]$$

$$V_{Mnd} = \frac{V[\text{mm/min}]}{\pi D[\text{mm/rev}]} = \frac{25000}{500\pi} \simeq 16.6[\text{rev/min}]_{nonumber} \quad (2.8)$$

$$V_{trv} = \frac{V_{Mnd} \times W_{Tow}[\text{mm}]}{Lead[\text{mm/rev}]} = \frac{16.6 \times 4}{10} = 25.6[\text{rev/min}] \quad (2.9)$$

となるため、最大でもこの2倍程度の速度として50[rev/min]以下の低回転速度領域を設定している。

Fig.2.10, 2.11 および Table 2.3 はマンドレル、トラバース、ニップロールの各部において、上記の条件で計測したステップ応答およびこの結果から算出した時定数を示す。ステップ入力電圧としては1~9[V]を1[V]刻み毎に設定し計測しており、図示したものはそのうちの代表点である。ただし、ここでの回転量データのサンプリング周期はDSPユニットでの最大サンプリング周期である1[ms]を用いている。特に、マンドレルについては、ヘリカル巻き用マンドレル(φ63.5[mm]: 図中(a))とフープ巻き用マンドレル(φ500[mm]: 図中(b))をそれぞれ適用した。ただし回転方向については、本システムの仕様においてマンドレルの急激な回転方向の変更は考慮していないため、正方向のみとして各指令電圧ごとに再現性を確認するために3回ずつ試行した。一方、ニップロール(図中(c))およびトラバース(図中(d))においては正負両方向の回転について、マンドレル同様に各指令電圧ごとに3回の試行をおこなっている。ただし、同一の指令電圧においては、正負の回転を交互におこなっている。

Table 2.2 Mechanical parameter and Electrical settings on Motor amp.

part	Gain [rpm/V]	Gear ratio	Max speed on output axis [rpm]
Mandrel	3000	1/58	3000/58 = 51.72
Traverse	50	1	50/1 = 50
Nip-roll	2500	1/29	2500/29 = 86.20

全般的にみて、サーボアンプにおける入力電圧に対する出力速度のゲイン設定に速度が整定しており、サーボアンプのサーボ系マイナーループの機能が確認できる。

応答波形について検証すると、負荷慣性モーメントの小さいニップロール部においては、過渡応答での振動も見られず適用した指令電圧範囲内でほぼ一樣な時定数で動作可能であることが確認できる。一方、トラバース部に関しては入力電圧の小さい条件下での過渡応答と時定数が過大になることが確認できる。これは、前述の条件に従いフープ巻きを実現することを考慮したために入力電圧領域が極端に低くなり、その影響によってトラバーステーブルの重量負荷を駆動するのに十分なトルクが発揮できないためであるといえる。しかしながら、実際の運用においては先に示したようにフープ巻きにおいては微動ができれば十分であることから、入力電圧の低い領域で時定数が大きいことは問題にはならない。反対にフープ巻きに比べて高速なトラバース駆動が要求されるヘリカル巻きにおける応答特性への懸念があるが、この過渡応答解析結果の入力電圧の高い領域を見る限りほぼ一樣な時定数での応答を示していることから特

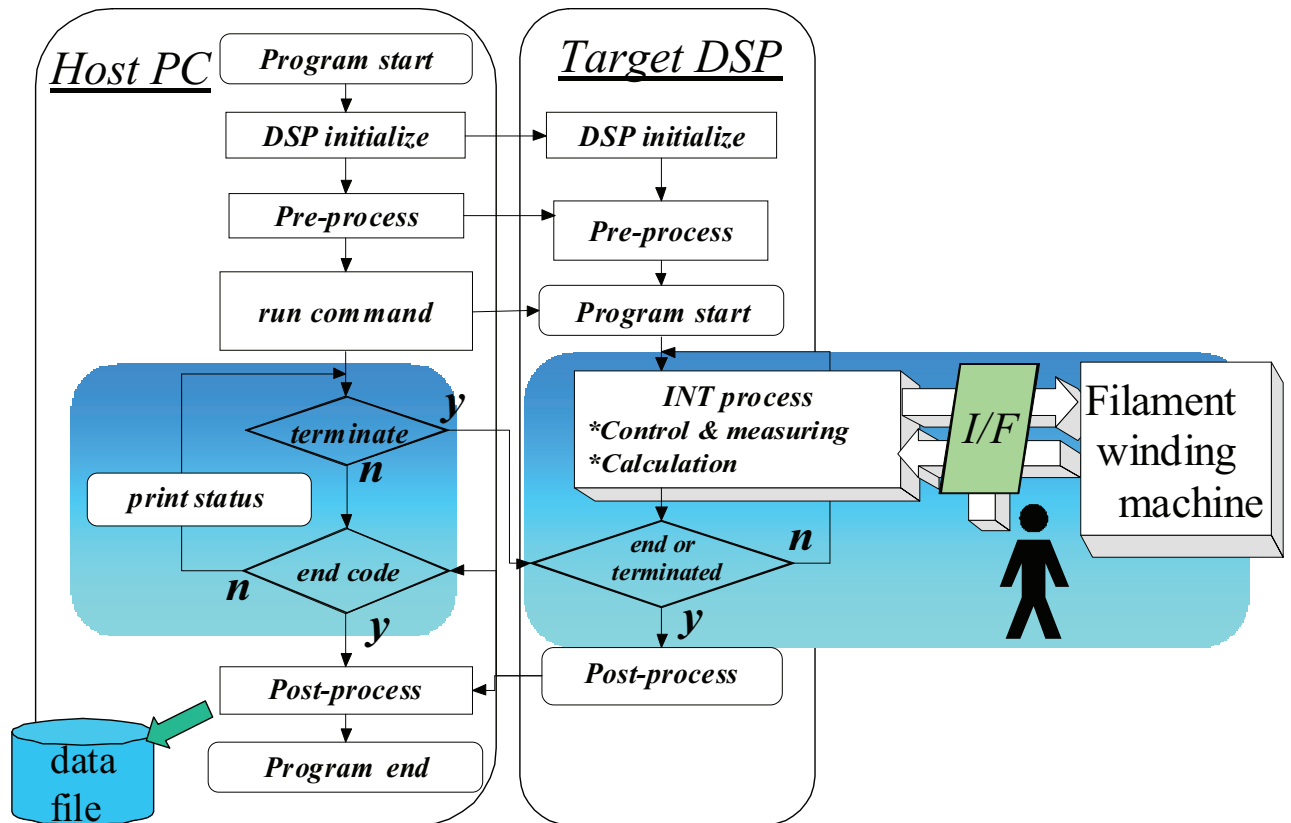
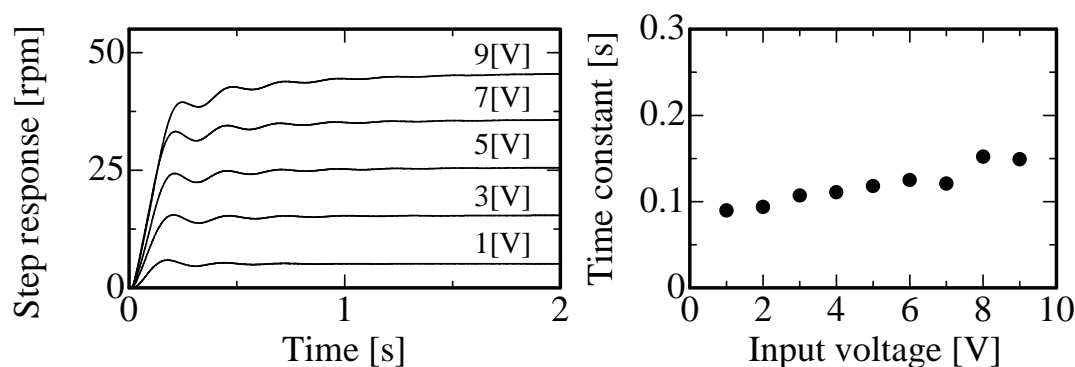


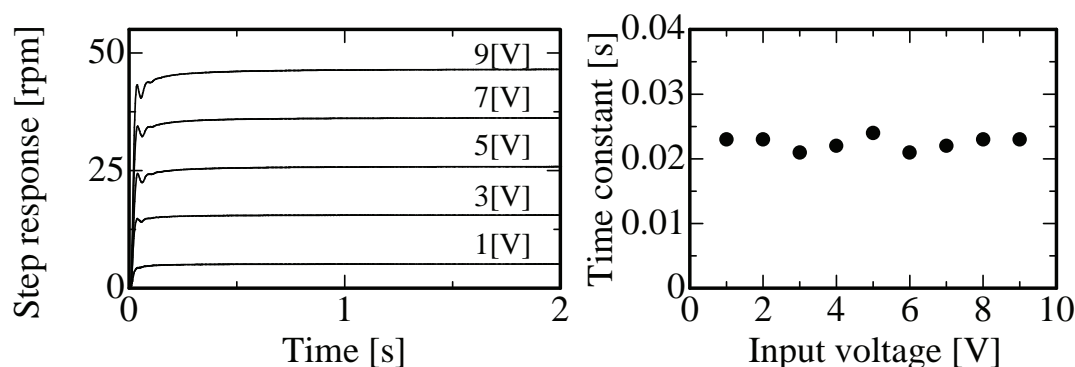
Fig. 2.9 Program flowchart for Filament winding machine control

に問題は生じないものと判断できる。ただしその際には、サーボアンプにおける速度指令入力電圧からモータ回転数までのゲイン設定を変更し、より高い回転数領域を利用できるようにする必要がある。

さて、マンドレル部に関する過渡応答とマンドレルの種別の違いに対しては、大きく特性が異なることが確認できる。ヘリカル巻き用のマンドレルについては、ニップロールとほぼ同等の応答を示しており、高速回転運動が要求されるヘリカル巻きを実施可能であることが確認できる。一方フープ巻き用のマンドレルを用いた結果においては、過渡応答において振動的な応答が確認できた。マンドレル部に関しては、Fig.2.6 に示すように、アクチュエータからマンドレル回転軸までの軸間距離 600[mm] をタイミングベルトとプーリを用いて回転駆動している。タイミングベルトの動力伝達効率向上のためにテンショナを設置してタイミングベルトに予備張力を付加しているが、タイミングベルトの長さやマンドレルとモータ回転子の慣性モーメントのつりあいの関係から、その構造はタイミングベルトの弾性（バネ要素）を介した2慣性系となるといえる。そのため、ステップ応答のような急峻な目標値変化への応答とその精度を要求する場合にはこの構造を考慮する必要がある。そこでこの2慣性系に関して、モータ軸回転量とマンドレル回転量を同時計測し、パラメータ同定を試みた結果を Fig.2.12 に示す。Fig.2.12 左図に示すように、モータ軸の回転に対してマンドレルの回転が振動的に追従していることがわかる。そこで、モータ軸回転量でマンドレル回転量を規格化した結果が右図となる。これを以



(a) at the case of Hoop-winding Mandrel



(b) at the case of Helical-winding Mandrel

Fig. 2.10 Step response from command voltage to actuator rotation on Mandrel part

下の2次振動系の伝達関数へのパラメータフィッティングを試みる。

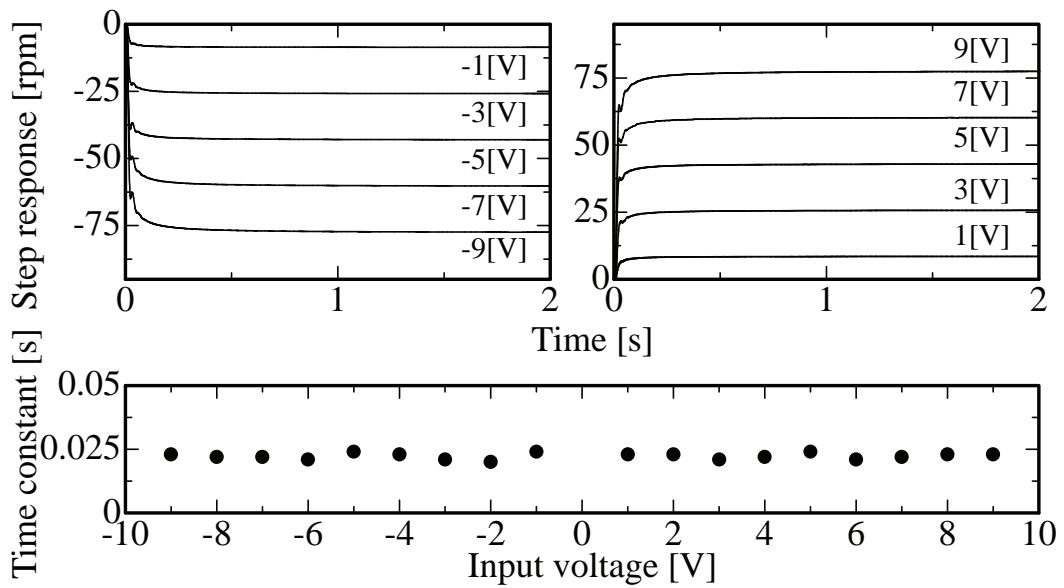
$$G(s) = \frac{K\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (2.10)$$

ω_n は系の固有振動数， ζ は減衰係数であり， s はラプラス演算子である．なお，ここでは，プロセスゲイン K については1とした．規格化により得た波形はバイアス成分（約0.0025）を有していたが，同図破線で示す

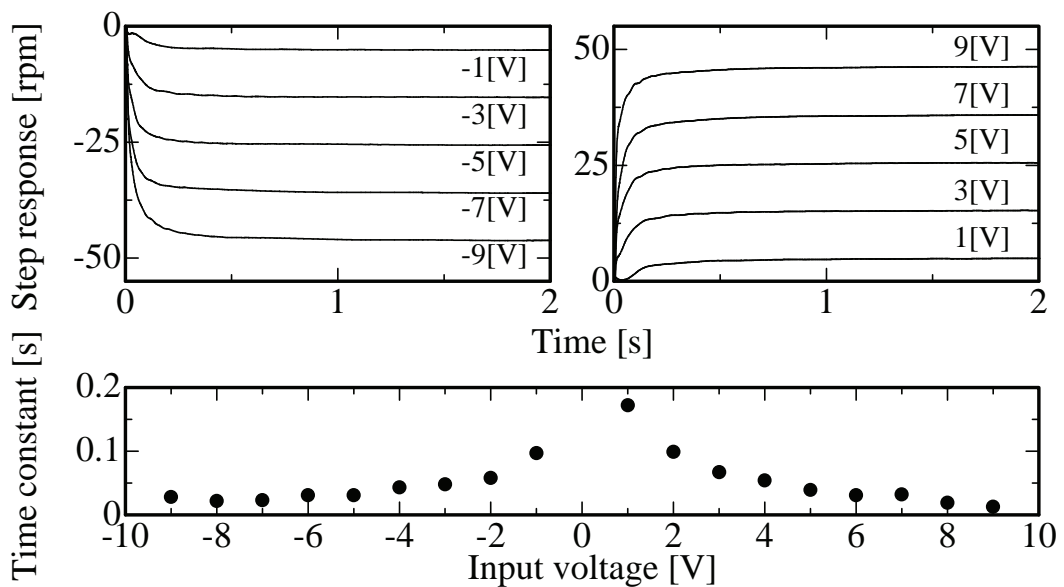
$$y = e^{-\zeta\omega_n t} \quad (2.11)$$

を用いた近似式において，波形の上側で $\zeta=1.4$ ， $\omega_n=0.2$ ，波形の下側で $\zeta=0.6$ ， $\omega_n=0.2$ でフィッティングしていることがわかる．

これらの解析から，マンドレル部には別途サーボ系を構築する余地があるといえる．しかし実際には，適用したサーボアンプのマイナーループ特性に関して任意に操作できないこともあり，どのモータに関しても改めて安定した速度サーボ系を構築すること困難であった．また本システムおよび巻取り工程の特性上，マンドレル部における繊維の搬送速度制御に関しては過



(c) step response of Nip-roll rotation



(d) step response of Traverse ball-screw rotation

Fig. 2.11 Step response from command voltage to actuator rotation on each parts

渡応答で振動を生じないような台形入力などのゆるやかな立ち上がりでも問題はなく、むしろステップ状の速度指令を加えることは工程の運用上危険である。そしてニップロール部やトラバース部に関しては、今回得られた結果より工程運用上十分な応答特性を有していることが確認できる。

Table 2.3 Time constant of each actuator system

Input voltage [V]	Time constant [s]			
	Mandrel		Nip	Traverse
	Hoop	Helical		
9	0.149	0.023	0.023	0.013
8	0.152	0.023	0.023	0.019
7	0.121	0.022	0.022	0.032
6	0.125	0.021	0.021	0.031
5	0.118	0.024	0.024	0.039
4	0.111	0.022	0.022	0.054
3	0.107	0.021	0.021	0.067
2	0.094	0.023	0.023	0.099
1	0.090	0.023	0.023	0.172
-1	-		0.024	0.097
-2			0.020	0.058
-3			0.021	0.048
-4			0.023	0.043
-5			0.024	0.031
-6			0.021	0.031
-7			0.022	0.023
-8			0.022	0.022
-9			0.023	0.028

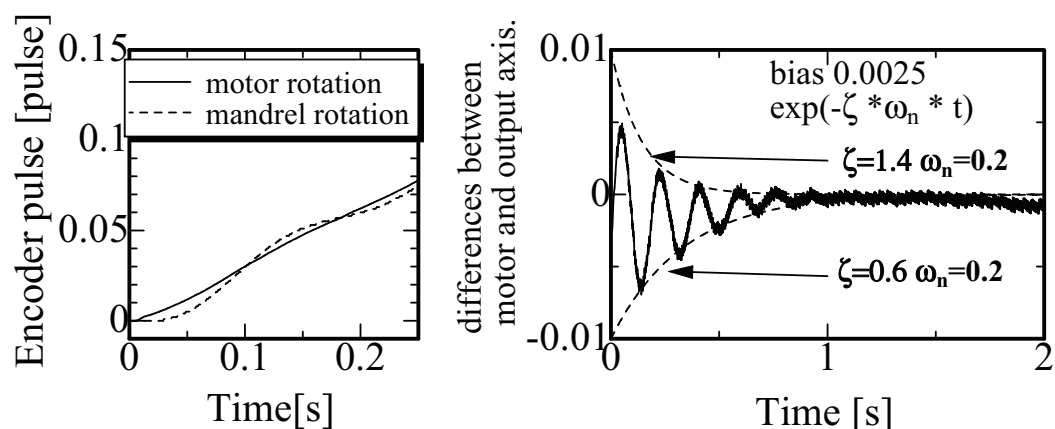


Fig. 2.12 Parameter identification for 2-Inertia system on Mandrel part

よって、ここではマンドレル部をはじめとする各部駆動系の特性把握結果は、本システムのシミュレータ構築において適用することとし、制御実装においては速度制御を基本とすることでサーボ系についてはサーボアンプに一任することとした。

2.4 結言

本章において、既存のFW手法およびその実装形態を検証することで、必要な装置諸元を得るとともに、張力制御機構を付加するための知見を得た。

これらにもとづき、本システム構築に必要な仕様・パラメータを決定し、また基本構造を決定して機構要素やアクチュエータの選定と設計を行い、FWシステムを試作した。

設計・試作した各系統の接続の確認と機構の基本性能を確認するために、ステップ応答法による機構の同定を行なうプログラムを実装した。その結果、設計段階で想定した各部の動作は十分実現できていることが確認できた。ただし、慣性モーメントの高いマンドレルを取り扱う場合に関してのみ、マンドレル駆動系が2慣性系特有の2次振動を示すことを考慮した運用が必要であるといえる。

以上のことより、FW成形に必要な仕様を満たす設計と試作が完了したことで、張力制御系を行う上で必要な機構特性を確認した。

第3章 フープ巻き張力制御系の構築

3.1 緒言

本章では，前章で試作した巻取り張力・巻付け位置制御可能なFW装置およびその計装システムにおいて張力制御系を構築し，その制御手法を提案する．

ここでは，巻取り張力制御の基礎解析のために，いくつかあるフィラメントワインディング(FW)成形手法の中でも，巻取り角度制御のための動作が少なく繊維挙動が比較的単純かつ安定していると考えられるフープ巻きを制御対象とする．そして，試作したシステム構成の特性解析より得られた知見や構造上特性をもとに張力制御手法を提案・考察する．その制御系としては，一般的に広く利用されており生産現場での適用性の高いPID制御系を主とし，I-PD制御系，2自由度PID制御系を順次適用して張力制御性能を考察する．さらには，システム同定手法を用いて繊維巻取り張力制御系のシステムモデル構築を試みる．その結果をもとに，制御系ゲイン決定法として遺伝的アルゴリズムを援用したゲイン調整系を提案する．

なお，対象となる巻取り張力については，成形体強度に対する最適値および要求精度が現状では明らかではない．そこでここでは，適用する張力センサ精度を目標精度として制御系を構築する．本章で適用するマンドレルおよび繊維搬送速度，炭素繊維束 Tow の種類に関して，Table 3.1 に示す．表中太字で示す値は，本章においてプロセス特性等比較する際の基準値としたものである．

Table 3.1 Winding factor of FW system

Winding factor	Condition
Mandrel diameter [mm]	500 (Large), 250(Small)
Bundled fibers of Tow [k]	6, 12 , 24
Line velocity [m/s]	1/12, 1/6 , 1/3

3.2 張力発生・制御機構の検討

現在，産業界で用いられているFW機の張力発生・制御機構としては，繊維供給軸を電磁ブレーキ等で制動制御し繊維の急加速を抑える方法やダンサロール機構で突発的な張力変動を吸収するものが代表的である．しかし，これらの機構は張力を受動的に抑制するもので，能動的に任意張力を印加することが難しい．またこの場合の張力の設定は含浸用のロール数などによる繊維への接触摩擦を調節することで，工程運用前に設定した静的な予張力を巻取り張力とみなすのみで，成形中に積極的に張力を印加・抑制させることができない場合が多い．

そこで本システムでは，マンドレルの他に繊維供給側にニップロールを付加することで，張力を能動的に印加/抑制する機構を実現する．ニップロールはモータに接続した金属ロールと空気圧で金属ロールに圧下したゴムロール（外形150[mm]，内径100[mm]，幅100[mm]のゴム製リングおよび金属製ハブ）で構成し，二つのロールで繊維を把持しつつ供給量制御を行う機構である．なお，圧下空気圧は Tow 材の毛羽立ちや破断などを回避しつつ繊維を把持するように，実験的に確認した空気圧 0.08~0.1[MPa] を採用する．また，この場合の繊維把持に係る接触長さは円周換算で 34.66[mm] である．

以下では，このニップロール機構とマンドレル回転機構のそれぞれに付加したアクチュエータを用いて張力制御系を構築していく．

3.2.1 張力制御手法の提案

本システムにおける繊維搬送にかかる機構とそのパラメータを示したものが Fig.3.1 である．また変数の一覧を Table 3.2 に示す．特に，各軸における V_m , V_n は，各軸の円周上で繊維搬送速度 V_{cf} に対して同一次元となるように換算した軸周速度と定義したものであり，回転軸角速度 ω_* [rev/min] に対して $V_* = 2\pi \times r_* \times \omega_*$ [m/min]（* は m もしくは n の添え字）としたものである．

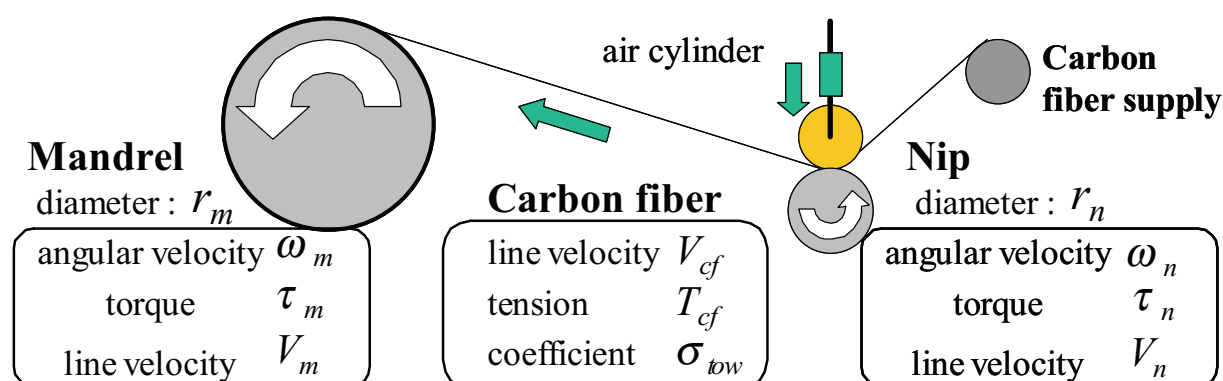


Fig. 3.1 Schematic diagram of fiber transferring mechanism

前章で示したように，張力の制御・発生のためのマンドレル部およびニップロール部の各アクチュエータは，市販のサーボンプを介することにより速度サーボ制御が可能であると同時

Table 3.2 Variables and parameters in the fiber transferring system

parameter	variable	unit
Angular velocity of Mandrel motor	ω_m	[rev/min]
Angular torque of Mandrel motor	τ_m	[Nm]
Line velocity on the Mandrel surface	V_m	[m/min]
Diameter of Mandrel	r_m	[m]
Angular velocity of Nip-roll motor	ω_n	[rev/min]
Angular torque of Nip-roll motor	τ_n	[Nm]
Line velocity on the Nip-roll surface	V_n	[m/min]
Diameter of Nip-roll	r_n	[m]
Line velocity of fiber transferring	V_{cf}	[m/min]
Winding tension of transferring carbon fiber	T_{cf}	[N]
Coefficient for the winding tension of carbon fiber	σ_{tow}	[N min/m]

に，サーボアンプの制御モード変更により軸トルクのサーボ制御が可能である．よって張力制御手法としては，各々の軸での速度・軸トルクの各制御モードの選択から，4通りの組み合わせが考えられる．なお，サーボモータおよびサーボアンプの構造や特性から，それぞれの制御方法は以下の特徴を有するといえる．

軸トルク制御 一般にトルク制御用のサーボ系を構築するためには，軸トルクのフィードバックには，逆起電力（電流）検出が用いられることが多い．電流の検出は大抵アナログ素子を用いるためノイズの影響を受けやすい．また，巻取り系における張力制御を行なう上での注意として，張力は軸トルクと巻取りの回転半径により決定されるため，巻取り全域において一定・同精度の張力制御を施すためには，制御指令の生成のために正確な巻取り半径の検出が必要となる．

速度制御 一般に速度制御用のサーボ系の構成には内臓エンコーダによるデジタル検出が用いられる．そのため外部から電氣的ノイズの影響を受けることは少なくその制御精度は比較的高い．ただし高い応答性を要求する場合には，回転負荷の慣性モーメントとモータ回転子の慣性モーメントのつりあいやモータの出力トルク容量などを十分考慮しておく必要がある．

これらの事項を考慮するとともに，システム構成からニップロール部においてモータ軸トルクを対象繊維へ加える引張り方向の力へ変換・動力伝達することは困難であるということと，慣性モーメントも重量も大きなマンドレル部に対して頻繁に変化する制御入力を加えて速度サーボ制御させることが危険かつサーボ機器の性能上難しいということから，以下の2手法に絞って比較検討を行なっていく．

軸トルク制御による張力制御 一般には，張力制御には巻取り側の軸トルク制御が用いられることが多い．例えば，本システムにおいても，ニップロールから一定の搬送速度 V_{cf} で送

出される繊維を一定張力で巻取ることを考えると、指令巻取り張力 T_{cf} に対するマンドレル軸へのトルク指令値は、次式で計算できる。

$$\tau_m(t) = r(t) \times T_{cf}(t) \quad (3.1)$$

また、巻取りが進行してマンドレル径と同等かそれ以上の巻取りを行なう場合には、巻き絞り効果により巻取り外周における張力による内周繊維の座屈などが懸念される。こういった場合、巻取りの進行に伴い張力が低減していくことも一つの手法であると考えられる。よって、上式でしめす軸トルク計算式によれば、このような巻き絞り効果回避を考慮した張力制御も容易であるといえる。以下、これを軸トルクによる張力制御手法とする。

速度制御による張力制御 一方、先に述べた本システムの構成要素の特性上、また制御応答の速応性や追従性を重視するならば、サーボアンプの構造上制御応答性能が高いモータの速度制御を主体とする方法も検討の余地がある。例えば、繊維の搬送速度指令 V_{cf} に対して、繊維を連続的に同期搬送するためには、 $V_{cf} = V_m = V_n$ となる必要がある。ここで、繊維の搬送量は各軸周速度の積分値と等価であり、また固体材料の変形特性（弾性係数）値 σ [N/mm] に相当する係数が搬送する繊維に対して適用できるならば、次式のように、繊維搬送に係る各軸の周速度の差によって張力を印加することも可能であるといえる。

$$T_{cf} = |V_m - V_n| \times \sigma_{tow} \quad (3.2)$$

ここで右辺において繊維搬送に係る周速度の差が絶対値となっているのは、基準となる繊維搬送速度に対して増速・減速する制御軸を規定していないためである。十分な速度制御応答が得られていればどちらも制御軸となりうるが、前章に示したように、駆動軸の慣性モーメントが小さく一定であり、その過渡応答特性も良好なニップロールを適用したほうが有効であると考えられる。以下、これを繊維搬送速度差による張力制御手法とする。

3.2.2 張力制御手法の実装と比較

本節では、前節で示した張力制御手法を実験システムに実装し、実験を通してその張力制御性能を比較する。本張力制御系の主たる目的は、その定常特性において張力を任意の値に定値制御することにある。そのためまずこのような観点から制御系の設計・調整を行なっていく。なお、実装においては生産現場において一般に用いられる PID 制御系を基本とすることで、現場作業員に対する導入のしやすさを考慮するものとした。

実験条件としては、Table 3.3 に示すように、指令張力を 100[N] のステップ入力、繊維搬送速度を 1/6[m/s] (10[m/min]) として統一した。

PID 制御系による実装

まず、Fig.3.2 および以下に示す PID 制御系による制御系実装を試みる。各々の制御手法における制御則を以下に示す。PID 制御系の一般式は次式のようになる。

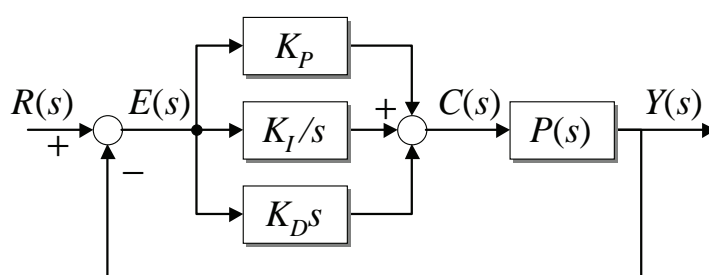


Fig. 3.2 Block diagram of PID controller

$$u(t) = K_P e(t) + K_I \int_0^t e(\kappa) d\kappa + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (3.3)$$

$$U(s) = \left\{ K_P + \frac{K_I}{s} + K_D s \right\} E(s) \quad (3.4)$$

$$(3.5)$$

ここで $e(t)$, $E(s)$ は制御偏差であり，目標値 $r(t)$ とプラント出力 $y(t)$ に対して

$$e(t) = r(t) - y(t)$$

$$E(s) = R(s) - Y(s)$$

$$(3.6)$$

である．

以下では，制御入力 $u(t)$ の生成に関して，サーボモータの制御モードそれぞれについて定義していく．

軸トルクによる張力制御手法 マンドレル軸をトルク制御モードに設定し，軸トルク τ_m を制御変数とし，以下のフィードバック系を構成する．

$$\tau_m(t) = K_{Pm} \cdot e(t) + K_{Im} \cdot \int_0^t e(\kappa) d\kappa + K_{Dm} \frac{de(t)}{dt} \quad (3.7)$$

ここで偏差 $e(t)$ は指令張力 $r(t)$ と検出張力 $T_{cf}(t)$ の偏差として $e(t) = r(t) - T_{cf}(t)$ とし， $\tau_m(t)$ を式(3.3)における制御入力 $u(t)$ として取扱い張力制御系を構成する．また，ニップロールに関しては，速度制御モードとし，繊維搬送速度 $V_{cf}(t)$ を制御するために，

$$\omega_n(t) = \frac{V_n(t)}{2\pi \times r_n} = \frac{V_{cf}(t)}{2\pi \times r_n} \quad (3.8)$$

とした速度指令を与える．

繊維搬送速度差による張力制御手法 ニップロール軸，マンドレル軸ともに速度制御モードに設定し，繊維搬送速度差 $v_{diff}(t)$ を制御変数として，以下のフィードバック系を構成する．

$$v_{diff}(t) = K_{Pn} \cdot e(t) + K_{In} \cdot \int_0^t e(\kappa) d\kappa + K_{Dn} \frac{de(t)}{dt} \quad (3.9)$$

偏差 $e(t)$ は、軸トルクによる張力制御手法と同じで、 $e(t) = r(t) - T_{cf}(t)$ とし、 $\omega_n(t)$ を式 (3.3) における制御入力 $u(t)$ として取扱い張力制御系を構成する。

$v_{\text{diff}}(t)$ を与える制御軸としては理論上はマンドレルとニップロールのどちらも選択可能であるが、前章で明らかにしたように制御軸の速応性や運用上の安全性を考慮して、ここではニップロールを制御軸とした。実際にニップロールに加える速度指令値は、繊維搬送速度 $V_{cf}(t)$ に対してマンドレルとの同期搬送を行なう必要があるため、繊維搬送速度と張力制御入力の合成として、 $V_n(t) = V_{cf}(t) - v_{\text{diff}}(t)$ となる。

マンドレルに関しては、繊維搬送速度 $V_{cf}(t)$ とマンドレルの半径から、

$$\omega_m(t) = \frac{V_m(t)}{2\pi \times r_m} = \frac{V_{cf}(t)}{2\pi \times r_m} \quad (3.10)$$

により算出した速度指令を与える。

実装実験による検証 上記の PID 制御系による実装実験結果を Fig. 3.3 に示す。なお、このときの制御系ゲインは限界感度法^{[67][68]}によるゲイン選定結果をもとに、特に定常応答における張力の安定化に主眼をおいて試行錯誤的な調整を加えたゲインを用いた。この結果より、定性的に見て軸トルク制御を用いた (a) では張力微小変動を抑制しきれていない上、張力が振動的となっていることがわかる。一方、繊維搬送速度差を用いた (b) では張力定常後 (時刻 $t > 3$) の変動も比較的滑らかで、張力微小変動幅を定量的に比較しても (a) に比べて制御仕様近くまで変動を抑制できていることが確認できる。当初、頻繁な加減速入力加わることでニップロールで把持される繊維束 Tow に対して毛羽立ちなどのダメージが生じることが懸念されたが、同図に示すような制御入力を加えても Tow が破断したりすることはなかった。

ただし、どちらの実験結果においても、PID 制御系の適用においては、ステップ上の張力制御指令に対する過渡応答において顕著なオーバーシュートが見られる。これにより上記の制御入力の頻繁な変動よりもむしろ、過大な張力が加わることによる繊維破断の恐れがあるといえる。

I-PD 制御系による実装

先に示した PID 制御系による実装結果より、当初目的とした定常応答とともに目標値応答におけるオーバーシュートの回避構造が制御系に必要であることがわかり、そこに改善の余地がある。そこで、目標値応答と定常応答に関する制御ループを各々構成することができる Fig.?? および次式に示す I-PD 制御系へと制御系を拡張する。

$$u(t) = K_I \int_0^t e(\kappa) d\kappa - K_P e(t) - K_D \frac{dy(t)}{dt} \quad (3.11)$$

$$U(s) = \frac{K_I}{s} E(s) - K_P Y(s) - K_D s Y(s) \quad (3.12)$$

$$(3.13)$$

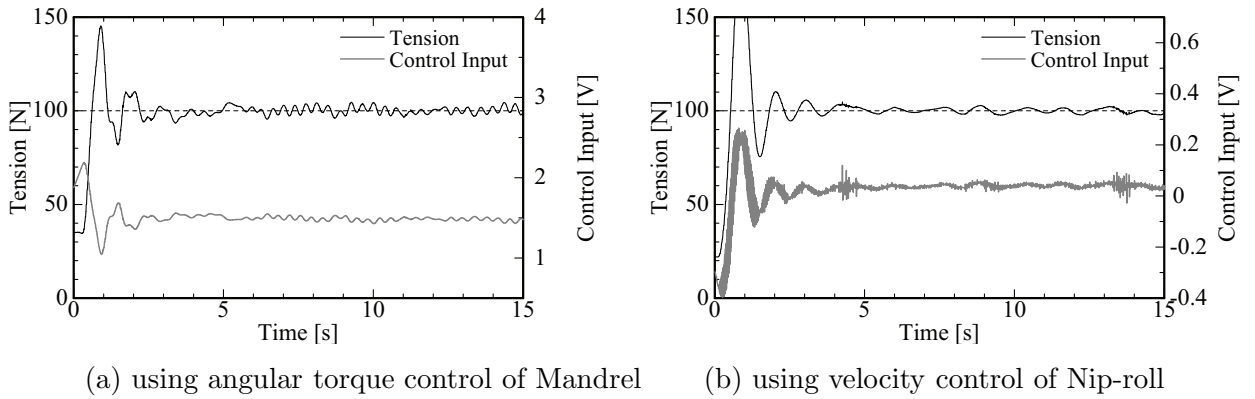


Fig. 3.3 Experimental and comparison results of winding tension control using PID control on each method

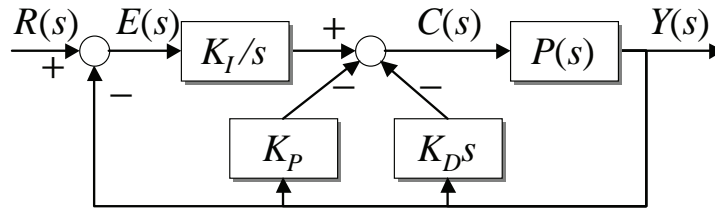


Fig. 3.4 Block diagram of I-PD controller

ここで $e(t)$, $E(s)$ は制御偏差であり , 目標値 $r(t)$ とプラント出力 $y(t)$ に対して

$$\begin{aligned} e(t) &= r(t) - y(t) \\ E(s) &= R(s) - Y(s) \end{aligned} \tag{3.14}$$

となる .

軸トルクによる張力制御手法 マンドレル軸をトルク制御モードに設定し , 軸トルク τ_m を制御変数とし , 以下のフィードバック系を構成する点はPID 制御系と同様である .

$$\tau_m(t) = K_{Im} \cdot \int_0^t e(\kappa) d\kappa - K_{Pm} \cdot T_{cf}(t) - K_{Dm} \frac{dT_{cf}(t)}{dt} \tag{3.15}$$

ここで偏差 $e(t)$ は指令張力 $r(t)$ と検出張力 $T_{cf}(t)$ の偏差であり $e(t) = r(t) - T_{cf}(t)$ とする . ニップロールに関して , 速度制御モードで以下の繊維搬送速度 $V_{cf}(t)$ を制御する点はPID 制御と同じである .

$$\omega_n(t) = \frac{V_n(t)}{2\pi \times r_n} = \frac{V_{cf}(t)}{2\pi \times r_n} \tag{3.16}$$

繊維搬送速度差による張力制御手法 ニップロール軸，マンドレル軸ともに速度制御モードに設定し，繊維搬送速度差 $v_{\text{diff}}(t)$ を制御変数として，以下のフィードバック系を構成する点はPID制御系と同様である．

$$v_{\text{diff}}(t) = K_{In} \cdot \int_0^t e(\kappa) d\kappa - K_{Pn} \cdot T_{cf}(t) - K_{Dn} \frac{dT_{cf}(t)}{dt} \quad (3.17)$$

偏差 $e(t)$ は，軸トルクによる張力制御手法と同じで， $e(t) = r(t) - T_{cf}(t)$ とする．

マンドレルに関して，以下の繊維搬送速度 $V_{cf}(t)$ とマンドレルの半径から算出した速度指令を与える点はPID制御と同じである．

$$\omega_m(t) = \frac{V_m(t)}{2\pi \times r_m} = \frac{V_{cf}(t)}{2\pi \times r_m} \quad (3.18)$$

実装実験による検証 上記のI-PD制御系による実装実験結果を Fig. 3.5 に示す．このときの制御系ゲインはPID制御系と同様に限界感度法によるゲイン選定結果をもとに調整を施した．さて，I-PD制御系構造式(3.11)をラプラス変換した次式は，偏差 $E(s)$ を目標値 $R(s)$ とプラント出力 $Y(s)$ を用いて次のように変形できる．

$$\begin{aligned} U(s) &= \frac{K_I}{s} E(s) - K_P Y(s) - K_D s Y(s) \\ &= \frac{K_I}{s} (R(s) - Y(s)) - K_P Y(s) - K_D s Y(s) \\ &= \frac{K_I}{s} R(s) - \left\{ \frac{K_I}{s} + K_P + K_D s \right\} Y(s) \\ &= \frac{K_I}{s} R(s) - \left\{ \frac{K_I + K_P s + K_D s^2}{s} \right\} Y(s) \\ &= \frac{K_I + K_P s + K_D s^2}{s} \left\{ \frac{K_I}{K_I + K_P s + K_D s^2} R(s) - Y(s) \right\} \\ &= \left\{ \frac{K_I}{s} + K_P + K_D s \right\} \left\{ \frac{1}{1 + \frac{K_P}{K_I} s + \frac{K_D}{K_I} s^2} R(s) - Y(s) \right\} \end{aligned} \quad (3.19)$$

式(3.19)からもわかるように，I-PD制御系は，目標値に対して2次遅れフィルタが働いた後に計測した張力との偏差を求めるPID制御系と等価である^[67]．

そのため，定常応答における張力の安定化とともに整定時間がPID制御における結果と同程度なるようゲイン調整の方針をとることによって，Fig. 3.5に示すようにオーバーシュートを回避した目標値応答の改善が達成できていることが確認できる．しかしながら，定常応答に着目した定量的評価からどちらに方法においても張力定常後(時刻 $t > 3$)に若干の定常偏差が残り，また張力微小変動についても振れ幅が大きく目的とする定常特性の実現が困難であるともいえる．これは制御系の積分動作が目標値に対する偏差にのみ係り，プラント出力に対して直接効果をもたない構造となっていることによるものと考えられる．

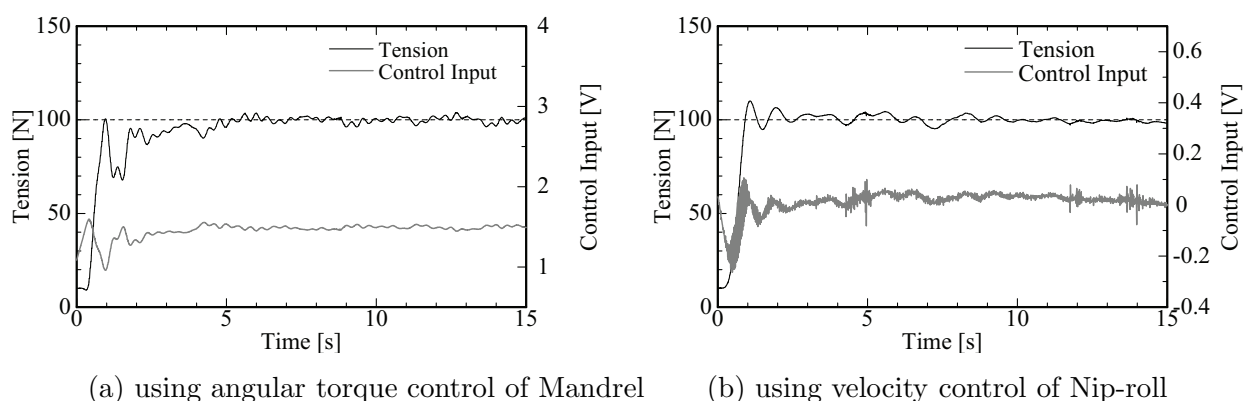


Fig. 3.5 Experimental and comparison results of winding tension control using I-PD control on each method

検証と考察

上記に示すように、PID制御およびI-PD制御による実装により、今回提案した繊維搬送速度差を用いた手法によって張力制御が可能であることが確認できた。ただし、その制御系実装においてははまだ検討の余地がある。特に定常応答における張力変動に主眼をおいた調整をすれば、PID制御実験結果のように過大なオーバーシュートが避けられない。一方、オーバーシュートを回避するためにI-PD制御を適用すると定常応答における張力変動や定常偏差を抑制・改善することが難しくなる。張力制御の定量的な比較として、上記の実装実験結果について、整定時間を3[s]としてそれ以後の出力張力の最大値・最小値・張力変動の標準偏差の3点で比較したものが、Table 3.3である。

Table 3.3 Experimental results of tension control

Reference tension [N]	100			
Line velocity [m/s]	1/6			
Tension [N]	Method (a)		Method (b)	
	PID	I-PD	PID	I-PD
Maximum	103.62	103.81	106.64	104.40
Minimum	97.66	96.88	92.00	95.71
Standard deviation	1.19	1.30	2.10	1.64

特にPID制御においてオーバーシュートが過大になった理由としては、張力制御・繊維搬送に用いる2軸の同期を省略したことが原因の一つであると考えられる。これは前章で示した特性解析結果にもあるように、それぞれの制御軸のステップ応答においてその特性パラメータに顕著な差があり、特にマンドレル部においてはモータ回転からマンドレル軸の回転までの伝達特性が二次振動系を有していることがわかっている。そのため、マンドレル部に比べて整定時

間の短いニップロールの回転がマンドレル部のモータ回転と等価の応答を示すと考えると、マンドレルとニップロールの間にも同様の二次振動系の伝達特性があることが考えられる。また、ここで提案した繊維周速度差を用いた張力制御手法(b)の原理から考えてもマンドレルおよびニップロールの間に回転速度差が生じることで張力が発生することが考えられる。よって、ここで発生した張力が張力制御系の初期応答における張力外乱となったものと考えられる。一方、I-PD制御においては上述した制御系の構造上、目標値に対して2次フィルタを適用するのと等価なシステムであるため、近似的に二次振動系となるマンドレルとニップロール間の挙動に対してこれを励起しない入力へと整形される効果が働いたものと考えられる。

これらのことを総合すると、実装に用いた制御系の選定およびそのゲインの決定法に関しては改善の余地があるものの、当初目的としていたリアルタイム張力制御に必要な制御応答速度および張力の安定性に関しては、繊維搬送速度差を用いた手法を適用することで実現できるものと判断できる。ただし実装に用いる制御系としては、構造上制御系自由度が1自由度のPID制御・I-PD制御だけでは目標値(過渡)応答と定常応答を同時に改善することには限界があり、不十分であるといわざるを得ない。よって、以降では上記の繊維搬送速度差を用いた手法と得られた知見をもとに張力制御性能の向上を図る。

なお、繊維搬送に関わる制御軸の同期化については、張力制御の機構をできるだけ簡易なものとして最終的には既存装置にも後付が容易となる制御機構を目指すことで汎用性を実現するという観点から、同期搬送制御系を構成することはしない。ただし、その代替措置として繊維搬送指令値の改善や張力制御性能の向上によって、ある程度対処可能であると考えられるため、これらについて検討を行なう。

3.3 巻取りプロセスモデル構築方法の確立

前節の制御実験において，提案する速度差を利用した張力制御手法の有効性が確認できた．しかし，PID 制御系を適用した場合のゲイン調整が実験的なチューニングを必要とすることから煩雑であり，また，張力制御則の構築において Tow 材の変形特性として仮定した σ_{Tow} に相当する値についての解析も不十分である．

そこで，本節では，システム同定法にもとづき Tow 材における張力の発生プロセスのモデルを構築し，これを解析することでFWシステムにおけるさまざまな巻取り条件下でのモデル変動の有無を確認する．

3.3.1 システム同定手法を用いたモデル構築

対象となる Tow 材の特性 σ_{Tow} は，繊維搬送速度差を入力，張力を出力としたモデルとする．ここで Tow 材の挙動に関わる要因として，ニップロールでの繊維把持からマンドレルでの巻取りに至る一連の工程において各部と Tow 材との接触摩擦抵抗を無視することはできない．しかし，FW 工程中の雰囲気や樹脂の塗布状況の影響を考慮すると，個々にモデリングすることは難しく，その状況変化を考慮すると全て σ_{Tow} に含めた同定手順のほうが汎用性が高いといえる．よって，ここではシステム同定法にもとづくブラックボックスモデリングを適用し，ARX(Auto-Regressive with eXogenous input) モデルを構築する．

同定入力的设计

同定入力は擬似白色信号である M 系列信号とし，サンプリング周期 $T = 8[\text{ms}]$ ，シフトレジスタ数 $n = 10$ にて設計した一周あたり 1024 点の M 系列信号データ列とした^[69]．M 系列信号の振幅に関しては，SN 比を考慮した上で入力の変動による Tow 材へのダメージが生じない範囲とする必要があるため，M 系列信号 ± 1 に相当する速度差指令電圧として， $\pm 0.06[\text{V}]$ が適用可能であることを実験より確認し設定した．なお前章で示したとおり，サーボアンプにおいて速度制御電圧指令 $\pm 10[\text{V}]$ に対する軸回転速度 $\pm 2500[\text{rev}/\text{min}]$ を設定している．

同定実験の仕様設定

上記仕様にもとづき数値解析ソフトウェア MATLAB により生成した M 系列信号を用いた同定実験を行なった．そのときの出力張力および同定入力の例を Fig. 3.6 に示す．実際の同定の入力としては，入力電圧のグラフにあるような台形速度状の指令繊維搬送速度に対して，上記で設計した M 系列信号を上乗せした信号を用いた．よって速度指令電圧は繊維搬送速度を中心として，M 系列信号の設計振幅値による繊維搬送速度差で振幅するものとなる．

一方，本システムの張力検出の機構上，負の張力を検出することはできないため，M 系列信号により励起される張力振幅をえるためにはあらかじめある一定のバイアス値を付加して張力を振幅させる必要がある．しかしながら巻取り機構の構造上，巻取り動作前の任意の張力を同

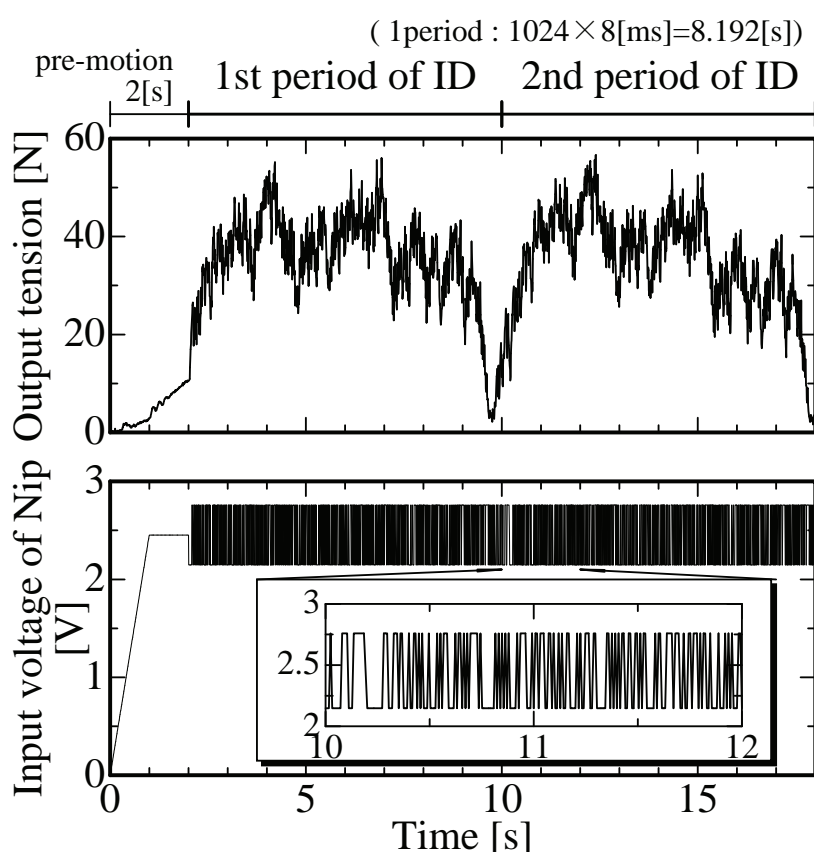


Fig. 3.6 Example of output tension / input voltage for Identification

定実験ごとに正確に加えてバイアス値とすることは、実験間の再現性を確保する上で困難である。そこで、前述のマンドレルとニップロールの非同期回転制御下でそれぞれに同一の周速度を指令した場合に、駆動系の特性差によって自然に生じる張力をバイアス値としてとらえることとした。そして、このバイアス値については、同定実験から得られた張力検出結果の出力データのサンプル平均値を算出することで特定し、直流バイアス成分として同定前処理にて除去操作を行なうこととした。

さらに、装置の駆動開始直後では出力データやバイアス成分の再現性が得にくいいため、装置の駆動開始直後2[s]で目標繊維搬送速度まで加速するようにマンドレルおよびニップロールの各軸に対してランプ入力指令を印加し、また上記の同定入力は2周期分入力する同定実験 (Fig. 3.6) とした。図示するように、1周期 (1024点) の同定入力により不規則振動した後に、一旦0付近まで張力は低下してから2周期目以降の同定入力に対して出力が得られていることがわかる。これによって2周期目の同定入出力結果を用いることで、機械固有の特性や同定入出力に関わるバイアス値の影響を抑えて再現性が確保できるものと考えられる。

システム同定

システムモデルとした ARX モデル構造のむだ時間およびモデル次数については、数値解析ソフトウェア MATLAB におけるシステム同定ツールボックスを用いて、クロスヴァリデーション法によって決定した。クロスヴァリデーション法とは、実験的に得られたデータを前後半に等分（場合によっては 3 : 1）し、モデル構築用データ列とモデル検証用データ列とする方法である。通常は、1組のデータセットを半分（あるいは 3/4 と 1/4）に分割して適用するため、同定精度の劣化が問題となる。一方、本同定の同定実験においては、先に示したように同定入力を 2 周期分適用しており、その 2 周期目をモデル構築用データ列とし、1 周期目をモデル検証用データ列として取り扱うことで異なる実験結果を用いた同定となり、同定精度の劣化を回避できると考えられる。

モデルの構築手順としては、まず、暫定モデル次数 10 を仮決定してむだ時間を決定する。その決定法としてはむだ時間 1 ~ 10 に対する損失関数を各々計算し、損失関数が最小となるむだ時間を採用した。つぎに、このむだ時間を適用してモデル次数 1 ~ 20 次に対しての各々損失関数を計算・評価しモデル次数を決定した。なお、ここで示す損失関数 V とは、仮同定したモデルと N 点の実験に用いた入力から得られるモデル出力 y' と実験で得られた出力 y との誤差（予測誤差）の 2 乗和と定義され^[70]、次式で表されるものである。

$$V = \sum_{k=1}^N (y'(k) - y(k))^2 \quad (3.20)$$

k はステップ数

また本モデルでは白色雑音項は考慮しないものとした。こうして得られたモデル構造（むだ時間、次数）を用いて、以下に示す最小二乗法によりパラメータフィッティングを行い、同定モデルが得られる。

最小二乗法 ARX モデルは線形回帰モデルであるため、出力の一段先予測値 \hat{y} は次式で表される。

$$\hat{y}(k|\theta) = \theta^T \psi(k) \quad (3.21)$$

ただし、 θ は ARX モデルのパラメータ行列であり、 ψ は現在からモデル次数 n_a, n_b 分の過去のステップに至る入出力データで構成される以下の回帰ベクトルである。

$$\psi(k) = [-y(k-1), \dots, -y(k-n_a), u(k-1), \dots, u(k-n_b)]^T \quad (3.22)$$

このときの予測誤差 $\epsilon(k, \theta)$ は

$$\epsilon(k, \theta) = y(k) - \theta^T \psi(k) \quad (3.23)$$

で与えられる。最小二乗法は、ここで評価規範 $J_N(\theta)$ に予測誤差の二乗の最小化を次式のように定義してパラメータ推定を行なう手法である。

$$\begin{aligned} J_N(\theta) &= \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \epsilon^2(k, \theta) = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \{y(k) - \theta^T \psi(k)\}^2 \\ &= c(N) - 2\theta^T \mathbf{f}(N) + \theta^T \mathbf{R}(N)\theta \end{aligned} \quad (3.24)$$

上式において

$$\begin{aligned} \mathbf{R}(N) &= \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \psi(k)\psi^T(k) : m \times m \text{ 行列} \\ \mathbf{f}(N) &= \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N y(k)\psi(k) : m \text{ 次元ベクトル} \\ c(N) &= \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N y^2(k) : \text{スカラ} \end{aligned}$$

である。ここでまず未知パラメータが1つの場合を考えると、式(3.25)における θ , $R(N)$, $f(N)$, $c(N)$ はすべてスカラとなり、これらを x, r, f, c とおくと、次式の x に関する2次方程式となる。

$$J_N(x) = rx^2 - 2fx + c \quad (3.25)$$

ここで、 $r > 0$ であれば $J_N(x)$ は下に凸になるため、 $J_N(x)$ の最小値は以下の微分演算によって計算できることになる。

$$\frac{d}{dx} J_N(x) = 2rx - 2f = 0 \quad (3.26)$$

したがって、

$$\hat{x} = \frac{f}{r} \quad (3.27)$$

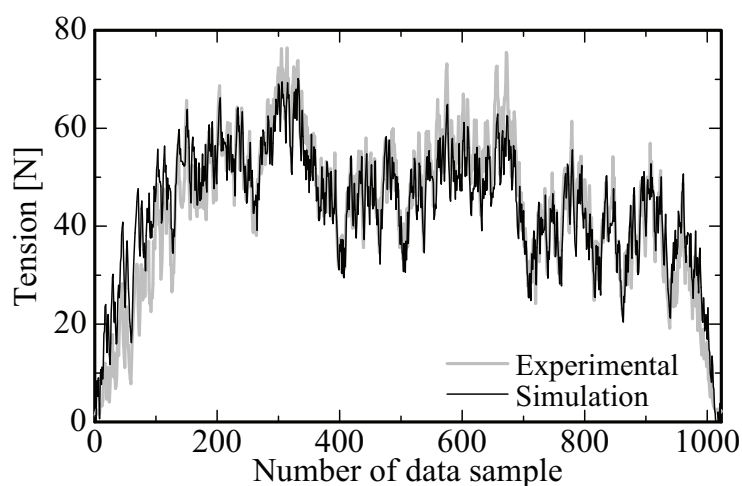
のとき $J_N(x)$ は最小値をとることとなり、こうして得られた \hat{x} が $x(=\theta)$ の最小二乗推定値となりパラメータ推定が完了する。

以上のように、評価規範が未知パラメータの2次関数であるために、微分演算によってその最小化が容易に達成でき、パラメータ推定が行なえる点が最小二乗法の特徴である。

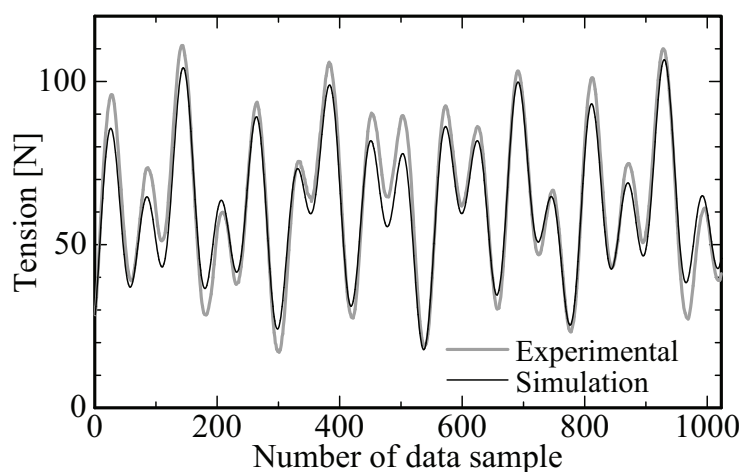
同定モデルとその検証

同定モデルの妥当性に関しては、Fig.3.7に示すように同定入力1周期目の実験結果とその入力を用いたシミュレーションとの比較(a)と、開ループ制御において3種の正弦波(周波数:振幅 A 0.7[Hz]:30[digit], B 3[Hz]:80[digit], C 13[Hz]:200[digit])を合成した検証用入力データを加えた実験結果とシミュレーションとの比較(b)により検証を行なった。図示するようにFig.3.7(a)の検証から、同定出力波形の変動傾向や振幅のピーク値を十分再現できていることがわかる。また、Fig.3.7(b)に示す検証においても、ピーク値にやや誤差があるものの、変動傾向を十分に再現できており、対象の周波数特性をモデル化できていることが確認できた。

これらの検証により、最終的には、むだ時間2, モデル次数8次のARXモデルを各々の条件について求めた。以下にARXモデル構造式(3.28)および各同定モデルのパラメータ一覧をTable 3.4に示す。ここで $y(k)$ は出力データ列, $u(k)$ は入力データ列, q はシフトオペレータで



(a) Checking results



(b) Open-loop control results

Fig. 3.7 Validation of winding model

ある．特に，ここで示すプロセスモデルにおいては，入力回帰ベクトルの係数行列についてはシフトパラメータ q^{-1}, q^{-2} に関する係数を 0 とすることで，むだ時間 2 を含む構造を表現している．

$$A(q)y(k) = B(q)u(k) \quad (3.28)$$

ただし，

$$\begin{aligned} A(q) &= 1 + a_1q^{-1} + a_2q^{-2} + a_3q^{-3} + a_4q^{-4} + a_5q^{-5} + a_6q^{-6} + a_7q^{-7} + a_8q^{-8} \\ B(q) &= b_3q^{-3} + b_4q^{-4} + b_5q^{-5} + b_6q^{-6} + b_7q^{-7} + b_8q^{-8} + b_9q^{-9} + b_{10}q^{-10} \end{aligned}$$

であり，これを差分式で表すと次式となる．

$$y(k) + a_1y(k-1) + \cdots + a_8y(k-8) = b_3u(k-3) + \cdots + b_{10}u(k-10) \quad (3.29)$$

Table 3.4 ARX Model parameters at the case of Hoop Winding

	Tow [k]	Line velocity [m/s]	order of shift-parameter										
			q										
			0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10
Large ($\phi 500$ [mm])	6	1/6	1	-1.109	0.769	-0.943	0.448	-0.25	0.145	-0.046	-0.005	-	-
			-	0	0	0.006	-0.05	-0.489	-0.482	0.107	0.162	0.069	0.061
		1/12	1	-1.117	0.672	-0.686	0.211	-0.024	-0.037	0.034	-0.039	-	-
			-	0	0	0.005	-0.048	-0.504	-0.499	0.159	0.131	-0.026	0.091
		1/18	1	-1.124	0.759	-0.847	0.336	-0.162	0.07	-0.001	-0.023	-	-
			-	0	0	0.008	-0.043	-0.506	-0.456	0.095	0.128	0.061	0.093
	12	1/6	1	-1.282	0.632	-0.649	0.507	-0.284	0.193	-0.093	-0.018	-	-
			-	0	0	-0.005	-0.127	-0.957	-0.124	0.456	0.098	0.065	-0.084
		1/12	1	-1.362	0.562	-0.442	0.446	-0.227	0.12	-0.062	-0.028	-	-
			-	0	0	-0.008	-0.148	-0.903	-0.068	0.575	0.147	-0.11	-0.085
		1/18	1	-1.354	0.646	-0.553	0.415	-0.124	0.031	-0.002	-0.054	-	-
			-	0	0	-0.002	-0.154	-0.911	0.018	0.407	0.153	-0.026	-0.112
24	1/6	1	-1.307	0.422	-0.344	0.286	0.208	-0.225	0.098	-0.13	-	-	
		-	0	0	-0.009	-0.284	-1.585	0.41	0.744	0.387	-0.216	-0.503	
	1/12	1	-1.348	0.325	-0.117	0.207	0.184	-0.222	0.076	-0.096	-	-	
		-	0	0	-0.029	-0.265	-1.582	0.469	1.017	0.221	-0.346	-0.402	
	1/18	1	-1.433	0.644	-0.495	0.41	0.051	-0.162	0.112	-0.121	-	-	
		-	0	0	-0.016	-0.242	-1.441	0.373	0.708	0.379	-0.218	-0.381	
Small ($\phi 250$ [mm])	6	1/6	1	-0.993	1.009	-1.173	0.541	-0.445	0.158	-0.1	0.023	-	-
			-	0	0	0.01	-0.037	-0.45	-0.594	-0.126	-0.079	-0.014	0.061
		1/12	1	-1.081	0.884	-1.189	0.648	-0.488	0.269	-0.082	0.058	-	-
			-	0	0	0.006	-0.046	-0.495	-0.478	0.035	0.085	0.064	0.032
		1/18	1	-1.109	0.855	-1.165	0.641	-0.476	0.301	-0.097	0.068	-	-
			-	0	0	0.013	-0.053	-0.494	-0.415	0.067	0.121	0.084	0.038
	12	1/6	1	-0.962	0.53	-0.806	0.292	-0.233	0.195	-0.066	0.066	-	-
			-	0	0	0.002	-0.13	-0.906	-0.478	0.103	0.152	0.273	0.095
		1/12	1	-0.92	0.389	-0.675	0.267	-0.223	0.178	-0.087	0.084	-	-
			-	0	0	-0.001	-0.121	-0.938	-0.531	0.129	0.189	0.203	0.106
		1/18	1	-1.009	0.496	-0.697	0.279	-0.232	0.175	-0.083	0.081	-	-
			-	0	0	-0.005	-0.114	-0.964	-0.441	0.178	0.136	0.187	0.077
	24	1/6	1	-0.838	0.215	-0.404	-0.069	0.029	0.015	0.038	0.03	-	-
			-	0	0	-0.014	-0.284	-1.819	-0.285	0.063	0.354	0.162	0.189
		1/12	1	-0.961	0.353	-0.498	0.024	-0.004	0.018	0.04	0.039	-	-
			-	0	0	-0.011	-0.319	-1.753	-0.059	0.076	0.374	0.185	0.194
		1/18	1	-0.948	0.26	-0.4	-0.029	0.046	0.002	0.032	0.047	-	-
			-	0	0	-0.01	-0.273	-1.708	-0.154	0.216	0.375	0.164	0.153

* Upper column : $A(q)$, Lower column : $B(q)$

3.3.2 システム同定結果の解析

次に、モデル変動要因について考察する。対象プラントでのモデル変動の要因としては、上記のモデルが繊維の変形特性ともいべき張力を示すものであることから、張力発生にかかわるものを考慮する必要がある。まず材料特性の影響を考慮し、対象プラントに適用する Tow 材の繊維収束数、張力発生機構の一端であるマンドレルの動特性変化を考慮し、適用可能な 2 種のマンドレル径、さらに、繊維張力は繊維搬送速度の差を制御入力とすることから代表的な繊維搬送速度の 3 要因をモデル変動の要因と考える。ここで考慮した変動要因の各値は Table 3.1

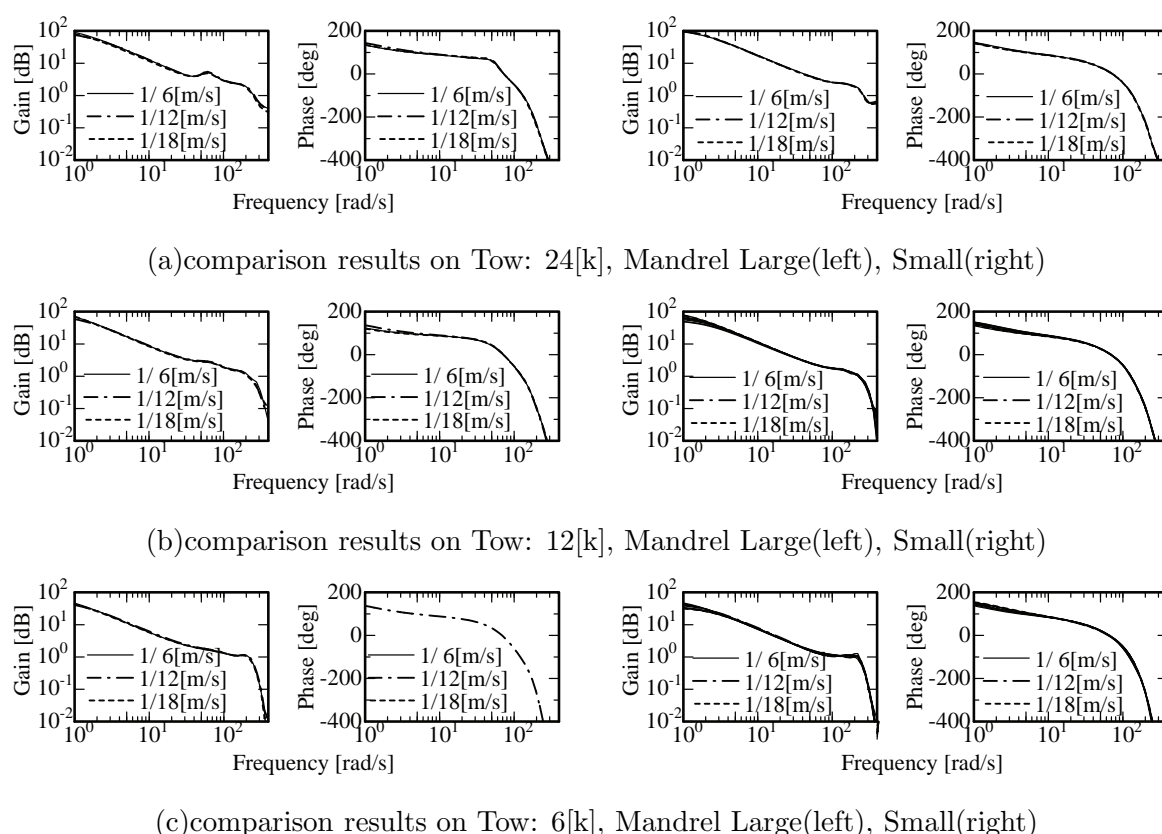


Fig. 3.8 Results of model fluctuation analysis for fiber transferring line velocities

に示したものと同一である．なお表中太字の値を，他の要因のモデル変動を把握する際に用いる固定値とした．

上記の3要因計8条件に関して，前述の同定実験を行い同一のむだ時間と次数にてARXモデルを構築し，比較を行った．その結果，繊維搬送速度の変化やマンドレル径の大小に関してはFig. 3.8に示すように特に際立ったモデル変動が見られない．一方，Tow材の繊維収束数の変化に関しては，Fig. 3.9に示すように先の2要因に比べて明らかなモデル変動が認められた．

さて，実際のFW工程を考えた場合のプロセス変動について考察してみる．通常の巻取り積層成形の場合，繊維の積層に伴って巻取り軸径やマンドレルと繊維の接触状況が変化することは想像に容易である．また，成形工程の不具合や不良を作業者が見つけた場合，成形対象が大規模でかつ不具合が軽微であれば修正・除去作業を行って成形を続行することも考えられる．そしてこの場合，作業のために一時的な繊維搬送速度の低下や成形工程の復帰が必要であり，これによる繊維搬送速度の変動の必要があるといえる．一方，成形製品を構成する上で部材の構造や強度分布に応じて炭素繊維だけでなく数種の繊維材料を各々適用した成形体を組み合わせる事例^[9]も存在するが，個々の部材の成形工程において，成形途中でTow材や繊維材料を交換することは考えにくい．

このような，プロセスモデルパラメータやその特性と実際の成形工程から考えて，この段階では本節で検討したモデル変動を考慮する必要はないと判断できる．ただし，巻取り軸径や積

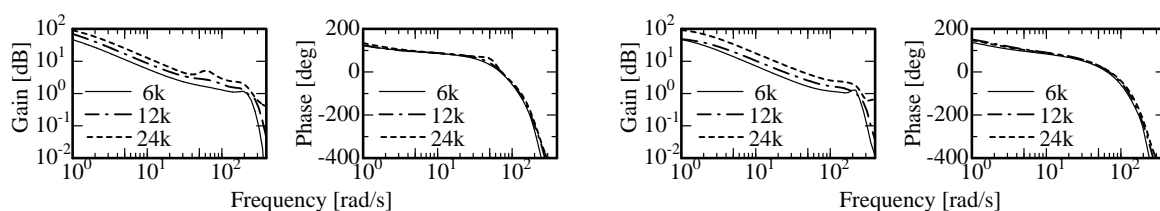
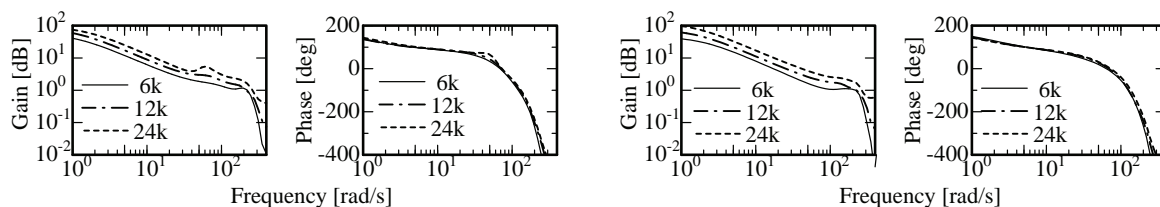
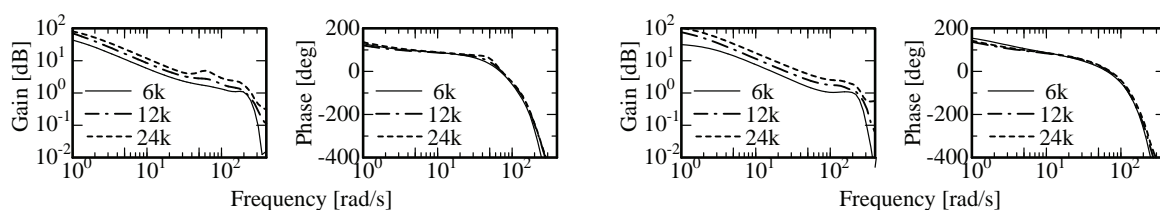
(a) comparison results on Line velocity: $1/6$ [m/s], Mandrel Large(left), Small(right)(b) comparison results on Line velocity: $1/12$ [m/s], Mandrel Large(left), Small(right)(c) comparison results on Line velocity: $1/18$ [m/s], Mandrel Large(left), Small(right)

Fig. 3.9 Results of model fluctuation analysis for number of bundles of Tow

層・繊維搬送速度の変化に対する挙動については、現実の成形製品として適用できるような積層厚さ数十 mm 単位での多積層成形実験を実施して、再度パラメータ変動の影響を調査・検証する必要があると考えられる。

3.4 制御ゲイン調整系の構築

本章2節における張力制御系の実装において、張力制御手法を提案しその有効性と問題点を確認してきた。その結果、当初注目していた定常応答における張力の微小変動抑制に加えて、目標値応答に関するも同時に考慮し改善する必要があることが確認できた。そこで本節では、これらの2つ(あるいはそれ以上)の制御目的に対する方策をPID制御理論の枠組みの中での制御構造を見直しと、人為的な調整が必要で煩雑になりがちな制御系ゲイン決定方法の改善により検討する。

3.4.1 2自由度PID制御系への拡張

前節まで用いてきたPID制御系は構造的に1自由度制御系であり、適用する制御ゲインは目標値応答・対外乱性能・定常応答といった制御仕様うちのいずれか一つだけを考慮するゲイン調整にならざるを得なかった。また、後に適用したI-PD制御系に関しては、目標値応答と定常応答にそれぞれ積分ゲインと比例・微分ゲインが対応する構造となっているが、そのために、目標値応答における即応性および定常応答における定常偏差特性について制御ゲインが設定できなかった。

先に述べたように、本システムにおいては、目標値や外乱に対する即応性とオーバーシュートの低減そして定常応答における目標値への追従性と定常偏差特性のいずれも重要な制御仕様である。そこで、制御系実装として Fig.3.10 および式(3.31)に示すフィードバック型2自由度PID制御系^{[67][71][72]}を適用することで、制御系設計自由度の向上を図り制御仕様を満たすことを考える。

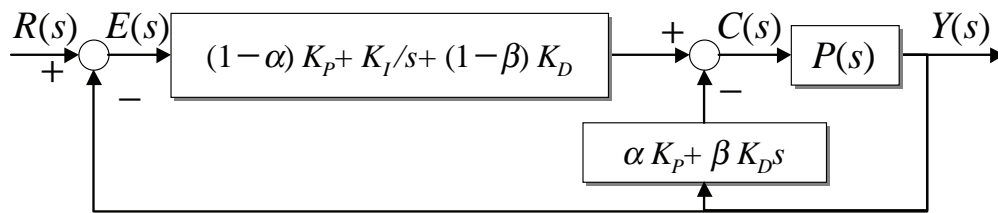


Fig. 3.10 Block diagram of 2-degree-of-freedom PID controller

$$U(s) = \left\{ (1 - \alpha)K_P + \frac{K_I}{s} + (1 - \beta)K_D s \right\} E(s) + (\alpha K_P + \beta K_D s) Y(s) \quad (3.30)$$

$$u(t) = (1 - \alpha)K_P e(t) + K_I \int_0^t e(\kappa) d\kappa + (1 - \beta)K_D \frac{de(t)}{dt} + (\alpha K_P + \beta K_D s)y(t) \quad (3.31)$$

なおここで、 $U(s)$ 、 $u(t)$ は制御入力、 $Y(s)$ 、 $y(t)$ は出力、 $E(s)$ 、 $e(t)$ は目標値 $R(t)$ と出力との偏差、 K_P 、 K_I 、 K_D はPID制御系における比例・積分・微分の各ゲインである。また α 、 β はともに、PID制御要素の先行性に関わる2自由度パラメータであり、それぞれ0~1の値を採る。

たとえば $\alpha = \beta = 0$ においては PID 制御系となり、 $\alpha = \beta = 1$ においては I-PD 制御系となるようにそれぞれの値と相互の比率によって制御構造が変化する系となっている。

よって、本制御系における調整としては、制御構造決定の2パラメータと制御性能決定の3パラメータの計5つのパラメータ調節が必要となる。そして、これらの最適配分により、先に示した PID 制御・I-PD 制御における目標値応答と定常応答を兼ね備えた制御系が実現できるものと考えられる。

さて、PID 制御理論の枠組みにおいては、そのゲイン選定に関しては限界感度法・1/4 減衰法・ジューグラーニコルスの調整則など多くの手法が提案されている。しかし、これらの多くは目標値に対する誤差面積の最小化やオーバーシュートの低減などの単一の制御仕様に対する調整を目的とし、次数がおおよそ3～5次程度のバッチプラントを対象としていることが多い。バッチプラントとは、ゲイン調整則の理論構築に用いるモデルプラントのことである。そのため先の調整則を適用するためにはバッチプラントとの特性の整合性が重要であり、前節で導出したような高次のプラントで近似されるシステムにおける適用に疑問が残る。また、本システムのように、工程毎に対象（マンドレルや繊維）が切り替わるプロセスやプラント特性が時間変化するプロセスにおけるロバスト性を考慮した制御ゲインの決定はむずかしい。さらに、制御構造の改良によって生じた制御要素の増加にともなって、対応できる制御仕様が増えた反面、考慮する複数の制御仕様に対しての優先度や改善度合いを定量的に評価できなくては、制御ゲイン決定の煩雑さが増すだけとなり制御系設計全体の改良にはなりえない。

3.4.2 遺伝的アルゴリズムの導入と制御結果

そこで本論文においては、同定モデルを用いた張力制御シミュレーション結果と作業員から定量的に与えられた制御仕様をもとに、遺伝的アルゴリズム（Genetic Algorithm：以下 GA）の援用によって張力制御系ゲインを調整するゲイン調整系を導入する。これにより作業員の意図である制御仕様に対して制御ゲインと制御構造を解析的に決定し、制御系の実装とその調整における煩雑さを解消することが、この調整系導入の目的である。ここで提案するゲイン調整系の流れを Fig.3.11 に示す。

まず、制御仕様として、目標値応答特性・整定時間・応答の振動抑制・入力指令電圧制約・目標値に対する行き過ぎ（オーバーシュート）量を取り上げ、ここに重み係数を設定する。そして、候補となった制御ゲインの特性評価のための制御シミュレーションに関する条件として、目標張力・繊維搬送速度を設定する。次に、後述する GA の手法にもとづき遺伝子数 200 の初期遺伝子を生成し、これを復号化して制御ゲインと 2 自由度パラメータを決定する。決定した制御ゲインを用いて 6[s] の制御シミュレーションを行い、先に設定した重み係数に対応する評価値を計算し、その結果を GA における適合度として取扱い、最適化を施すのが、本調整系の全体構成である。以下に各要素の詳細を述べる。

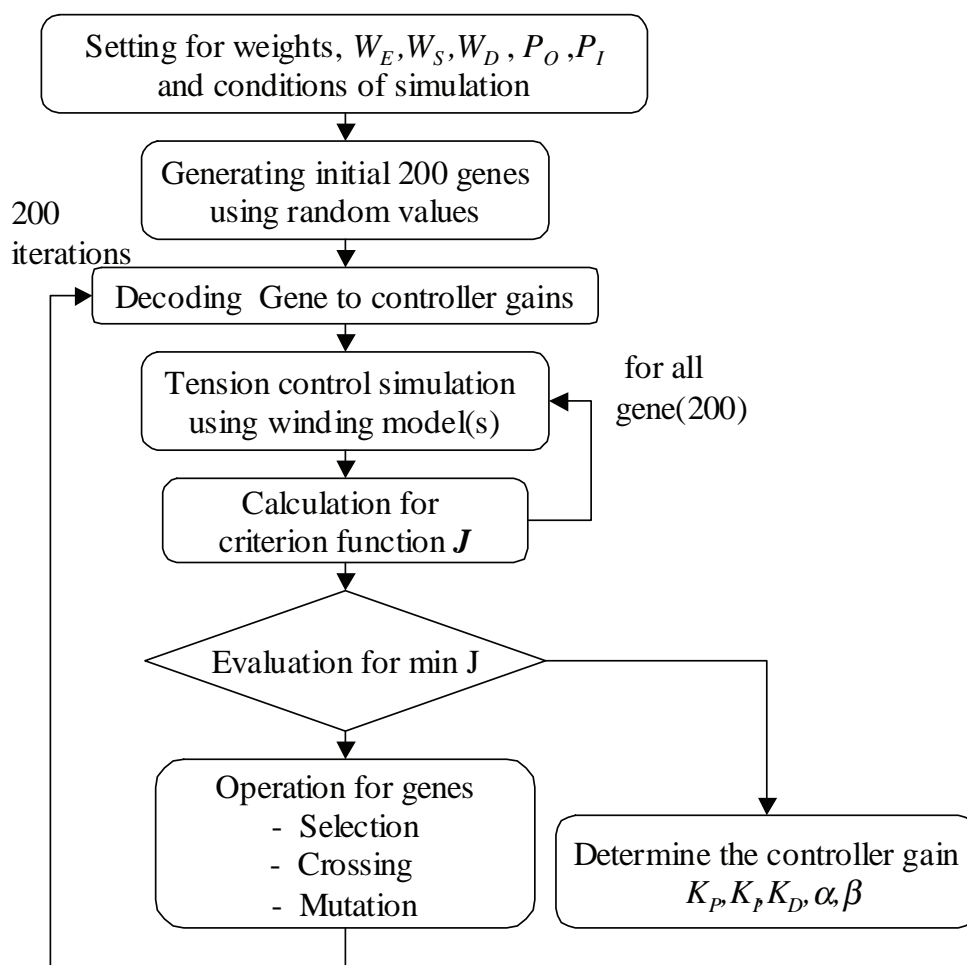


Fig. 3.11 Flowchart of controller gain tuning system using G.A.

GA と遺伝子の構成

本ゲイン調整に援用するGAとしては、15[bit]バイナリ型を基本としてパラメータの数だけ組み合わせる構成とした総数200個の遺伝子群を取り扱う。初期遺伝子はC言語の乱数生成関数rand()から得られた乱数を設定した閾値によって”1”もしくは”0”とすることでバイナリデータに変換して生成する。各制御ゲインに上記の基本遺伝子を対応させ、制御ゲイン群として最適化を施すため、実際のGAの対象となる遺伝子構成は遺伝子ビット数×パラメータ数となり、Fig.??に示すようにここでは75[bit]バイナリデータとなる。これを復号化する際に下位ビットから15[bit]ずつ抽出して $K_P, K_I, K_D, \alpha, \beta$ の順に制御ゲインに対応させて2進数から10進数への変換を行なう。15[bit]の基本遺伝子に対応する各制御ゲインの探索範囲は、前節におけるゲイン調整結果をふまえTable 3.5のように決定した。GAにおける最適化のための遺伝子操作としては、交叉確率50[%]、突然変異確率25[%]にて、エリート保存方式による200ステップの最適値探索を行う^{[73][74]}。交叉には一点交叉法を適用し、全遺伝子の半数の中からランダムに選んだ2つの遺伝子間で、制御ゲインとの対応などを一切考慮しないビット位置を乱数により決定し交叉を行なうものとする。またエリート保存においては、GAの最適化にもとづき適合度

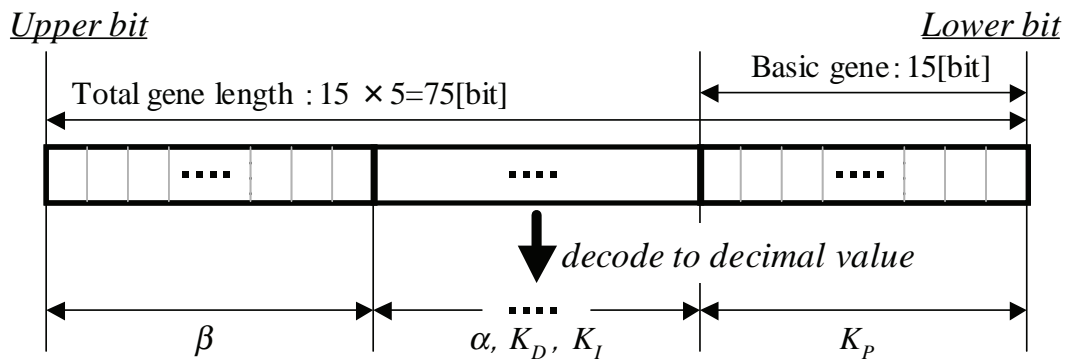


Fig. 3.12 Structure of Gene used for controller gain tuning

Table 3.5 Search area of control gain

	Search area	Search unit
Kp	0 ~ 1638.35	0.05
Ki	0 ~ 32767	1
Kd	0 ~ 16.3835	0.0005
α	0 ~ 1	$3.05185 \dots \times 10^{-5}$
β	0 ~ 1	$3.05185 \dots \times 10^{-5}$

の順に整列した後に、下位1割を淘汰する処理を行なう。

一般には、GAの最適化操作においては、算出した適合度の高いものが準最適解として選出されるが、本調整系においては、以下に示すようなペナルティ項を含む評価関数値を適合度に置き換えて最適化操作を行なう。そのため、最終的には適合度のもっとも低くなるゲインが準最適ゲインとして選出される。なお、プログラム実装においては、適合度の桁あふれを防止するために適合度処理用変数の変数型 (double 型) の最大数を用いて適合度の最大値を制限することとする。

また、本GAにおいてはその終了条件を繰り返し回数200回としている。これは、解析の発散に伴い準最適解の導出ができなかった場合のための予防措置である。ただし終了条件については、最適化の収束特性を数度の試行最適化結果にもとづき繰り返し計算に十分な回数を確認し設定している。

重み係数と制御シミュレーション

上記のGAの最適化操作における適合度の算出のために、本調整系においては次式に示す評価関数を導入し、これを最小化することを目的とする。

$$\begin{aligned} \min J = & W_E \cdot \int_{T_s}^{T_f} e^2 dt + W_S \cdot T_s + W_D \cdot \int_0^{T_f} \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 dt \\ & + \int_0^{T_f} \{P_O(y(t)) + P_I(u_N(t))\} dt \end{aligned} \quad (3.32)$$

$$P_O = \begin{cases} 0 & ; \quad y(t) \leq \text{Reference} \\ W_O & ; \quad \text{Other} \end{cases} \quad P_I = \begin{cases} 0 & ; \quad -10 \leq u_N(t) \leq 10 \\ W_I & ; \quad \text{Other} \end{cases}$$

式(3.32)において, u_N, y, e, T_f, T_s は前節で同定した巻取り張力プロセスモデルを用いたシミュレーションより得られる結果である. ここで, u_N はニップロールへの張力制御のための繊維搬送速度差の指令電圧であり, 実験装置の構成より $\pm 10[\text{V}]$ の制約が課せられる. また y は出力張力, e は目標張力と出力張力の偏差, T_f はシミュレーション終了時刻, T_s は張力整定時刻である.

また, 評価関数には評価値として, 以下の項目を導入している.

第1項 W_E : 偏差の評価 全偏差の二乗積分値による目標値応答および定常応答の評価項

第2項 W_S : 整定時間の評価 目標値の $\pm 2\%$ 以内への整定時間の評価項

第3項 W_D : 出力値の滑らかさの評価 全出力微分値の二乗積分値による過渡特性の評価項

第4項 P_O : オーバーシュートへの制約 出力張力が目標張力を越えた場合のペナルティ項

第5項 P_I : 入力電圧制約 実機での入力電圧の上下限值 ($\pm 10[\text{V}]$) に対するペナルティ項

なお, W_E, W_S, W_D, W_O, W_I は各評価値に対する重み係数であり, また P_O, P_I は重み係数決定のための条件式である.

このような制御仕様の定量化により, 所望の制御仕様をそれぞれの評価値(重み係数値)と評価値間の相互比率として反映させたパラメータ設定とシミュレーション条件設定を行なうことのみが, 制御ゲイン決定に関する人為的なゲイン調整操作となる. そのためゲイン調整における煩雑さは十分軽減できるものと考えられる.

なお, 評価値算出のためのシミュレーションとしては, 任意の目標張力に対する $6[\text{s}]$ の制御シミュレーションを設定する. また実プラントにおいて, 搬送中の機構や装置構成に起因する張力の脈動が定常応答において見られる. しかしながら, 張力制御シミュレーションおよび張力発生プラントモデルにおいてこれらを考慮し再現することが難しい. そこで, 開始 $3[\text{s}]$ 後に繊維搬送速度をステップ状に変化させることにより張力制御に対する外乱を加え, 定常応答における外乱応答や目標値からのずれに対する復帰性能を評価することとした.

制御系とゲイン調整系の検証

次に, ゲイン調整系および制御系の比較検証として, ここではPID制御系と導入した2自由度PID制御系を用いて制御シミュレーションでの比較を行なう. この制御シミュレーション結果を Fig.3.13 に, Table 3.6 に定量的比較として目標値応答および外乱応答に対するオーバーシュートの対目標値比とその整定時間を示す.

両者とも, 指令値に対する追従性と整定時間を重視した制御仕様を設定し, 本ゲイン調整系の適用においては各重み係数を $W_E = 2, W_S = 2, W_D = 0.005, W_O = 0.5, W_I = 1$ とした. PID

制御系については限界感度法と試行錯誤的調整を行なう従来の方法を適用し、2自由度PID制御系については本論文で提案するゲイン調整系を適用する。前者については、試行錯誤的な調整にかかる時間を5分程度とした。また本ゲイン調整系の適用においてはGAによるゲイン調整手順を5回適用し、そのなかでも最も適合度の低いゲインを採用した。

制御系の比較としては、適用した2自由度PID制御系のほうがPID制御系に比べて、目標値応答におけるオーバーシュートを十分低減し、かつ定常応答においてもPID制御に比べ早い対外乱応答性をもって目標値に復帰していることが図および定量的評価より確認できる。

一方、ゲイン調整に要する時間も、AMD Duron 950[MHz]搭載のパーソナルコンピュータで9[s]、制御用に用いるIntel MMX Pentium 233[MHz]搭載のパーソナルコンピュータでも80[s]程度であった。またGAの繰り返し回数についても50回前後で適合度が収束することを確認している。ただし繰り返し試行する中で、初期遺伝子として生成された制御ゲインを用いた場合にシミュレーション出力が発散する結果が見られた、この際、先に示した評価値の発散を防止する適合度最大値制約に関する措置をほどこさければ、GAによる最適化が収束せず制御ゲインも選出されないことになる。このことから、本対象においては最適化の初期値やゲイン探索に対するランダム性が必要であると考えられる。

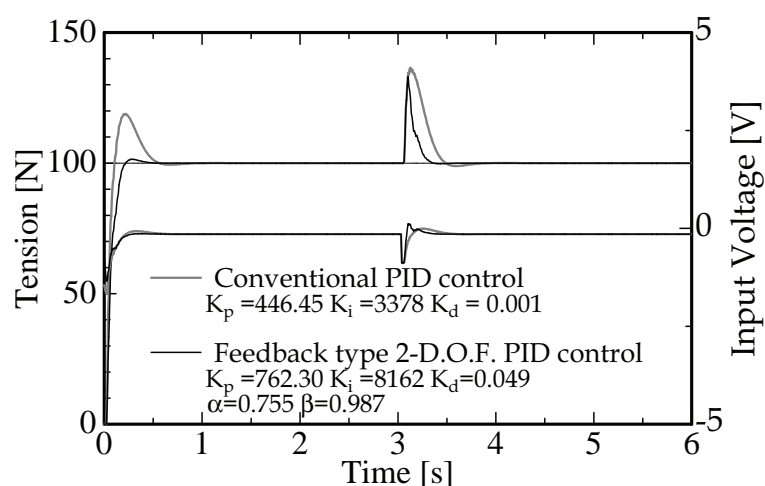


Fig. 3.13 Comparison of tension control simulation using control gain tuning method on conventional PID and proposed 2-D.O.F. PID controller

Table 3.6 Simulation results of tension control

Ref. Tension [N]	100			
Line Velocity [m/s]	1/6			
	PID		2-D.O.F. PID	
	Ref.	Dist.	Ref.	Dist.
Settling Time [s]	0.480	0.360	0.192	0.216
Rate of Overshoot	1.188	1.365	1.015	1.331

3.5 結言

炭素繊維の巻取り張力制御に対して、マンドレルとニップロールの繊維搬送速度差を利用して、張力を能動的に制御するシステムをPID制御系を主体として構築・実装した。また、材料特性から理論的に構築することが困難とされていた繊維張力発生プロセスを、システム同定手法とARXモデルによりモデル化する手順を示した。

一方、本プロセスにおける張力制御においては、既存のPID制御系および制御ゲインの決定手法では、オフラインで適切な制御ゲインを導出して実験装置に適用することは、張力制御系の構造や制御仕様から煩雑で困難であった。そこで、フィードバック型2自由度PID制御系へと張力制御系を拡張し、また制御仕様を重み係数値として定量化して制御ゲイン調整の指針とする制御系ゲイン選定法を提案した。

本手法では同定した繊維特性モデルのシミュレーション結果を定量化された制御ゲイン調整指針にもとづいて評価し、この評価値を用いて遺伝的アルゴリズムによる最適化手法の適用する。これにより人為的処理を軽減した制御ゲインの選出の可能であり、これに要する時間も従来の試行錯誤的な手法に比べて短縮でき簡便な方法であることがシミュレーションを通して確認できた。

第4章 ヘリカル巻き制御系の構築

4.1 緒言

前章では、基本的な巻取りパターンであるフープ巻きを対象として張力制御系を構築し、その基本性能の確認および巻取り張力プロセスの基礎解析を行ってきた。

一方、繊維強度の成形体強度への適用には繊維配向の制御が重要であることから、実際のFW成形においては成形体強度設計結果にもとづいてさまざまな繊維配向を実現するヘリカル巻きの成形工程への適用が必須である。

本章では、ヘリカル巻きを対象として前章までに構築した張力制御系を拡張し適用していく。そのために、まず目的のヘリカル巻き角度を得るための巻付け位置制御機構を本研究のFW実験システムに実装する必要がある。本システムにおいては、これまで繊維搬送速度制御系および張力制御系をアクチュエータの速度制御により実装してある。そのため、幾何学的解析にもとづいて巻取り動作の基礎解析を行い、アクチュエータの速度制御の同期化により巻付け位置制御系を実装する。その後、ヘリカル巻きにおいて代表的な巻取り角度を規定し、これらに関して張力発生プロセスのモデリングを行い、そのプロセス特性を解析するとともに張力制御系実装に適用していく。

4.2 ヘリカル巻きの概要

第1章で述べたように、繊維材料および繊維強化プラスチック等の繊維材料を用いた複合材料においては、その強度特性は繊維材料の配向に依存して決定される。そのため成形体に要求される強度特性に応じた繊維配向制御を行なうヘリカル巻きは、多様な成形体を成形するうえで重要なFW成形機構の要素のひとつである。

前章まで用いたマンドレルは直径250~500[mm]、巻取り幅(円筒の長さに相当)が30~100[mm]と比較的大口径短軸の円筒成形用であった。そのためヘリカル巻きを行なうには不向きであるため、本章においては直径63.5[mm]、巻取り幅1000[mm]のヘリカル巻き用マンドレルを導入する。また使用する炭素繊維束 Tow は6[k] (6000本の炭素繊維を収束したもの)とする。実際の巻取りにおいて、マンドレル上に巻取られた繊維は、およそ適用する6[k]のTowの場合、3.6[mm]幅の带状となるため、巻取りピッチは3.6[mm]とする。

一般には、酸素ポンプなどのほぼ完全に密閉された形状に対するヘリカルFWが実用化されており、特に Tow 材を対象とする場合には成形軸への巻取り時には繊維束は带状になる。そのため巻取り角度制御とともに繊維束の帯面の向きの制御も行い、巻取り対象の軸表面に対して繊維束の帯を平行に保つ制御が必要となってしまう。巻取り角度制御の機構的自由度は最低でも3自由度必要となってしまう。そこで、本章においては、回転軸の両端が開口した円筒を対

象としたヘリカルFWを対象として、繊維束の帯面向きを無視した機構的2自由度による巻取り角度制御系を実装し、前章で示した巻取り張力制御系構築として、プロセスモデルの構築と制御系の実装を行ないながら、巻取り工程の改善策を提案する。

なお、本章では

4.3 ヘリカル巻きの静特性解析

本節では、ヘリカル巻きの巻取り角度制御手法を、前章までに構築した他の搬送速度制御・張力制御系と同時にための巻取り手法の幾何学解析を行い、これを通して現行のヘリカル巻きアルゴリズムの改善点を考察する。

本システムにおいては、すでに繊維搬送速度制御および張力制御系をアクチュエータの速度制御で実装している。そのため、ここで対象とするヘリカル巻きにおける巻取り角度制御を速度制御により実装することを考える。そこでマンドレルの回転速度とトラバースの移動速度の速度比を制御することで巻取り角度を形成する構造とした。

4.3.1 巻取りの幾何学解析

前節にあるように、回転速度比により巻取り角度および巻取りピッチを実現するために、ヘリカル巻きに関して幾何学解析を行う。まず、ヘリカル巻取り角度 θ について考える。ここでニップロールからマンドレルへの繊維搬送速度 V も指令値として与えられていることから、マンドレルとトラバースの各軸の回転・移動速度と巻取り角度 θ および繊維搬送速度 V の関係は、Fig.4.1 および式(4.1)となる。ここで、 V_T はトラバース速度、 V_M はマンドレルの回転速度を円周上の速度(周速度)に換算したものである。よって式(4.1)に示す速度比の各軸に適用することで巻取り角度 θ が実現できることがわかる。

$$|V_T| = |V| \cos \theta, |V_M| = |V| \sin \theta \quad (4.1)$$

次に、巻取りピッチ p の制御について考える。

一般には、凹凸を含む円筒や球の表面を対象とするため、3次元曲面を対象としてその平面状で始点と終点を結ぶ最短距離曲線(一般に測地線という)を計算する必要がある。しかし、現行の技術としてこれら測地線の計算や3次元曲面への巻取りの実装が達成されている。またこのような巻取りの実装においては、マンドレルおよびトラバースを含むFW機構全体の厳密な相対位置の管理と制御が必要である。一方、本実験装置においては、成形軸の変更や各種センサや機構の後付の容易さを重視したため、成形対象軸の表面と繊維の最終送出端の位置精度の管理が厳密ではなく、またその機構的自由度も巻取り位置制御に関しては2自由度に制限されている。そのため、ここでは議論の対象を単純円筒の2次元平面への巻取りに限定し、Fig.4.2に示すような二次元平面にマンドレル形状を展開して繊維の巻取り軌跡を考えていく。

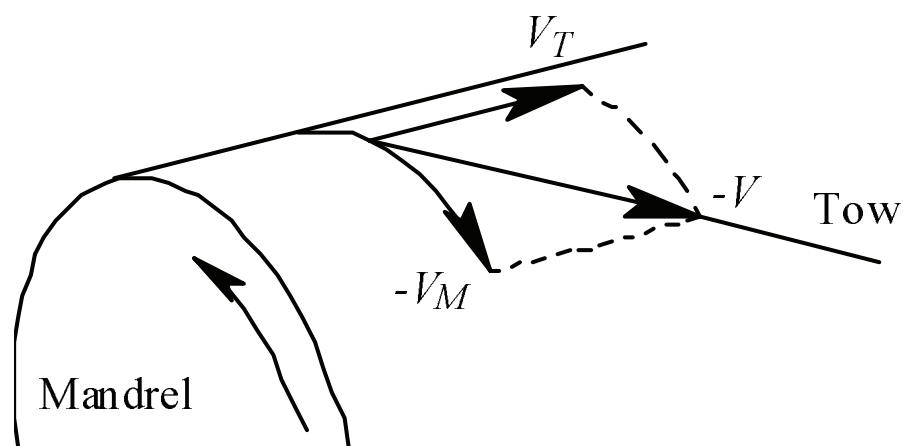


Fig. 4.1 Relationship between velocities around winding angle

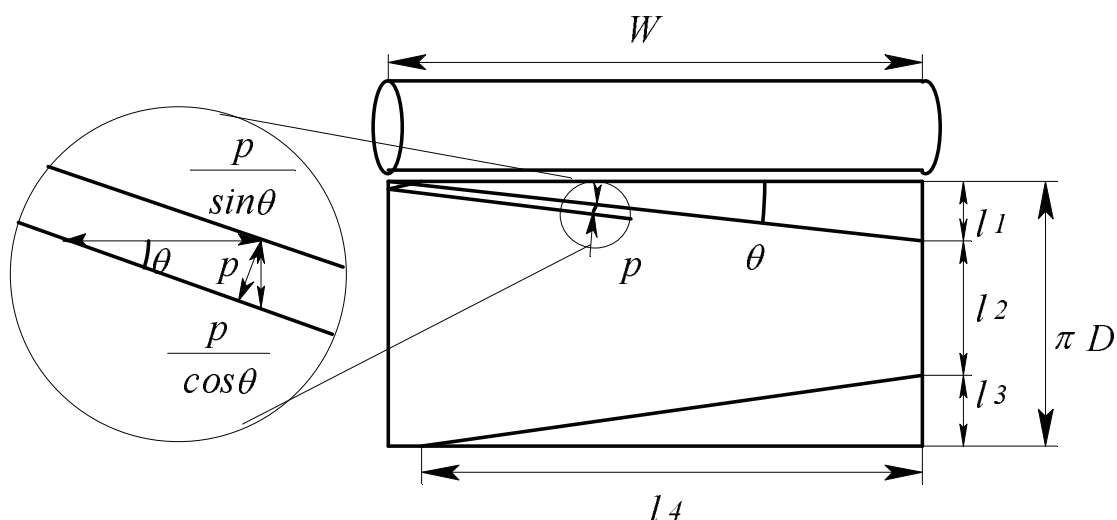


Fig. 4.2 Schematic diagram of helical winding

ヘリカル巻きにおいても，巻取り1層に相当する1[ply]に関する定義は変わらない．すなわち，層ごとに設定された巻取り角度 θ で直径 D のmandrel長さ中のうち成形体の長さとなる巻取り幅 W の表面をすべて巻取りピッチ p で埋め尽くす必要がある．

ここで展開図を横断する実線はトラバースが巻取り幅 W の間を一往復した後に p を実現して次の往復トラバースに入るための繊維軌跡を示している．この p を確保するためには，トラバース往路・復路の端部のmandrel円周上において反転したトラバース動作を開始する点を算出しておく必要がある．この反転動作開始点の算出のために，mandrel円周上位置 l_1 ， l_2 ， l_3 と巻取り幅方向長さ l_4 をそれぞれ規定し，各々次式で表す．ここで， l_1 は，巻始め往路完了時の巻取り幅端部の位置である．また l_3 は，巻取り幅 W と l_4 および巻取りピッチ p より逆算した，ピッチを確保するための巻取り復路開始位置である．よって，最終的に導出される l_2 は

巻取りピッチを実現するための端部での位置補正量を示すこととなる．ここで，この位置補正量の調整用として以下の余巻き動作を提案する．

$$l_1 = W \tan \theta \quad (4.2)$$

$$l_4 = W - \frac{p}{\sin \theta} \quad (4.3)$$

$$l_3 = \left(W - \frac{p}{\sin \theta} \right) \tan \theta \quad (4.4)$$

$$\begin{aligned} l_2 &= \pi D - l_1 - l_2 \\ &= \pi D - \left(2W - \frac{p}{\sin \theta} \right) \tan \theta \\ &= \pi D - W \tan \theta - \left(W - \frac{p}{\sin \theta} \right) \tan \theta \end{aligned} \quad (4.5)$$

余巻き動作の提案

巻取り角度および巻取りピッチを厳密に維持するためには成形体表面における先に示した繊維軌跡を計算し制御する必要とともに，特に軸の両端が開口した円筒形状においては巻取り幅両端での繊維位置の固定が重要となる．なぜなら，トラバース動作の大半は回転軸に平行な繊維配置動作であるため，球やベッセル形状のように巻取り表面の面法線ベクトルと回転軸ベクトルの内積が非零でないかぎり，トラバース動作に対する繊維と成形体表面の摩擦係数は限りなく低下してしまう．そのため成形体表面へ繊維を配置する巻取り動作だけでは，配置された繊維の軌跡やピッチの保持が困難となってしまうからである．現在はこのような単純円筒における繊維位置の固定にはピンリング（第2章 Fig.2.4）が用いられているが，これによる繊維の損傷や成形工程の前後における取り付け・取り外し工程の煩雑さは少なくないため，生産性の観点からも問題であると考えられる．

このピンリングは，金属製のピンを放射状に配した治具で，マンドレルの巻取り幅両端に相当する箇所に装着するものである．そして巻取り動作のうち両端でのトラバースの反転動作においてピン間に繊維を通すように制御することで，巻取り幅両端でトラバース方向での繊維位置を固定するものである．特に巻取り角度が小さい場合には，この治具によるマンドレル端部での繊維の保持が重要となってくる．

しかし，巻取り幅両端での繊維固定位置は，巻取り幅と巻取り角度およびマンドレル径で幾何学的に規定される．そのため，同一のピン間隔では複数の巻取り角度を積層する場合に，すべての角度に関して繊維を計算上の位置で固定することは難しい．また繊維束である Tow 材がピンが突き刺さることで繊維束への損傷を招いたり，あるいは張力制御挙動へ外乱となって影響が与える可能性がある．さらには巻取り成形後に焼成工程を経て成形体を得たのちに，成形体からピンリングを剥離する処理が必要となり煩雑である．

これまでに，マンドレルの径に応じた伸縮や形状に応じた変形が可能なユニバーサルピンリングなどが提案されているが，繊維を絡めて拘束する性質上，ピンリングの除去に伴う繊維の切断は避けられず，結果として繊維の連続性を維持して繊維強度を活かすことができないといえる．

そこで、本論文ではトラバース反転動作時に繊維をマンドレルに少なくとも一回転分巻取ってからトラバースを反転させる巻取り動作を提案する。以降、これを余巻き動作と称する。この余巻き動作により、巻取り幅端部での繊維保持を行うことができ、これが次節で述べる張力制御を適正に実現する基礎となる。

余巻き動作の考慮

前述の余巻き動作の実装について考える。前節で示したように、巻取りピッチ p の実現のためには、巻取り幅両端でトラバース開始点を決定するための巻取りをおこなう必要がある。この巻取り量の計算に余巻きに相当する巻取り量を考慮したものを余巻き動作として定義することで、余巻きの実装が可能となる。つまり、余巻き動作をマンドレル円周を一回りする1回転分とすると、式(4.5)において $\pi D \rightarrow 2\pi D$ となる。

一方、巻取りピッチ補正に関わる位置補正量 l_2 はトラバース一往復あたりに必要となる補正量である。そのため往・復どちらか一方で補正した場合、他方での補正の必要がなくなると同時に、往・復のトラバース動作で余巻き動作アルゴリズムがことなることになる。そこで往・復での位置補正・余巻きアルゴリズムを統一するために、 $l_2/2$ として巻取り幅両端に補正量を分配し、最終的な巻取りピッチ補正および余巻き動作を次式で実装した。

$$l_2 + l_3 + l_1 + \frac{l_2}{2} = \pi D + \frac{l_2}{2} \quad (4.6)$$

4.3.2 アルゴリズム展開

Fig.4.3は任意の巻取り幅 W に対し異なる巻取り角度 θ_a, θ_b で巻取りを行った場合のマンドレル表面上の繊維軌跡をマンドレル展開図上に示したものである。ここでマンドレル1回転に相当するトラバース移動距離を W_{1*} とすると、一回転あたりの巻取り幅 W_{1*} の整数倍が W になるように θ_* を決定しない限り、マンドレルが1回転に満たないトラバース区間 W_{2*} が生じる。この W_{2*} によって、式(5)により計算される位置補正量 l_{2*} の正負が、Fig.4.3(a)および(b)の場合でそれぞれ異なる。特に、Fig.4.3(b)のように、 $W_{1*}/2 \leq W_{2*}$ が成立し、折り返した繊維が W_{2*} の領域で交差する場合、式(5)により計算される位置補正量 l_2 は負の値をとり、余巻き量が一回転に満たないものとなる。その結果、余巻きが反転動作時の Tow 位置の保持として機能しなくなることから、巻取り成形指令の段階で繊維軌跡が Fig.4.3(a)および(b)のどちらであるかを判定し(b)の場合には以下の補正を行う。

$$l_2 = 2\pi D - \left(2W - \frac{p}{\sin \theta} \tan \theta\right) \quad (4.7)$$

Fig.4.4に、これらの結果を用いたピンリングなしでのヘリカル巻き試行結果を示す。ピンリングを用いず、かつ余巻きも施さない場合は、巻取り幅の両端において繊維が固定される要因がないため、巻取り角度は実現されない。一方、余巻き動作を含む上記アルゴリズムを用いた場合、図に示すように、巻取り角度および巻取りピッチがピンリングなしでも実現できていることが確認できる。

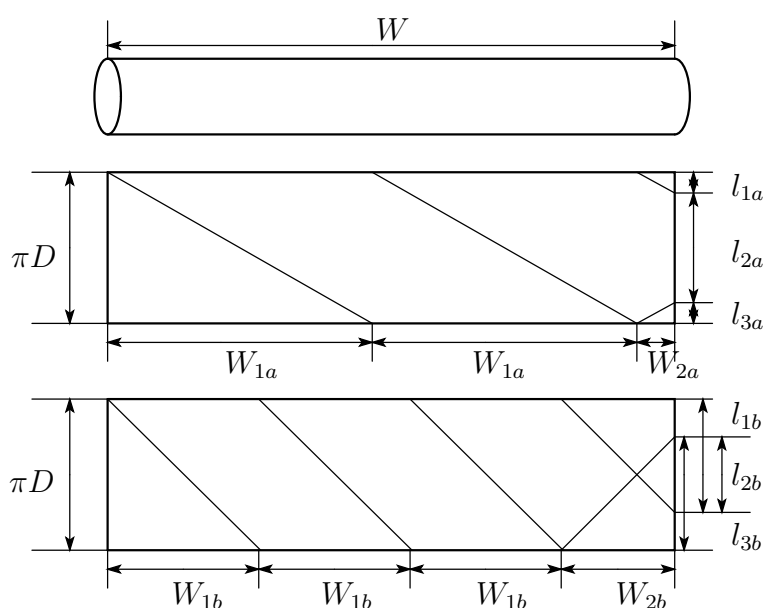


Fig. 4.3 Winding locus of Tow on the Mandrel surface

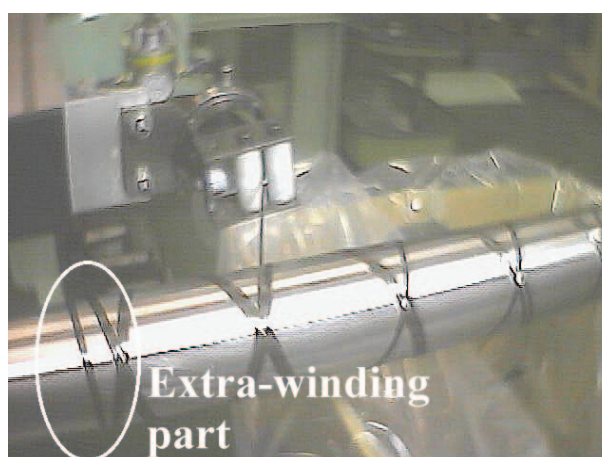


Fig. 4.4 Experimental results of proposed helical FW without pin-ring

ただし，マンドレル回転軸方向位置に関しては，同一位置で余巻きを行うと，Fig.4.6(a)に示すように極端に積層が集中する部位が生じ，適切な余巻き動作とならない．そのため，巻取り幅両端に余巻き動作のための領域を確保し，巻取り角度や積層数に応じて，この領域内でのマンドレル回転軸方向の余巻き位置を Fig.4.6 (b) のように補正することとする．これを定式化したものが式(4.8)である．ここで， N_{Trv} は1[ply]を実現するのに必要なトラバース回数である．ここで，トラバース回数は，マンドレル表面を展開図 (Fig.4.5(a)) に対してヘリカル巻き軌跡となるらせん曲線での展開図 (Fig.4.5(b)) において，らせん曲線により切り取られる帯の幅 W_h を考え，巻取りピッチ p で割る次式から求められる．

$$N_{Trv} = \frac{W_h}{p} = \frac{\pi D \cos \theta}{p}$$

ここで，巻取り幅 W に対して余巻き領域 W_x の占める割合を x として，巻取り幅片端の余巻き

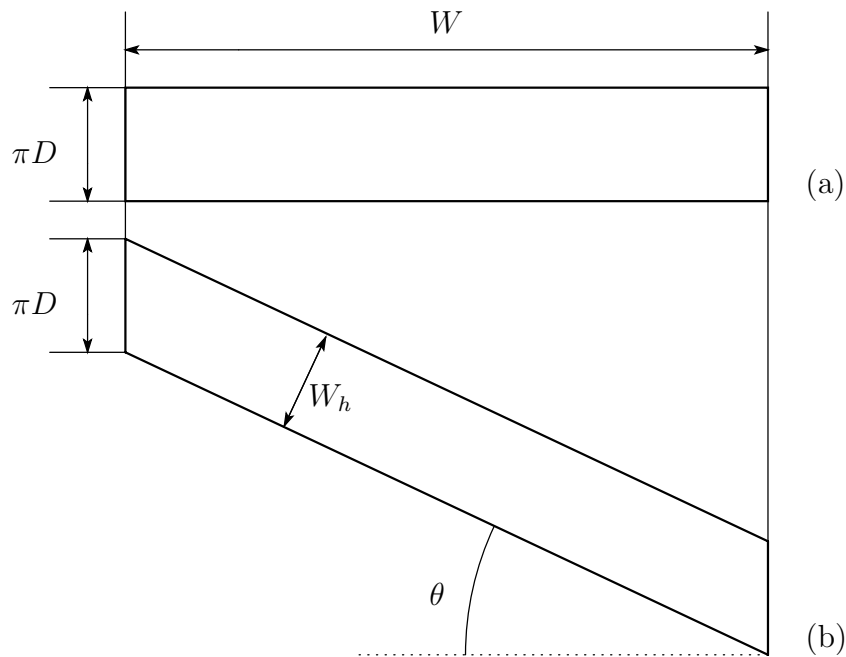


Fig. 4.5 Expansion figure of Mandrel for helical winding

領域における余巻きの積層数 m_x と1層あたりの余巻き回数 n_x を次式で定義する．そして，巻取り幅と成形製品の用途に応じて割合 x を調節することとする．ただしトラバース回数 N_{Trv} に関しては，余巻き領域内での余巻き位置の開始・終了位置を同じにするために $1/2$ としている．また，余巻き動作においては，繊維搬送速度の指令値をそのままマンドレル回転周速度とすることで，巻取り成形にかかる時間の短縮を図るものとした．

$$W \times W_x = \frac{N_{Trv}}{2m_x} \times p = n_x \times p \tag{4.8}$$

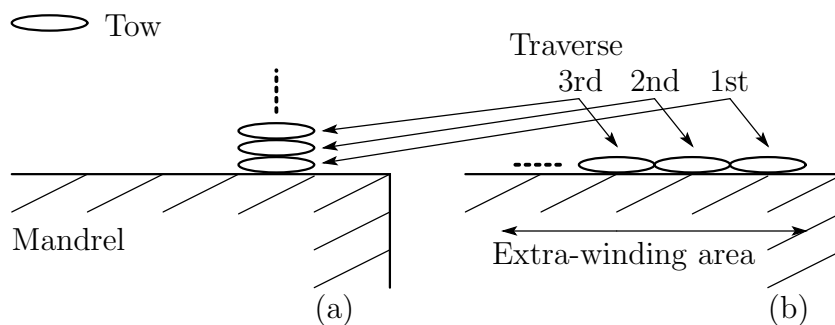


Fig. 4.6 Schematic diagram of cross-section area of the Mandrel

4.4 ヘリカル巻きの動特性解析

前節までに、巻取り角度制御アルゴリズムの構築として、ヘリカル巻きの幾何学解析にもとづいた巻取り角度の形成方法を明らかにした。すなわち、2次元曲面に対するヘリカル巻取り角度制御は、巻取り角度 θ を用いることで繊維搬送速度成分を繊維搬送方向とトラバース（巻取り回転軸）方向の各成分の分解として表現し、FWシステムの各駆動軸の速度制御指令の生成により実装する手法を示した。この手法から、巻取り角度ごとに幾何学的な速度成分の関係が変化し、これによって前章で提案したマンドレル軸とニップロール軸との間の繊維搬送速度差を指令値とした張力制御系において、巻取り角度に関するプロセス変動が生じることが考えられる。また一般的なFW成形では、種々の巻取り角度を必要に応じて組み合わせてそれらを連続的に積層するため、これによるプロセスの変動を把握する必要がある。

そこで本節では、巻取り角度制御と併用する張力制御系の実装を行い、前章同様に巻取り張力のプロセスモデルを構築して、制御シミュレーションおよび制御ゲイン設定に適用する。さらに、これらのプロセスの比較を行い、巻取り角度制御による張力プロセスの変動を解析する。

ちなみに、前節においてフープ巻きを対象として調整した制御ゲインを用いて、ここで対象とするヘリカル巻き角度を実装したときの張力制御結果を張力定常時の微小変動の標準偏差および目標張力に対する平均張力のオフセット量として評価したものを Fig.4.7 に示す。

張力制御手法としては、前章にて示したとおり繊維搬送速度を基準としてニップロールからの繊維送出量を加減速することでマンドレルとの巻取り量の差として張力を制御する手法を用いている。そのため、各巻取り角度において繊維搬送速度の変化に応じて傾向が異なっているが、同一繊維搬送速度に対する張力変動の傾向が巻取り角度ごとに異なることから各々を別々のプロセスとしてモデリングする必要があると考えられる。そこで、張力発生プロセスのモデリングの方針としては、プロセスモデル変動要因となるパラメータとして巻取り角度を取り上げモデリングおよび解析を試みるものとした。

4.4.1 ヘリカル巻き張力プロセスの同定

ここでは、フープ巻きにおいて確立した手順にもとづき、ヘリカル巻きにおけるプロセスモデルの構築を行なう。同定にあたっては、フープ巻きと同様に擬似白色信号である M 系列信号を用いた同定入力を作成し、同定実験を経て ARX モデルを同定する。ヘリカル巻きのプロセスは、前節で提案した余巻きの領域と実際に巻取り角度を実現している領域とが交互に繰り返されるプロセスであり、ここで同定対象とするのは後者の巻取り角度を実現している領域である。

ここで、ヘリカル巻きの幾何学的解析により明らかになった静特性から、同定入力の設計においては以下の点において各々対策が必要となる。

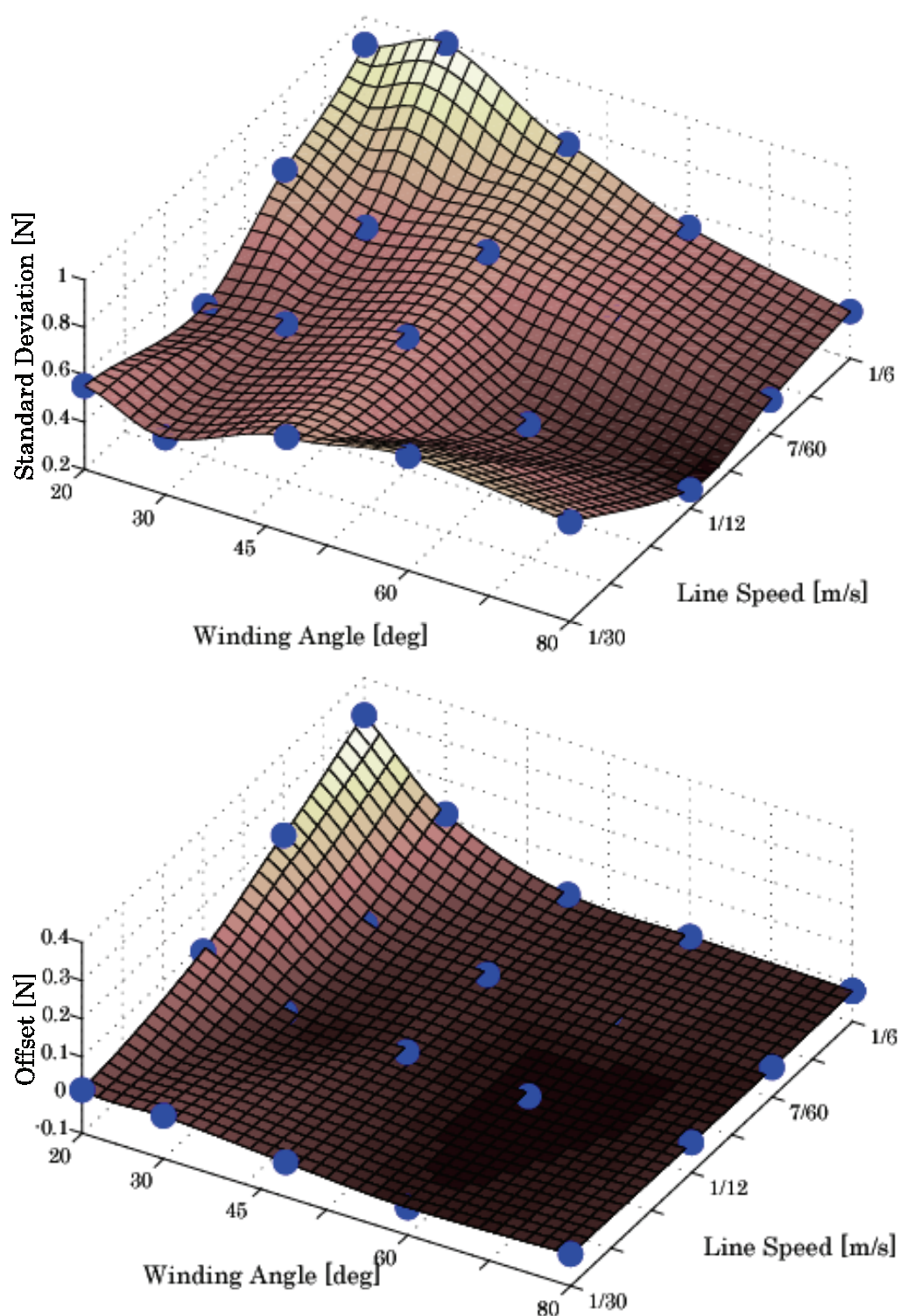


Fig. 4.7 Fundamental analysis for process fluctuation for Helical winding

シフトレジスタ数に対する時間的制約

ヘリカル巻きにおいては、マンドレルの長さに対して実際巻取りに適用する物理的長さ（巻取り幅）を一定としてもその時間的長さは巻取り角度に比例して増減し、巻取り角度 $90[\text{deg}]$ で

最大になり巻取り角度が小さくなるにつれて減少する．そのため，種々の巻取り角度に関して同精度のプロセスモデルを構築するためには，対象とする巻取り角度すべてにおいて実施可能な時間的長さをもつ同定入力を定める必要がある．

ここでは，ヘリカル巻きに用いるマンドレルは直径 D が $63.5[\text{mm}]$ ，長さが $900[\text{mm}]$ であり，対象となる巻取り角度の範囲は $20\sim 80[\text{deg}]$ とした．このマンドレル長さのうち，駆動のためのチャック部の長さや FW 機構の干渉を回避するための安全領域を除くと，実際の巻取り幅 W として適用できる部位は最大でも $650[\text{mm}]$ となる．ここで仮に繊維搬送速度 V_{cf} を $1/12[\text{m/s}]$ ($5[\text{m/min}]$) とすると，トラバース時間のもっとも短くなる巻取り角度 $20[\text{deg}]$ における片道分のトラバース時間 t_{Trv20} は次式より，

$$t_{Trv20} = \frac{\frac{\pi D}{\sin \theta} W}{V_{cf} \frac{\pi D}{\tan \theta}} = \frac{63.5\pi}{\sin 20} \frac{12}{1000} \frac{650 \times \tan 20}{63.5\pi} \simeq 8.3[\text{s}]$$

となる．これにより同定入力を加えるのに要する時間をおよそ $8[\text{s}]$ 以内に収めなくてはならない制約が加わることがわかる．通常，サンプリングタイム T ，シフトレジスタ数 n を用いたシステム同定においては，その実験時間 T_{exp} は

$$(2^n - 1)T \leq T_{exp}$$

を満たす必要がある．また，前章で示したフープ巻きのモデリングにおいては，巻取り開始直後の張力挙動が不安定であることと，システム同定においてクロスバリデーション手法を用いることから同定入力を最低2周期分入力する必要がある．

よって，ヘリカル巻きの同定入力の設計においてもフープ巻き同様の条件をあてはめるとシフトレジスタ数は，

$$(2^n - 1)T \leq T_{exp}$$

$$(2^n - 1) \leq \frac{T_{Trv20}}{T} = \frac{8.3}{0.008}$$

を満たす必要があり， $n \leq 9$ となる．

張力の立ち上がり特性

一方，Fig.4.8 に示す $45[\text{deg}]$ ヘリカル巻きにおける同定実験の試行結果から，巻取りの開始直後は張力の立ち上がり時間に時間を要することがわかる．この応答遅れについては，機械システムの構造上，以下のような理由が考えられる．

前節までに示した巻取り角度の制御方法は，Fig.4.1 および Fig.4.5 に示した幾何学解析結果にもとづき速度ベクトル分解による回転速度比を用いて巻取り角度を実現する手法である．このとき速度ベクトルの原点は P_M としているため次式により巻取り角度を表現している．

$$\tan \theta = \frac{|V_M|}{|V_T|}$$

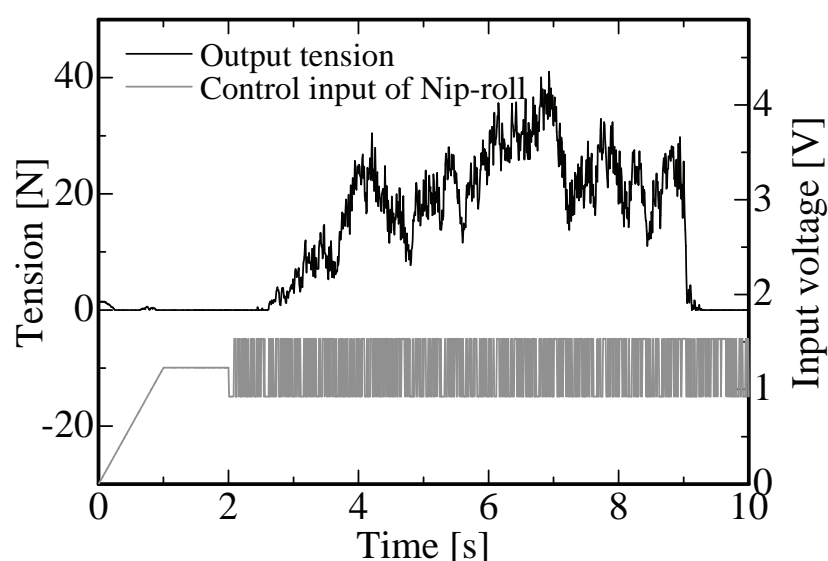


Fig. 4.8 Sample case of identification for Helical Winding

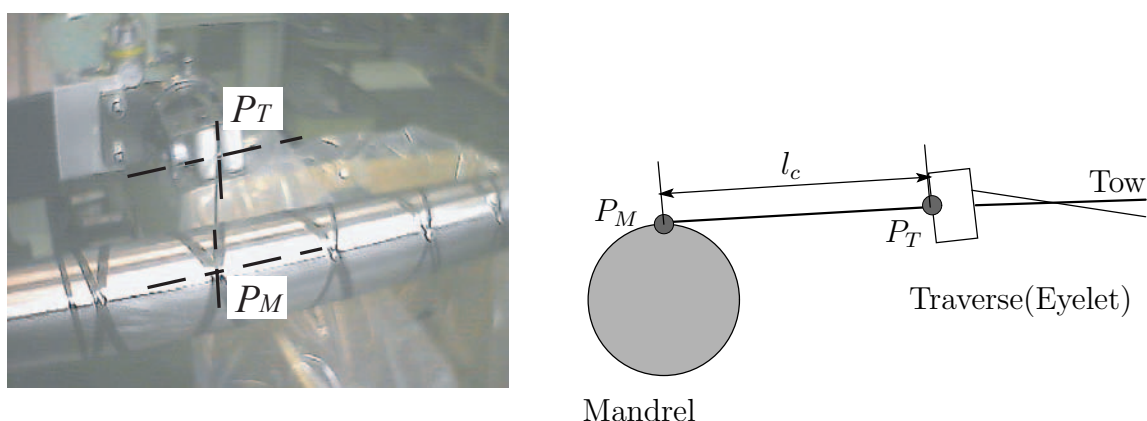


Fig. 4.9 Photograph and configuration of Mandrel and Traverse in case of Helical winding

しかし実際には、Fig.4.9に示すようにマンドレル表面上の繊維巻取り接点 P_M とトラバース機構上の繊維送出端（アイレット機構： P_T ）の位置関係に l_c のクリアランスが生じている．そのため、クリアランス分を考慮することで

$$\tan \theta = \frac{|V_M| + |l_c|}{|V_T|}$$

となり、これによりマンドレルに対象繊維が巻きついて十分な摩擦が生じ張力が発生するまでに時間遅れが生じるものと考えられる．

市販化されているFWシステムにおいては、通常各機構ユニット間の絶対位置管理が可能であるため上記の誤差は改善可能である．また本システムにおいては、第2章にて示した機構ユニットの過渡特性の差による各ユニットの速度定常に要する時間の差により速度ベクトルの誤差が相殺されて巻取り角度は実現できている．そのため、クリアランス誤差に関しては厳密な改善はほどこさない．

しかし、この巻取り角度実現に要する時間は同定実験を適用可能な時間制約にも関係するため、早期に張力を立ち上げる対策が必要である。そこで同定入力を印加可能な張力の状態を実現するために、先に示したフープ巻きにおいて調整した制御ゲインを用いた指令張力 20[N] のフィードバック制御を施すよう改善を加えることとした。

また M 系列信号のシフトレジスタ数についても、先に示したシフトレジスタ数を $n = 8$ に変更することで、張力の立ち上がり要する時間がある程度確保した同定入力とし、これを 3 セット繰り返し入力することで、クロスバリデーションに必要なデータを 2 周期分確保するようにした。

直流バイアス成分の付加

前章のフープ巻きにおいては、幾何学的にみて繊維上に生じて計測される張力ベクトル、マンドレル上に巻取られる際に生じる張力ベクトルおよびニップロールでの加減速により生じる張力ベクトルが同一直線上に並ぶことがわかる。これに対してヘリカル巻きにおいては、マンドレル上における張力は巻取り角度実現のためにトラバース方向へと分力したり、また巻取り角度の実現を妨げて繊維が所定の軌跡をからずれることで分散するものと考えられる。さらに、M 系列信号によって負方向つまり張力を緩和させるような繊維搬送速度差が加わることで、マンドレル上の繊維が緩んでしまい以降の張力を低減させることも考えられる。

これらを考慮せずに、上記に示したシフトレジスタを用いて数値解析ソフトウェア MATLAB により生成した M 系列信号と、張力の立ち上がり特性の改善を施し、前章で行ったフープ巻きにおけるシステム同定と同様の同定入力の適用方法、すなわち、繊維搬送速度に対して M 系列信号を上乗せした同定入力を用いただけでは、先に示すフィードバック制御による立ち上がり応答の改善を施しても張力が低下してしまい、M 系列信号によって張力変動を励起させて観測することができなかった。

そこでヘリカル巻きにおいては、巻取り角度毎にあらかじめ約 10[N] の張力を発生・維持するような入力電圧を実験的に求めて 1.233[V] とし、直流バイアス電圧として M 系列信号のとともに上乗せすることとした。

同定実験の実施

結果として、1) 巻取り開始時の張力フィードバック制御による予備張力の印加、2) 直流バイアス電圧による張力の維持、3) M 系列信号による繊維搬送速度差の生成によりヘリカル巻きの張力発生プロセスの同定を行なった。同定実験においては、同定条件として巻取り角度 20, 45, 60, 80[deg] の各条件を設定した。なお、前章において、実験の標準値として繊維束を 12[k]、繊維搬送速度を 1/6[m/s] としていたが、本章においては、繊維束 6[k] の Tow 材および繊維搬送速度 1/12[m/s] (5[m/min]) を適用することとする。これは、材料供給上の問題と先に示した同定実験時間の確保のための措置である。

同定実験の後、MATLAB による入出力データのバイアス成分除去処理を経て、むだ時間 2、モデル次数 11 次の 4 種類の ARX モデルをシステム同定により得た。なお、むだ時間およびモ

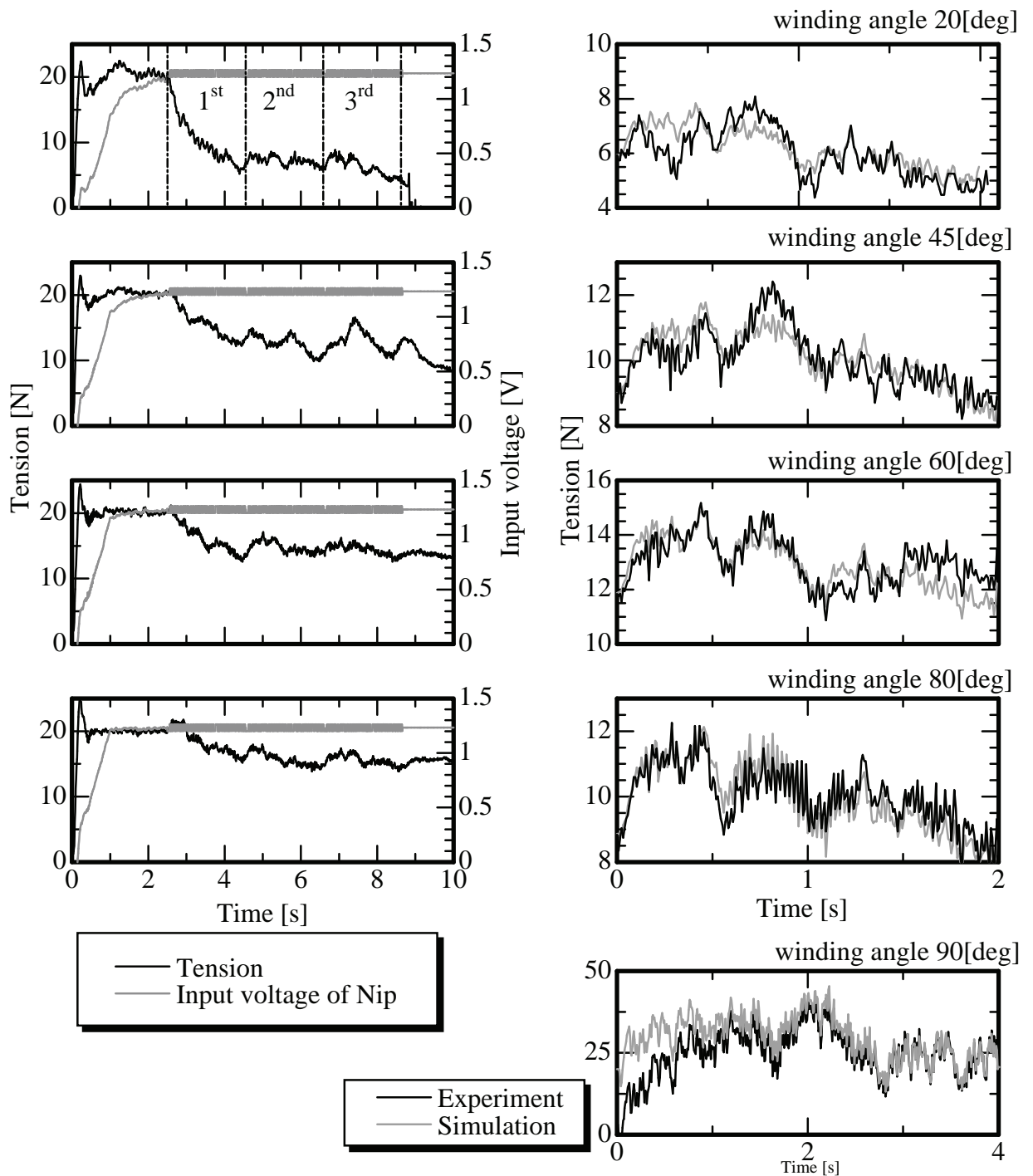


Fig. 4.10 Identification results of Helical filament winding

デル次数の決定については、前章において述べたとおりであるため割愛する。Fig.4.10 にヘリカル巻きに対して実施した同定実験結果およびここから得られたヘリカル巻きプロセスモデルと前章で同定したフープ巻き（90 [deg]）の各プロセスでの同定実験出力と同定モデルによる

検証シミュレーション結果を示す．なお，ここに示すフープ巻きプロセスのモデルについては，前章で示した同定実験結果を用いて上記に示したヘリカル巻きモデルの同定モデルと同じ次数で最同定したものである．

この比較より，同定したモデルが対象の傾向を表現できていることが確認できる．

4.4.2 動特性の解析

Table 4.1 Identified model parameters on each helial FW process

order of q	20[deg]		45[deg]		60[deg]		80[deg]	
	a_i	b_i	a_i	b_i	a_i	b_i	a_i	b_i
0	1	-	1	-	1	-	1	-
-1	-0.989	0	-0.5663	0	-0.7092	0	-0.4023	0
-2	0.2086	0	-0.0298	0	0.17	0	0.3339	0
-3	-0.1817	-0.1156	-0.2728	-0.0572	-0.4284	-0.152	-0.5192	-0.1121
-4	-0.1926	-0.5132	-0.1712	-0.556	-0.0708	-0.6447	-0.2087	-0.7991
-5	0.326	-0.0251	0.2263	-0.3769	0.2286	-0.4667	-0.0962	-0.7752
-6	-0.0633	-0.0858	-0.0977	-0.0123	-0.3728	0.1069	-0.5381	-0.2762
-7	-0.0662	0.208	0.076	0.1487	0.3822	-0.0139	0.1312	-0.3593
-8	0.0164	-0.0696	-0.0669	-0.2395	-0.1431	-0.127	-0.0806	-0.1105
-9	0.1327	-0.0605	0.0007	-0.0633	0.0674	0.1672	0.097	0.3389
-10	-0.172	-0.0364	-0.0907	0.082	-0.0944	0.0373	0.2991	0.3406
-11	-	0.0669	-	-0.1776	-	-0.1329	-	0.2633
-12	-	-0.0808	-	-0.0971	-	-0.108	-	0.3139

前節で同定した各巻取り角度における張力プロセスモデルのボード線図を Fig.4.11 に示す．また，そのときの ARX モデル式を式 (4.9) に，その係数パラメータを Table 4.1 に示す．ここで $y(k)$ は出力データ列， $u(k)$ は入力データ列， q はシフトオペレータである．ここで，入力回帰ベクトルの係数行列において，シフトパラメータ q^{-1} , q^{-2} に関する係数を 0 とすることで，むだ時間 2 を含む構造を表現している点はフープ巻きと同じである．

$$A(q)y(k) = B(q)u(k) \quad (4.9)$$

ただし，

$$\begin{aligned} A(q) &= 1 + a_1q^{-1} + a_2q^{-2} + a_3q^{-3} + a_4q^{-4} + a_5q^{-5} + a_6q^{-6} + a_7q^{-7} + a_8q^{-8} \\ B(q) &= b_3q^{-3} + b_4q^{-4} + b_5q^{-5} + b_6q^{-6} + b_7q^{-7} + b_8q^{-8} + b_9q^{-9} + b_{10}q^{-10} \end{aligned}$$

であり，これを差分式で表すと次式となる．

$$y(k) + a_1y(k-1) + \cdots + a_8y(k-8) = b_3u(k-3) + \cdots + b_{10}u(k-10) \quad (4.10)$$

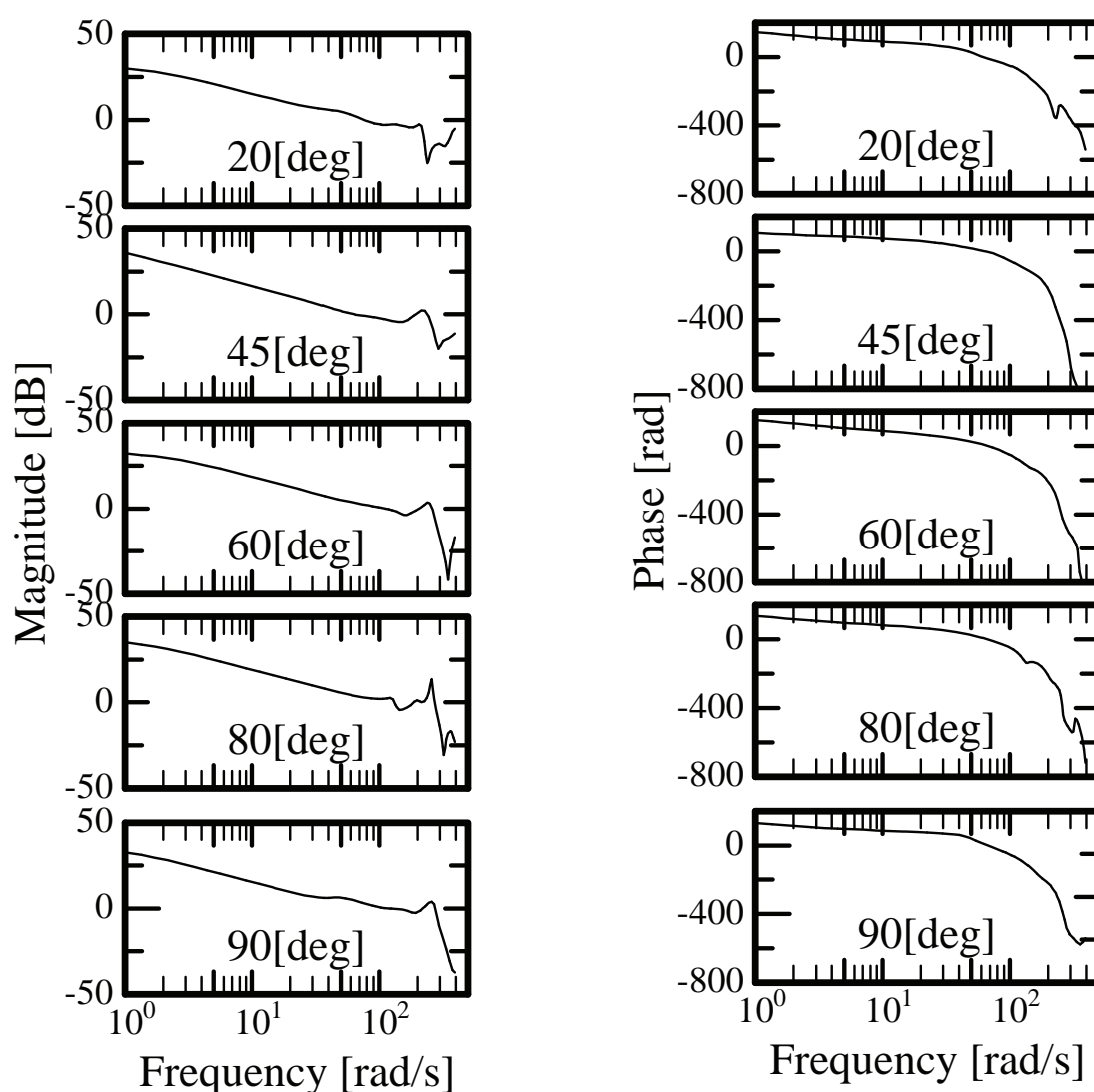


Fig. 4.11 Bode diagram of each FW models

ここで、ゲイン線図に注目すると、低周波数域ではほとんど差異はないものの、高周波数域でのゲイン特性は巻取り角度が大きくなるにつれて高くなっている。また、分子多項式 $B(z)$ の係数パラメータにおいて、巻取り角度の変化につれて負数が大半をしめる係数が徐々に正数に移行している特徴が見受けられる。

ここで、ヘリカル巻き動作と巻取り張力の関係を考察するために、Fig.4.12のような円筒にらせん状にひもを巻取る作業を考える。円筒面上にらせん軌跡を考えてこれを目標軌跡として巻取る場合、Fig.4.12(a)のように指先でひもを直接軌跡上に押さえながら（あるいは繊維を逐一固定して）巻取ることによって巻取り位置（軌跡）制御が可能である。これに対し、Fig.4.12(b)のように円周上から指を離し目標軌跡に対して繊維を拘束せずに円筒から離れた点でひもの巻取り位置制御を行い、且つ、ひもに対して円筒軸に垂直な方向への張力を加えた場合、巻取り軌跡は目標とするらせん軌跡から張力を加えた方向へとずれてしまう。また、この現象は巻取



(a) holding fiber to the lucos (b) without hold on the lucos

Fig. 4.12 Example of winding by handwork

り角度が円筒軸方向に近い，巻取り角度が小さい状況ほど顕著に生じる．つまり巻取り角度が小さいほど，張力は繊維を目標軌跡から逸脱させるための力として損失しやすくなり，繊維方向への巻取り張力としては作用しづらいと定性的に解釈ができる．

今回同定した結果のうち， $B(z)$ の符号変化に着目すると，巻取り角度が大きいほど正数に移行し張力が伝達しやすくなり，また巻取り角度が小さい場合には負数に移行し張力が生じにくくなると解釈できる．よって先の定量的な比較と併せ，巻取り動作の定性的解釈からも，今回同定したモデルの特性が実現象と一致していることが確認できる．

4.4.3 張力制御系の実装

第3章で示した，張力制御系およびそのゲイン決定手法を，ヘリカル巻きにも同様に適用し，構築したプロセスモデルおよび張力制御系設計手順の効果を確認する．

ここでは，前節までに構築したプロセスモデルを用いて，第3章で示した次式および Fig.4.13 に示す2自由度PID制御系と遺伝的アルゴリズム（GA）を援用したゲインチューニング手法とを各々の巻取り角度のプロセスに適用し，巻取り角度ごとの張力制御ゲインの導出を試み，その効果を張力制御実験により検証する．

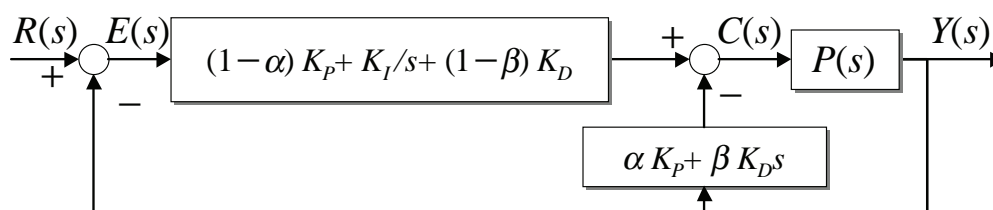


Fig. 4.13 Block diagram of 2-degree-of-freedom PID controller

$$U(s) = \left\{ (1 - \alpha)K_P + \frac{K_I}{s} + (1 - \beta)K_D s \right\} E(s) + (\alpha K_P + \beta K_D s) Y(s)$$

$$u(t) = (1 - \alpha)K_P e(t) + K_I \int_0^t e(\kappa) d\kappa + (1 - \beta)K_D \frac{de(t)}{dt} + (\alpha K_P + \beta K_D s)y(t)$$

なおここで, $U(s)$, $u(t)$ は制御入力, $Y(s)$, $y(t)$ は出力, $E(s)$, $e(t)$ は目標値 $R(t)$ と出力との偏差, K_P, K_I, K_D はPID 制御系における比例・積分・微分の各ゲインである. また α, β はともに, PID 制御要素の先行性に関わる2自由度パラメータであり, それぞれ0~1の値を採る.

GA を援用したゲインチューニングとしては, 制御ゲイン決定にかかわる評価関数式(4.11)における重み係数として, 制御仕様の比較検討ならびに幾度かの試行の結果にもとづいて $W_E = 0.7$, $W_S = 4$, $W_D = 0.01$, $W_O = 2$, $W_I = 0.5$ と設定し, 対象とする巻取り角度ごとのプロセスにそれぞれ適用した.

$$\begin{aligned} \min J = & W_E \cdot \int_{T_s}^{T_f} e^2 dt + W_S \cdot T_s + W_D \cdot \int_0^{T_f} \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 dt \\ & + \int_0^{T_f} \{P_O(y(t)) + P_I(u_N(t))\} dt \end{aligned} \quad (4.11)$$

$$P_O = \begin{cases} 0 & ; \quad y(t) \leq \text{Reference} \\ W_O & ; \quad \text{Other} \end{cases} \quad P_I = \begin{cases} 0 & ; \quad -10 \leq u_N(t) \leq 10 \\ W_I & ; \quad \text{Other} \end{cases}$$

その結果得られた制御ゲインを Table 4.2 に示す. 制御ゲインの決定に際しては, 上記の GA を援用した手法を各巻取り角度に対して3度適用し, 同様の傾向のもとで制御ゲインが収束することを確認している.

Table 4.2 2-D.O.F PID controller gain for tension control on each winding angle

Winding angle	20[deg]	45[deg]	60[deg]	80[deg]
K_P	996.05	1003.1	634.25	512.75
K_I	5208	7455	3848	3119
K_D	2.447	0.995	0.086	0.002
α	0.329	0.538	0.328	0.59
β	0.999	0.879	0.792	0.502

Table 4.3 Experimental results of tension control for helical filament winding

winding angle [deg]	overshoot [N]	settling time [s]	output tension [N]*1			
			AVR	MAX	MIN	STD
20	23.15	2.12	20.12	21.29	18.85	0.32
45	21.58	1.92	20.01	21.00	18.65	0.38
60	22.85	1.94	20.01	21.19	18.95	0.40
80	22.95	0.73	20.01	21.7	18.48	0.36

*1 calculated at the 2[s] later from the each winding started

AVR: average value, MAX : maximum value, MIN: minimum value

STD: standard deviation

Fig. 4.14 にその実験結果を, Table 4.3 に制御結果を定量的に集計した結果を示す. このときの実験条件としては, プロセスモデルの同定時と同じく, 対象繊維束を 6[k] の Tow 材, 繊維搬

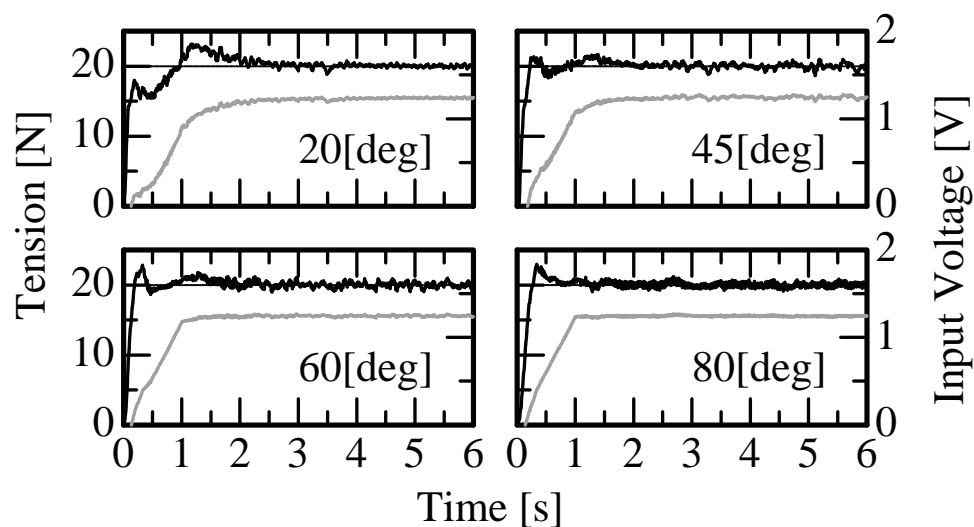


Fig. 4.14 Experimental results of helical filament winding tension control using optimized control gain for each process models

送速度を $1/12$ [m/s] (5 [m/min]) とした。定性的にみて、巻取り開始直後のオーバーシュートを低減しつつ早期に目標張力に定常する特性が、各巻取り角度において確認できる。定常特性については、定量的に評価した結果から張力の振れ幅や平均張力に関してもフープ巻きと同等かそれ以上の張力制御が実現できていることが確認できる。特に開始直後のオーバーシュートの低減については、ゲインチューニングにおける重みとして出力張力制約値を大きく採っていることとともに、前節における幾何学解析結果にもとづく巻取り挙動の考察にあるように、ヘリカル巻きにおいてはフープ巻きに比べて張力が作用するのに大きな時間遅れを有していることがその理由のひとつとして考えられる。これは比例ゲイン K_P の値がフープ巻きの場合に比べて比較的大きな値をしめしていることからわかる。

4.5 結言

本章では、繊維配向制御および繊維張力制御が要求されるヘリカル巻きフィラメントワインディング工程において張力制御系の構築を行った。

まず、ヘリカル巻き動作アルゴリズムに対し、対象繊維を固定・保持するための余巻き動作を新たに加えた。これにより、巻取り角度および巻取りピッチを実現しつつ、従来のピンリング取り付けを排除し、工程の簡素化を図ったといえる。

さらに、本システムのヘリカル巻きにおいて繊維巻取り上の緩み等のために、フープ巻き同等の同定作業として M 系列信号による不規則雑音信号による張力振幅の励起が困難であった巻取り張力プロセスのモデリング作業において、巻取り角度毎にあらかじめ 20[N] 程度の予備張力を設定し直流バイアス成分を付加することでこれを解消し、プロセスモデルを構築した。また実験により構築したモデルの妥当性を確認した。

そして、同定したプロセスモデルを幾何学的解析結果をふまえて解析することにより、巻取り角度に関してプロセスモデルの特性変動が顕著であることを確認した。そして、前章で示したプロセスモデルと制御シミュレーションを援用した制御系ゲインチューニングを施した 2 自由度 PID 制御系を張力制御実験に適用することで、良好な張力制御が可能であることを確認した。これにより間接的ではあるが同定したプロセスモデルの妥当性を確認した。

第5章 巻取り制御系の実工程への拡張

5.1 緒言

前章までに、フィラメントワインディング (FW) 工程における張力制御系構築を目的として、フープ巻きを対象とした制御系およびその調整系の基礎構築とモデリングを行なった。また、ヘリカル巻きを対象として、FW 成形として必須である巻取り角度制御による繊維配向制御系を構築し、張力制御系との統合を図った。

これらの基礎実験においては、巻取り初期層のみを対象としていたことから、巻取りの対象となるマンドレルと繊維との接触は剛体接触に限定されていた。また巻取り張力についても、一定の目標張力指令値に対する追従を考えた制御系設計を適用してきた。

しかしながら、実際の巻取り成形工程においては、以下のような仕様が必要であると考えられる。

目標張力の変更 フライホイールバッテリ応用のように積層数および積層厚がマンドレルの直径を超える積層を行なう場合、積層の内周と外周の径の差によって巻取り張力による巻き絞り効果による内周積層繊維の座屈が問題となる。このような場合においては、巻取り張力を徐々に変化（例えば巻取り系に逆比例させるなど）させる必要があると考えられる。これまでに構築した調整系により導出される制御系ゲインは目標値応答と定常応答を同時最適化しているため、調整に適用した指令張力に対する制御ゲインの特性依存性が強く、異なる指令張力への対応が難しいと考えられる。

巻取りプロセスの変動 第3章においてはマンドレルの径や繊維収束数の違いや繊維搬送速度の違いに対するプロセス変動特性を、また第4章においては繊維配向のための巻取り角度の変化に対するプロセスモデルの差異について、各々プロセスモデルの構築を通じて検証してきた。これらに加味されていない特性として、積層する対象と繊維の接触特性の違いが挙げられる。すなわち、積層された繊維にさらに繊維を積層していく状況での巻取り張力の発生プロセスの違いについて検証しておく必要があるといえる。

ロバスト性の考慮 FW 成形による繊維積層工程において、一つの巻取り対象に対して単一の巻取り角度だけで積層成形を行なうことは考えにくい。例えば、酸素ボンベなどのような圧力容器成形においては、ねじりや曲げに対する強度特性とともに内部のガス圧に対する強度を同時に実現する必要がある。そのため、異なる角度のヘリカル巻きやフープ巻きが一つの成形工程には必要になるといえる。このとき、巻取り角度が変わるたびに張力制御系を更新していくことは、制御系実装の面からもあらかじめ制御系ゲインを用意する立場からも煩雑であり、また成形に必要とされる巻取り角度は無数に存在するため、

各々のプロセスモデルを用意することは現実的ではない。そのため、これらのプロセスの違いに対するロバスト性を考慮しておくことは重要であるといえる。

本章においては、これらの現実の巻取りプロセスへの適用において必要とされるプロセス特性の解析と張力制御系の応用を考えるために、以下のような巻取り張力制御条件を設定し、これまでに構築した張力制御系の適用手法を提案するとともに制御性能を評価していく。

5.2 単一制御ゲインによる多種指令張力への対応

目的と方針

先に述べたように積層数が増加した場合，外周層での張力が内周層の繊維を座屈させる原因になる可能性が考えられる．つまり，この場合は積層の進行に伴って目標張力値の更新が必要があるといえる．しかしながら，これまでに提案した巻取りプロセスモデルを用いた制御シミュレーション結果にもとづく制御ゲイン調整では，調整されたゲインとシミュレーション指令値との関連性が強く，実際の成形工程において必要となる張力指令値の適用レンジが広い場合，単一の指令値に調整したゲインでは他の指令値に対して制御性能が劣化する恐れがある．

そこで，制御ゲイン調整に適用する張力指令値としてその変動範囲を含めることで改善を試みる．

制御ゲインの調整方法としては，先に示した遺伝的アルゴリズム (GA) によるゲイン調整手法において，GA における適応度を計算するための評価関数式 (5.1) の評価対象に，それぞれの目標張力指令値を条件に設定したシミュレーション結果を適用する．ここでは，巻取り張力の指令値として 30, 50, 10[N] の各値を設定した 3 種類の制御シミュレーションにより，それらの結果を各々評価関数に当てはめて適応度 J_{T30} , J_{T10} , J_{T50} を得てその総和 $J = J_{T30} + J_{T10} + J_{T50}$ を算出し，これを最小化するようにゲイン調整を行なっている．

なお，ゲイン調整における重み係数値は，第3章のフープ巻き同様に $W_E = 2, W_S = 2, W_D = 0.005, W_O = 0.5, W_I = 1$ とした．

$$\begin{aligned} \min J_* = & W_E \cdot \int_{T_{s*}}^{T_{f*}} e_*^2 dt + W_S \cdot T_{s*} + W_D \cdot \int_0^{T_{f*}} \left(\frac{dy_*}{dt} \right)^2 dt \\ & + \int_0^{T_{f*}} \{ P_O(y_*(t)) + P_I(u_{N*}(t)) \} dt \end{aligned} \quad (5.1)$$

$$P_O = \begin{cases} 0 & ; y_*(t) \leq \text{Reference} \\ W_O & ; \text{Other} \end{cases} \quad P_I = \begin{cases} 0 & ; -10 \leq u_{N*}(t) \leq 10 \\ W_I & ; \text{Other} \end{cases}$$

ただし添え字の * は指令張力 30, 10, 50 に対応

実験条件と結果・検証

Fig.5.1 は基準張力を 30[N] に対して ± 20 [N] の変動を考慮してゲイン調整結果を用いた実験結果である．また，Table 5.2 には各実験結果から，過渡特性としてオーバーシュート量と指令値に対するその割合を，定常特性として定常区間 (2~4[s]) の平均・最大・最小張力および標準偏差を，それぞれ再現性の確認のため 3 回ずつ試行した結果の平均値で比較した．実験において繊維搬送速度は，開始 1[s] で指令繊維搬送速度へ到達するランプ状入力とし，さらに開始 4[s] 後には繊維搬送速度をステップ状に追加速して入力外乱を生成しその応答を検出している．なお，ここで用いた張力変動幅は本システムを用いて実際に成形を行う場合の張力適用範囲にもとづいている．検証実験としては炭素繊維束 Tow 材として 6[k] を適用し繊維搬送速度

を $1/6$ [m/s] (10 [m/min]) として, シミュレーションに考慮していない中間の張力指令値 (20 , 40 [N]) を含む $10\sim 50$ [N] のうち 10 [N] 刻みで指令張力として適用した. まず, Fig.5.1 (a) の

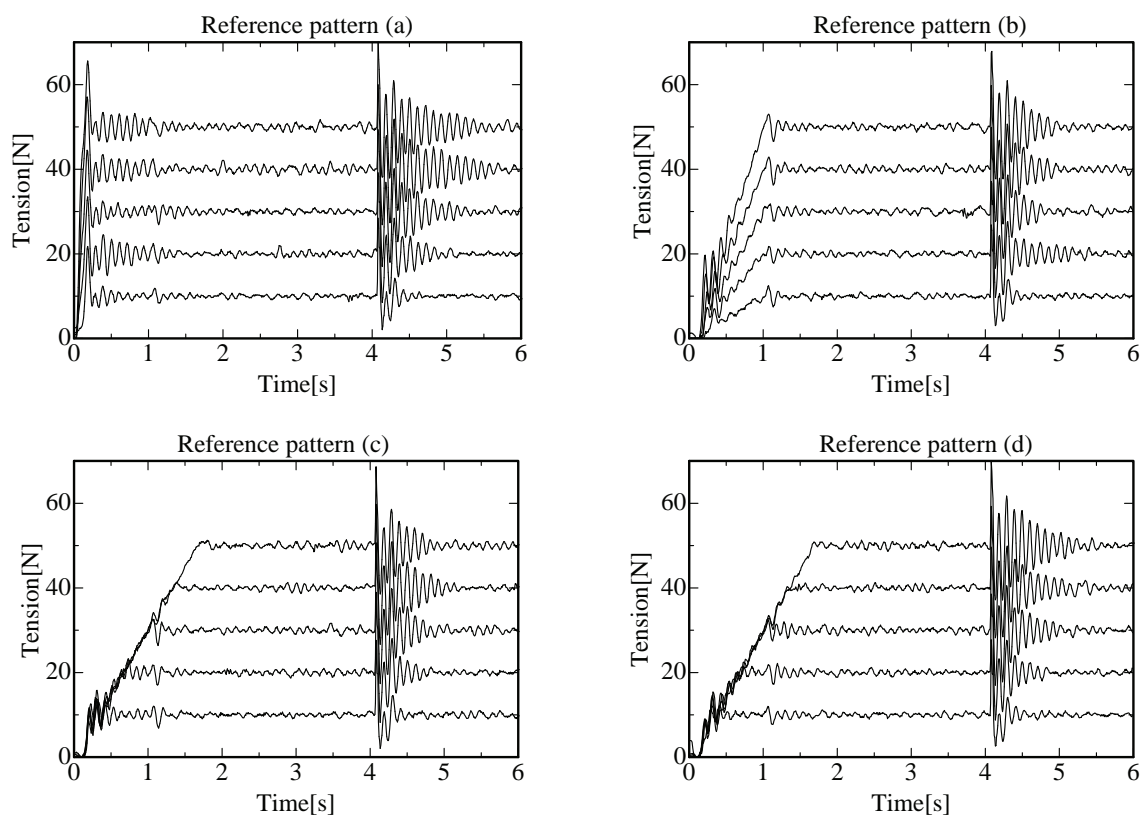


Fig. 5.1 Experimental results of tension control using GA aided gain tuning

Table 5.1 Control gain for Hoop winding tension control considering the variable reference tension

controller gain	(a)	(b)	(c)	(d)
K_P	819.7	786	789.75	810.85
K_I	10249	10282	12891	10183
K_D	0.1	0.249	0.925	0.373
α	0.824	0.23	0.017	0.258
β	0.251	0.066	0.19	0.515

結果はステップ状張力指令値の変動幅を考慮して, すべての条件に対して平均的に性能が保証されるよう決定した固定制御ゲインを用いた制御実験結果である. この結果から, ステップ状指令値では如何に目標値をここに設定しても巻取り開始直後のオーバーシュートが回避できず, また定常応答についても張力指令値が高い場合においては外乱抑制のための制御入力が増大し, 振動的な傾向を示すことがわかる.

Table 5.2 Experimental results of Hoop winding tension control considering several reference tension values

	REF [N]	transient response		steady-state (2 ~ 4[sec]) tension [N]				disturbance	
		overshoot [N]	%	AVR	MAX	MIN	STD	overshoot [N]	%
(a)	10	13.01	1.3	10	11.03	8.95	0.39	17.73	1.77
	20	14.38	0.72	19.99	21.42	18.85	0.48	18.87	0.94
	30	14.95	0.5	30.01	31.25	28.97	0.42	19.9	0.66
	40	16.51	0.41	40.01	41.7	38.48	0.6	19.51	0.49
	50	17.68	0.35	50	51.69	48.6	0.55	21.06	0.42
(b)	10	2.18	0.22	9.99	11.04	9.05	0.38	17.21	1.72
	20	2.37	0.12	20	21.26	18.98	0.44	18.31	0.92
	30	2.33	0.08	29.99	31.32	28.71	0.49	19.87	0.66
	40	2.87	0.07	40	41.67	38.68	0.57	19.61	0.49
	50	3.03	0.06	50	51.59	48.54	0.53	18.88	0.38
(c)	10	4.62	0.46	10.01	11.01	9.01	0.39	16.86	1.69
	20	2.56	0.13	20	21.16	18.62	0.52	18.9	0.95
	30	3.14	0.1	30	31.61	28.71	0.49	20.33	0.68
	40	1.51	0.04	40.01	41.5	38.71	0.53	19.61	0.49
	50	1.43	0.03	50	51.56	48.67	0.54	15.62	0.31
(d)	10	4	0.4	10.01	11.07	9.02	0.4	17.64	1.76
	20	2.37	0.12	19.99	21.03	18.95	0.42	19.36	0.97
	30	2.32	0.08	30.01	31.22	28.58	0.48	19.71	0.66
	40	1.41	0.04	40	41.24	38.74	0.48	19.87	0.5
	50	1.08	0.02	50.01	51.27	48.83	0.51	20.38	0.41

* REF: refernce tension

* % : percentage of overshooting or disturbance

* AVR: average value, MAX: maximum value, MIN: minimum value, STD: standard deviation

一方，FW 成形体においては，巻取り成形に要する時間が一般に数時間から数十時間にわたる．このことからある程度初期応答に関して時間的な許容量があるといえる．そこで巻始め1[s]間での指令張力をランプ入力に整形することでオーバーシュートの低減を試みた．ここでは先の実験と同様に3種類の張力指令値に対するシミュレーション結果を考慮してゲイン調整を行なうが，ここでのランプ入力の設定の仕方としては，目標指令値への到達時間を統一した場合と，目標指令値への到達するまでのランプ入力の傾きを統一した場合を設定した．

Fig.5.1 (b) は目標指令値への到達時間を統一した場合の結果である．先に示したステップ入力に比べて，どの目標指令値に対してもオーバーシュートを低減できていることが確認できる．しかしながら，定常応答における張力の脈動が目立つ結果となった．

Fig.5.1 (c) は目標指令値へ到達するまでのランプ入力の傾きを統一した場合の結果である．この場合，基準張力とした30[N]で張力到達時間1[s]となるようにランプ入力を整形した．この

結果においてはオーバーシュート量および定常応答のどちらについても先に示した結果に比べて良好な結果が得られている。これにより目標値をランプ入力に整形することによる異なる目標値に対するロバスト性をもった制御ゲインの導出が可能であることがわかった。しかしながら、ここではあらかじめ張力の適用範囲を限定する必要があることから、かならずしも多目的に適用可能なゲインであるとは言い難い。そこで、指令張力の上限・下限値を設定せずに、基準指令張力 30[N] と到達時間 1[s] の仕様のみでランプ入力整形し制御ゲインを導出した。その結果を Fig.5.1 (d) に示す。先の (c) の結果に比べて若干定常応答が乱れ、また外乱応答における整定時間が長くなっているが (a) (b) の結果に比べて安定した張力制御が可能であり、汎用性も高い制御ゲインの導出が達成できていると考えられる。

これらの結果から目標値をランプ入力へ整形することで目標値に対するオーバーシュートを低減でき、かつ定常応答の安定化も図ることの可能な固定ゲインの導出を達成できた。しかしながら定量的には張力検出系の精度に対して 2~3 倍の変動幅で張力が定常していることから、厳密な精度改善の余地があるといえる。

5.3 単一制御ゲインによる多種ヘリカル巻き張力制御

目的と方針

第4章において示したように、ヘリカル巻きにおいてはその巻取り角度に応じて巻取り張力発生プロセスの特性変化が生じていることがわかっている。そのため、一つの成形体において種々の巻取り角度を実現する必要がある場合、その各々の巻取り角度に対して制御ゲインを準備しておく必要がある。また成形体に必要とされる巻取り角度は、成形体の強度設計結果にもとづいて決定されるものであるため、あらかじめ把握は可能である。しかしながらそれに依じてプロセスモデルを構築し、また制御ゲインを調整して用意しておき成形工程途中で切り替えることは、同定作業の煩雑さやプログラム実装上の複雑さを招きかねない。

そのため、先に示したフープ巻き同様に、単一の制御ゲインの実装によってさまざまな巻取り角度における張力制御を達成できることが理想的である。さらに、これまで対象としてきた工程中のプロセス変動要因の中でももっとも顕著な違いの現れた巻取り角度の違いに対してロバストな制御ゲインを求めることができれば、巻取り工程中における他の要因による張力外乱やプロセス変動に対しても張力制御性能を維持する上で有効であると考えられる。

ここでは、先に同定したプロセスモデルを用いて、前節と同様のゲイン調整によってこれらのプロセスモデルへの適用を考慮した制御ゲイン調整を施し、巻取り角度に対してロバストな張力制御ゲインの導出を行なう。

実験条件と結果・検証

ここで対象とするのは、前章にて同定した巻取り角度 20, 45, 60, 80[deg] の各プロセスモデルである。これらを既知のプロセスとして、各々を用いた張力制御シミュレーションを行なう。ここで得られた各プロセスごとの制御シミュレーション結果を評価関数式(5.1)により評価して適応度 J_{A20} , J_{A45} , J_{A60} , J_{A80} を求め、その総和を総適応度 $J = J_{A20} + J_{A45} + J_{A60} + J_{A80}$ として算出して GA による適応度最小化を施す。これらの設定にもとづくゲイン調整により得られた制御ゲインを Table 5.3 に示す。この制御ゲインを用いた検証実験として炭素繊維束 Tow 材として 6[k] を適用し繊維搬送速度を 1/12[m/s] (5[m/min]) として制御ゲイン調整において考慮した巻取り角度に対して個々に張力制御を施した結果を Fig.5.2 およびその定量評価結果を Table 5.4 に示す。特に、巻取り角度 20, 45[deg] において開始直後に若干のオーバーシュート

Table 5.3 Controller gain for Helical winding considering the robustness for winding angle

K_P	K_I	K_D	α	β
602.650	3060.000	0.002	0.516	0.778

が確認できるが、定常応答に関してはどの角度においても一様に制御ができており、その微小変動を標準偏差により比較すると、個々の巻取り角度に対して制御ゲインを調整した場合と同等の結果であることがわかる。

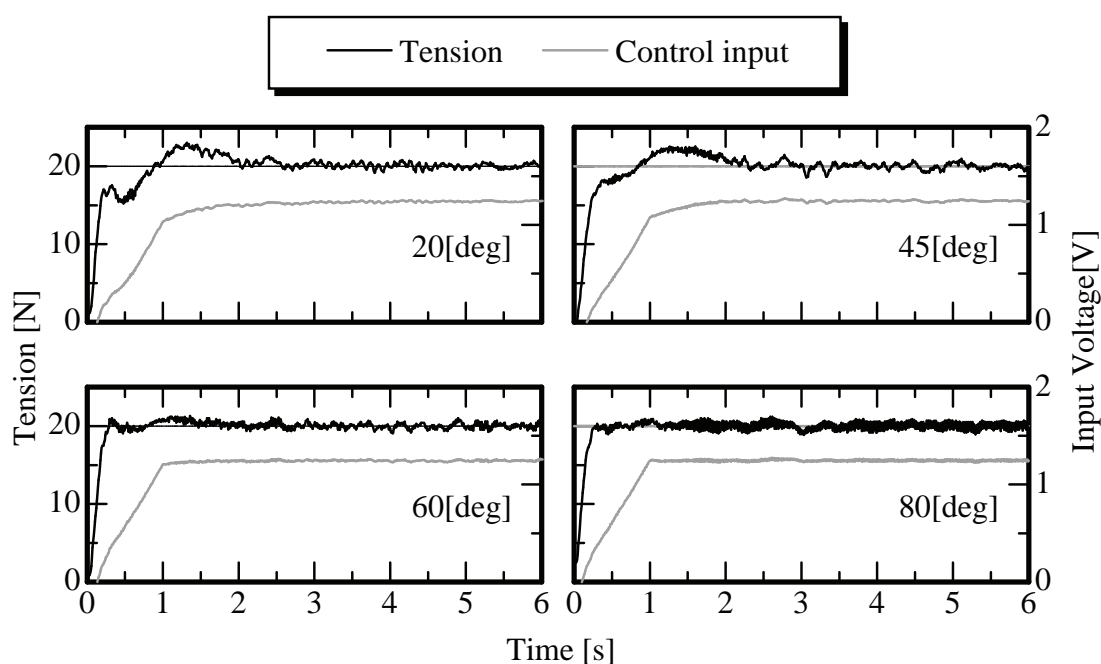


Fig. 5.2 Experimental results of tension control for Helical winding using robust control gain with 2-D.O.F. PID controller

Table 5.4 Experimental results of Helical winding tension control using control gain considering several winding angle values

winding angle [deg]	overshoot [N]	settling time [s]	output tension [N]*			
			AVR	MAX	MIN	STD
20	23.05	2.01	20.14	21.29	19.14	0.37
45	22.46	2.29	20.06	21.49	18.56	0.44
60	21.19	1.42	20	21	18.95	0.35
80	20.9	1.04	20	21.19	18.85	0.49

* AVR: average value, MAX : maximum value, MIN: minimum value

STD: standard deviation

これにより、あらかじめ必要な巻取り角度範囲を把握しておくことで、単一の制御ゲインによって種々の巻取り角度に対して張力制御を適用可能であることが確認でき、また、前節の結果と併せて制御シミュレーションとしてプロセスモデルを考慮することにより比較的簡易な設計手法によりロバスト性をもつ制御ゲインの調整が可能であることが確認できる。

5.4 連続的な巻取りプロセスの切り替えと積層工程への適用

目的と方針

前節までに、特性の異なる巻取りプロセスに対して単一の制御ゲインによって張力制御を実施することが可能であることが確認できた。しかしながら、前節までの実験においては、巻取りプロセス特性は異なるものの巻取りプロセスとしては各々個別に実施したものである。一方、実際の成形工程ではこれらを連続的にかつ積層しながら実施する必要があり、その状況下において生じるプロセス特性の変化に対しても一様な張力制御が必要となる。そこで本節においては、巻取り角度を順次切り替え、また必要数だけ積層した場合における張力制御性能およびプロセス特性の変化を把握する。

実験条件と結果・検証

ここでは、前節で適用した巻取り角度の変化に対してロバストな張力制御ゲインを用い、炭素繊維束 Tow 材として 6[k] を適用し繊維搬送速度を 1/6[m/s] (10[m/min]) として張力制御実験を行なう。Fig.5.3 の実験結果に示すように巻取り角度 20, 45, 60, 80[deg] を対象として、同図 (b) に示すマンドレル回転速度指令電圧にあるように、それぞれの巻取り角度に関して 1 トラバース (往復) ずつ巻取りを実施しながら順次巻取り角度を切り替えた。このうち矢印で示した箇所の巻取りは、繊維搬送速度に対して最大速度によって余巻きを行なっている箇所であり、この余巻きが各巻取り角度毎の巻取りの間に挿入されていることがわかる。

同図 (a) は (b) から確認できる各巻取り角度の開始時刻から 6[s] の張力制御結果を抽出したものであり、この抽出した情報から Table 5.4 に示す定量評価を行なっている。巻取りの

Table 5.5 Experimental results of Helical winding tension control with layup forming

winding angle [deg]	overshoot [N]	settling time [s]	output tension [N]*			
			AVR	MAX	MIN	STD
20	25	3.16	20.28	22.27	17.48	0.68
45	22.66	1.8	20.03	21.19	18.85	0.48
60	21.58	1.74	20.01	21.09	19.04	0.33
80	2.06	-	20.01	21.19	18.95	0.43

* AVR: average value, MAX : maximum value, MIN: minimum value

STD: standard deviation

開始あるいは巻取り角度の切り替わり点でいったん張力が指令値に対してアンダーシュートして定常している現象が大半の結果において確認できる。これは (b) に示すように余巻きにおいて最大速度を適用するために事前に減速していることと第 4 章のヘリカル巻きの基礎解析で示したマンドレルとトラバース上繊維送出端との位置関係による繊維の緩みが原因であると考えられる。そのため、余巻きと成形部の切り替わり点については繊維搬送速度をあまり低下させないような処置が必要であるといえる。

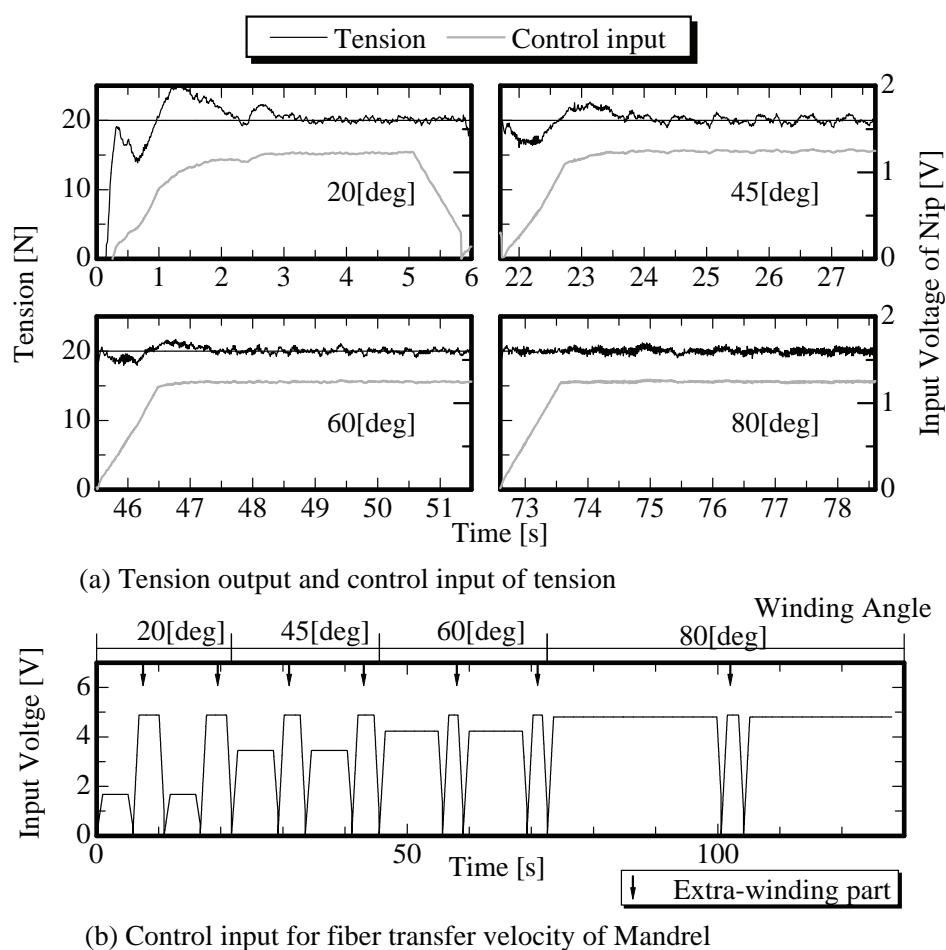


Fig. 5.3 Experimental results of Helical winding tension control with layup

それ以外の張力制御性能については前節で示した巻取り角度に対してロバストな張力制御と同等の制御性能を実現できていることがわかる。

多積層成形における張力制御の問題点

一方、プログラム実装の問題として、実験データの記録・保存用のメモリ量に限界が生じてしまった。本実験においてはサンプリングタイム8[ms]において120[s]近くの実験の入出力データを記録していたが、これは、制御用CPUであるDSPユニットの実装メモリ量の制限により終了時刻が決まっているためである。制御時の入出力データは一旦このDSPユニットのメモリに記録してからホスト側であるパーソナルコンピュータ(PC)に取り込む必要がある。DSP上の実装メモリ上において、制御用の変数のための領域を確保すると残りは約30000点の配列状データの領域しか確保できないため、これを入出力データで等分した結果、各々15000点の配列が使用可能なメモリ量となることから $15000 \times 0.008 \simeq 120[s]$ の制御時間制約が加わったのが今回の実験結果である。

そこで、PCとDSPの間でのデータ処理にフロー制御(ハンドシェイク)を適用し、取得し

た入出力データをサンプリング処理の範囲で分割しながら PC に取り込みながら逐次処理するように制御プログラムを更新した。これにより数時間にわたる成形工程における張力制御の適用とデータ取得を可能とした。

多積層実験条件の設定

上記の更新後の制御プログラムを用いて、ヘリカル巻きにおける多積層実験を行なった。先の積層実験は、実験に適用した各巻取り角度でトラバース1往復のみの巻取りで積層していた。しかしながら、実際には各巻取り角度においては成形体表面を対象繊維で埋め尽くす1[ply]を実現していく必要がある。また、巻取り角度に対してロバストな張力制御ゲインに関して、制御ゲイン調整において考慮していなかった巻取り角度における制御性能を確認する必要がある。

そこで、多積層実験においては、巻取り角度として30, 45, 60, 70, 90[deg]を適用することで制御ゲイン調整に考慮した巻取り角度(45, 60, 90[deg])と考慮していない巻取り角度(30, 70[deg])での制御性能の比較・検証を試みる。また、各々の巻取り角度において1[ply]実現のために必要分だけトラバースを行なって小さい巻取り角度から順に積層し、これを1セットとして3セット繰り返すものとした。その実験条件を Table 5.6 に示す。

Table 5.6 Experimental conditions for Helical winding tension control with multiple layup

winding angle [deg]	30	45	60	70	90
number of traverse	46	38	26	18	1
line velocity [m/s]	1/12				
reference tension[N]	20				

多積層実験結果と考察

前述の実験条件のもと張力制御実験を行なった結果を Fig.5.4~5.8 に示す。ただし、各巻取り角度・各セットの初期 50[s] (1 ~ 3 トラバース分) の出力張力と入力電圧および繊維搬送速度指令値のみを示す。張力制御実験は総時間にして約 2 時間にわたる実験となったが、先に示したハンドシェイクによる逐次データ取得により以下に示すように全実験データを取得することができた。これにより制御プログラム実装の成功を確認した。余巻き部と巻取り角度形成部間の繊維搬送速度については、トラバースとの同期や繊維の追従を考慮して一旦減速して再加速する必要がある。そのため各部においてオーバーシュートおよびアンダーシュートは避けがたい。これはこれまでの実験結果からもあきらかであったことから、本実験においては、余巻き部と巻き取り角度形成部間における減速においてマンドレルが完全に停止しないように繊維搬送速度指令値を整形する措置を施している。このマンドレル加減速度の整形については改良の余地があるものの、前節で示した実験結果に比べて低巻取り角度でのオーバーシュート量の低減がなされていることが確認できた。

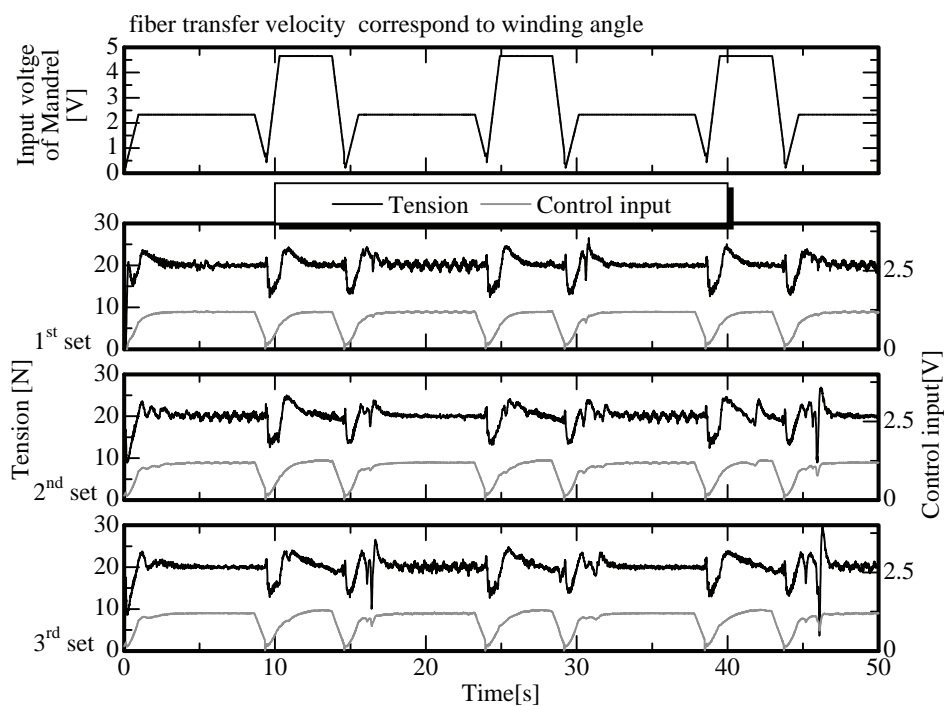


Fig. 5.4 Experimental results of 30[deg] Helical winding tension control

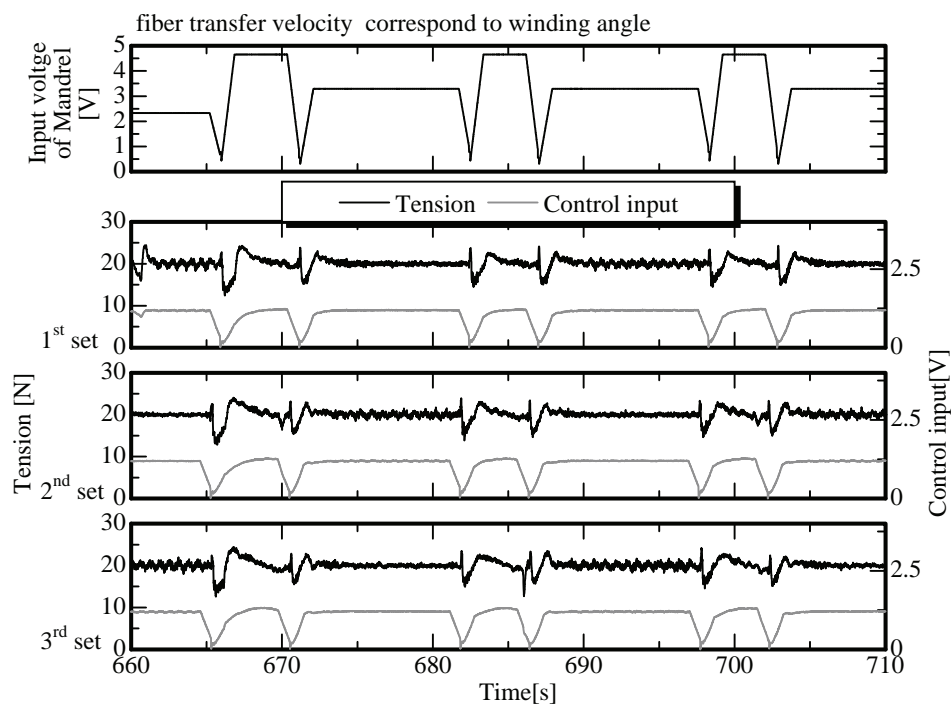


Fig. 5.5 Experimental results of 45[deg] Helical winding tension control

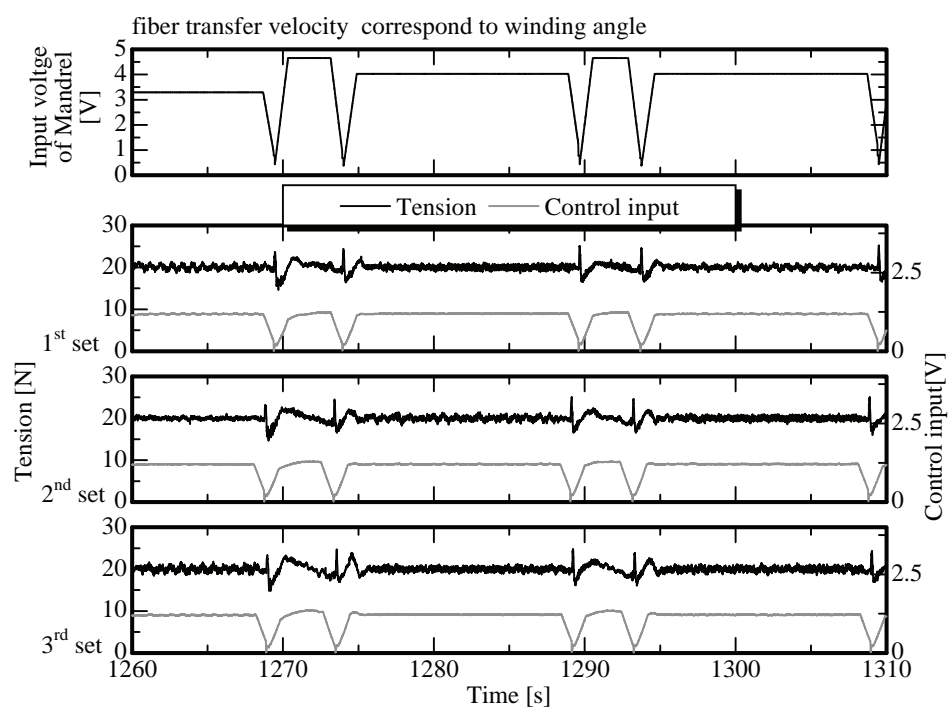


Fig. 5.6 Experimental results of 60[deg] Helical winding tension control

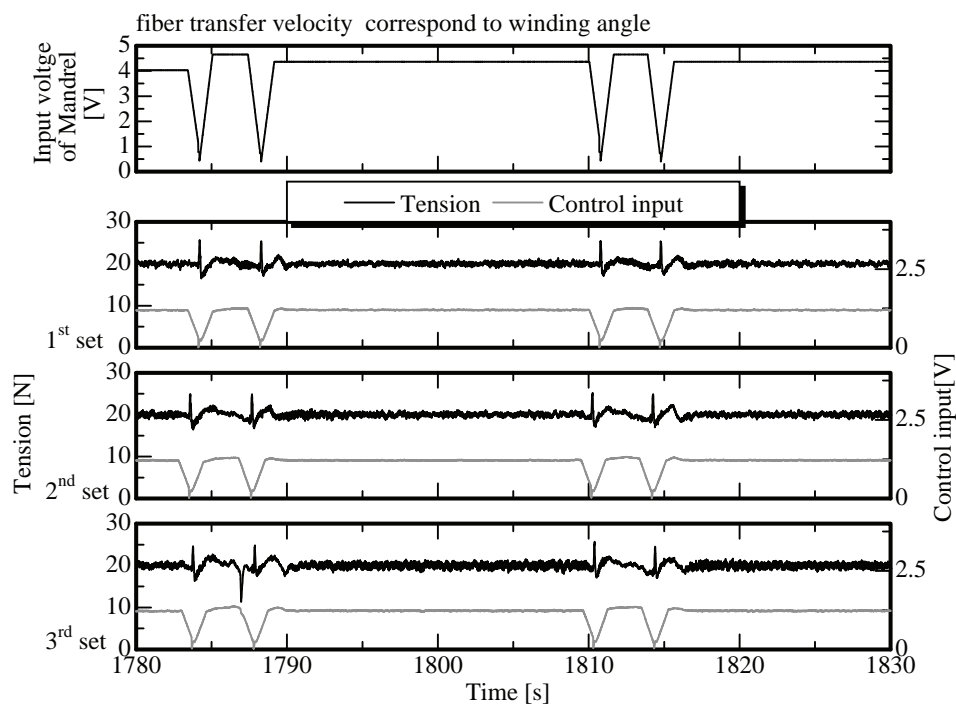


Fig. 5.7 Experimental results of 70[deg] Helical winding tension control

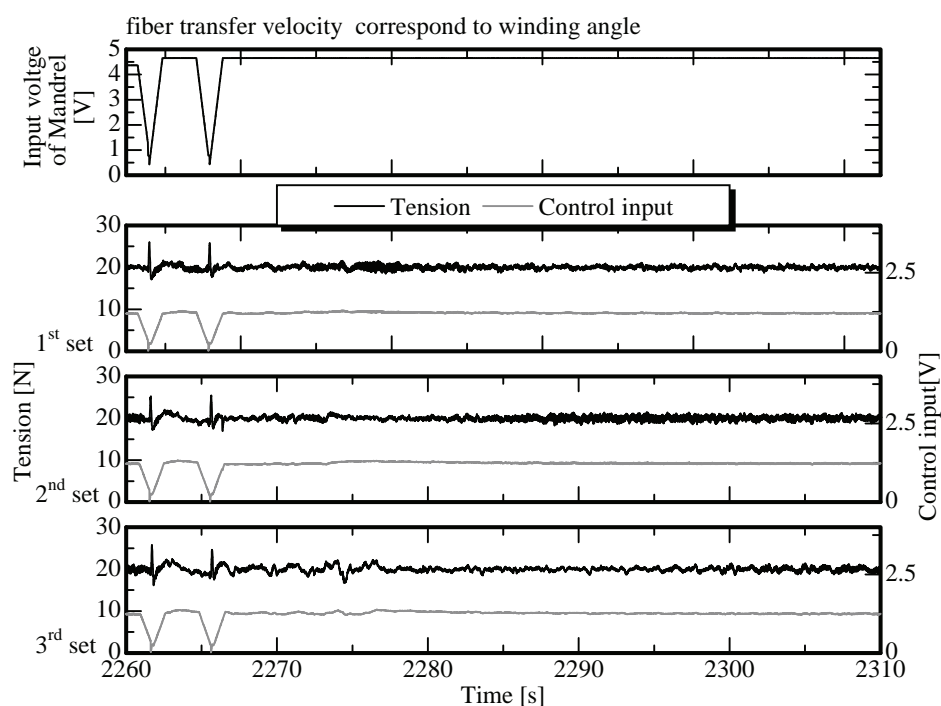


Fig. 5.8 Experimental results of 90[deg] Helical winding tension control

定常特性については、トラバースの動作方向が切り替わることで張力の微小変動の増減が交互に発生していることがわかる。しかしながら、第2章にて示したようにトラバース機構に関しては、駆動方向の正負に依存した大きな特徴の違いは存在しない。そのため、繊維送出の最終端であるアイレット部において繊維が接触するローラにおける接触摩擦やローラの回転摩擦による影響と考えられる。実際の巻取り作業においては、成形硬化用樹脂の有無に関わらず、繊維が巻取り工程の各回転部位巻きついてしまうことがたびたび生じる。そのため巻取り工程においては完全な自動化は難しく作業員が絶えずこれらの障害を監視・除去する必要がある。今回の事例についてもこのような除去しきれなかった障害によって生じた影響と考えられ、これらの改善も今後必要であると考えられる。

さて、実験結果については、これまで同様に目標値応答におけるオーバーシュート量とともに定常応答における最大・最小・平均張力を計算して評価を行なうが、これについては、全データ取得後に表計算ソフトウェアによって一括処理を行なった。処理手順としては、トラバース回数および繊維搬送速度指令値からトラバース駆動方向が反転する時間を計算して巻取り開始時刻と余巻き開始時刻を、またそこから出力張力をトレースして目標張力の $\pm 10\%$ の範囲に張力が収束する時刻から整定時間をそれぞれ算出する。その後、巻取り開始～張力整定における最大張力をオーバーシュート量とし、張力整定～余巻き開始までの出力張力データを集計して最大・最小・平均張力を算出した。これらの集計結果としてオーバーシュート量と整定時間を Fig.5.9 に、定常応答の平均張力と標準偏差を Fig.5.10 に、定常応答における最大・最小張力を Fig.5.11 にそれぞれ示す。各集計結果は、巻取り角度毎に集計し各々の角度において積層セツ

ト数が推移するにつれての変化を考察している．まず Fig.5.9 に示した目標値応答に関しては，

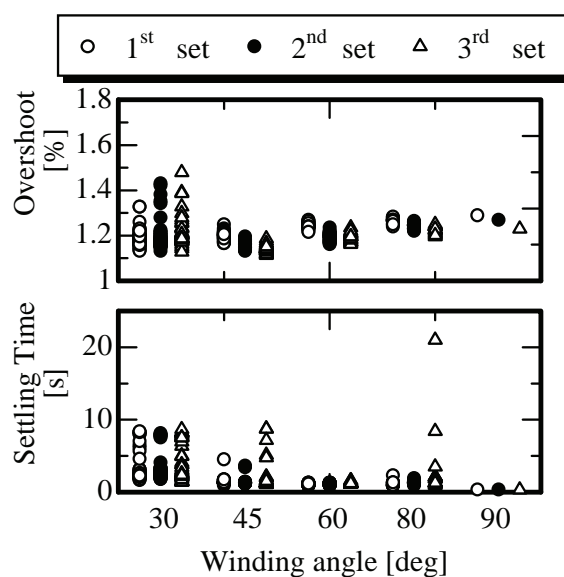


Fig. 5.9 Experimental results of overshooting of winding tension and settling time on each Helical winding angle

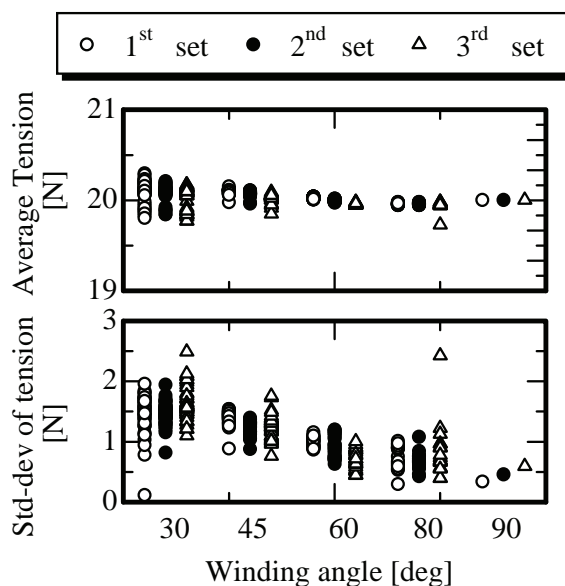


Fig. 5.10 Experimental results of standard deviation and average value of winding tension at the steady-state on each Helical winding angle

オーバーシュート量が巻取り角度が大きくなるに連れて大きくなっているが，先に示した張力制御結果からもわかるように余巻き部から巻取り角度形成への以降によって生じたものを集計

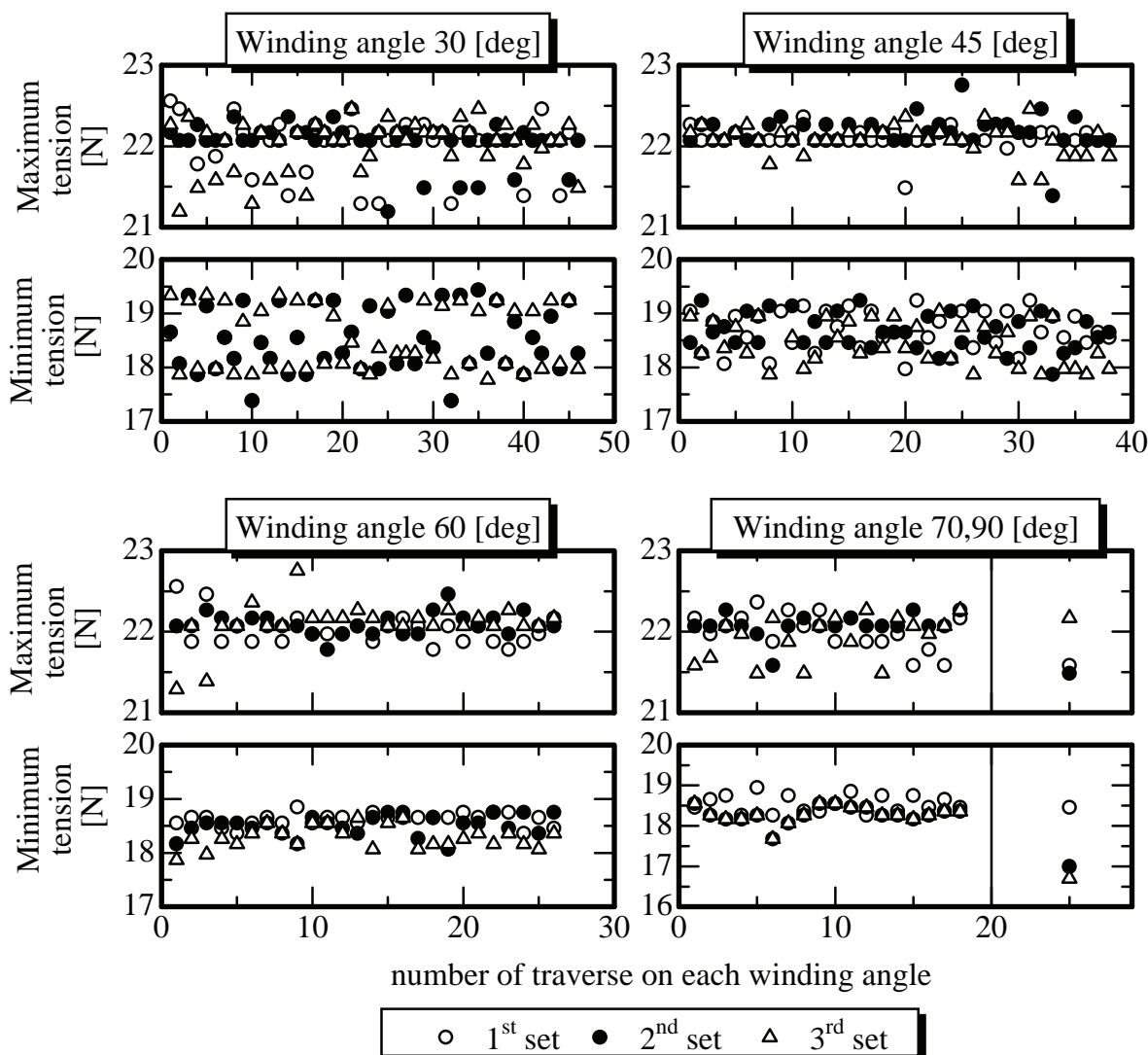


Fig. 5.11 Experimental results of maximum and minimum winding tension at the steady-state on each Helical winding angle

してしまったものとわかる。これは巻取り角度が大きくなるにつれて整定時間が短くなっていることからわかり、結果として低巻取り角度における目標値応答の改善に重点をおいた制御ゲイン調整が必要であると考えられる。ただし、積層のセット数が増加するにつれてオーバーシュート量が減少し、整定時間も短くなる傾向があることがわかった。

さて、Fig.5.10 に示した定常応答に関しては、平均張力・張力の標準偏差ともに巻取り角度の増加および積層セット数の増加に伴って収束していくことがわかる。

これまでは積層が進むことによって成形対象に直接巻取る状態から積層された繊維に巻取る状態に移行するため、張力が不安定になることが予想されていたが、ここで示した目標値応答・定常応答のどちらから見ても積層が進むことでむしろ張力が安定する傾向があることがわかる。

これについては、積層する巻取り角度の順序や途中でフープ巻き（90[deg]ヘリカル巻き）を挿入するか否かによって傾向が変わることも考えられるが、すでに1セット積層した後の2, 3セット目においても同様の収束傾向があることから積層が進行することで巻取り張力が比較的安定な状態になる特性にあると考えられる。

一方、Fig.5.11に示した最大・最小張力については、各積層セットごとにトラバースの進行を横軸にとって検証している。これについては、先に示したトラバースの動作方向による張力のばらつきの影響があるため、一概に検証できないが、張力の最大値に関しては、積層セット数やトラバース回数に関わらずほぼ一定の値に収束している。そのためこの値をバイアス張力として反映させることでさらに張力の収束精度を改善できるものと考えられる。

5.5 結言

本章においては，第3章および第4章において構築したフープ巻きおよびヘリカル巻きの各巻取り動作と張力制御系・巻取り角度制御系の2制御系を併用した模擬プロセスを仮定し，これらの制御系の実機適用に向けての有効性を検証した．

ここでは，FW成形に必要となる種々の目標張力および目標巻取り角度の各指令値に対して，単一の制御ゲインによって張力制御を実現すべく，先に提案した遺伝的アルゴリズムを用いた制御ゲイン決定手法においてこれらのプロセスの差異に対するロバスト性を持つ制御ゲイン調整を行なう手順を提案し，実験により制御性能を検討した．

実験結果より，特に特徴的なプラントモデルとなる巻取り角度の小さい巻取り工程においては制御性能を保証し切れなかったが，複数の巻取り角度を連続的に切り替え，かつ複数層積層していくFW工程の一般的な巻取りにおいて張力制御を実現した．またその張力制御性能についてもこれまでとほぼ同等の性能を実現することができた．

しかしながら，現状ではプロセスの運用工程における時間的・製品品質上の余裕をある程度見越した上での制御系設計となりがちであるため，これらについて一般性を持たせるためのさらなるプロセスモデルの解析が必要であると考えられる．

第6章 結論と今後の展望

6.1 結論

本論文は、フィラメントワインディング (FW) 成形工程における巻取り張力制御系に関する制御手法の提案と張力制御機能を有する FW 成形機の試作、張力制御系調整系の提案そして巻取り角度制御との統合を目的とした、著者の一連の研究成果をまとめたものであり、そこで得られた成果は以下の通りである。

FW 成形装置の機構設計と張力制御機構の提案についてのまとめ

- 第2章においては、既存の FW 成形機構の調査にもとづき現行の FW システムにおける成形製品品質向上のための必要な要素を把握し、新たな機構要素を付加した FW 成形機を提案し、設計試作した。またその全体システムの構築においては、張力制御を前提とした設計を、機構設計・電装系統設計・ソフトウェア実装の各所においてあらかじめ必要となる要素を盛り込んだ設計・実装を行った。特に張力制御機構としては、本システムで採用したゴムロールと金属ロールによる繊維把持機構の採用は数少ない試みであるといえる。また、成形硬化用の樹脂などが周囲に飛散する環境下での張力の検出が難しいとされていたが、これについても樹脂耐性の高いめっき加工を施した金属ロールとひずみゲージを用いた機構により、巻取りのために搬送中の繊維に対して含浸作用を施しながら張力検出することを可能とした。これにより、最大サンプリング $8[\text{ms}]$ 、 $0.15[\text{N}]$ 精度で張力が検出可能となり、また第5章に示したように検出した張力データをハンドシェイクにもとづくフロー制御するプログラムを実装することで、長時間の成形工程全体における張力履歴を逐次記録・保存してその解析作業可能とした。
- 第3章においては、提案した張力制御機構を用いて繊維搬送速度の差による張力制御手法を提案した。また、本張力制御手法を、生産・加工現場での適用性を考慮して PID 制御系・I-PD 制御系によって実装し、その張力制御性能を確認した。しかしながら、これらの制御仕様に対して1自由度の制御系では目標値応答と定常応答を同時に満足する制御系の構築が困難であった。そのため制御系をフィードバック型2自由度 PID 制御系に拡張することにより、オーバーシュートが少なく、また整定時間も短くしながら、定常応答においては張力の微小変動幅を抑えるような制御系の構築を実現した。また、このときの張力制御系のゲイン調整にあたっては、既存の PID 制御ゲイン調整則を用いず、遺伝的アルゴリズムによる制御ゲインおよび制御系構造を支配するパラメータの組み合わせ最適化を適用し、試行錯誤的な実験上の調整を必要としない合理的かつ高速な制御ゲイン調整手法を提案した。ここでは特に工程制御で代表的なオーバーシュート量、整定時間、入力制約、応答の滑らかさ、定常偏差の各制御仕様を定量的に加味することによ

て、制御ゲイン調整に不慣れな作業員でも明示的に制御仕様を設定しゲイン調整が可能な機構になっている。

巻取り角度制御系の構築についてのまとめ

- 第4章においては、FW成形手法において繊維配向を制御するために必要な巻取り角度制御系を構築した。本論文では、巻取り対象を軸対象な円筒に限定することにより、簡易な展開図と幾何学的な解析により巻取り角度を実現するための動作を求めた。巻取り角度制御系の実装としては、先に示した張力制御系が速度制御により実装されていることから、これにあわせて巻取り回転速度と繊維のトラバース速度の速度比を制御することで巻取り角度を実現する方法を提案した。
- 第4章前半における巻取り角度制御の幾何学解析結果より、円筒表面上における巻取り角度の保持を特定の治具を用いず実現する方法を提案した。従来、巻き取った繊維の巻取り角度やピッチの管理にはピンリングと呼ばれる治具が適用されてきたが、これによって巻取り成形作業の前後において治具の設置や取り外し・除去の工程が必要となっていた。これに対して提案した手法を用いることで、治具がない状態でも目的の巻取り角度とピッチを実現しながら巻取りが行なえることが確認できた。さらに、巻取り成形の対象以外の要素が存在しないことによって、本来の目的である張力制御に対する外乱要素を除去することを可能とした。

巻取り張力発生プロセスのモデリングと解析についてのまとめ

- 第3章においては、張力制御系の制御ゲイン調整のためのシミュレータ構築を目的として、システム同定手法にもとづく張力発生プロセスのモデリング手順を明らかにした。これまで柔軟体や蚕の吐き出す糸をモデル化しその挙動をシミュレーションする研究はいくつか行われており、また今回対象とした炭素繊維についても破壊強度試験などによる物性値の特定は多くなされている。しかしながら、繊維を弾性体として取扱い、その弾性領域での張力の挙動を明らかにし、さらに制御系設計に適用した例は見られない。本研究においては、繊維の搬送速度に対して巻取りと送り出しの速度の差異を生成することで繊維を緊縮・弛緩する手法を用いており、この搬送速度の差として擬似白色雑音信号であるM系列信号を適用し、これに励起される張力を解析することでARXモデルとして張力発生プロセスのモデル化を達成した。
- 第4章においては、第3章で示した張力発生プロセスのモデル化手順を踏襲し、巻取り角度のことなるヘリカル巻きプロセスにおいて個々にプロセスモデルを構築した。またこれを解析することにより巻取り角度に対する張力の発生しやすさについて考察した。すなわち、巻取り軸と繊維のなす巻取り角度が小さいほど、巻取り角度の維持に対する摩擦が低下し張力を加えても巻取り角度を所定の角度から逸脱させる作用として働くことを定性的に説明し、これが構築したプロセスモデルのパラメータにおいても同様の傾向として現れていることを確認した。

- システム同定手法にもとづき構築したプロセスモデルの妥当性については、理論的な検証がむずかしい。そのため、先に提案した張力制御ゲインの調整系において、構築したプロセスモデルを用いたシミュレーション結果を制御仕様にもとづく重み付けにより評価するよう組み込んだ。こうして得られた制御ゲインを検証実験に適用した結果、通常PID制御ゲインの調整則に必要な最終的な微調整を必要とせずに、張力制御が可能であった。すなわち、構築したプロセスモデルを用いたシミュレーション結果にもとづくゲイン調整が妥当であったことから、巻取りプロセスの特徴を十分にとらえた妥当なモデリングが達成されたことが、間接的に確認できた。

実際の成形工程を考慮した制御系設計への適用についてのまとめ

- 第5章においては、第3章および第4章の結果を統合し、種々の目標張力および巻取り角度を対象とした制御系設計について検証した。一般には、巻取り成形工程としては、繊維や成形対象が途中で切り替わることが少ない反面、種々の巻取り角度を積層ごとに切り替えてかつ最適な張力で巻取ることが要求される。そのためには、単一のプロセスの特定のシミュレーション条件への適合を前提に調整された制御ゲインでは、巻取り張力の制御性能を成形工程全般で維持することには疑問が残る。そこで、先に示した遺伝的アルゴリズムを援用した制御ゲイン調整系において、複数のシミュレーション条件を加味しゲイン調整の評価に用いる機構を付加した。これにより、種々の目標値カーブおよび異なる巻取りプロセスに対して一様な制御性能を有するようなロバスト性をもつ制御ゲインの調整が可能なことを確認した。
- 特にフープ巻きに関しては、第4章に示した幾何学解析結果から、ステップ状の張力指令値に対するオーバーシュートが避けがたい。そのため、提案する制御ゲイン調整手法を適用時にオーバーシュートの低減を図る方法として、ランプ状に成形した張力目標値を適用することによって、オーバーシュートなくかつ種々の目標張力に対して設定した時間内で到達することが可能であることを確認した。
- 種々の巻取り角度に対して、個々に構築したプロセスモデルを適用することで安定した張力制御が可能であることが確認できているが、対象となる巻取り角度は無数に存在し一つの成形工程に適用される巻取り角度の数も一定ではない。そのため個々に制御ゲインを用意して切り替えることは、現実的ではない。その対策として、巻取り角度の変化によるプロセス変動にたいしてロバストな制御ゲインの調整を試み、検証実験によりその有効性を確認した。特にプロセスモデルを構築していない巻取り角度に対してもここで調整した制御ゲインは有効であり、また、他のプロセス変動に比べて巻取り角度によるプロセス変動は大きいいため、ここで調整されたゲインの適用により他の張力外乱に対してもその有効性が望める。
- 巻取り成形において必須である積層成形における制御性能の維持特性について、5つの巻取り角度を対象とした巻取りを3セット行い検証した。当初積層の進行にともない、巻取り対象の表面が剛体から繊維へ移行することによる対極的なプロセス変動が予想され

ていたが、実験結果より積層の進行によって張力は安定し収束する傾向にあることが確認できた。

以上の研究成果により、繊維材料の高い機械的特性を安定かつ的確に繊維複合材料成形体の機械的特性に寄与させた巻取り成形が実現できるものと考えられる。特に、現状においては、繊維材料の機械的特性を発揮させるための樹脂や温度・湿度管理が重要である反面、これらのパラメータの有する範囲が広く多岐に渡るためその実験的な検証も困難であった。しかし、ここで得られた成果によりの確な巻取り張力の適用と張力の不安定さに起因する繊維の蛇行や屈曲を回避した成形が可能であり、成形体の設計・成形工程の改善が実現できるものと考えられる。

6.2 今後の展望

本研究においては、FW 成形工程およびそのシステム構築により、リアルタイム張力制御の実装について研究を進めてきた。ここで明らかになった問題点と今後の展望について述べる。

一般成形工程への適用の問題点

本システムにおいては、張力制御のために既存システムに対して張力制御機構と張力検出機構を付加している。本システムはFW 成形機のなかでももっとも単純なタイプに分類される。それは、市販されているFW システムにおいては、巻取り角度制御については4～6自由度の機構を有し、また対象繊維としても生産性の向上や成形体繊維密度向上のために複数の繊維束 Tow を組み合わせる巻取りを行なうものとなっている。そのため、本システムの張力制御機構の適用にあたっては、さらに多くの繊維を一括して把持する機構やそれぞれの繊維束に均一に張力を付加するための構造が必要となると考えられる。同時に、巻取り角度制御の機構的自由度の向上に伴う繊維搬送経路の考慮も必要となるといえる。

次にプロセスモデル同定に関する問題として以下のものが考えられる。本研究で提案したプロセスモデル構築手法においては、擬似白色雑音信号による同定を行なった。しかし、一般の生産機械においては、設計上考慮されない振動を加えることは機構の動作精度を低下させる要因にもなりうるため、好まれるものではない。さらに、工業応用としてのFW 成形の対象には巻取り軸直径が1[m]を超えるものの存在しているため、同定実験による危険性が増加しかねない。そのため、ここで構築したプロセスモデルを解析し理論的なモデル構築が可能になることが理想であると考えられる。

最適巻取り張力の検討

本研究においては、現在の生産現場で指令値として用いられている張力をそれぞれの実験において適宜設定していた。しかしながら、この指令張力に対する根拠は経験的なものであり、必ずしも対象繊維および成形体形状に対して適切なものではない。そのため、張力制御の成形体適用にあたっては、形状や繊維に対する最適張力をあらかじめ検討しておく必要がある。



Fig. 6.1 Photograph of Ring burst test machine for CFRP ring

本研究と並行してなされた研究として、成形体の破壊強度試験にもとづく最適張力の検討の研究がなされている。Fig.6.1 に示す装置は、リング状の繊維強化プラスチックの破壊強度を測定する装置である。FW 成形した円筒をリング状に加工した試験片をこの装置内に密閉し、リングの内側から油圧により圧力を加え、そのときのリング円周上の応力を計算することで、繊維材料強度の成形体強度への寄与率を算出することができるものである。材料特性の最適化と併せてこのようなパラメータ最適化が達成されることが期待される。

現在多くの工業分野において、FW 成形に代表される繊維強化プラスチックの応用への期待が高まっている。例えば電力貯蔵用フライホイールバッテリーの応用としての CFRP 応用としては、電力発電所における深夜電力利用による電力負荷平準化や電気自動車用二次電池としてのフライホイールの適用、さらには小型電力負荷平準装置の実現による家庭や工事現場での省エネ応用などが挙げられ、実際にいくつかの成果も報告されている。

これらの応用の実現のためにも、CFRP 成形体や繊維材料の特性解析は重要であり、これらへの貢献として、本研究であきらかになった張力制御手法、プロセス同定手法やその応用による成形体仕様の最適化が実現されることが期待される。

参考文献

- [1] 日本化学繊維協会. 素材に関する用語, 最終アクセス: 2003.3.
- [2] 山田恵彦. カーボンファイバの科学, 第1章 カーボンファイバの誕生, 第4章カーボンファイバ強化プラスチック複合材料. 内田老鶴圃, 1995.
- [3] 川原. フィラメントワインディング技術による複合材料成形とその安全性評価. 日本機械学会論文集 (A 編), Vol. 56, No. 523, pp. 373–381, 3 1990.
- [4] プラスチック加工技術便覧編集委員 (編). プラスチック加工技術便覧 (新版), II.7 積層成形. 日刊工業新聞社, 1979.
- [5] D. Cohen, Y. Toombes, A.K. Johnson, and M.F. Hansen. Experimental investigation into the influence of filament winding parameters on composite vessel quality and strength, 8 1995. Whistler B.C.(Canada).
- [6] G.D. Vita, M. Marchetti, and M. NapPI. A code to analyse the structural-technological design of filament wound pressure vessels, 3 1998.
- [7] B. Bialke. High fedelity mathematical modeling of reaction wheel performance, 1998.
- [8] S.J. Song, J.U. Choe, and D.H. BAE. New approached to nondestructive evaluation of a filament-wound composite motor case using circumferential wave. *JSME International Journal Series A*, Vol. 44, No. 1, pp. 23–30, 2001.
- [9] 北出. エネルギー貯蔵用 frp フライホイールロータの試作・試験に関する研究, 1996.
- [10] P. Acarnley, B. Mecrow, J. Kelly, and J.S. Burdess. A flywheel energy store for road vehicles, 1997.
- [11] R. E. Horner and N. J. Proud. The key factors in the design and construction of advanced flywheel energy storage systems and their application to improve telecommunication power back-up. *Intelec*, Vol. 23, No. 2, pp. 668–675, 1996.
- [12] 北出真太郎. Frp フライホイール. 強化プラスチック, Vol. 44, No. 26, pp. 397–403, 10 1998.
- [13] S. Ashley. Designing safer flywheels, 11 1996.
- [14] 自動車パワーエレクトロニクスシステム・制御調査専門委員会. 自動車パワーエレクトロニクス・システム制御の動向と課題. 電気学会技術報告 第 690 号, 1998.

- [15] M.N.G. Nejhad, M.V. Chandramouli, and A. Yousefpour. Processing and performance of continuous fiber ceramic composites by preceramic polymer pyrolysis: I - filament winding. *Journal of Composite Materials*, Vol. 35, No. 24, pp. 2207–2237, 2001.
- [16] K. Tohgo, D. Fukuhara, and A. Hadano. The influence of debonding damage on a crack-tip field in glass-particle-reinforced nylon 66 composite. *JSME International Journal Series A*, Vol. 44, No. 3, pp. 414–422, 2001.
- [17] D. Cohen and K.A. Lowe. The influence of epoxy matrix properties on delivered fiber strength in filament wound composite pressure vessels. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, Vol. 10, No. 2, pp. 112–131, 1991.
- [18] D. Cohen, S.C. Mantell, and L.Y. Zhao. The effect of fiber volume fraction on filament wound composite pressure vessel strength. *Composites Part B: engineering*, Vol. 32B, No. 5, pp. 413–429, 2001.
- [19] P. Mertiny and F. Ellyin. Selection of optimal processing parameters in filament winding, 11 2001.
- [20] M. Koschmieder. On-line tow width measurement in filament winding, 5 2000.
- [21] S. Koussios. Influence of the fiber bundle bandwidth on the determination of a winding pattern, 3 2001.
- [22] J.G.Chen, S.S.Janf, and D.S.H.Wong. Optimal design of filament winding using neural network experimental design scheme. *Journal of Composite Materials*, Vol. 33, No. 24, pp. 2281–2301, 1999.
- [23] A. Banarjee, L. Sun, S.C. Mantell, and D. Cohen. Model and experimental study of fiber motion in wet filament winding. *Composites Part A*, Vol. 29A, pp. 251–263, 1998.
- [24] L.Y. Zhao, S.C. Mantell, D. Cohen, and R. McPeak. Finite element modeling of the filament winding process. *Composite Structures*, Vol. 52, No. 3/4, pp. 499–510, 2001.
- [25] L.Sun, S.C. Mantell, and A. Banerjee. Thermoset filament winding process model and parametric study, 1995.
- [26] D. Cohen. Influence of filament winding parameters on composite vessel quality and strength. *Composites Part A*, Vol. 28A, pp. 1035–1047, 1997.
- [27] K.M. Chang and C.P. Weng. Modeling and control for coating machine. *JSME International Journal Series C*, Vol. 44, No. 3, pp. 656–661, 2001.

- [28] D. Cohen, Y.T. Toombes, A.K. Johnson, and M.F. Hansen. Pressurized ring test for composite pressure vessel hoop strength and stiffness evaluation. *Journal of Composites Technology and Research*, Vol. 17, No. 4, pp. 331–340, 1995.
- [29] S.H. Lee and H. Noguchi. Share characteristics of hybrid composites with non-woven carbon tissue. *JSME International Journal Series A*, Vol. 44, No. 4, pp. 535–541, 2001.
- [30] S.J. Song, J.U. Choe, and D.H. BAE. An experimental study on elastic wave propagation in a filament-wound composite motor case for acoustic emission during hydroproof testing. *JSME International Journal Series A*, Vol. 44, No. 2, pp. 267–275, 2001.
- [31] H. Turunen. The effect of winding parameters on optical attenuation measured from wound fiber. *Communication Cables and Related Technologies*, pp. 112–119, 1998.
- [32] F.Yeung, A.H.Flankner, and S.Gergely. The control of tension in textile filament winding. *Mechatronics*, Vol. 5, No. 2/3, pp. 117–131, 1995.
- [33] B. Mahawan and Z.H. Luo. High-speed high-precision tracking control for electronically controlled winding machines. *Control Engineering Practice*, Vol. 9, pp. 563–571, 2001.
- [34] C. Lundberg, T.Walsh, H, and Reynolds. Manufacturing technology and design development for spoolable composite tubing, 3 2000.
- [35] 邊, 山倉, 後藤. 自作簡易型 fw 成形装置による省エネカー用フレーム構造の設計と製作. 強化プラスチック, pp. 13–18, 1 2000.
- [36] Material. Material: CADWIND, 最終アクセス : 2003.3.
- [37] D. Buckmiller. The universal PIn ring for low angle filament winding, 10 1999.
- [38] 大野. フィラメントワインディング成形ロボットの開発, 1998.
- [39] John Y. Hung and H. Van White. Precision winding of fiber optic filament - part1: Winding characteristics. *IEEE Transaction on Industrial Electoronics*, Vol. 39, No. 3, pp. 259–267, 1992.
- [40] John Y. Hung and H. Van White. Precision winding of fiber optic filament - part2: Winding control. *IEEE Transaction on Industrial Electoronics*, Vol. 39, No. 3, pp. 313–322, 1992.
- [41] Martin G. Kinnavy. Design considerations in tension leveling systems. *Iron and steel engineer*, Vol. 67, No. 10, pp. 33–42, 1990.
- [42] T. Masui, H. Goto, and K. Watanabe. Development of a new type of combination leveler with additional tensioning device. *Iron and steel engineer*, Vol. 67, No. 10, pp. 42–51, 1990.

- [43] A. Kugi, W. Haas, K. Schlacher, K. Aistleitner, H.M. Frank, and G.W. Rigler. Active compensation of roll eccentricity in rolling mills. *IEEE Transaction on Industry Applications*, Vol. 36, No. 2, pp. 625–632, 2000.
- [44] S.H. Song and S.K. Sul. Design and control of multispan tension simulator. *IEEE Transaction on Industry Applications*, Vol. 36, No. 2, pp. 640–648, 2000.
- [45] T. Bastogne, H. Noura, P. Sibille, and A. Richard. Multivariable identification of a winding process by subspace method for tension control. *Control Engineering Practice*, Vol. 6, pp. 1077–1088, 1998.
- [46] 福井, 竹川, 野村ほか. 仕上げ圧延設備・ロールショップ(千葉新熱圧延工場の概要-3), 1996.
- [47] H. Noura, T. Bastogne, and V.D. Maron. A general fault-tolerant control approach: application to a winding machine, 11 1999.
- [48] H. Noura. Fault-tolerant control in dynamic systems: Application to a winding machine, 2000.
- [49] 梨本, 小崎, 石井ほか. 棒鋼 agc システムの開発と実用化, 1990.
- [50] S.Y. Hong and S.C. Jun. Coil winding tension control. *Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 10, pp. 733–738, 1999.
- [51] 上田, 近藤, 大井. オブザーバを用いた可逆冷間圧延機の張力制御. 計測自動制御学会論文集, Vol. 28, No. 7, pp. 825–833, 1992.
- [52] 門野, 広畑, 黒田. ファジィ理論による板厚・張力干渉防止システムの開発, 1991.
- [53] M.J.Grimble and G.Hearns. Advanced control for hot rolling mills. *Pretext of Prenary session on ECC'99*, pp. 136–165, 1999.
- [54] S.H. Song and S.K. Sul. A new tension controller for continuous strip processing line. *IEEE Transaction on Industry Applications*, Vol. 36, No. 2, pp. 633–639, 2000.
- [55] 松浦, 一柳. 油圧ルーパ基本機構の検討と定張力制御時動特性の解析. 日本機械学会論文集(C編), Vol. 55, No. 510, pp. 330–336, 1989.
- [56] D.P. Stoten M.G. Dye. The application of minimal control synthesis to web tension and transport control, 1993.
- [57] W.Wolfermann. Tension control of webs - a review of the problems and solutions in the present and future, 1995.

- [58] K.N.Reid, K-H. Shin, and K-C. Lin. Variable-gain control of longitudinal tension in a web transport system. *Web Handling*, No. 149, pp. 87–100, 1992.
- [59] Seokchan Yun and Changsoo Han. A study on the design of a sliding mode controller in a semiconductor etching film transfer system, 2000.
- [60] 坂本. ウェブの張力制御系の解析と設計. 電気学会論文集 D 編, Vol. 117-D, No. 3, pp. 274–280, 1997.
- [61] 富沢, 菊山, 森下, 荒槇. ワイヤ放電加工機のワイヤ走行系の張力変動制御. 日本機械学会論文集 (C 編), Vol. 56, No. 529, pp. 2410–2420, 1990.
- [62] M. Jorkama and R.V. Herten. Mechanism of nip-induced tension in winding, 2000.
- [63] 中村. AC サーボモータのテンションコントロール応用, 1996.
- [64] McClean Anderson. McClean Anderson Home Page, 最終アクセス : 2003.3.
- [65] 株式会社キーエンス. ロードインジゲータ JC-500 取扱説明書. 株式会社キーエンス, 1997.
- [66] 三菱電機株式会社. 三菱汎用 AC サーボ MELSERVO-H-A 仕様取扱説明書. 三菱電機株式会社, 1997.
- [67] 須田信英 (編). PID 制御, 第 2 章 PID 制御の調整, 第 3 章 PID 制御の実用化, 第 4 章 2 自由度 PID 制御系. 朝倉書店, 1992.
- [68] 杉江俊治, 藤田政之 (編). フィードバック制御入門, 第 8 章 フィードバック制御系の設計法. コロナ社, 1999.
- [69] 足立修一. MATLAB による制御のためのシステム同定, 第 2 章 同定実験の設計. 東京電機大学出版局, 1996.
- [70] The MathWorks Inc. システム同定ツールボックス ユーザーズガイド, 第 3 章 システム同定問題. サイバネットシステム株式会社, 1995.
- [71] システム制御情報学会編 (編). デジタル PID 制御 - 基礎理論から実装技術まで -, 第 3 章 デジタル PID 実装化技術とその深耕. システム制御情報学会, 1997.
- [72] 細江繁幸編著 (編). システムと制御, 第 7 章 フィードバック制御系の設計, 第 10 章 ロバスト制御. オーム社, 1997.
- [73] システム制御情報学会編. 遺伝的アルゴリズムと最適化, 第 2 章 GA の基礎, 第 3 章 GA による最適化計算. 朝倉書店, 1998.
- [74] L.Davis. 遺伝的アルゴリズムハンドブック, 第 2 章 パフォーマンスの強化. 森北出版, 1994.

- [75] 臼井支朗編著. 信号解析, 第4章 不規則信号のとらえ方, 第6章時変信号をどのように解析するか. オーム社, 1998.
- [76] 高木章二(編). メカトロニクスのための制御工学, 第4章 物理系の数式モデル, 第9章 フィードバック制御系の設計. コロナ社, 1993.
- [77] 山田耕治監修. メカトロニクス入門, 第5章 アクチュエータ, 第8章 機械機構と運動の伝達. 実教出版, 1998.
- [78] 田村坦之編著. システム工学, 第4章 システムの最適化を図るには, 第5章システムの安全性・信頼性・保全性を高めるには. オーム社, 1999.
- [79] 神谷, 安田, 宮田. ニューラルネットワークによる非線形振動系の実験的同定. 日本機械学会論文集(C編), Vol. 67, No. 663, pp. 28–34, 11 2001.
- [80] S.Y. Chu and C.C. Teng. Tuning of PID controllers based on gain and phase margin specifications using fuzzy neural network. *Fuzzy Sets and Systems*, Vol. 101, pp. 21–30, 1999.
- [81] S. Preitl and R.E. Precup. An extension of tuning relations after symmetrical optimum method for PI and PID controllers. *Automatica*, Vol. 35, pp. 1731–1736, 1999.
- [82] R. Namba and T. Yamamoto. Design and experimental evaluation of a self-tuning controller supplementing a robust PID controller. *JSME International Journal Series C*, Vol. 44, No. 1, pp. 53–60, 2001.
- [83] M. Asano and T. Yamamoto. A design of self-tuning PID controllers. *IEICE Transaction on Fundamentals*, Vol. E84-A, No. 7, pp. 1779–1783, 2001.
- [84] 辻, 清田, 近藤. 設計者の選考を考慮した遺伝的アルゴリズムによる多目的設計. 日本機械学会論文集(C編), Vol. 67, No. 663, pp. 3371–3377, 11 2001.
- [85] 由井. 自然界の複合材料, 2000.
- [86] 酒井, 本地, 山本. PID 制御系の簡易閉ループ同定, 10 2000.
- [87] 今村孝. フィラメントワインディングシステムの設計と制御. 豊橋技術科学大学大学院 修士論文, 1999.
- [88] 黒岩哲也. フィラメントワインディングにおけるロバスト張力制御系の設計. 豊橋技術科学大学大学院 修士論文, 2000.
- [89] 光井伸行. フライホイールバッテリーを用いた電力負荷平準システムの設計とシミュレーション解析. 豊橋技術科学大学大学院 修士論文, 2001.

- [90] 赤峰宏平. ハイブリットカー駆動システムにおける運転状況への適応制御. 豊橋技術科学大学大学院 修士論文, 2002.
- [91] 谷口義規. 豊橋技術科学大学大学院 修士論文, 2003.
- [92] 黒岩哲也. フィラメントワインディング制御システムの構築. 豊橋技術科学大学 卒業論文, 1997.
- [93] 光井伸行. フィラメントワインディングシステムの張力制御. 豊橋技術科学大学 卒業論文, 1998.
- [94] 赤峰宏平. FW システムにおけるヘリカル巻き制御アルゴリズムの構築と実装. 豊橋技術科学大学 卒業論文, 1999.
- [95] 本田周. ヘリカルフィラメントワインディングのシステム同定と張力制御. 豊橋技術科学大学 卒業論文, 2000.
- [96] 小笠原慎一. フィラメントワインディングにおけるヘリカル巻きのモデリングと制御. 豊橋技術科学大学 卒業論文, 2001.

公表論文

学術論文

1. フィラメントワインディングにおけるフープ巻き張力制御系の構築, 今村孝, 黒岩哲也, 光井伸行, 寺嶋一彦, 竹本秀博, 日本機械学会論文集 (C編), 2003, 掲載決定
2. ヘリカル巻きフィラメントワインディングプロセスにおけるモデリングと巻取り角度・張力制御系の構築, 今村孝, 寺嶋一彦, 赤峰宏平, 小笠原慎一, 竹本秀博, 計測自動制御学会 産業論文誌, 第2巻, 第2号, pp.9-18, 2003
<http://srv01.sice.or.jp/~ia-j/>
3. パラレルハイブリット電気自動車駆動システムにおける運転状況への適応制御, 赤峰宏平, 今村孝, 寺嶋一彦, 日本機械学会論文集 (C編), 2003, 掲載決定

国際会議

1. Design and Tension Control of Filament Winding System, T.Imamura, T.Kuroiwa, K.Terashima and H.Takemoto, Proc. of IEEE Conference on System and Man and Cybernetics SMC'99, II, pp.660-665,1999.
2. Modeling and Tension Control of Filament Winding Process, T.Imamura, K.Akamine, S.Honda, K.Terashima and H.Takemoto, Preprint of the 15th Triennial World Congress of the International Federation of Automatic Control, pp.1175.pdf(1)-1175.pdf(6), 2002.

謝辞

本論文は、豊橋技術科学大学工学部生産システム工学系システム制御研究室において、平成11年4月から平成15年3月にいたるまでの研究成果をまとめたものであり、その過程における多くの先生方のご指導ならびに、研究室内外の多くの方のご支援、ご協力による成果でもあります。ここに謝辞として記し、感謝の意を表します。

豊橋技術科学大学工学部 寺嶋一彦教授には、研究の立ち上げ、各方面との折衝をはじめ、本論文をまとめるまでの終始に渡り、ご多忙のなか懇切丁寧な多くの御指導、御鞭撻を賜りました。また、国際会議での口頭発表の機会をはじめ、国内での多くの学会発表、学術論文の投稿・掲載、各種研究会への参加や関係企業との討論の場と様々な研鑽の場を与えて頂きました。また、研究者としての姿勢や後輩の指導といった本研究を離れた場面においても、様々な御指導ならびに御助言を賜りました。ここに本論文をまとめ研究を完結するまでの成果を収められたことは、偏に、寺嶋一彦先生の御指導の賜物と深く感謝いたします。また、豊橋技術科学大学工学部 三好孝典講師、島根大学工学部 浜口雅史助教授、岐阜工業高等専門学校 北川秀夫助教授、豊橋技術科学大学工学部 矢野賢一助手 を始めとする多くの諸先生方からは、本学修士課程入学当初から、公私に渡り多くのご助力を頂きました。ここに厚く御礼申し上げます。

さらに、本研究を始めるきっかけを与えてくださいました、三菱レイヨン株式会社 豊橋事業所 機能製品開発センター 児玉 斎 氏、ならびに竹本 秀博氏をはじめとする複材グループ研究員の皆様に御礼申し上げます。特に、竹本 氏には本研究に係る実験に多大なる御理解・御協力とともに御助言を頂きましたことをここに記し、深く感謝いたします。

そして、ご多忙にも関わらず、本論文をまとめるにあたっての、有益かつ的確な御助言と御指導を賜りました、豊橋技術科学大学工学部 高木章二 教授 ならびに堀畑 聡 講師に深く感謝いたします。また、本論文を執筆するにあたり、多くのご支援を頂いた本研究室フィラメントワインディング制御研究グループ卒業・修了生諸氏に深く感謝いたします。

また本研究を遂行するにあたり、豊橋技術科学大学工学部生産システム工学系システム制御研究室のスタッフならびに卒業生、修了生を含む多くの皆様には、多大なるご協力ならびにご支援を頂きましたこと、深く御礼申し上げます。

最後に、豊橋技術科学大学 大学院工学研究科 博士後期課程 電子・情報工学専攻までの修学・研鑽の機会を与えてくれた両親に深く感謝いたします。