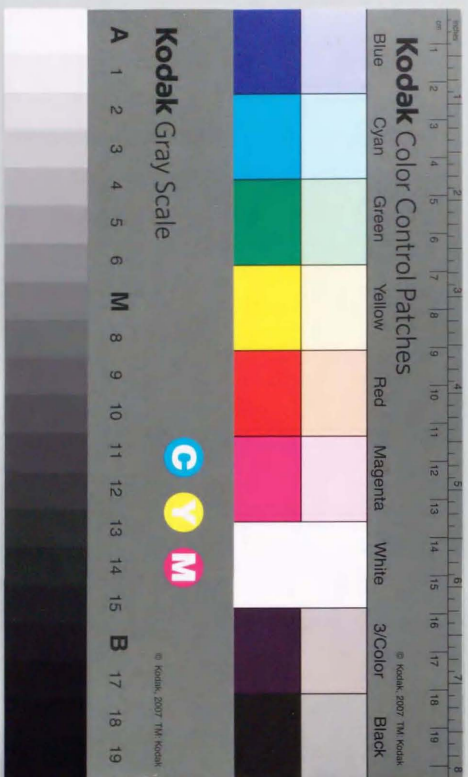


電動サーボ式射出成形機に
関する研究

植葉 啓 治

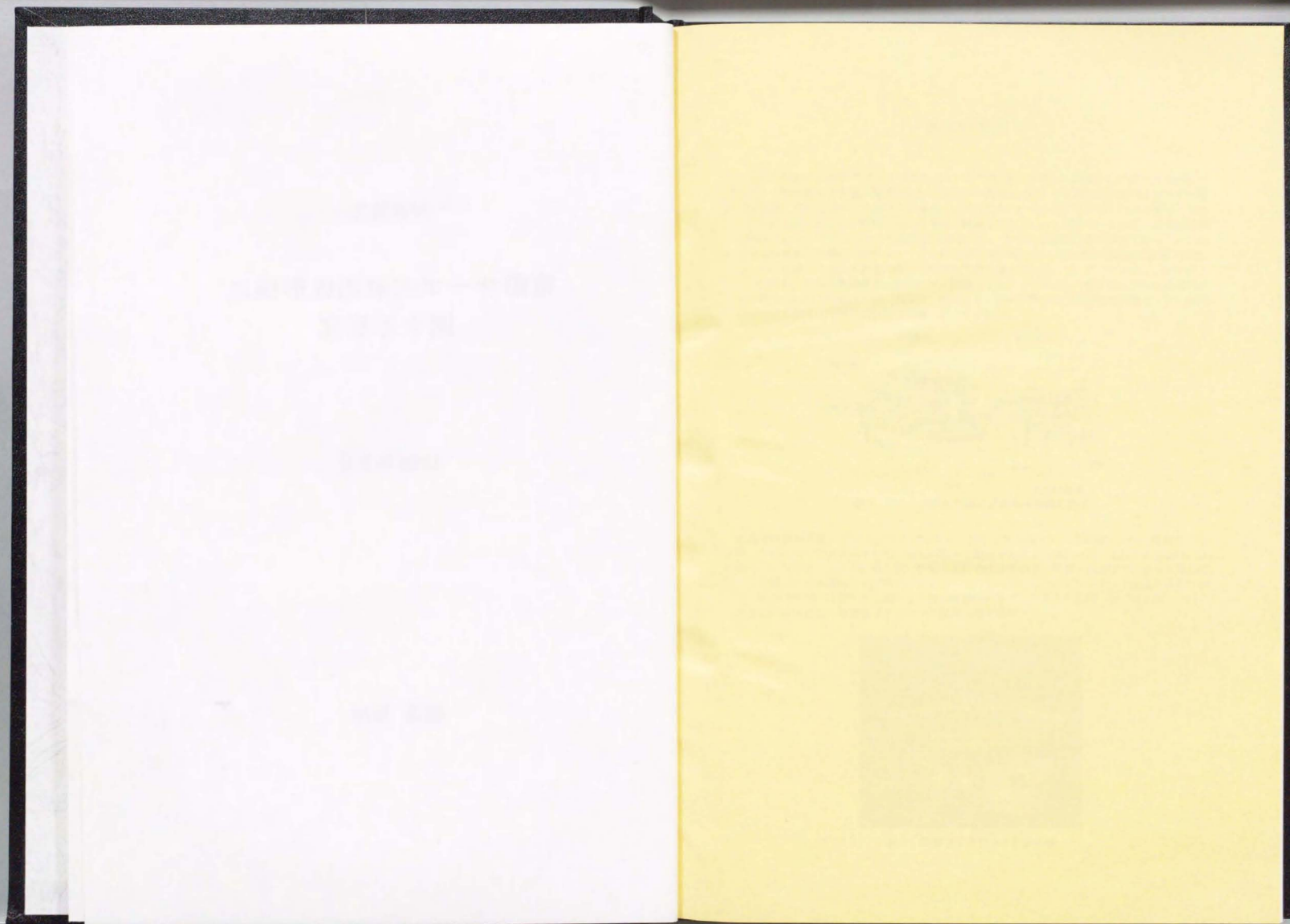


①
—学位論文—

電動サーボ式射出成形機に
関する研究

1998 年 8 月

稲葉 善治



[論文の要旨]

3次元形状を持つプラスチック部品を低コストで大量に生産する機械として射出成形機はプラスチック加工業界で大量に使用されている。その原型は1872年に製造されたセルロイドの堅型の成形機に見ることができるが、その後、1920年代にドイツでダイカストマシンをベースにして今日主流となっている模型の射出成形機が開発された。しかしながら、これらの射出成形機は手動式であり、プラスチックの成形作業は厳しく、かつ、生産性の低い作業であった。1950年代になると油圧駆動のアクチュエータが射出成形機に導入され、生産性が飛躍的に改善された。また、油圧駆動システムは比較的優れた制御性も兼ね備えていたので、エンジニアリングプラスチックの開発、金型の高精度化と相まって、精密プラスチック部品を大量に供給できる産業的な下地が整えられることになった。図1に、射出装置、型締装置および油圧制御装置などから構成される今日の典型的な油圧式射出成形機の構造を示す。

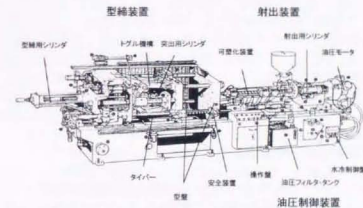


図1 今日の典型的な油圧式射出成形機の構造

現在では携帯電話、ノートブックパソコン、光ディスクなどの、高精度、かつ、軽量なプラスチック部品無しでは実現できない商品が続々と開発されるようになった。これらの商品は、より軽く、より小さくという市場の強力な要求を常に受けており、使用されるプラスチック部品には、より厳しい寸法精度や光学特性が求められている。このようなプラスチック部品の成形において、射出成形機には従来にも増して良好な制御性が要求されるようになった。図2に、これらの商品に使用されている精密プラスチック部品の例を示す。



図2 精密プラスチック部品の例

従って、射出成形品の高精度化や環境問題に対応するためには、下記に示す項目が油圧式射出成形機の限界として明らかになってきた。

- 1) 作動油の粘度の温度依存性に起因する射出速度および射出圧力の安定性の限界
- 2) 制御弁の周波数応答やヒステリシスに起因する制御性の限界
- 3) 配管、制御弁などの流量抵抗による損失および作動油の漏れによる損失対策の限界
- 4) 高応答性確保のための、油圧ポンプによる必要以上の動力発生に対する削減の限界

このような背景のなかで、1983年に日精樹脂工業株式会社から射出成形サーボ式射出成形機が発表された。この成形機は、上記に示した油圧式射出成形機の問題に対する解決の可能性を示したのが、圧力制御によるキヤナル付制御を使用すること、制御面にて解決すべき課題を多数残されていた。また、1台のDCサーボモータの動力をクラッチとブレーキにより分配し、射出・可塑化・型閉鎖の軸射出成形サイクルに従って順次駆動する機構を採用していたが、サイクルタイムが長く、生産性の点で油圧式射出成形機に対してむしろ劣っていた。

本研究では、これら問題点を解決するべく、油圧駆動を電動サーボに単に置き換える事ではなく、電動サーボの制御性を活かした射出成形機の実現を目指した。そのため、下記に示すごとく、ハイサイクルに対応するべく、型開閉、製品抜き出し、射出、可塑化を独立した4つのサーボモーターで駆動する機構の開発を意図した。また、高精度化に対応するべく、従来の力制御を位置制御、学習制御を導入する事により、高度な高精度(力制御)の開発も試みた。

- 1) 電動サーボ式射出機構の機構形式の決定と高負荷ボールねじの研究
- 2) 電動サーボ式型締機構の機構形式の決定と新トルク機構の研究
- 3) 高負荷, 高応答を必要とする電動サーボ圧力(力)制御の研究
- 4) 射出圧力波形モニタとそれに対する圧力波形成制御機能の研究
- 5) 射出圧力波形モニタの画面編集機能とそれに対する追従制御機能の研究

この結果、射出成形品の高精度化及び成形工程の大幅な省エネルギー化を達成し、かつ、高い生産性を併せ持った電動サーボ式射出成形機を実現した。

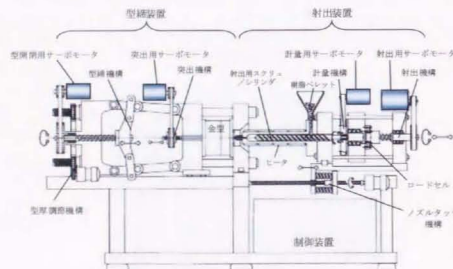


図3 電動サーボ式射出成形機の機構

第一、電動射撃式射出機構としてクランク式、ボールねじ式の機構を開発し評価した結果ボールねじ式に多くの利点を認め、ボールねじ式射出機構の開発に必要な技術の研究した。この射出機構で使用するボールねじは過酷な負荷を受けるため、射出機構で使用する条件を考慮した寿命試験を行った。この試験結果から、射出機構においてボールねじは、一般に行われている寿命計算から得られる寿命よりかなり短くことがわかった。このため、射出機構のボールねじに適した寿命計算の基準を明らかにすると同時に、ボールねじのナット構造を工夫した高負荷ボールねじの有効性について評価した。このボールねじのボールにかかっている面圧は従来の物と比較して不均等が緩和されおり、大幅な寿命延長が解られた。図4に改良されたボールねじの外観とそのボールねじのボールにかかっている面圧のFEM解析の結果を示す。

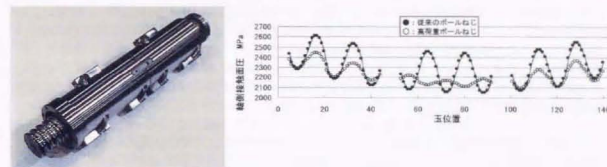


図4 改良されたボールねじ

第二、電動サーボ式型機機構として直動式、リンク式及び点トグル式の機構を開発・評価した結果点トグル式までの利点を認め、その開発に必要な研究を進めた。その設計においては、点トグル式種機構の静解析を発展させた設計手法を考案し、更にこの手法を用いて、従来の点トグル式を改良し、新しい点トグル機構を開発した。この点トグル機構では、その主節を駆動する対角棒が通角の位置と反対側に位置するから、RDP(Reverse Drive Point)点トグル点命名した。このRDP五点トグルは従来の四点トグルおよび点トグルと比較して、コンパクトでかつ高速な動きを実現した。図5に従来の四点トグル及び点トグルとRDP五点トグルの比較を示す。

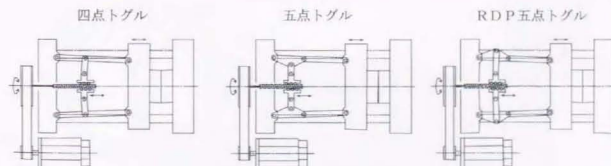


図5 トグル機構の比較

第三、射出成形プロセスの保圧工程で必要である電動サーボによる圧力制御の研究を行った。この圧力制御は、ロボットで力制御を行っている力制御に比べ約 100 倍の操作性と、高応答性の要求を満足させる必要がある。この力制御を実現する手法として、電動サーボの位置位置、速度及び電流流の制御ループによる制御を開発し評価した。その結果、安全性、応答性などから、速度制御ループを使用した圧力制御機能を選定した。この圧力制御プロセスで、力偏差から速度指令を作り、圧力（力）を制御する。図 6 にこの圧力制御機能のブロック図を示す。

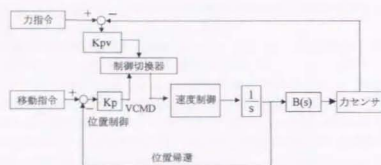


図6 圧力制御システムのブロック図

第四、従来、射出成形は射出と保圧の二工程に分けて制御されており、射出工程では速度制御、保圧工程では圧力制御が行われていた。射出工程が速度制御に頼らざるを得ない理由は、樹脂の粘弾性などのために制御系が十分な応答周波数特性を得ることができず、フィードバックによる閉ループ圧力制御が不可能であることによる。

本研究では、従来不可能であった射出工程の閉ループ圧力制御を、学習制御を導入することにより実現した。この学習制御系では、各サイクルの圧力偏差から次の圧力制御ループに重畳する補正値を学習することにより、良好な収束性を得ることができた。

この結果、射出から保圧までの全工程に対する閉ループ圧力制御を実現した。また、基準となる射出の圧力波形に実際の射出圧力を追従させる機能を考案し、圧力波形追従制御と命名した。この機能が、成形材料のパラッキや成形状態の変動などで引き起こされる成形の不安定に対して、顕著な抑制効果があることを確認した。

第五、上記の圧力波形追従制御を更に発展させ、成形機の画面上で圧力波形を自由に編集する機能と、編集された圧力波形に対して実際の射出圧力が追従する機能を考案し、圧力波形画面編集制御と命名した。

この機能により編集された圧力波形には実射出速度データが存在しないので、画面上で圧力波形に大幅な編集を加えた場合、圧力波形追従制御による学習制御では収束しない場合があった。そのため、学習を開始するための仮の射出速度データを算出する手法を考案し、更に、射出スクリューの位置に対するゲインを学習することにより良好な収束性を得ることができた。図7にこの制御ブロック図、圧力波形を編集した画面及び学習制御により目標圧力との差が収束する様子を表したグラフを示す。

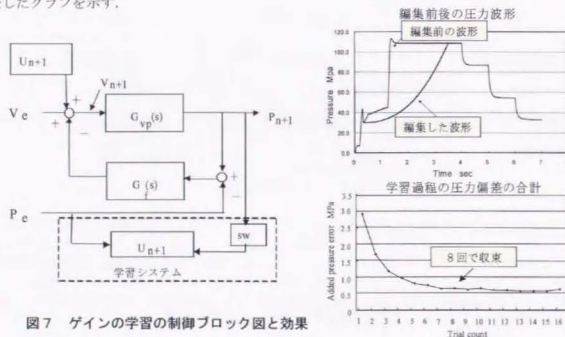


図7 ゲインの学習の制御ブロック図と効果

最後に、本研究で開発した電動サーボ式射出成形機の成果を下記に示す。図8に本研究で開発された電動サーボ式射出成形機の外観を示す。

- 1) 90%の台数をカバーする型締力 150kN~3000kN の実用域に於ける電動サーボ式射出成形機を開発した。
- 2) 成形機の主動作を全てサーボモータ化した機構部を開発し、速度・容量及び耐久性などの点で実用に耐えるレベルに到達した。
- 3) 従来のトルク機構に対し、主節を駆動する対偶が通常の位置と反対側に位置する機構を開発し、RDP (Reverse Drive Point) 五点トルクと命名した。
- 4) 成形工程で必要な圧力(力)制御機能を開発し、従来の油圧式を上回る制御性を実現した。
- 5) 圧力制御機能を発展し、従来不可能であった射出工程に於ける圧力の閉ループ制御を実現した。また、この機能を使用し、基準となる圧力波形に追従する機能を開発し、圧力波形追従制御と命名した。
- 6) 更に、圧力波形を成形機の画面上で編集して得られた波形カーブに追従する機能を開発し、圧力波形画面編集制御と命名した。
- 7) 本研究で開発した電動サーボ式射出成形機は、更に次の特徴を実現した。
 - 従来の油圧式射出成形機を上回る安定した精密成形能力
 - 従来の油圧式射出成形機と比較して、電力消費量を約 1/3 に抑える省エネルギー性
 - 総合的なデータプロセッシングによる品質管理機能、生産管理機能の実現

このように、本研究は電動サーボ式射出成形機の実用化を図り、その初期の目的を達成したと言える。しかしながら、電動サーボ式射出成形機の可能性は広大であり、沢山の優れた研究が本研究に続いて行われている。今後も、それらの研究に遅れる事のないよう、更に研究開発に精進を続け、電動サーボ式射出成形機の発展に微力を尽くして行く所存である。



図8 電動サーボ式射出成形機

Abstract

Injection molding machines are widely used for the mass production of three dimensional plastic parts at low cost. The original mechanism can be seen in a vertical-molding machine developed for celluloid molding in 1872. The currently popular hydraulic horizontal injection molding machine was developed in the 1920's in Germany. Its design was based on the die cast machine. However, these molding machines were manually driven, and the plastic molding was hard and consequently the productivity low. With the introduction of the hydraulic actuator in the 1950's, productivity of the molding machines was significantly improved. Also, since the hydraulic systems had average controllability, and because of the development of engineering plastics and high precision mold, it became possible to provide precise plastic parts to the market. Figure 1 shows the structure of a typical hydraulic injection molding machine in use these days, it is composed of an injection unit, clamp unit and hydraulic control unit.

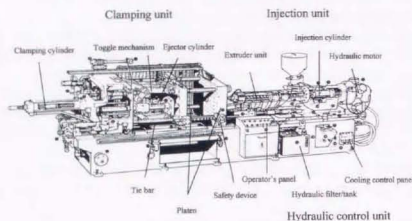


Fig.1 The structure of a typical hydraulic injection molding machine in use today

Today, many products like cellular-phones, notebook computers and optical disks are being developed. They can not be realized without high precision lightweight plastic parts. Furthermore, these products have severe market pressure to be lighter and smaller, and also more severe dimensional accuracy and optical characteristics are needed for parts used in the products. Therefore, for the molding of plastic parts, the injection molding machine has been required to have better controllability than previously. Figure 2 shows the precise plastic parts samples used in these products.



Fig 2. Samples of high precision plastic parts

Also, since hydraulic injection molding machine consumes vast amounts of electric power, and due to the recent power shortage and activities to combat global warming, the issue of energy saving has gained significant importance.

Therefore, in order to respond to both the requirements of high accuracy and the environmental issues, the limitations of hydraulic injection molding machines have come into sharp focus. These limitations are enumerated below.

- 1) The limitations of both injection speed and injection pressure stability due to the viscosity and temperature reliance of the hydraulic oil.
- 2) The limitations of controllability due to the frequency response and hysteresis of control valve.
- 3) The limitations of strategies against the loss for both flow resistance by tubing or control valve and oil leakage.
- 4) The limitations of reducing power not to generate excess power by hydraulic pump due to maintain high response ability.

With the above background, NISSEI PLASTIC INDUSTRIAL CO., LTD. introduced an electric servo driven injection molding machine in 1983. With this molding machine, a possibility of solutions against the above problems of hydraulic injection molding machine was stated. However, like a brake or a torque limit function is applied, many subjects should be solved has been left with view of control. Also, because the power of a DC servo motor is distributed to the clutch and the brake, and the applied mechanism drove each axis of injection, metering and clamp open/close in order to follow the molding cycle sequentially, the cycle time was long. Therefore, with view of productivity, the machine was inferior to the hydraulic injection molding machine.

In this research, in order to solve these problems, it was aimed to realize an injection molding machine which freely uses the controllability of the electric servo, instead of simply replacing the hydraulic actuator with the electric servo motor. Therefore, like the description below, it was intended to develop a mechanism which can drive clamp open/close, ejection, injection and metering with four independent servo motors in order to respond the cutting cycle time application. Also, in order to respond the high accuracy, the conventional pressure control was enhanced, and the development of high degree of the force (pressure) control was attempted with introducing the learning control.

- 1) Determination of the mechanism of servo driven injection unit and the development of a heavy duty ball screw
- 2) Determination of the mechanism of the servo driven clamp unit and the development of a new toggle mechanism.
- 3) Development of an electric servo driven pressure (force) control system which meets the heavy load and high response requirements.
- 4) Development of a pressure-profile-trace-control function for the monitored injection pressure waveform.
- 5) Development of on screen pressure waveform edit function and the development of pressure-profile-trace-control function for the edited waveform.

From the results, an electric servo driven injection molding machine was realized, which has

an accomplishment of high accuracy of the molded parts and an accomplishment of remarkable energy saving, and also has high productivity

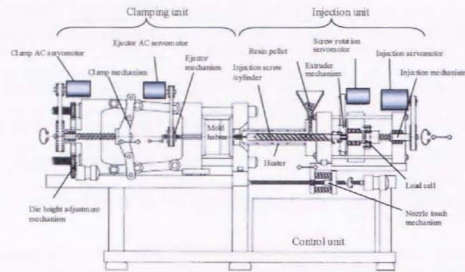


Fig. 3 The electric servo injection molding machine mechanism

A brief description is given below for each of the above development items respectively.

1) For the electric servo driven injection unit, both the crank mechanism and the ball screw direct drive mechanism were made and examined. From the result, many advantages were confirmed in ball screw type. The needed technologies to realize develop the ball screw type injection unit were developed. Since the ball screw used in this injection unit was subject to severe load, the lifetime test was run under the severe load conditions in an injection usage. The test result showed that the ball screw life in the injection unit was significantly shorter than the life calculated by the general technique. Therefore, the life calculation standard suited to the ball screw in the injection unit was developed and the availability of a heavy-duty ball screw with a newly developed nut structure was evaluated. The surface pressure exerted on the balls in the ball screw became more even than the conventional ball screw, and it increased the ball screw life significantly. Figure 4 shows an outward appearance of the newly developed ball screw and the FEM analysis result of surface pressure given to the balls of the ball screws.

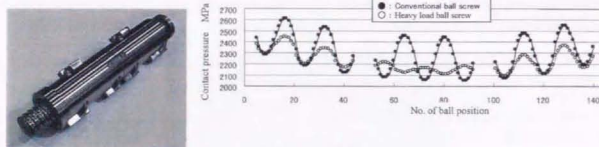


Fig. 4 The improved ball screw

2) A ball screw direct drive mechanism, crank mechanism and toggle mechanism were made and examined for the electric servo driven clamping unit. From the results, many advantages were confirmed in the toggle type and the research for their development was started. During the development, a designing method developed from static analysis was invented. With this method, a new style toggle mechanism was invented by reconstructing the conventional 5

points toggle. In this toggle mechanism the contraposition driven by the main link is located at the opposite side of regular location. So this mechanism is named the RDP (Reverse Drive Point) 5 points toggle. This RDP 5 points toggle realized more compact and high speed performance compared to the conventional 4 and 5 points toggle. Figure 5 shows comparisons of the conventional 4 points, 5 points and the RDP 5 points toggle.

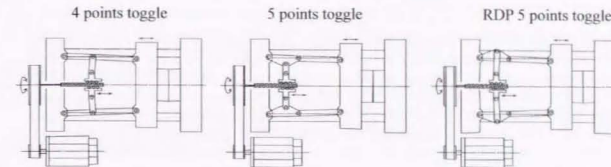


Fig. 5 The toggle mechanism comparison

3) A pressure (force) control by electric servo was developed. This pressure (force) control is needed in the packing stage during the injection molding process. Also, this pressure (force) control is required to satisfy both a hundred times greater handling ability and high response compared to the conventional force control used with robots. To realize this pressure (force) control, the position loop, velocity loop and current loop of electric servo were tried and evaluated. From the result and by consideration of safety and response, the pressure control using velocity control loop was chosen. This pressure (force) control system was realized so that it generates velocity command from pressure error in pressure control stage. Figure 6 shows system block diagram of the pressure control system.

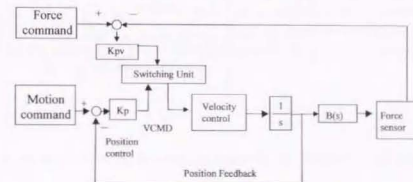


Fig. 6 System block diagram of the pressure control system.

4) The control of the conventional injection molding process requires the control of two different process, namely the injection process and the packing process. In the injection process velocity control was made and in the packing process pressure control was made. Because the control system can not have a satisfactory frequency response due to viscosity of materials, further because the closed loop pressure control using feedback was not possible, the injection process needed to rely on a speed control.

In this research, the closed loop pressure control in the injection process was realized by introducing a learning control. This was not possible in the past. In this learning control system, excellent convergence was seen by learning a revised value accumulating on the next pressure

control loop from pressure error at each injection cycle.

Consequently, it became possible to apply the closed loop pressure control to the entire injection process. Also, a function to make the machine follow the base pressure curve was invented and was named as the Pressure Profile Trace Control. It has been confirmed that the function has a significant repression effect against the molding instability caused by material variance or molding condition change.

5) Finally, the above function was further enhanced. As a result, a function to freely edit the pressure waveform on the screen and a function to make the machine follow the edited pressure were developed. This was named as the On Screen Pressure Profile Edit Control.

Because actual speed data is not available with the edited pressure wave form, occasionally, the pressure could not follow the edited pressure under the leaning control by Pressure Profile Trace Control when a major change was given to the pressure. Therefore, a method to calculate the temporary injection speed was developed, in addition, an excellent convergence was seen by learning gain at the injection screw position. Figure 7 shows the control block diagram, the pressure profile edit screen and a chart showing error from the target pressure convergence.

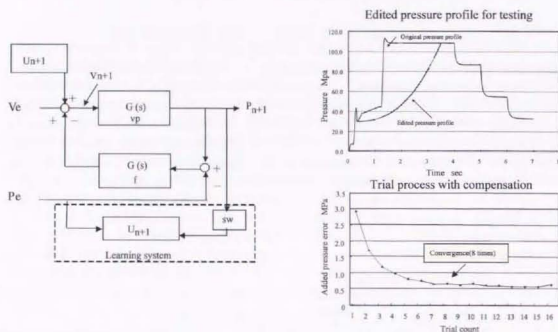


Fig. 7 Control block diagram, the pressure profile edit screen and test result

In conclusion, the accomplishments of the electric servo injection molding machine developed through this research are listed. Figure 8 shows the outward appearance of the electric servo injection molding machine developed through this research.

- 1) This research developed the electric servo injection molding machines in the range of 150kN to 3000kN which account for 90% of the entire molding machine market.
- 2) Servo driven mechanisms supporting major performance of the injection molding machine were developed. These mechanisms were capable of withstanding load levels during practical use in view of speed, capacity and durability.
- 3) Compared to the conventional toggle mechanism, in the new mechanism the contraposition

driven by the main link located at the opposite side was developed. So this mechanism is named the RDP (Reverse Drive Point) 5 points toggle.

- 4) A Pressure (Force) control function needed in molding process was developed. Through this function controllability that is superior to conventional hydraulic type machine was realized.
- 5) The above Pressure control function was developed further to realize a closed loop pressure control in the injection stage that was not possible in the past. Also, using this function, a function to make the machine follow the stored pressure waveform was developed and named Pressure Profile Trace Control.
- 6) Furthermore, a function made it possible for the machine to follow the pressure curve that was modified on molding machine screen was developed. This function was named On Screen Pressure Profile Edit Control.
- 7) Finally, the electric servo driven injection molding machine developed through this research realized the following features.

- Stable accurate molding ability which was superior to the conventional hydraulic injection molding machine
- Energy saving ability that reduced electric consumption to 1/3 of the conventional hydraulic injection molding machine
- A quality and production management function was developed by total data processing

The expectations and targets of this research were met. This research has made the practical use of the Electric servo injection molding machines possible. However, the potential in the area of electric servo injection molding machine is enormous and there is excellent scope for more research. In the future, I would like to diligently pursue research in this area in order to stay ahead of the others and effort will be extended for the further development of electric servo injection molding machine.



Fig.8 Outward appearance of the electric servo injection molding machine

[学位論文目次]

| | | |
|-----|--------------------|----|
| 第1章 | 序 論 | 1 |
| 1.1 | はじめに | 1 |
| 1.2 | 射出成形機の基本構造 | 6 |
| 1.3 | 油圧式射出成形機における現状と問題点 | 9 |
| 1.4 | 電動式射出成形機における先行技術 | 10 |
| 1.5 | 本研究の位置付けと目的 | 12 |
| 1.6 | 本論文の構成 | 14 |

| | |
|--------|----|
| [参考文献] | 17 |
|--------|----|

| | | |
|--------|--------------------------|----|
| 第2章 | 電動サーボ式射出装置 | 18 |
| 2.1 | 緒 言 | 18 |
| 2.2 | 射出装置の機能と構成 | 18 |
| 2.3 | 従来の油圧式射出装置 | 18 |
| 2.4 | 電動サーボ式射出装置の構想 | 19 |
| 2.5 | クランク式電動サーボ射出機構 | 22 |
| 2.5.1 | 基本構成と特徴 | 22 |
| 2.5.2 | 圧力制御の結果 | 26 |
| 2.6 | ボールねじ式電動サーボ射出機構 | 28 |
| 2.6.1 | 基本構成 | 28 |
| 2.6.2 | ボールねじ式電動サーボ射出装置の特性 | 30 |
| 2.7 | クランク式とボールねじ式電動サーボ射出装置の比較 | 31 |
| 2.8 | 射出圧・保圧力・背圧検出機構 | 31 |
| 2.9 | 射出機構用ボールねじの寿命 | 33 |
| 2.9.1 | 1500kN 機用射出用ボールねじの寿命試験 | 33 |
| 2.9.2 | 基本動定格荷重 | 33 |
| 2.9.3 | 寿命計算 | 35 |
| 2.9.4 | 寿命の定義 | 35 |
| 2.9.5 | 寿命試験装置と結果 | 36 |
| 2.9.6 | 考 察 | 39 |
| 2.10 | 1500kN 機用ボールねじの改良 | 41 |
| 2.10.1 | ボールねじ内部の負荷分布 | 41 |
| 2.10.2 | 高荷重ボールねじの構造 | 41 |

| | | |
|--------|----------------|----|
| 2.10.3 | 負荷分布についてのFEM解析 | 42 |
| 2.10.4 | 高荷重ボールねじの寿命試験 | 44 |
| 2.10.5 | 考 察 | 45 |
| 2.11 | 3000kN 機用ボールねじ | 48 |
| 2.12 | 結 言 | 50 |

| | | |
|--------|--|----|
| [参考文献] | | 52 |
|--------|--|----|

| | | |
|---------|-------------------------------|----|
| 第3章 | 電動サーボ式型締装置 | 53 |
| 3.1 | 緒 言 | 53 |
| 3.2 | 型締装置の機能と構成 | 54 |
| 3.3 | 従来の油圧式型締機構 | 54 |
| 3.4 | 電動式型締機構の形式 | 57 |
| 3.4.1 | 直動式電動サーボ型締機構 | 57 |
| 3.4.2 | クランク式電動サーボ型締機構 | 60 |
| 3.4.3 | トグル式電動サーボ型締機構の構想 | 63 |
| 3.4.4 | トグルの静解析方法と解析例 | 65 |
| 3.4.5 | 電動式型締機構の比較 | 75 |
| 3.4.5.1 | 直動式とクランク式電動サーボ型締機構の比較 | 75 |
| 3.4.5.2 | クランク式とトグル式電動サーボ型締機構の比較 | 75 |
| 3.5 | トグルの改良設計手法 | 76 |
| 3.6 | 四点トグルの改良設計 | 77 |
| 3.7 | 五点トグルの改良設計($L_{12} \geq 0$) | 79 |
| 3.8 | RDP 五点トグルの設計($L_{12} < 0$) | 82 |
| 3.9 | RDP 五点トグルの優位性 | 84 |
| 3.10 | 結 言 | 86 |
| 3.11 | 付録 (トグル式型締機構の設計の制約条件) | 87 |

| | | |
|--------|--|----|
| [参考文献] | | 89 |
|--------|--|----|

| | | |
|-------|-----------------------|----|
| 第4章 | 電動サーボ式制御システム | 90 |
| 4.1 | 緒 言 | 90 |
| 4.2 | 電動サーボ式射出成形機に求められる制御機能 | 91 |
| 4.2.1 | 射出機構部の制御 | 91 |

| | | |
|---------|---------------------|-----|
| 4.2.1.1 | 射出制御 | 92 |
| 4.2.1.2 | 圧力制御 | 93 |
| 4.2.1.3 | 計量制御 | 93 |
| 4.2.1.4 | シリンダ温度制御 | 93 |
| 4.2.2 | 型締機構部の制御 | 94 |
| 4.2.2.1 | 型締制御 | 95 |
| 4.2.2.2 | 金型保護 | 95 |
| 4.2.2.3 | エジェクト (突き出し) 制御 | 99 |
| 4.2.3 | その他の制御機能 | 102 |
| 4.2.3.1 | 射出ユニット制御 | 102 |
| 4.2.3.2 | 型締ユニット制御 | 102 |
| 4.2.3.3 | 通信制御 | 102 |
| 4.2.4 | 制御項目と制御分解能 | 103 |
| 4.3 | 電動サーボ式射出成形機の制御部の構成 | 105 |
| 4.3.1 | 主制御装置の構成 | 106 |
| 4.3.2 | プロセス制御 | 107 |
| 4.4 | サーボシステムのインタフェース | 109 |
| 4.4.1 | アナログインタフェース | 109 |
| 4.4.2 | デジタルインタフェース | 111 |
| 4.4.3 | ソフトウェアの構成 | 112 |
| 4.5 | 電動サーボ式射出成形機の射出速度特性 | 114 |
| 4.5.1 | 加減速パターン制御 | 114 |
| 4.5.1.1 | 加減速パターンの選定 | 116 |
| 4.5.2 | 時定数の選定 | 119 |
| 4.6 | 射出速度プロファイル制御 | 120 |
| 4.6.1 | サーボ制御を利用した射出速度制御の課題 | 121 |
| 4.6.2 | 射出速度プロファイル制御 | 122 |
| 4.7 | 結 言 | 125 |

| | | |
|--------|--|-----|
| [参考文献] | | 126 |
|--------|--|-----|

| | | |
|-----|---------------------|-----|
| 第5章 | 電動サーボ式射出成形機における圧力制御 | 127 |
| 5.1 | 緒 言 | 127 |
| 5.2 | 電動サーボ式射出装置 | 128 |
| 5.3 | 電動サーボ式射出装置におけるサーボ定数 | 129 |

| | | |
|-------|--------------------------|-----|
| 5.4 | 工作機械用サーボ制御系における力制御特性の検討 | 133 |
| 5.4.1 | 位置制御による力制御特性の検討 | 133 |
| 5.4.2 | 速度制御による力制御特性の検討 | 133 |
| 5.4.3 | 電流制御による力制御特性の検討 | 133 |
| 5.5 | 位置および電流制御による力制御の実験（開ループ） | 134 |
| 5.5.1 | 実験システム | 134 |
| 5.5.2 | 位置制御による力制御の実験 | 138 |
| 5.5.3 | 電流制御による力制御の実験 | 139 |
| 5.5.4 | 開ループによる力制御の実験結果 | 140 |
| 5.6 | 速度制御による力制御の実験（閉ループ） | 141 |
| 5.7 | 電動サーボ式射出成形機への適用検討 | 143 |
| 5.7.1 | 速度制御と力制御の切換え | 143 |
| 5.7.2 | 力制御中の位置管理 | 143 |
| 5.7.3 | 力制御中の速度管理 | 143 |
| 5.7.4 | 速度制御における力制御方法 | 144 |
| 5.8 | 電動サーボ式射出成形機への適用結果 | 146 |
| 5.8.1 | 実験システム | 146 |
| 5.8.2 | 安定性の評価 | 147 |
| 5.8.3 | 応答性の評価 | 148 |
| 5.8.4 | 実際の圧力制御分解能について | 149 |
| 5.9 | 省エネルギーに対する効果 | 150 |
| 5.9.1 | サイクルタイムについて | 150 |
| 5.9.2 | 消費電力について | 151 |
| 5.9.3 | 冷却水の消費量について | 151 |
| 5.10 | 結 言 | 152 |

| | |
|--------|-----|
| [参考文献] | 153 |
|--------|-----|

| | | |
|-------|-----------------------|-----|
| 第6章 | 電動式射出成形機における圧力波形追従制御 | 154 |
| 6.1 | 緒 言 | 154 |
| 6.2 | 圧力波形追従制御 | 155 |
| 6.2.1 | 射出装置の概要と流動圧力の検出（圧力波形） | 155 |
| 6.2.2 | 圧力波形追従制御の基本構想 | 156 |
| 6.2.3 | 圧力の開ループ制御 | 158 |
| 6.2.4 | 樹脂と金型の組み合わせによる圧力波形の特徴 | 161 |

| | | |
|-------|-------------------------|-----|
| 6.3 | 学習制御の導入 | 164 |
| 6.3.1 | 学習制御システム | 165 |
| 6.3.2 | 学習制御の実験 | 166 |
| 6.3.3 | 学習制御の評価 | 166 |
| 6.4 | 圧力波形追従制御の成形安定性に対する効果 | 170 |
| 6.5 | 圧力波形追従制御によるその他の成果 | 172 |
| 6.5.1 | 粉碎材料を使用したときの成形安定性に対する効果 | 172 |
| 6.5.2 | 逆流防止弁閉鎖挙動ばらつきに対する効果 | 175 |
| 6.5.3 | 逆流防止弁摩耗に対する効果 | 178 |
| 6.6 | 圧力波形画面編集制御 | 181 |
| 6.6.1 | 射出装置の概要と圧力波形の検出 | 182 |
| 6.6.2 | 圧力波形画面編集制御の基本構想 | 182 |
| 6.7 | 圧力波形画面編集制御の検討 | 184 |
| 6.7.1 | 固定ゲインによる制御検討 | 184 |
| 6.7.2 | 射出スクリュ位置とゲインとの関係 | 186 |
| 6.8 | 制御ゲインの学習 | 188 |
| 6.8.1 | 初期速度の算出 | 188 |
| 6.8.2 | ゲインの学習 | 190 |
| 6.8.3 | 速度生成時の時間補償 | 192 |
| 6.9 | 圧力波形画面編集制御の実験 | 195 |
| 6.9.1 | 実験装置 | 195 |
| 6.9.2 | 遅れ時間を考慮しない場合の実験結果 | 196 |
| 6.9.3 | 遅れ時間を考慮した場合の実験結果 | 197 |
| 6.10 | 実際の成形における圧力波形画面編集制御の評価 | 199 |
| 6.11 | 結 言 | 203 |

| | |
|--------|-----|
| [参考文献] | 205 |
|--------|-----|

| | | |
|-------|---------------------|-----|
| 第7章 | 成形工場のトータルデータ管理システム | 206 |
| 7.1 | 緒 言 | 206 |
| 7.1.1 | 生産現場におけるコンピュータ利用の歴史 | 207 |
| 7.1.2 | 生産システムの用語について | 209 |
| 7.2 | システムの検討 | 212 |
| 7.2.1 | フレキシブルなシステムの構築 | 213 |
| 7.2.2 | 射出成形機のオンライン端末化技術 | 214 |

| | | |
|-------|------------------------|-----|
| 7.2.3 | 通信ソフトウェア (FACTOLINK) | 218 |
| 7.3 | 成形品質における多変量解析の応用 | 223 |
| 7.3.1 | オンライン計測技術 | 223 |
| 7.3.2 | 多変量解析の応用 (品質レーダ) | 225 |
| 7.3.3 | 主成分分析の利用 | 226 |
| 7.3.4 | 分析データの評価 | 230 |
| 7.3.5 | 品質レーダの利用とその効果 | 233 |
| 7.4 | ネットワークとロボットを利用した射出成形工場 | 236 |
| 7.4.1 | 成形工場を合理化するための検討 | 236 |
| 7.4.2 | システム構成 | 238 |
| 7.4.3 | 本実施例のまとめ | 244 |
| 7.5 | 結 言 | 245 |
| | [参考文献] | 246 |

| | | |
|-------|----------------------------|-----|
| 第8章 | 総 括 | 247 |
| 8.1 | 本論文各章における研究概要とその成果 | 248 |
| 8.1.1 | 第2章 「電動サーボ式射出装置」 | 248 |
| 8.1.2 | 第3章 「電動サーボ式型締装置」 | 249 |
| 8.1.3 | 第4章 「電動サーボ式制御システム」 | 250 |
| 8.1.4 | 第5章 「電動サーボ式射出成形機における圧力制御」 | 251 |
| 8.1.5 | 第6章 「電動式射出成形機における圧力波形追従制御」 | 252 |
| 8.1.6 | 第7章 「成形工場のトータルデータ管理システム」 | 253 |
| 8.2 | 電動サーボ式射出成形機の今後の展開 | 254 |
| 8.3 | 本研究の成果 | 255 |
| 8.4 | 結 言 | 257 |

○ 謝 辞

○ 本研究に関する発表論文一覧

○ 本研究に関する受賞業績一覧

— 第 1 章 —

序 論

第1章 序 論

1.1 はじめに

プラスチックは、家電製品、OA機器、食品容器、建材及び自動車などの筐体や部品の主要な素材の一つとして大量に使用されている。ここで使用されているプラスチック部品は、射出成形機、押出成形機、ブロー成形機、カレンダー成形機など、その形状・生産量に適した加工機で生産されている。日本全体では、1997年に年間19,398台のプラスチック加工機が生産されているが、この85%にあたる16,529台が本研究の対象である射出成形機¹⁾である。

さて、現在の産業界で様々な用途に使用されているプラスチックであるが、その歴史は意外に浅く、1869年に米国で象牙の代替材料として発明されたセルロイドが最初のプラスチックと言われている。そして、この材料を成形するために1872年に開発された堅型射出成形機がプラスチック射出成形機の始まりとされている。この射出成形機は、シリンダ内でプラスチック材料を蒸気により加熱・溶融させ、水圧プランジヤにより溶融したプラスチックを金型に注入し、金型内で冷却固化した後、成形品を金型から取り出す機構を備えており、現在の射出成形機と基本的には同じ構造を持っていた。

その後、1920年代に米国においてダイカストマシンの構造を応用した堅型の手動式プラスチック射出成形機が製造され、1930年代には成形品が自動落下する横型が続いて開発された。この当時の射出成形機は、型締め機構や射出機構を人力で駆動する方式であったため、射出成形の作業は厳しくかつ生産性の低い作業であった。また、これらの射出成形機で生産されたプラスチック成形品は雑貨が主体であったため、成形品に対する品質の要求は低く、射出成形機の開発努力は、成形品の品質向上よりも主として生産性の向上に向けられていた。この生産性向上に対する要求に応えるべく、1950年代に機構部の駆動源に油圧を使用する油圧式射出成形機が開発された。この油圧式成形機は、それ以前の手動式に比較して飛躍的に生産性が高く、安価で大量のプラスチック製品を市場に供給することを可能にした。

図1.1.1に射出成形機の歴史を中心に、社会的背景、制御方式、サーボモータ、プラスチック材料および主な成形品などを年表形式^{2)~6)}にまとめて示す。

一方、こうした射出成形機の進歩と並行してプラスチック材料の開発も進み、多くの新しいプラスチックが出現した。例えば、セルロイドに続いて、フェノール樹脂、メタクリル樹脂などが開発され、電気部品や航空機の風防などに使用され

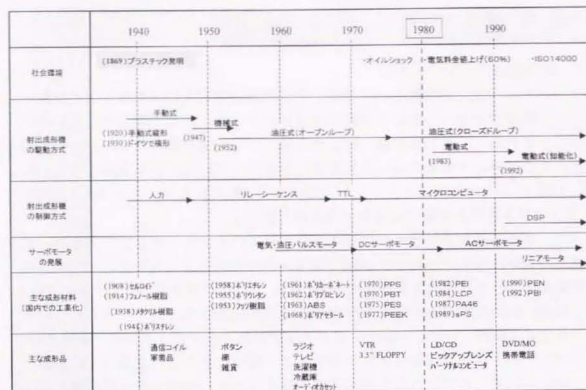


図 1.1.1 射出成形機の歴史と背景

るようになった。1930年代には今日でも代表的な汎用プラスチックであるポリスチレン、ポリエチレンが開発され、射出成形に限らず、フィルムや板材などでプラスチックが大量に消費される基礎が築かれた。1960年代になるとポリプロピレン、ナイロン、ABS など、比較的高価な汎用プラスチックが開発され、続いてポリカーボネイト、ポリアセタールなど、エンジニアリングプラスチックと称される高性能プラスチックが開発された。これらの高性能プラスチックは従来の汎用プラスチックに比べてはるかに優れた機械的強度、耐熱性などを実現しており、プラスチックの用途が更に拡大していった。

表 1.1.1 に代表的な各種プラスチック材料の物理的な特性^{5)~7)}を示す。エンジニアリングプラスチックが汎用プラスチックに比較して、熱変形温度や引っ張り強さなどで優秀な特性を持っていることがわかる。

こうして、最新のプラスチックは、もはやガラスや金属などの代替材料ではなく、その軽量性、自由な造形性、良好な彩色性及び光学特性などの特徴を持ち、最新の工業製品にとって必要不可欠な素材となってきた。こうした特徴を活かし、

表 1.1.1 各種プラスチックの物理特性

| 項目 | 試験法 (ASTM) | 単位 | 汎用プラスチック | | | エンジニアリングプラスチック | | |
|-----------------------|---------------|----------------------|--------------|---------------|--------------------|--------------------|----------------|------------------|
| | | | PS ポリスチレン | PP ポリプロピレン | HDPPE 高密度ポリエチレン | PA 6-6 ポリアミド6-6 | PC ポリカーボネート | POM ポリオキシメチレン |
| 熱変形温度 (1.85MPa 負荷) | D648 | ℃ | 90 | 49 (100) | 50 | 75 (215) | 134 (149) | 136 |
| 融点 T _m | | ℃ | — | 170 | 121 | 260 | — | 180 |
| ガラス転移点 T _g | | ℃ | 85 | — | -120 | 50 | 150 | -56 |
| 比重 | | — | 1.04 | 0.9 | 0.95 | 1.14 | 1.20 | 1.42 |
| 引張り強さ | D638 | MPa | 37 | 32 | 22 | 78.5 | 61.8 | 59.8 |
| 曲げ強さ | D790 | MPa | 70 | 42 | — | 127 | 93.2 | 89.2 |
| 線膨張係数 | D696 | ×10 ⁻³ /℃ | 5.0 | 8.1 | 10 | 8.5 | 7.0 | 10.0 |

| 項目 | 試験法 (ASTM) | 単位 | エンジニアリングプラスチック | | | | | | |
|-----------------------|---------------|----------------------|--------------------------|------------------------|-----------------------|------------------------|----------------------|-----------------------|--|
| | | | PBT ポリアリレン テレフタレート | PPG ポリアリレン オキサイド | PSF ポリアリレン スルホン | PPS ポリアリレン スルフィド | PAI ポリアリレン イミド | PEEK ポリエーテル ケトン | |
| 熱変形温度 (1.85MPa 負荷) | D648 | ℃ | 59 (213) | 129 | 175 | (260) | 274 | 152 (300) | |
| 融点 Tm | | ℃ | 224 | — | — | 285 | — | 334 | |
| ガラス転移点 Tg | | ℃ | 22 | — | 189 | 88 | 260 | 143 | |
| 比重 | | — | 1.31 | 1.06 | 1.24 | 1.34 | 1.38 | 1.30 | |
| 引張り強さ | D638 | MPa | 54.9 | 67.0 | 69.6 | 65.7 | 186 | 97.1 | |
| 曲げ強さ | D790 | MPa | 85.3 | 95.0 | 108 | 96.1 | 186 | 142 | |
| 線膨張係数 | D696 | ×10 ⁻⁶ /℃ | 9.4 | 7.0 | 5.5 | 2.5 | 3.6 | 4.6 | |

()はGF30%強化グレード

CD・DVD等の光ディスク、携帯電話・ノートブックパソコンなどが次々に実用化された。また、家電製品の筐体や自動車のバンパーなど、大型のプラスチック部品も普及し、これらの製品の軽量化と共に自由な色彩とデザインが可能になった。

しかしながら、昨今の製品開発競争は止まる所を知らず、電気電子部品(例えばコネクタ)の小型化、カメラやOA機器で使用される光学部品の精密化および次世代DVDなどに要求される転写性の向上など、プラスチック部品に対する小型化、精密化の要求はプラスチックの特性限界まで高くなってきたと言える。そして、このような要求に応えるべく、より優れた特性を持つプラスチック材料の開発や、

金型の精密化などが進められているが、同時に、プラスチック射出成形機の高精度化と安定性が求められるようになってきた。

初期の油圧式射出成形機は射出成形の生産効率を大幅に向上させたが、成形品の品質向上については十分な成果があげられなかった。この理由として、当時の油圧式成形機の射出や型締のストローク、圧力および速度の設定がリミットスイッチや手動バルブによっていたため、繰り返しの再現性が悪かったことがあげられる。これに対し、1970年代にマイクロプロセッサによる制御が開発され、各種の設定がデジタル化されることにより、射出成形機の制御性が大幅に改善される可能性が見い出された。すなわち、設定がデジタル方式になったことで、射出速度、切替位置などを繰り返し安定して制御出来るようになった。さらに、制御弁を用いた圧力の閉ループ制御や温度のPID制御を可能にした高精度射出成形機も出現し、より安定した高精度成形が可能になった。こうして、油圧式射出成形機は、良好な生産性と安定した精密成形性を兼ね備えた機械として、プラスチック加工機の主流を占めると同時に産業界に広く普及していった。

しかしながら、このような高精度射出成形機の普及によりプラスチック部品の高精度化が一般的になり、プラスチック部品に対する要求は自然とより厳しくなっていく。この傾向は、市場での軽薄短小化を中心とした開発競争が激化するにつれて更に厳しくなり、射出成形機に対する要求精度も従来の高精度射出成形機の限界を超えるものになってきた。すなわち、CDやDVDに使用されるピックアップレンズはサブミクロンの形状精度を必要とするし、0.25mmピッチの超小型コネクタは数ミクロンの安定した寸法精度を要求する。図1.1.2に精密成形部品の例を示す。

一方、地球温暖化の懸念が深刻さを加えるにつれて、社会的に省エネルギーが関心事の一つになった。従来の油圧式射出成形機では、電気エネルギーを大量に消費するために、省エネルギー化を進める必要があった。

このような成形品に対する高精度化の追求や環境問題などの社会的要求に対応するべく、プラスチック射出成形機の制御性及び省エネルギー性をさらに進めていくにあたり、次に示す項目のごとく油圧式射出成形機の限界が明らかになってきた。

- 1) 作動油の粘度の温度依存性に起因する射出速度および射出圧力の安定性の限界
- 2) 制御弁の周波数応答やヒステリシスに起因する制御性の限界

- 3) 配管、制御弁などの流量抵抗による損失および作動油の漏れによる損失対策の限界
- 4) 高応答性確保のための、油圧ポンプによる必要以上の動力発生に対する削減の限界

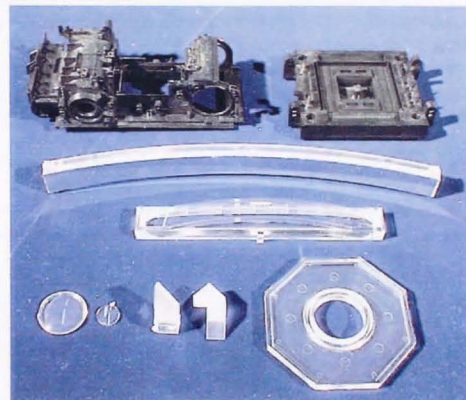


図 1.1.2 精密成形品の例

本研究ではこれらの限界を超える新しい構想の射出成形機を検討した結果、電動サーボモータを持つ安定した制御性、省エネルギー性に注目し、全電動サーボ式射出成形機を開発するために必要な技術を検討した。具体的には、射出・型締に必要な負荷を受ける電動サーボによる駆動機構、これらを制御するハードウェアとソフトウェア及び樹脂の圧力制御機能などの新技術の研究が必要であった。

1.2 射出成形機の基本構造

プラスチック射出成形は、材料のプラスチックを溶融し、高压で金型に注入し、冷却固化した後、金型を開いて成形されたプラスチック部品を得る成形方法である。この成形方法は、三次元形状のプラスチック部品を非常に効率良く生産できるだけでなく、適切な射出成形機や金型を使用する事により非常に良好な精度を得る事が出来るという特徴を有している。これらの特徴により、1.1 節に述べたごとく、射出成形は三次元形状を持つプラスチック品の製造において、現在、主流の成形方法となっている。

プラスチック射出成形機は、通常、射出装置、型締装置及び制御装置の3つのユニットから構成されている。図1.2.1に従来の油圧式射出成形機の基本構成を示す。

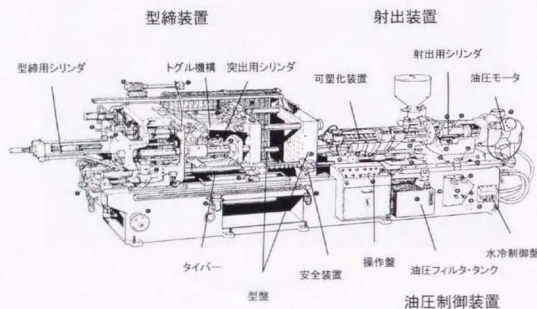


図1.2.1 油圧式射出成形機の基本構成⁽¹⁾

プラスチック射出成形機の機構部の構成は、従来からの油圧式射出成形機も本研究で開発した全電動サーボ式射出成形機も、基本的には同じである。

以下に、射出成形機の機構を理解する上で必要なプラスチック射出成形の基本サイクルを説明した後に、射出装置、型締装置及び制御装置の主要3ユニットの構成、およびそれらの機能について説明する。

1) プラスチックの射出成形サイクル

- (1) プラスチックの成形サイクルは基本的には、可塑化・射出・保圧・型開き・突き出し・型閉じの6工程から構成される。
- (2) 最も一般的な射出成形機であるインラインスクリュ式射出成形機では、射出スクリュは2つの機能を持っている。すなわち、回転することにより材料を圧縮しながら前方に移送する機能と、前進して材料を金型に注入するプランジヤとしての機能である。可塑化工程において、射出スクリュは回転することにより材料を送る働きをするとともに、粒状のプラスチック材料がヒータの熱とスクリュによる剪断熱で加熱され、溶融する。溶融した材料は射出スクリュの回転で前方に移送されると同時に同スクリュの溝で攪拌・混練され、密度や色などが均質化される。
- (3) 射出工程では、射出スクリュはプランジヤとして機能し、シリンダの中で前進することにより溶融材料を金型に注入する。この際、金型の形状や樹脂の性質を考慮して、射出速度を制御する事で成形品の品質をコントロールすることができる。通常、シリンダ先端に少量の材料が残った状態で金型の充填が完了し、射出工程が終了する。
- (4) 射出工程終了後、金型に充填された溶融材料は金型の内壁から熱を奪われて冷却固化が始まる。材料は冷却により収縮するが、この収縮は成形品の転写不良やヒケなどの不良を引き起こすため、ノズルからの圧力を維持し、収縮した分の材料を補う。この工程を保圧工程と呼び、金型内の材料が固化し、形状が固定された時点で終了する。
- (5) 保圧が終了すると、金型を開き、成形品を取り出す準備をする。この工程を型開き工程と呼ぶ。
- (6) 型開き工程の終了後に金型内の成形品を機械的に突き出し、成形品を取り出す工程を突き出し工程と呼ぶ。
- (7) 突き出し工程が終了すると金型が閉じられ、次の成形サイクルが始まる。この工程を型閉じ工程と呼び、次サイクルの可塑化工程が始まる。

2) 射出装置

- ・ プラスチック材料を溶融・混練・射出するための射出スクリュ、シリンダおよびこれらを駆動する可塑化機構と射出機構及び全体を前後進させるノズルタッチ機構から構成されている。

- ・可塑化機構はプラスチック材料を溶融する為に射出スクリュを回転させる機構である。通常、油圧式射出成形機では油圧モータにより駆動されるが、誘導電動機で直接駆動される場合もある。
- ・射出機構は、射出スクリュを前進させ、プランジャとして作用させることにより溶融材料を金型に注入する機構である。通常、油圧シリンダが使用される。
- ・ノズルタッチ機構は、射出装置全体を前後進させることにより、シリンダ先端のノズルが金型に圧着したり、離れたりし、通常、この駆動には油圧シリンダが使用される。

3) 型締装置

- ・型締装置は、金型を開閉する型開閉機構と金型内の成形品を取り出す突き出し機構の2つの機構から構成されている。更に、トグル式型締機構では、金型の厚みに対するリンクの位置を調整する型圧調整機構がある。
- ・型開閉機構は、文字通り金型を開閉する機構であるが、本例ではトグル機構を油圧シリンダで駆動する機構を示している。また、トグルを使用せず、油圧シリンダの力をそのまま使用する直圧式という方式もある。いずれの機構も、射出・保圧時に金型内の高圧溶融材料が金型を開く力に対抗して金型を保持する機能を持っている。この金型保持の能力を型締力と呼び、成形機の大きさを代表させる。
- ・突き出し機構は、通常、可動プラテンに組み込まれており、1本から複数本のノックアウトピンと呼ばれる部材が前後進することにより、金型内にあるエジェクタプレートを駆動する機構である。このエジェクタプレートに固定されている突き出しピンが前進することにより金型内から成形品が金型外に押し出される。本例では油圧シリンダでノックアウトピンの前後進を駆動している。

4) 制御装置

- ・制御装置は、これまでに述べた機構を成形サイクルに沿ってシーケンス的に制御するPLCと、シリンダの温度制御をする温度制御回路およびI/Oを含む強電回路から構成されている。
- ・射出成形機にとって必須の機能ではないが、現代の射出成形機には周辺機器・外部管理装置などとの通信機能なども重要な機能になっている。

1.3 油圧式射出成形機における現状と問題点

1.1 節で示したように、射出成形機は動力として人力を使用した時代が長く続いたが、1950年代に駆動源に油圧を使用した油圧式射出成形機が開発された。この油圧式射出成形機は成形作業者を過酷な労働から開放すると共に生産性を飛躍的に向上させたため、市場に急速に普及した。その後、マイクロプロセッサを搭載した制御装置の開発により成形品の品質が飛躍的に向上すると、それまで雑貨にしか使用されていなかった射出成形品が、家電・OA機器・自動車などの主要な構成部品として使用されるようになった。更に、サーボバルブによる閉ループ圧力制御を持った油圧式射出成形機が開発され、成形品の精度は向上し、光ディスクやカメラレンズなどの精密成形の分野で威力を発揮するようになった。

こうして、プラスチック成形品は、現在、最新のハイテク機器の高精度部品製造に必要不可欠な構成要素にまで進化してきた。しかしながら、この分野に於ける開発競争はますます激化しており、これまで精密、小型と言われていた部品が直ぐに陳腐化し、更なる高精度化、小型化を求めて開発競争が開始される状況が繰り返されている。

また、油圧式射出成形機は大きな電力を消費する機械でもある。従来はこうした事実が省みられることが少なかったが、昨今の電力事情の逼迫や地球温暖化防止運動などから、省エネルギーに対する考慮も重要になってきた。

更に、現業作業者の減少および熟練者不足から、成形工程の自動化や成形機の知能化が今後の成形工場を維持して行く上で必要不可欠な要素になってきた。

このような成形品に対する高精度の追求や社会・工場からの要求に対応するべく、プラスチック射出成形品の高精度化、射出成形の省エネルギー化及び自動化を進めて行くにあたり、油圧式射出成形機が持っている解決すべき主な問題点^{13)~15)}を下記に示す。

- 1) 気温の変化や長時間の連続動作などによる油圧作動油の油温の変化が機械の動作特性に影響を与える為、長時間に渡る安定した成形精度の維持が困難である。また、金型の開閉速度が停止位置精度にも影響するので、ロボット等の周辺機器との連動動作の障害になる。
- 2) 作動油の粘弾性及び配管系の弾性が無視出来る大きさでなく、駆動側と実際の射出速度及び圧力との間に非線形を生じ、制御性を悪くしている。この現象は特に立ち上がり時に顕著であり、高速射出を必要とする精密成形に悪影響を与える。逆に射出速度が遅い場合は、油圧シリンダ内のパッキンの摩耗

の影響でスティックスリップ現象が出る。

- 3) 油圧作動油やサーボバルブ、比例制御バルブなどの劣化による経年変化があり、長年に渡って初期性能を維持する事が困難である。
- 4) 常に油圧ポンプが作動しているため、エネルギー効率を高くする事が困難である。特に、高性能機では鋭い立ち上がりを確認する為、可変吐出量ポンプを使用出来ず、効率の向上が更に困難である。
- 5) 油圧ポンプの振動、騒音及び作動油の漏れなどから、快適な作業環境の維持が困難である。
- 6) 複雑な油圧系に起因するトラブルが多く、保守に時間と費用がかかる。

1.4 電動式射出成形機における先行技術

電動モータで直接駆動する射出成形機は、歴史的には油圧式射出成形機よりも古く、1920年代にパテンフェルト社が射出装置と型締装置の駆動に誘導電動機を使用した射出成形機を発表している。図1.4.1にパテンフェルト社製の電動射出成形機の構造図を示す。この射出成形機は、2台の誘導電動機、歯車およびリンクを使用した機構からなり、それまでの人力で駆動していた射出成形機の動作を電動モータで駆動した。

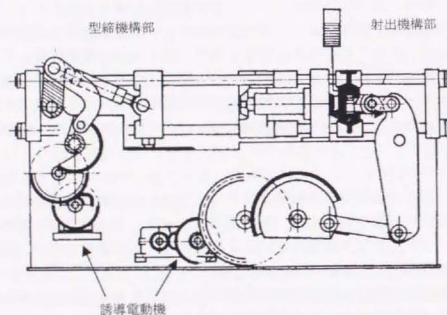


図1.4.1 パテンフェルト社製 電動式射出成形機

その後は、可塑化機構のスクリー回転を誘導電動機により駆動する方式が一部見られた。しかしながら1.3節で述べたように油圧式射出成形機が普及したため、射出成形機の電動化の動きは長年に渡り低調であった。そのなかで、1983年に日精樹脂工業株式会社から電動サーボ式射出成形機が発表された⁶⁾。図1.4.2及び図1.4.3に日精樹脂工業株式会社製の電動サーボ式射出成形機の外観及び構造を示す。

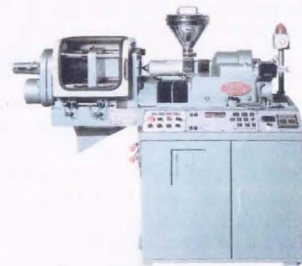


図1.4.2 日精樹脂工業株式会社製 電動式射出成形機の外観⁶⁾

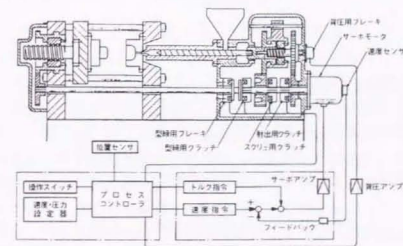


図1.4.3 日精樹脂工業株式会社製 電動式射出成形機の構造⁶⁾

この電動サーボ式射出成形機により、1. 1節や1. 3節に示した油圧式射出成形機がもつ、解決すべき問題点の多くを克服できる可能性を示した。しかしながら、下記に示すように、圧力制御にブレーキやトルク制限を使用するなど、制御の面では解決すべき点が多々残されていた。また、1台のDCサーボモータの動力をクラッチとブレーキにより分配し、射出・可塑化・型開閉の各軸を射出成形サイクルに従って順次駆動する機構を採用していたため、サイクルタイムが長く、生産性の点では油圧式射出成形機に対してむしろ劣っていた。

- (1) 背圧制御にブレーキを使用しているため、ブレーキの経年変化など影響で長期にわたって安定性を維持することが難しい。
- (2) 圧力制御は、サーボモータのトルク制限を利用したオープンループのため機構部の経年変化などにより、長期にわたって安定性を維持することが難しい。
- (3) 型締、射出及び計量の3工程を、ブレーキ・クラッチを使用し、1モータで駆動した。このため、ブレーキやクラッチの作動に不必要な時間を要しサイクルタイムの向上が難しい。また、クラッチ・ブレーキを多用したため、機械の信頼性を向上させるのが難しい。
- (4) 使用されたDCサーボモータによる制御系は位置ループを持たず、位置による速度の切り換えはリミットスイッチを使用した。この為、サーボモータ駆動でありながら、安定した繰り返し精度を実現することが難しい。
- (5) 開発された成形機の大きさが型締力50kN、100kNと小型の分野に限定されていた。

1.5 本研究の位置付けと目的

本研究では1.4節に示した電動式射出成形機における先行技術のように、単に油圧を電動サーボモータに置き換えた機械ではなく、電動サーボモータの制御技術を駆使した射出成形機を開発するため必要な技術を検討した。この結果、サーボモータの制御性を活かし、プラスチック射出成形品の高精度化及び成形の省エネルギー化、そして、油圧式射出成形機で達成した高い生産性をもった本格的な電動サーボ式射出成形機を開発するために必要な技術の研究した。

図1.5.1に各社の電動サーボ式射出成形機の開発状況^{10)~12)}を年代別に示す。

1980

1990

| 創成期 | 第1期 | 第2期 |
|-------------------|----------------------|-------------------------------|
| 電動式の開発 | 大型電動式の開発 | 電動式の成長期 |
| ・ファナック 各軸ACサーボモータ | ・ファナックが300トンまで実用化 | ・ファナックが知能化電動成形機ROBOSHOTシリーズ発表 |
| ・日精、1モータ式 | ・住友重機がハイブリッド150トンを試作 | ・日精 360トンを発表 |
| ・新潟、不明 | ・日本製鋼所が150トン電動を試作 | ・住友重機が新型電動機を開発 |
| の3社が開発 | ・新潟精工MDSシリーズ発表 | ・日本製鋼所が新型電動を開発 |
| | ・東洋機械TUシリーズ発表 | ・新潟精工MDSIIシリーズ発表 |
| | | ・東洋機械TSシリーズ発表 |
| | | ・その他も参入 |

図 1.5.1 各社の電動サーボ式射出成形機の開発状況

ファナック株式会社は1980年代から一貫して電動サーボ式射出成形機の商品化を推進してきた。本研究の成果はこれらの商品に適用してきたものである。本研究の目的を下記に具体的に示す。

- 1) 油圧駆動源を一切使用しない電動サーボ式射出成形機で、且つ、型締力が150kN~3000kNの実用範囲の殆どをカバーする仕様の実現
- 2) 近年のプラスチック部品に要求される極度の精度・品質を実現する精密成形能力とその成形精度を長期に渡って維持する安定性の実現
- 3) 従来の油圧式射出成形機の限界を超える精密成形能力の実現と厚物・薄物の形状に対する成形限界の拡張
- 4) 従来の成形技能者が持っていた技能を標準化し、数値化する成形技術の知能化の実現
- 5) 成形工場の工程の自動化、成形技術・品質などのトータルデータ管理化に対応する通信機能やデータ管理機能の実現

1.6 本論文の構成

本論文は下記の章から構成されている。

第1章 序 論

射出成形機の歴史的な発展経過のなかで、現在の油圧式射出成形機の問題点及び電動式射出成形機の先行技術の問題点を指摘し、電動サーボ式射出成形機の開発における本研究の位置付けと目的を示す。

第2章 電動サーボ式射出装置

射出装置に必要な機能と機構の構成を示し、電動式射出機構の構想として考えられる各種機構の得失について比較する。そのなかから、クランク式とボールねじ式の機構を製作した結果、ボールねじ式が電動サーボ射出機構として適合していることがわかったため、ボールねじ式電動サーボ射出機構の開発に必要な技術について研究した。特に、重要な機械要素であるボールねじの寿命については、大荷重・小ストロークにおける寿命試験を行った。その結果から、寿命計算の指針および新たに開発された高荷重ボールねじの有効性を示す。

第3章 電動サーボ式型締装置

型締装置に必要な機能と機構の構成を示し、直動式、クランク式およびトグル式を製作して比較検討する。その結果、トグル式が電動サーボ型締機構として適していることがわかったため、トグル式電動サーボ型締機構の開発に必要な技術について研究した。トグル式型締機構の静解析を進展させ、論理的に機構の設計を進める手法を示す。また、この手法により四点トグルと五点トグルとを比較し、さらに従来の五点トグルとは異なる新しい五点トグルを考案したことを示す。本研究ではその新しい五点トグルを、主節を駆動する対偶が通常と反対側に位置することから RDP (Reverse Drive Point) 五点トグルと名付け、本 RDP 五点トグルの優位性について最後に示す。

第4章 電動サーボ式射出成形機の制御システム

射出成形機の制御に必要な構成要件と従来の制御システムの問題点、電動サーボ式射出成形機の制御システムの開発とその成果について述べる。

第5章 電動サーボ式射出成形機における圧力制御

電動サーボ式射出成形機において、保圧工程に必要な圧力制御を実現するために電動サーボモータによる力制御方式を検討した。その結果、速度制御を利用した圧力制御を開発し、その成果について述べる。

第6章 電動式射出成形機における圧力波形追従制御

射出成形の圧力波形モニタデータの安定性が成形現場で成形安定性の評価基準に使用されていることに注目し、学習制御を導入することにより基準圧力波形に追従する圧力の閉ループ制御を開発した。さらにこの機能を発展させた圧力波形画面編集機能を開発した。これらの機能の具体的な成果について述べる。

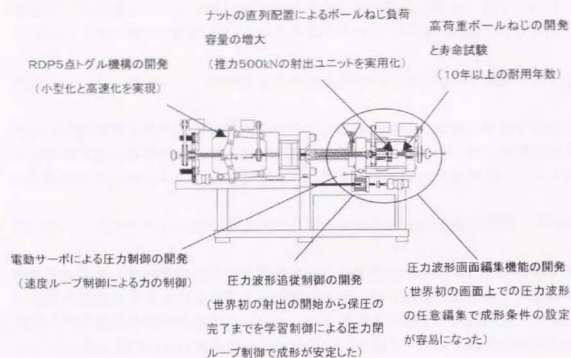
第7章 射出成形工場の管理システム

電動サーボ式射出成形機が持つ高度な通信機能を基に、設計から現場までリアルタイム管理システムを開発した。本章では、このシステムを基にした成形工場の合理化の方向について述べる。

第8章 総 括

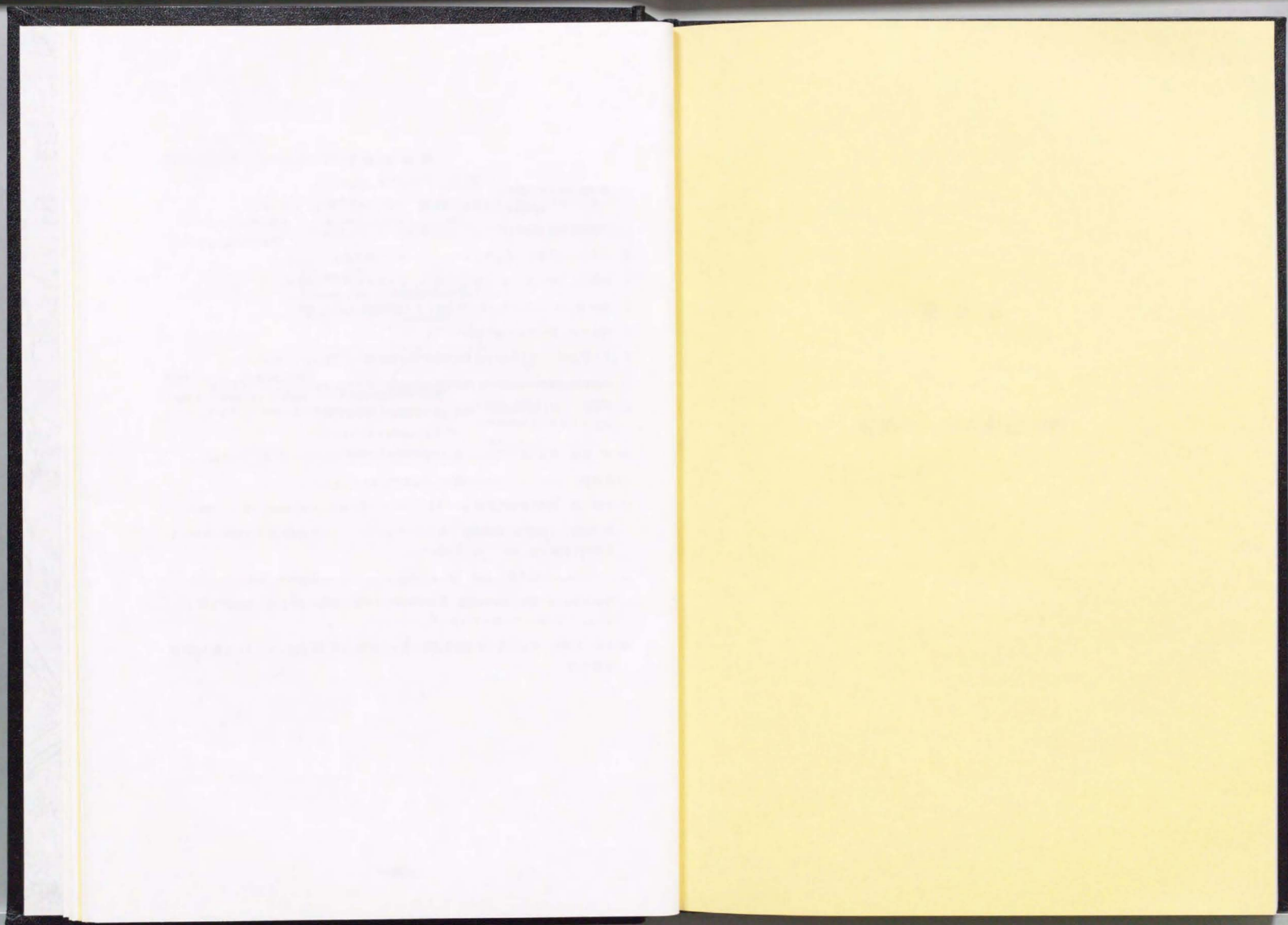
本章では、電動サーボ式射出成形機の得失のまとめと今後の開発の方向及び全電動式射出成形機の可能性について述べる。

本研究で開発した新技術を下図に示す。



[参 考 文 献]

- 1) 1997年プラスチック工業統計資料集, プラスチックス, 49, 6 (1998) 17
- 2) 伊藤公人: 射出成形, プラスチック成形技術, 12, 9 (1995) 46 - 52
- 3) 日本ビニル工業会: 成形加工とコンピュータ, 工業調査会, (1982)
- 4) 伊藤 忠, 曾根忠利, 中川 曜: 射出成形, プラスチックエージ (1993) 15 - 20
- 5) 大柳 康: エンジニアリングプラスチック, 森北出版 (1987)
- 6) 理科年表, 国立天文台編 (1993)
- 7) 山口章三郎: エンジニアリング・プラスチック活用ハンドブック, (1984)
- 8) 山崎善彦: 電気サーボモータ駆動式射出成形機, プラスチックエージ, 31, 3 (1985)
- 9) 平岡和夫: 射出成形機動作におけるサーボモータを用いた速度・圧力制御, 応用工学, 33, 10 (1992)
- 10) 菅 敬彦: 電動式射出成形機の最近の技術動向, プラスチックエージ, 38, 4 (1992)
- 11) 谷口勝彦: ハイブリッドとその動向, 油圧技術, 33, 7 (1994)
- 12) 左藤 直: 電動式射出成形機 MD - SII シリーズ, プラスチック成形技術, 12, 11 (1995)
- 13) 粥川浩宣, 山田宏尚, 武藤高義: 油圧システムのパワーマッチ制御に関する基礎的研究, 日本機械学会論文集, C61 - 588 (1995) 3295
- 14) F. Johannaber, 綾井英二 監修・訳: 射出成形マニュアル, 工業調査会 (1990) 93 - 126
- 15) Mark A. Davis, 翻訳: 大田黒信博: サーボ制御による射出成形 - SPE34 回 ANTEC (1976 年 4 月) より, プラスチックスエージ (1977)
- 16) 西村, 町田勉, 富樫公夫: 射出成形技術の基本と応用 - 成形機・成形プロセスの発展と制御技術編 (1972)



— 第 2 章 —

電動サーボ式射出装置

第2章 電動サーボ式射出装置

2.1 緒言

従来から使用されている油圧式射出装置では、駆動源に使用している油圧装置の油温の変化に伴う特性の変化や作動バルブなどの磨耗による影響などが無視出来ず、プラスチック成形部品の高精度化に対して限界があった。また、油圧駆動式射出装置では電動機の出力を一旦油圧に変換し、更にアクチュエータを駆動するため、基本的にエネルギー効率が悪いという問題点も内在している。

本章では、従来の油圧式射出装置に代わり、電動サーボモータを使用したクランク式、ボールねじ式射出装置を製作し、それぞれについての評価を行った。その結果、ボールねじ式により多くの利点を見出したので、ボールねじ式射出装置の実用化を行った。

さらに本章では、射出成形機用として高荷重、小ストロークにおけるボールねじ寿命の実験結果から、基本動定格荷重と寿命の計算方法について考察する。また、ボールねじの内部で、負荷分布を均一化することによって負荷能力を向上させた高荷重ボールねじについて、寿命試験、FEM解析などを従来のボールねじと比較検討し、その有効性を評価するとともに、接触面圧と基本静定格荷重の関係から無限寿命の可能性について検討した。

2.2 射出装置の機能と構成

プラスチック射出成形機の射出装置とは、材料の樹脂を溶融し、金型に射出する装置である。下記に示す、計量・射出・保圧の3つの工程を射出装置が担当している。

計量： 粒状若しくは帯状の樹脂を一定量だけ溶融する（可塑化）

射出： 溶融した樹脂を金型の中に注入し、金型に充填する

保圧： 樹脂が冷却・固化する過程の収縮を補うために圧力をかける

射出装置は、射出・保圧を行う射出機構と計量を行う可塑化機構から成る。

成形機における射出装置は、成形品の精度や品質に最も深く関係している部分であり、4章～6章で述べる精密な制御を実現できる機構が要求される。

2.3 従来の油圧式射出装置

射出装置の代表的な形式としては、プランジャ式、プリブラス式及びインラインスクリュ式などがある。現在ではこれらの多くが駆動源に油圧を使用している。ここでは、油圧式射出装置の中で最も普及しているインラインスクリュ式射出装置を基にその機構原理を述べる。

図 2.3.1 に油圧駆動式のインラインスクリュ式射出装置を示す。

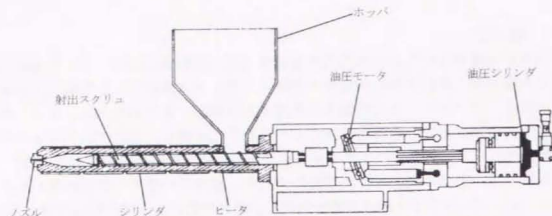


図 2.3.1 油圧駆動式のインラインスクリュ式射出装置の例¹⁾

射出装置に必要な機能としては、計量・射出・保圧の 3 機能であり、インラインスクリュ式では 1 本のスクリュでそのすべての働きを兼ねる。以降、本論文ではインラインスクリュ式のスクリュを射出スクリュと呼ぶ。

射出及び保圧は、図 2.3.1 で示す射出スクリュをプランジャとして使用する事により行う。この機構において、射出スクリュの前後進は油圧シリンダにより駆動される。射出はその作動油の流量を制御し、保圧は作動油の圧力を制御する事により実行される。

一方、計量は射出スクリュを回転させる機構と射出スクリュを前後進させる機構の 2 つが同時に作動する。即ち、射出スクリュを油圧モータで回転させる事により、樹脂をシリンダ前方に移動させながら、樹脂から発生する剪断熱とヒータからの熱により樹脂を溶かす。また溶けた樹脂の密度を均一に保つため、樹脂がシリンダの前方に溜まるに従って後退する射出スクリュに抵抗力を与え、背圧と呼ばれる圧力を樹脂に発生させる。

2.4 電動サーボ式射出装置の構想

本研究では射出装置の駆動源に AC サーボモータを使用し、従来の油圧駆動源を全く使わないサーボモータ式射出装置を開発した。可塑化機構と射出機構の両方に独立した 2 つのサーボモータを搭載し、各々単独または連動して駆動する事が出来る構造とした。

可塑化機構ではサーボモータの回転をタイミングベルトおよびプーリで射出スクリュに伝達する構造とした。射出機構では、サーボモータの回転を直線運動に変換して射出スクリュに伝達する必要があるため、機構の形式としては数種の選択肢がある。本章のここからは、射出機構について述べる。

電動サーボ式射出機構として考えられる各機構の概念を図 2.4.1 に示す、ま

た、それらの機構の考えられる得失を表 2.4.1 に示す。

特性・耐久性や効率の点からリニアモータは理想的であると考えられるが、射出機構として要求される大出力のリニアモータは現時点においては開発されていない。将来は最も有望な駆動機構の一つであるが、残念ながら本研究では断念した。

また、トグル式、ねじ式、油圧変換式の機構は各々効率や耐久性、コストなどの点で問題があると考えられ、最終的にはクランク式とボールねじ式の 2 つの機構を製作した。これらの射出装置の特性と評価について以下の節に述べる。

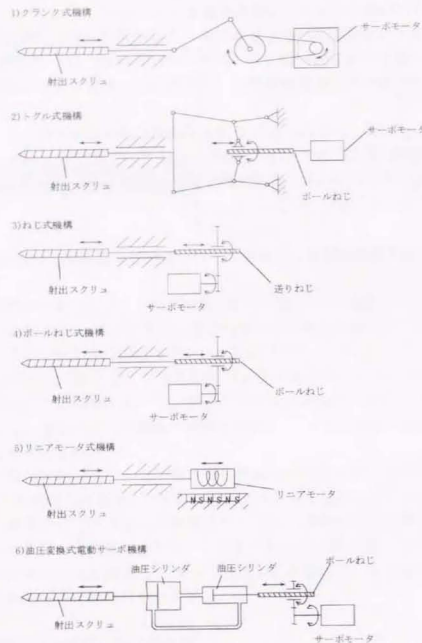


図 2.4.1 電動サーボ式射出機構の概念図

表 2.4.1 電動式射出機構の駆動方法の比較

| 機構 | 効率 | 出力 | 耐久性 | 応答性 | コスト | 総合 |
|--------|----|----|-----|-----|-----|----|
| クランク | △ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ |
| トグル | △ | ○ | ○ | × | △ | △ |
| ねじ | × | △ | × | × | ○ | × |
| ボールねじ | ○ | ○ | ○ | ◎ | △ | ◎ |
| リニアモータ | ◎ | × | ◎ | ◎ | × | × |
| 油圧変換 | × | ◎ | △ | ○ | △ | × |

2.5 クランク式電動サーボ射出機構

2.5.1 基本構成と特徴

表 2.5.1 にクランク式電動射出機構の主な仕様を示す。

表 2.5.1 クランク式電動サーボ射出装置の主な仕様

| 項目 | 仕様 |
|------------------|-----------|
| 射出スクリュー径 | φ20 mm |
| 射出スクリューストローク | 40 mm |
| 最大射出圧力 | 147 MPa |
| 最大背圧 | 29.4 MPa |
| 射出スクリュー最大推力 | 184 kN |
| 射出スクリュー最大トルク | 0.133 kNm |
| 射出用 AC サーボモータ仕様 | 出力 3.3 kW |
| 可塑化用 AC サーボモータ仕様 | 出力 2.8 kW |

図 2.5.1 に上記の仕様に従って開発した型締力 150kN 機のクランク式電動サーボ射出装置の構造を示す。

本章で製作した射出装置は、シリンダを保持するフロントプレートと射出用サーボモータが固着されているリアプレート、及びその間で前後進を自在にしたブッシュプレートから構成される 3 プレート構造を採用した。このブッシュプレートには射出スクリューが回転自在に取り付けられ、同じくブッシュプレートに搭載されている可塑化用のスクリュー回転用モータにより、タイミングベルトを介して射出スクリューが回転される構造とした。また、ブッシュプレートはフロントプレートとリアプレートを固定する 4 本のタイロッドのうち、対角の 2 本をガイドロッドとして使用し、固形潤滑材を埋め込んだオイルレスブッシュで滑らかに摺動出来る構造とした。

クランクの回転中心はリアプレートにあり、同じくリアプレートに搭載された射出用のサーボモータが減速機を介しクランクを駆動する構造とした。クランクの軸受はスクリュー最大推力の 184kN という大きなラジアル荷重を受けるので、本章の装置では、クランクの回転中心の軸受に背面合わせのテーパローラベアリング、コンロッドにオイルレスブッシュを使用した。機械の効率および感度を考えればコンロッドにも転がり軸受けを使用の方が有利であるが、スペースの制約が厳しく、小型で負荷容量を大きく取れるオイルレスブッシュを採用した。

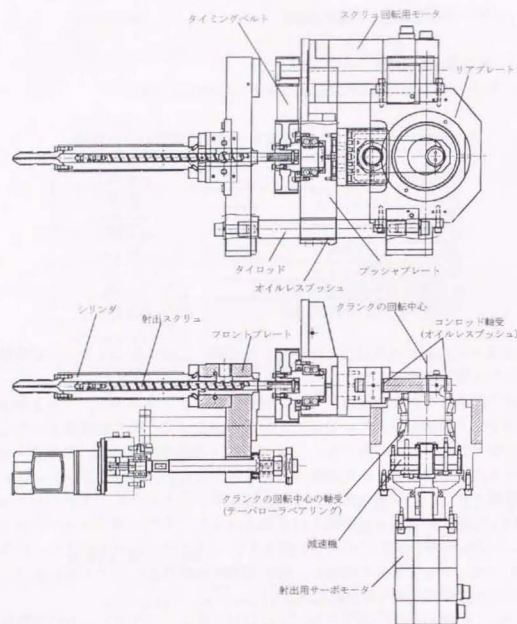


図 2.5.1 クランク式電動射出装置

図 2.5.2 にクランクの定数と変数を示す。式 (2.5.1) および図 2.5.3 にクランク回転角とスライダ（プッシュプレート）位置の関係を示す。

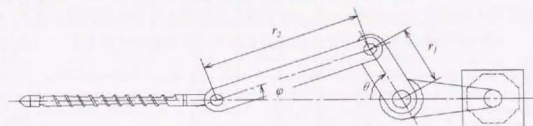


図 2.5.2 クランクの定数と変数

$$\text{スライダ位置} = r_1(1 - \cos \theta) + r_2(1 - \cos \phi) \quad (2.5.1)$$



図 2.5.3 クランク回転角とスライダの位置

本図から判るように、クランクの回転角とスライダの位置の関係は線形ではない。そのためクランクの回転角およびスライダの位置に対して力および速度の拡大率が変化する。

式 (2.5.2) にクランクの回転角と力および速度の拡大率の関係を、図 2.5.4 にスライダの位置を横軸にとった力および速度の拡大率を示す。

$$\text{力の拡大率} = r_1 F / T = \cos \phi / \sin(\theta + \phi)$$

$$\text{速度の拡大率} = v / (r_1 \omega)$$

$$= \sin \theta + (\zeta \sin(2\theta)) / (2(1 - \zeta^2 \sin^2 \theta)^{0.5})$$

(2.5.2)

θ : クランク回転角

T : クランク回転トルク

F : スクリュ推力

r_1 : クランク長さ

r_2 : コンロッド長さ

$\phi: \sin^{-1}(\zeta \sin \theta)$

$\zeta: r_1 / r_2$

ω : クランク回転角速度

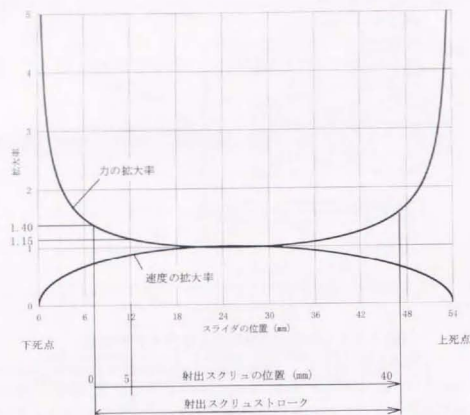


図 2.5.4 スライダおよび射出スクリュの位置と力および速度の拡大率

本図から判るように、クランクの下死点および上死点近傍では力の拡大率が上昇する反面、速度は減速される。力の拡大率が高すぎると必要以上に射出・保圧が発生する恐れがある。

これを避けるため、実際の設計では下死点および上死点近傍を使わず、それぞれから 7mm 内側を射出スクリュストロークとして採用した。射出スクリュストローク左端は前進端である。前進端では力の拡大率は図示したように約 1.40 である。

そこからクッション量(保圧の最後に残った樹脂の量をスクリュ位置で表わした量)を残して実際の成形が行われる。クッション量=5mm で成形を行うとすると、実際に使用される射出スクリュの位置の左端では力の拡大率は図示したように約 1.15 である。この部分は金型のキャビティが樹脂で満たされ射出が完了するところであるので、射出スクリュの推力がその他の部分よりも一般に大きくなる。

一方、射出の途中では推力が最大になることは殆どないので、射出スクリュストロークの途中では力よりも速度の拡大率が高い方が速い動作が可能になる。以上から、クランクの力および速度の拡大作用は射出スクリュの駆動特性にや

や適合している。

2.5.2 圧力制御の結果

図 2.5.5(a), (b), (c)に、今回製作したクランク式電動サーボ射出装置の圧力

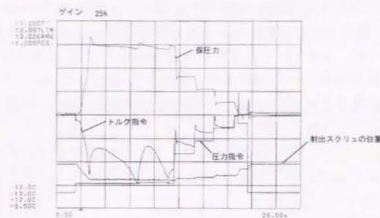


図 2.5.5(a) クランク式射出機構の特性(圧力ゲイン 25%)

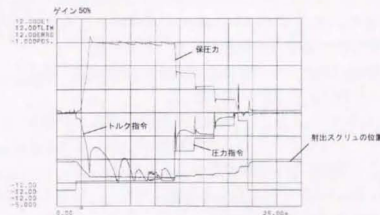


図 2.5.5(b) クランク式射出機構の特性(圧力ゲイン 50%)

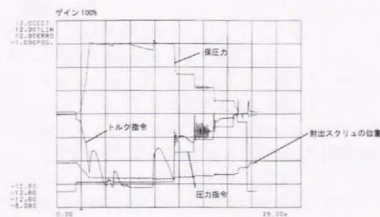


図 2.5.5(c) クランク式射出機構の特性(圧力ゲイン 100%)

ループのゲインをそれぞれ 25, 50, 100%と変化させた時の保圧特性を示す。ノズル先端をブロックに押し付けてシリンダ内の樹脂を封止して実験を行った。測定は圧力指令を段階的に変化させた時の、保圧力、サーボモータのトルク指令(サーボモータ電流)および射出スクリュの位置を測定した。樹脂の圧力を検出する方法としては、2.8 節で後述する方法を用いた。図 2.5.5(a) ゲイン 25%の場合では、最初の段の圧力指令の時、保圧力が安定していないことがわかる。またトルク指令も大きく波打っていることから判るように、機構部でスティックスリップが発生していると考ええる。

図 2.5.5(b)のゲイン 50%では保圧力がかなり安定してきている。モータ電流の乱れは細くなっており、ゲインが高くなった分スティックスリップの動きが細くなっていることが判る。

図 2.5.5(c)のゲイン 100%ではトルク指令が一部で飽和しており、その部分では保圧力が徐々に低下していて目的の制御ができていない。しかし最初の段以外の部分についてはゲインが 50%の場合よりさらに保圧力が安定していることが判る。つまり、サーボモータの最大トルクを少し大きくしてやれば、図 2.5.5(c)で最初の段の保圧力は安定するものと考ええる。

以上から、最初の段のように保圧力が大きい場合には、圧力ゲインを高くするほうが保圧力が安定することが判った。

ところが図 2.5.5(c)のゲイン 100%の 3 段目の保圧力が発振している。一般に制御系のゲインを上げるとこのような振動がしばしば発生する。圧力がこのように振動すると射出成形の品質を保つことは困難である。

図 2.5.5(a), (b), (c)から判ったことをまとめると、射出工程全体の保圧力をクランク式射出装置で安定して制御するには、圧力ゲインを圧力に応じて可変にすることが少なくとも必要である。

2.6 ボールねじ式電動サーボ射出機構

2.6.1 基本構成

表 2.6.1 にボールねじ式電動サーボ射出装置の仕様を示す。

本仕様は、型締力 500kN の射出成形機用の射出装置として、典型的な仕様とした。

表 2.6.1 ボールねじ式電動サーボ射出装置の主な仕様

| 項 目 | 仕 様 |
|---------------|-----------------------|
| 射出スクリュ径 | φ28 mm |
| 射出スクリュストローク | 108 mm |
| 最大射出圧 | 157 MPa |
| 最大背圧 | 20 MPa |
| 射出スクリュ最大推力 | 96.6 kN |
| 射出スクリュ最大トルク | 282 Nm |
| 射出スクリュ 最大回転速度 | 300 min ⁻¹ |
| 射出用サーボモータ出力 | 8.9 kW |
| 可塑化用サーボモータ出力 | 3.1 kW |

製作した射出装置はフロントプレート、リアプレート及びプッシュプレート の 3 枚のプレートと、タイロッド、ボールねじ、射出用サーボモータ、可塑化用サーボモータ、タイミングベルト、プーリなどから構成されている。この射出装置の構造と特徴を下記に示す。

- 1) 射出用と可塑化用に独立した 2 本のサーボモータを使用し、各々をリアプレートおよびプッシュプレートに搭載する構造とした。
- 2) プッシュプレートを前後進させるボールねじはリアプレートにボールベアリングで回転自在に固着されており、タイミングベルトを介して射出用サーボモータで駆動する。
- 3) タイミングベルトで動力を伝達するようにしたので、プーリ比を変えれば最大射出速度および最大射出力を変更できる。
- 4) タイミングベルトとプーリによって減速しているため、ボールねじと従動プーリの回転イナーシャのモータ軸換算値は 1/減速比²と小さくできる。
- 5) タイロッドとプッシュプレートの間は滑り接触しているが、そこでの摩擦損失は小さい。その他の動力伝達機構はすべて転がり接触なので、摩擦損失が少なく、スティックスリップが発生しない。
- 6) モータの回転角速度と射出スクリュの速度比は常に一定なので制御しやすいと考えられる。

図 2.6.1 にボールねじ式射出装置の構造を示す。

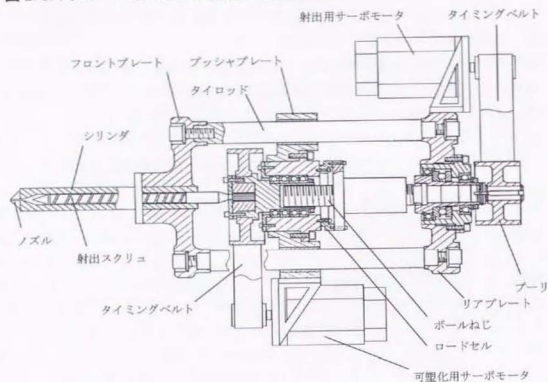


図 2.6.1 ボールねじ式射出装置の構造

また図 2.6.2 にボールねじ式射出機構の外観を示す。

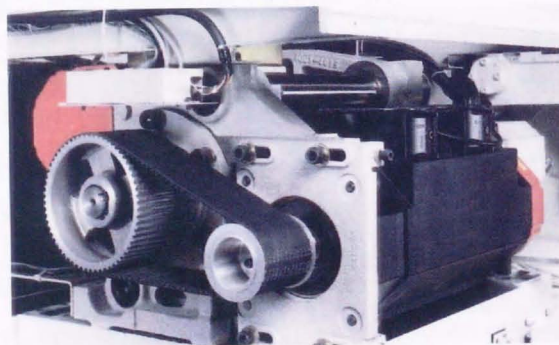


図 2.6.2 ボールねじ式射出機構の外観

2.6.2 ボールねじ式電動サーボ射出装置の特性

本射出装置の圧力応答性を図 2.6.3 に示す。0.1MPa の圧力指令に対して良好に responding している。

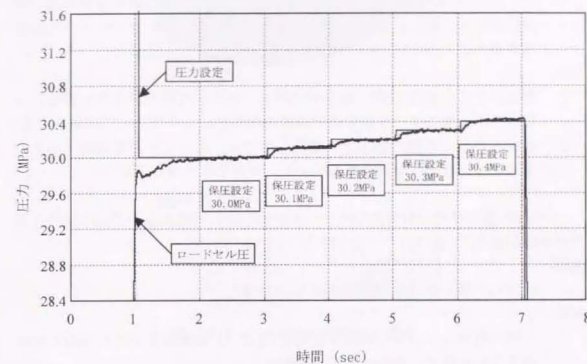


図 2.6.3 ボールねじ式電動サーボ射出装置の圧力応答性

2.7 クランク式とボールねじ式電動サーボ射出装置の比較

2.5 節から、クランク式電動サーボ射出機構は、下記の長所と短所が確認できた。

長所

- 1) クランクの力と速度の拡大率の特性は、射出・保圧工程に必要な出力特性に適合しており、理論的に約 15% 程度のサーボモータのトルクを削減できる。

短所

- 1) 射出スクリュ速度の遅い保圧中で射出スクリュの推力が大きい場合、コンロッド両端のすべり軸受けで機械的なスティックスリップが発生する。
- 2) 射出スクリュの推力が大きい場合のスティックスリップを回避するため圧力ゲインを上げると、推力が小さい部分では発振してしまう。

一方 2.6 節のボールねじ式電動サーボ射出装置の実験から、下記の長所と短所が確認出来た。

長所

- 1) 0.1MPa の高い圧力制御分解能が実現出来た。

短所

- 1) 大型の射出ユニットを実現するためには、大負荷容量のボールねじを使用せざるを得ず、設計には工夫が要る。

これらの比較から電動サーボ式射出装置の特色を最大限に生かすには圧力制御の性能を最も重視すべきであり、クランク式射出装置では軸受部にまだ工夫の余地は残っているが、圧力制御に問題が多く、そのため機構的にも制御的にもボールねじ式の方が有利であると判断した。

2.9 節、2.10 節においてこのボールねじについての検討を行った。

2.8 射出圧・保圧力・背圧検出用機構

図 2.6.1 に示すように、射出駆動用の AC サーボモータはボールねじを介してプッシュプレートを前後進させる。一方、射出スクリュは回転自在にプッシュプレートに固着されており、射出用 AC サーボモータの力を樹脂に伝える。従って、プッシュプレートの推力を測定すれば、射出スクリュの推力がわかり、これを射出スクリュの断面積で割ればシリンダ内の樹脂圧となる。

本研究では、プッシュプレートの推力を測定するセンサとして、リング状のロードセルを使用した。

図 2.8.1 に型縮力 500kN 機におけるロードセルの外観と構造を示す。



図 2.8.1 ロードセルの外観と構造

このセンサ機構を使用した圧力制御結果を図 2.8.2 に示す。本図からこの方で十分な直線性と精度を確保できることが判った。

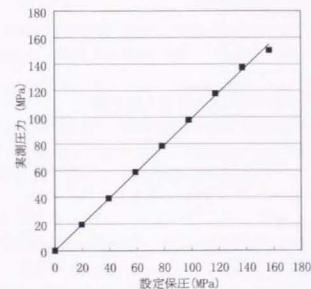


図 2.8.2 ロードセルによる圧力制御結果

2.9 射出機構用ボールねじの寿命

射出機構用のボールねじは、射出、保圧、背圧の制御を精密に行う電動サーボモータの回転運動を直動運動に効率良く変換し、射出スクリューの前後進を司る重要な機械要素である。このボールねじには工作機械で使用される負荷条件に比較して、1桁以上大きい数百kNの高荷重が与えられる。また、ボールねじのストロークが短いなど、潤滑の点でも不利な条件が多く、ボールねじとしては悪条件が重なっていると言える。このような高荷重条件下でその機能を長期間維持する必要があり、従来以上に高い負荷能力と寿命を持ったボールねじが必要となった。

射出成形機の能力の大きさは金型を締付ける型締力で概略代表でき、その値で何kN機と呼称している。2.6節においては型締力500kN機用のボールねじ式射出装置を製作したが、その最大射出力は96.6kNとあまり大きくないため、そのボールねじの選定は市販のカatalog品から選定した。またこれらの標準的なボールねじは使用実績も多く、その寿命試験もいろいろ行われている。しかしより大型の成型機の射出装置に使うようなボールねじは特注品となり、その寿命試験も行われていない。

そこで本節では型締力1500kN機用の射出装置に使用するボールねじについて検討する。表2.9.1に1500kN機の射出仕様を示す。

表 2.9.1 1500kN 機の射出仕様

| | |
|-----------|----------|
| 最大射出ストローク | 176 mm |
| 最大射出推力 | 283 kN |
| 最大射出速度 | 150 mm/s |

この射出成形機用ボールねじは最大283kNまでの変動荷重と176mm以下の短いストロークで使われるため、実際の使用条件に則した寿命試験を行った。

2.9.1 1500kN機用射出用ボールねじの寿命試験

実用的な射出機構の開発には大きさ、コストと共に耐用年数の問題がある。このためボールねじの選定では寿命の推定が重要な課題となる。以下寿命の推定に必要な項目について、射出成形機用のボールねじに限定して検討を行う。

2.9.2 基本動定格荷重

各社のボールねじカatalogにおいて、基本動定格荷重とは、一群のボールねじを同じ条件で回転させたとき、その内の90%が転がり疲れによるはくりを起こすことなく回転できる寿命が 10^6 回転になるような軸方向荷重と定義されている。

従って選定したボールねじの寿命はこの基本動定格荷重を基に計算するが、基本動定格荷重の計算方法は現状では規格化されていない³⁾。そのためボールねじメーカーが独自の計算方法で基本動定格荷重をカatalogに表示している。

ここでボールねじと複列のアンギュラ玉軸受を比較すると、図2.9.1(a)、(b)のように軸方向荷重を受けた場合の内部における負荷分布が両者で類似していることが判る。ISO 281およびJIS B 1518の転がり軸受の基本動定格荷重の規格では複列のアンギュラ玉軸受のアキシャル基本動定格荷重 C_a は以下の式で計算される。

$$C_a = i^{0.7} \cdot C_j \quad (2.9.1)$$

ここで、 C_a : 軸受全体の基本動定格荷重

i : 軸受の列数

C_j : 軸受1個の基本動定格荷重

この列数 i の0.7乗倍なる理論式はLundbergとPalmgrenによって1947年に発表され、当時のスウェーデンSKF鋼におけるベアリング寿命の実験式から求められたものである³⁾。現在の軸受鋼は製鋼方法の進歩により材質、熱処理は格段に優れたものになっているが、今日でも転がり軸受の規格としてこの式が使われている。

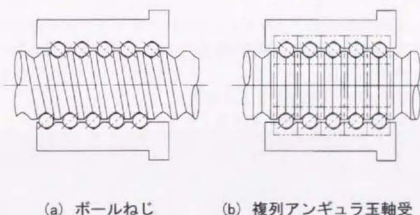


図 2.9.1 ボールねじと複列アンギュラ玉軸受の内部負荷分布

ボールねじは図2.9.1(a)のようにナット内部を玉が循環し、この循環する回転数を総巻数(2.5巻3列なら7.5巻)と呼んでいる。この総巻数と同じ数のアンギュラ玉軸受を図2.9.2(b)のように複列に組み合わせたものを便宜的にボールねじの基本動定格荷重と等価と考え、ボールねじが市販された当初から各メーカーは式(2.9.1)の計算式をボールねじの基本動定格荷重としていた⁴⁾。

しかし、その後のボールねじの適用例において、実際の寿命が式(2.9.1)から求めた基本動定格荷重で計算した計算寿命よりかなり長くなるという事実が

ら、1978年頃からISO/TC39/WG7では新たな実験式として

$$C_a = i^{0.8} \cdot C_i \quad (2.9.2)$$

をボールねじの基本動定格荷重とする方向で議論されている。計算の細部での意見調整が残っているが、ISOでの正式規格化に先だって、1980年代の終わり頃から多くのボールねじカタログに、この式(2.9.2)に基づいた基本動定格荷重が記載されるようになった。そのため本章では式(2.9.1)の計算方式による基本動定格荷重を旧基本動定格荷重、式(2.9.2)のそれを新基本動定格荷重と区別して呼ぶ。

2.9.3 寿命計算

射出成形機の寿命は一般に射出の回数を意味するショット数という形で表現し、成形機の実用耐用年数は10年以上必要となる。使われる金型や樹脂によって成形サイクルタイムは異なるが、特殊な場合には全く同じ金型で年間360日以上連続成形に使用されることもある。仮に1年360日稼働で1サイクルが6秒の成形では10年間には86,400時間、すなわち約5200万ショットに達する。

ボールねじの基本動定格荷重 C_a と定格疲れ寿命 L の関係は下の式になる。

$$L = (C_a / (F_m \cdot f_w))^3 \cdot 10^6 \quad (2.9.3)$$

ここで L : 定格疲れ寿命 rev

C_a : ボールねじの基本動定格荷重 kN

F_m : 動等価荷重 kN

f_w : 荷重係数(運転条件による係数)

これを射出成形機のショット数に書き換えると

$$L_{shot} = L \cdot (I / S) \quad (2.9.4)$$

ここで L_{shot} : 寿命ショット数

I : ボールねじのリード mm

S : ストローク mm

このため総巻数が7.5巻のボールねじの場合、新基本動定格荷重における計算上の違いは旧基本動定格荷重に比べ、基本動定格荷重は約1.38倍、寿命は約2.63倍大きくなる。

2.9.4 寿命の定義

ボールねじの寿命試験に関しては今までにも報告があり、下田らは合計118個ものボールねじを資料として系統的な疲れ寿命試験を行っている^{9)~7)}。それらの試験条件は小径、小荷重で巻数の少ない(軸径25mm, 2.58巻1列, 荷重9.8kN)ボールねじの報告であった。また荷重条件は一定荷重で、潤滑も常時

潤滑油を循環する理想的な環境であった。

しかし、今回の射出成形機用ボールねじは最大数百kNまでの変動荷重と短いストロークで使われるため、実際の射出成形機の使用条件に則した寿命試験を行った。

寿命の定義はボールねじがどのような状態を寿命とするか使用目的によって異なる。工作機械ではボールねじは位置決め精度の確保が必要となり、軌道面の微小なはくりをもって寿命としてよい。しかし射出成形機の射出軸では位置決め精度を工作機械ほどは要求されず、力の伝達が可能な限り使用可能である。従って今回の寿命試験はボールねじに多少のはくりが発生しても、経験的にボールねじの正常な運転が困難と判断した時点をもって寿命とした。

2.9.5 寿命試験装置と結果

ボールねじ寿命試験装置は実際の射出装置と同じ高荷重で動作することを想定して製作した。図2.9.2にボールねじ寿命試験装置の外観を示す。駆動サーボモータは定格37kW、最高回転数1200min⁻¹、最大トルク784Nmでこれをタイミングベルトで33/88に減速している。リード20mmのボールねじでは最高速度150mm/s、最大推力が600kNまで発生可能である。負荷は皿ばねで与える構成になっている。

実際の負荷は図2.9.2中央部のロードセルで検出した。寿命試験に用いたボールねじの仕様を表2.9.2に、負荷パターンを図2.9.3に、計算寿命と実験結果を表2.9.3に示す。

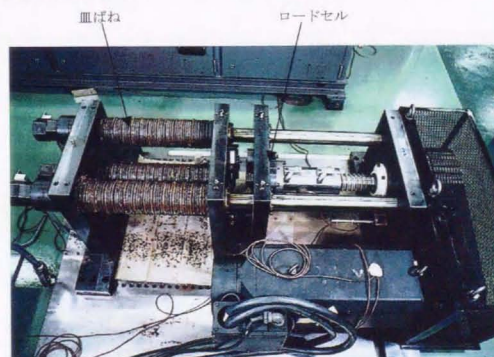


図 2.9.2 寿命試験装置

皿ばねによる負荷はストロークの最後の 23.5mm で直線的に増加し、実験①、②、③では負荷の加わる部分は同じまま、無負荷部分のストロークのみ変化させた。ストロークが増えると、動等価荷重は下がるが、ストロークが増えたことで、どの負荷パターンも式(2.9.4)の計算では同じ寿命となる。

射出成形機では射出によるボールねじへの負荷は射出スクリュが前進する 1 方向であり、射出スクリュが後退する計量工程では殆ど負荷はない。しかし寿命試験装置の皿ばねによる負荷はボールねじが 1 往復すると射出と同じ方向から図 2.9.3 の負荷パターンを 2 度受けるので、1 往復で 2 ショットに相当する。

表 2.9.2 寿命試験に用いたボールねじの仕様

| | |
|------------|----------|
| 軸径 | 80mm |
| リード | 20mm |
| 玉径 | 15.875mm |
| 巻き数 | 2.5 |
| リターンチューブの数 | 3 |
| 有効ナット長さ | 170mm |
| 熱処理 | 浸炭 |
| 材質 | SCM420H |
| 硬度 | HRC58-62 |
| 基本静定格荷重 | 1440kN |
| 基本動定格荷重(旧) | 322kN |
| 基本動定格荷重(新) | 445kN |

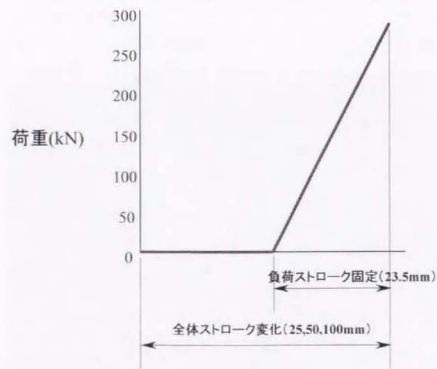


図 2.5.3 負荷パターン

給脂は 20 万, 60 万, その後 100 万ショット毎に行っている。グリスは標準的なリチウム系 2 号グリスを使い、給脂時に古いグリスを拭き取って軸の表面を観察してから新しいグリスを軸全体に塗布した。

表 2.9.3 寿命試験の結果と計算寿命

| 試料 No. | 単位 | ① | ② | ③ |
|---------|--------|------|-------|-----|
| 最大軸荷重 | kN | 283 | 283 | 283 |
| 動等価荷重 | kN | 185 | 147 | 116 |
| ストローク | mm | 25 | 50 | 100 |
| 荷重係数 | - | - | 1.2 | - |
| 計算寿命(旧) | 百万ショット | - | 2.46 | - |
| 計算寿命(新) | 百万ショット | - | 6.47 | - |
| 寿命 | 百万ショット | 1.44 | 2.4 | 4.0 |
| 潤滑 | - | - | 標準グリス | - |

表 2.9.3 からわかるように、計算上の寿命は①、②、③共に同じにもかかわらず、ストロークが小さくなると寿命が短くなった。また、一般によく用いられる荷重係数 1.2 では、どの実験結果も新基本動定格荷重での計算寿命(新)に達していない。またストロークが最も短い実験①は旧基本動定格荷重による計算寿命(旧)にも達していない。しかしこのボールねじは表 2.9.1 の型締力 1500kN 機を想定した最大軸方向荷重を加えたものであり、射出ストロークは 50 mm 以上で成形することが一般的である。各実験条件における試験本数は 1 本しかないが、実験②および実験③の結果から射出成形機用ボールねじにおいては、旧基本動定格荷重を使った寿命計算が実用的であると判断した。



図 2.9.4 ボールねじの損傷状態

実験②の寿命試験後のボールねじの損傷の写真を図 2.9.4(a), (b) に示す。図 2.9.4(a)の軸側が特に損傷が激しくなっている。下田らのボールねじを用いた疲れ寿命試験結果では、ボールねじ内に発生した最初の破損はすべてナットのねじ面から検出されたとしている^{3) 9)}。本実験では最初の破損がどこから発生したか調査していないが、寿命試験後においても図 2.9.4(b)のように軸側に比べナット側の破損は殆ど見られなかった。

2.9.6 考察

ISO によるボールねじの基本動定格荷重の議論では、ストローク係数という新しい概念が持ち込まれている。これには実際のストロークと有効ナット長さの比やリードの比などいろいろ議論されている。しかしこのストローク係数の定義やそれを基本動定格荷重の計算式にどのように反映させるかについては各国で意見が分かれている。

下田らは ISO の議論とは別にナット側と軸側の基本動定格荷重を個々に算出し、後述の図 2.10.1 および図 2.10.2 に示す有効ナット長さ l_n とストロークの関係から両者の使い分けが必要としている⁷⁾。このときのストローク係数 f_s は次の式で定義し、

$$f_s = S / l_n \quad (2.9.5)$$

ここで、 f_s : ストローク係数

S : ストローク mm

l_n : 有効ナット長さ mm

$f_s \geq 2$ ではナット側の基本動定格荷重を、 $f_s \leq 1$ では軸側の基本動定格荷重を使うとの結論を示している。下田らの実験⁹⁾はリード 6mm、2.58 巻のボールねじをストローク 18mm で実験したものであり、これは式(2.9.5)のストローク係数で $f_s=1.16$ に相当する。このときの結論は基本動定格荷重がメーカカタログ値(旧基本動定格荷重)の 1.2 倍になったとしているが、これは f_s が 1 と 2 の間になったためとも考えられる。

仮に無限に長いボールねじを考えると、軸側はナットが 1 回通過するだけであり全く損傷を受けないが、ナット側は常に内部を玉が循環しているためナット側が損傷することは容易に想像できる。逆に図 2.9.1(b)のようなリード角のない複列のアンギュラ玉軸受のようなボールねじを仮定すると、接触面圧の関係から軸側(内輪側)が損傷することも想像できる。そのため下田らのストロークに応じてボールねじ全体としての基本動定格荷重が変わるとの結論は理にかなっている。

今回の射出機構のように、有効ナット長さに比較してストロークが小さいようなボールねじの使い方では、基本動定格荷重はボールねじを複列のアンギュ

ラ玉軸受と等価と考えた式(2.9.1)の旧基本動定格荷重の算出方法が実際の寿命に近くなる。逆に ISO で新たに提案されている基本動定格荷重は、多くの寿命試験が一般的な使い方 $f_s \geq 2$ で導かれた実験式の可能性がある。

今回の寿命試験は実験の個数が少ないため理論的な解析はできないが、ストローク係数 f_s が新・旧基本動定格荷重の計算方法のどちらに対応するか整理すると表 2.9.4 のようになる。

表 2.9.4 ストローク係数と基本動定格荷重の計算方法の関係

| ストローク係数 f_s | ≤ 1 | ≥ 2 |
|---------------|----------|----------|
| 基本動定格荷重の計算方法 | 旧 | 新 |
| 総巻数のべき乗 | 0.7 | 0.86 |
| 破損する側 | 軸 | ナット |
| 寿命計算 | 短い | 長い |

また ISO による考え方では、軌道面の接触面圧はボールねじ内部の負荷分布が一定、すなわち総巻数が i 列のアンギュラ軸受が等しく軸方向負荷を受けたと仮定している。しかし今回の 2.5 巻 3 列のように総巻数(複列の数)が多くなると内部の負荷パターンは一樣という仮定は成立しない。しかもボールねじはリターンチューブで玉を循環させるため 2.5 巻のような半端な形で負荷を受ける構造となっている。そのため内部負荷パターンをより理想的な形にすることで、同じサイズのボールねじのまま負荷容量を増大させることが検討された。

2.10 1500kN 機用ボールねじの改良

2.10.1 ボールねじ内部の負荷分布

ボールねじに加わる軸方向荷重を分担して受ける玉の数は負荷玉数あるいは有効玉数などと呼ばれており、玉1個当たりの法線方向荷重（玉とボール溝間に作用する荷重、すなわち玉とボール溝の接触面に垂直な方向に換算した荷重）は、一般に次式で計算される。

$$Q = F / (Z \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta) \quad (2.10.1)$$

ここで、 Q ：玉1個当たりの法線方向荷重（N）

F ：軸方向荷重（N）

Z ：負荷玉数（有効玉数）

α ：接触角

β ：リード角

上式で計算される Q は、平均荷重である。実際には、それぞれの玉が受ける荷重の大きさ、言い換えるとボールねじ内部の負荷分布は均一ではない。

通常は、不均一の程度が小さいため、一般的な計算や解析では、これを均一と見なした平均荷重を用いることで何ら実用上の支障はない。しかし、今回の2.5巻3列のようなボールねじでは図2.10.1のようにリターンチューブの有る側は合計で3巻、無い側は合計で4.5巻になり1.5巻分も負荷玉数が異なる問題があった。

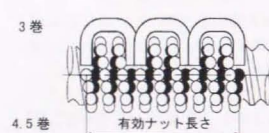


図 2.10.1 負荷玉の不均一

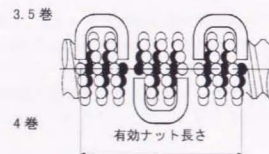


図 2.10.2 改良した負荷玉の不均一

2.10.2 高荷重ボールねじの構造

この問題の解決のために、図2.10.2のように玉が循環する中央のボールリターンチューブの位相（向き）を180°対向とし、高荷重ボールねじという名称で開発されている⁹⁾。この高荷重ボールねじの外観を図2.10.3に示す。



図 2.10.3 高荷重ボールねじの外観

負荷分布の問題の解決策として、下田は2.5巻1列のナットを改良した整数巻の3巻を試作し、整数巻にすることで約1.5倍の寿命延長効果を報告している⁹⁾。しかしチューブ構造が複雑であり、製造コストの上昇と信頼性の低下が予想される。

新しい高荷重ボールねじはリターンチューブ同志の干渉の関係から有効ナット長さが1巻分増加する他は、通常のボールねじと全く同じリターンチューブ用の穴をナットに対して180°反対側から加工するだけなので殆どコストの上昇がない。

上記の他、本高荷重ボールねじは高荷重用途向けに特化したボール溝形状などによって、負荷容量を増大させる改良も含まれている。これらの改良によって、従来のボールねじに比べて旧基本動定格荷重で約13.7%、基本静定格荷重で約17%の増大となり、計算寿命としては改良前の約1.47倍の値となっている。

2.10.3 負荷分布についてのFEM解析

高荷重ボールねじと従来のボールねじについて、表2.9.3の寿命試験と同じ283kNの高荷重が加わったときのボールねじ内部の負荷分布を、汎用の有限要素法解析によって計算した例を以下に示す。

解析に用いた高荷重ボールねじの主な仕様を表2.10.1に示す。図2.10.4(a)、(b)にFEM解析モデルを、図2.10.5(a)、(b)にそのメッシュパターンと軸方向荷重が加わったときの変形を示す。また、図2.10.6は従来のボールねじと高荷重ボールねじの玉1個ごとに軸側の接触面圧の計算結果を示したものである。図2.10.6より、高荷重ボールねじではボールねじ内部の面圧分布が、従来のボールねじに比べて明らかに均一化されていることが分かる。

表2.10.1 寿命試験に用いたボールねじの仕様

| | |
|-------------|----------|
| 軸径 | 80mm |
| リード | 20mm |
| 玉径 | 15.875mm |
| 巻き数 | 2.5 |
| リターンチューブの数 | 3 |
| 有効ナット長さ | 190mm |
| 熱処理 | 浸炭 |
| 材質 | SCM420H |
| 硬度 | HRC58-62 |
| 基本静定格荷重 | 1690kN |
| 基本動定格荷重 (旧) | 366kN |
| 基本動定格荷重 (新) | 511kN |

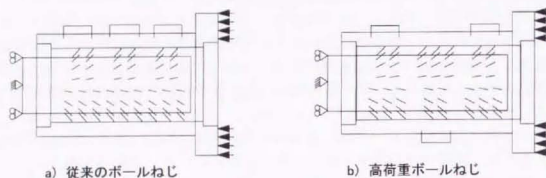


図 2.10.4 FEM 解析のモデリング

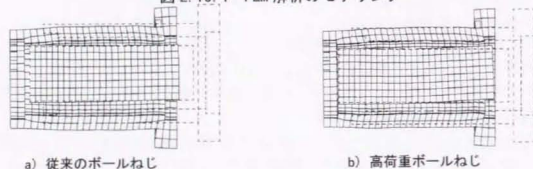


図 2.10.5 FEM 解析のメッシュ

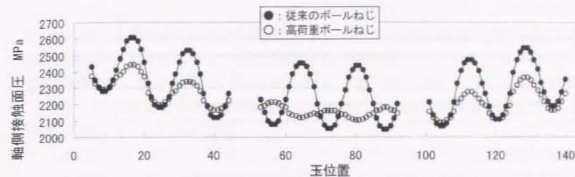


図 2.10.6 接触面圧の分布

2.10.4 高荷重ボールねじの寿命試験

前述の高荷重ボールねじについても図 2.9.2 の装置で寿命試験を行った。その計算寿命と実験結果を表 2.9.6 に示す。負荷パターンは表 2.9.3 の実験②と同じである。ただし実験④は実験②と同じ標準的なリチウム系 2 号グリスを潤滑に使用したが、実験⑤ではモリブデン系極圧添加剤を混ぜたグリスを使用した。実験⑤では 2200 万ショットでも異常がなかったため試験を中止した。

表 2.10.2 高荷重ボールねじの寿命試験の結果と計算寿命

| 試料 No. | 単位 | ④ | ⑤ |
|----------|--------|-------|-------|
| 最大軸荷重 | KN | 283 | |
| 動等価荷重 | KN | 147 | |
| ストローク | mm | 50 | |
| 荷重係数 | - | 1.2 | |
| 計算寿命 (旧) | 百万ショット | 3.60 | |
| 計算寿命 (新) | 百万ショット | 9.78 | |
| 寿命 | 百万ショット | 8.4 | >22.0 |
| 潤滑 | - | 標準グリス | 特殊グリス |

実験②と実験④を比較すると、旧基本動定格荷重の寿命計算からは高荷重ボールねじの寿命は 1.47 倍程度の寿命延長しか得られないが、実験による高荷重ボールねじの寿命は従来のボールねじに比べて 3 倍以上となった。これは負荷分布の均一化と、前記した基本動定格荷重の増大とが相乗された効果であると判断される。

ところで、今回の高荷重ボールねじの負荷分布の均一化による寿命延長への効果を、寿命計算式あるいは基本動定格荷重に定量的に反映させることは、従来の寿命理論の延長線上では困難な面がある。このため今回の射出機構の高荷重ボールねじの寿命計算においては実績も少ないこともあり、前述の従来のボールねじと同じように旧動定格荷重による寿命計算なら、この高荷重ボールね

じの寿命計算として十分安全側と判断した。

また図 2.10.6 において、ボールリターンチューブの位相（向き）を 180° 対向とする対策によって、周期の短い荷重変動はかなり改善されているが、線図の両端が持ち上がる形の内部パターンは、ボールねじの軸とナットの剛性の違いから生じるためあまり改善されていないことが分かる。

2.10.5 考 察

転がり軸受の寿命試験に比べ、ボールねじの試験装置は大掛かりになり、しかも往復直線運動のために速度を速くすることが難しい。今回のように高荷重での寿命試験は設備費用が高価なばかりでなく、連続運転でも年間 1000 万から 1800 万ショットしか稼働できないため、各実験条件で試験本数が 1 本しかない。そのためこれらの結果から一般的な結論を出すことは無理であるが、ここでは 2200 万ショットでも異常がなかった表 2.10.2 の実験⑤について考察する。

ボールねじの基本静定格荷重は最大応力を受けているねじ軸及びナットのボール溝接触部と鋼球の永久変形量の和が鋼球直径の 0.01% になるような軸方向静止荷重と定義されている。

一方、転がり軸受の基本静定格荷重は元々ボールねじと同じ定義であったが、ISO 規格の改定により 1987 年以降アンギュラ玉軸受の場合、最大接触応力が 4200MPa となるような静荷重と定義されている。この時の永久変形量の和は玉径のほぼ 0.01% に相当するとされている。

アンギュラ玉軸受において荷重分布が等しくなるように軸受を複列にした場合、基本静アキシャル定格荷重は軸受の個数を乗じたものとして定義されている。ボールねじの場合も同じ関係があり総巻数が n 巻のボールねじの基本静定格荷重 C_{0n} は次の式となる。

$$C_{0n} = n \cdot C_0 \quad (2.10.2)$$

ここで、 C_{0n} : ボールねじの基本静定格荷重

n : ボールねじの総巻数

C_0 : 相当するアンギュラ玉軸受 1 個の基本静定格荷重

従来、これらの基本静定格荷重は寿命計算には全く考慮されることはなかった。しかし 1980 年代以降、転がり軸受における寿命と荷重の関係の研究から、理想的な実験装置と潤滑環境では転がり軸受において接触面圧が 2500MPa 以下では、軸受鋼の疲労限以下の繰返し応力となるため、無限寿命に達することが判ってきた¹⁰⁾⁽¹¹⁾。

転がり軸受では接触面圧 p と玉の法線方向荷重 Q には以下のような関係がある。

$$p \propto Q^{1/3} \quad (2.10.3)$$

アンギュラ玉軸受の基本静定格荷重 C_{0n} kN 時の接触面圧は 4200MPa であるから、最大軸荷重を F_{max} とすると接触面圧を 2500MPa 以下にするためには、

$$F_{max} \leq (2500/4200)^3 \cdot C_{0n} = 0.211 \cdot C_{0n} \quad (2.10.4)$$

となり、最大軸荷重が基本静定格の 21.1% 以下ならアンギュラ玉軸受では無限寿命が期待できることになる。

これは同時にボールねじの寿命についても新たな視点を提供するものと思われる。すなわちボールねじは複列のアンギュラ玉軸受の一種と考えられるため、荷重や潤滑の条件が良ければ無限寿命が期待できるという考えである。

今回実験に使用したボールねじの基本静定格荷重 C_{0n} kN 時の平均接触面圧は従来品も高荷重用も 4000MPa であった。最大軸荷重を P_{max} とすると接触面圧を 2500MPa 以下にするためには、

$$P_{max} \leq (2500/4000)^3 \cdot C_{0n} = 0.244 \cdot C_{0n} \quad (2.10.5)$$

となり、最大軸荷重が基本静定格荷重の 24.4% 以下ならボールねじでも無限寿命が期待できることになる。

ここで、図 2.10.4 の FEM 解析の荷重条件と表 2.9.3 および表 2.10.2 の寿命試験における最大荷重は同じ 283kN であることから、図 2.10.4 の接触荷重が最大となる玉の位置における、軸側の接触面圧の最大値、最小値および平均値を比較すると表 2.10.3 になる。リターンチューブの配置を改良したことで、接触面圧の最大値/最小値の比が大きく改善されたと同時に、軸側の最大接触面圧は 2607 MPa から 2440 MPa に下がっている。

表 2.10.3 接触面圧の計算値

| | 従来ボールねじ | 高荷重用ボールねじ |
|-------|---------|-----------|
| 最大 | 2607MPa | 2440MPa |
| 最小 | 2046MPa | 2091MPa |
| 平均 | 2290MPa | 2217MPa |
| 最大/最小 | 1.27 | 1.17 |

このため表 2.10.2 の実験⑤において寿命が 2200 万ショットを超えても異常がなかった理由としては、接触面圧が 2500 MPa 以下になり、また極圧添加剤入りのグリスを使用したことによって潤滑条件もよかったため、転がり軸受と同じ無限寿命の条件になり、新基本動定格荷重による計算寿命を超えても破損しなかった可能性が考えられる。これらの考察からボールねじ内部の荷重分布の不均一を考慮し、表 2.10.3 の結果を基に最大接触面圧が 4000 MPa になるような新しい基本静定格荷重を定義すると、表 2.9.3 の従来のボールねじの基本静定格荷重は式 (2.10.3) の関係を使うと 1440 kN から 1022 kN へ、表 2.10.2 の高荷重用ボールねじは 1690 kN から 1247 kN と小さくなり、式 (2.10.5) より

無限寿命になるための最大軸方向荷重は従来のボールねじでは 264 kN、高荷重ボールねじでは 323 kN となる。

電動サーボ式射出成形機へのボールねじの実用的な適用として、無限寿命を期待できるような設計方法が確立できれば射出成形機ばかりでなく、広くプレス機械など高頻度で高荷重の産業機械へのボールねじの適用が拡がり、現状の油圧式から省エネ性や制御性のよいサーボモータ駆動式への変更が容易になると思われる。

高荷重ボールねじの今後の課題としては、例えばナットの外径を変化させることで、ナットの剛性を軸方向で変化させるような工夫をおこない内部負荷の一層の均一化をすすめ、それらの効果を寿命計算に反映させることであると考ええる。さらに今回は充分検討できなかったが、寿命試験の本数を増やし、接触面圧と無限寿命の関係を明らかにすると共に、ボールねじの性能を最大限に生かすため、接触面圧が 2500 MPa 以上で油膜が長期間切れないような高性能のグリスの開発も重要な課題であると考ええる。

2.11 3000 kN 機用ボールねじ

前節までの研究で、型締力 1500kN 機用の射出ボールねじまでの実用化が可能となった。

本節では型締力 3000kN 機用の射出ボールねじの実用化について述べる。既存のボールねじをさらに大容量化する方法として図 2.11.1 の4つの手法について考察した。この時なるべく安価でかつ可動部イナーシャの増大を最小限に抑えながらボールねじの負荷容量を拡大することを検討した。

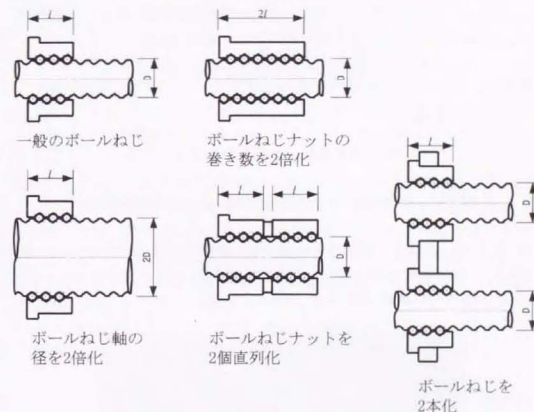


図 2.11.1 ボールねじの大容量化の手法

ボールねじナットを2個直列化した手法は、本研究で 3000kN 機の射出機構のボールねじを開発するときに実際に適用した。一般的にナットの複数化は、大容量化の為ではなく、バックラッシュを相殺するための手法として使用される。通常ではダブルナット間で予圧を与える代わりに、本研究では、両方のナットを同方向に寄せ、両ナットが共同で負荷を分担する構造とした。

図 2.11.2 にその原理図を示す。

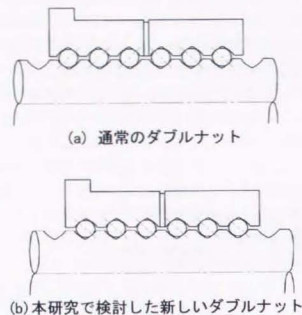


図 2.11.2 複数ナットの直列配列による負荷容量の増大

型縮力 1500 kN 機用の射出ボールねじを 2 個直列にすることによって開発した型縮力 3000 kN 機射出用のボールねじの外観を図 2.11.3 に示す。このボールねじは最大軸方向荷重で 500 kN まで使用できる。



図 2.11.3 3000kN 機射出用のボールねじの外観

2.12 結 言

本研究で製作したクランク式及びボールねじ式の電動サーボ射出装置を評価した結果 1), 2), 3) の結論を得た。

- 1) 射出スクリュの前後進機構にクランクを使用するクランク式射出装置は、サーボモータの回転角とスクリュ位置の関係が線形でない、そのため下死点の近傍では力が増幅されるため、保圧時のサーボモータの出力を約 15% 程度小さくする事が出来た。しかしながら、高推力で発生する軸受部のスティックスリップを抑えるために圧力ループゲインを高くすると、低推力ではサーボ系が発振してしまった。
- 2) 射出スクリュの前後進機構にボールねじを使用するボールねじ式射出装置は、サーボモータとスクリュ位置の関係が線形であり、また、駆動系の摩擦抵抗が少ないため、高分解能の圧力制御に対応できると考えた。
- 3) 1), 2) よりボールねじ式が電動サーボ式射出機構に最適と判断したことから、その実用化を行うこととした。

電動サーボ式射出成形機の射出装置に用いるボールねじは、数百 kN の高荷重が加わり、またストローク係数（ストローク/有効ナット長さ）が 1 より小さい特殊な状態で使用される。このボールねじについて、従来のボールねじとリターンチューブの配置を工夫した高荷重ボールねじの寿命試験を行い、その結果に基づいてボールねじの基本動定格荷重の計算方法を検討した。結論を要約すると 4) ~ 8) のとおりである。

- 4) ストローク中において、荷重の加わる部分は同じまま無負荷ストローク部分を変化させた場合、寿命計算上は同じになるが、全体のストロークが短くなると、実際のボールねじの寿命は短くなった。
- 5) 射出用のボールねじのようにストローク係数が小さい場合、最近のボールねじメーカのカタログに記載されているボールねじの基本動定格荷重を使った寿命計算より、それ以前の複列アンギュラ玉軸受のモデルに Lundberg と Palmgren の理論式を適用した基本動定格荷重による寿命計算の方が、実際の寿命結果に近かった。
- 6) 2.5 巻 3 列ボールねじの場合、リターンチューブの配列による荷重分布の不均一に着目して、2 列目のボールリターンの位相（向き）を 180° 対向とする高荷重ボールねじは、ボールねじ内部の接触面圧の分布が均一化し、長寿命化が実現した。
- 7) ボールねじの接触面圧と無限寿命について検討し、極圧添加剤入りのグリスを塗布し、ボールの最大接触面圧が 2500 MPa 以下である場合、転がり軸受と同じようにボールねじでも無限寿命が期待できることがわかった。

た。

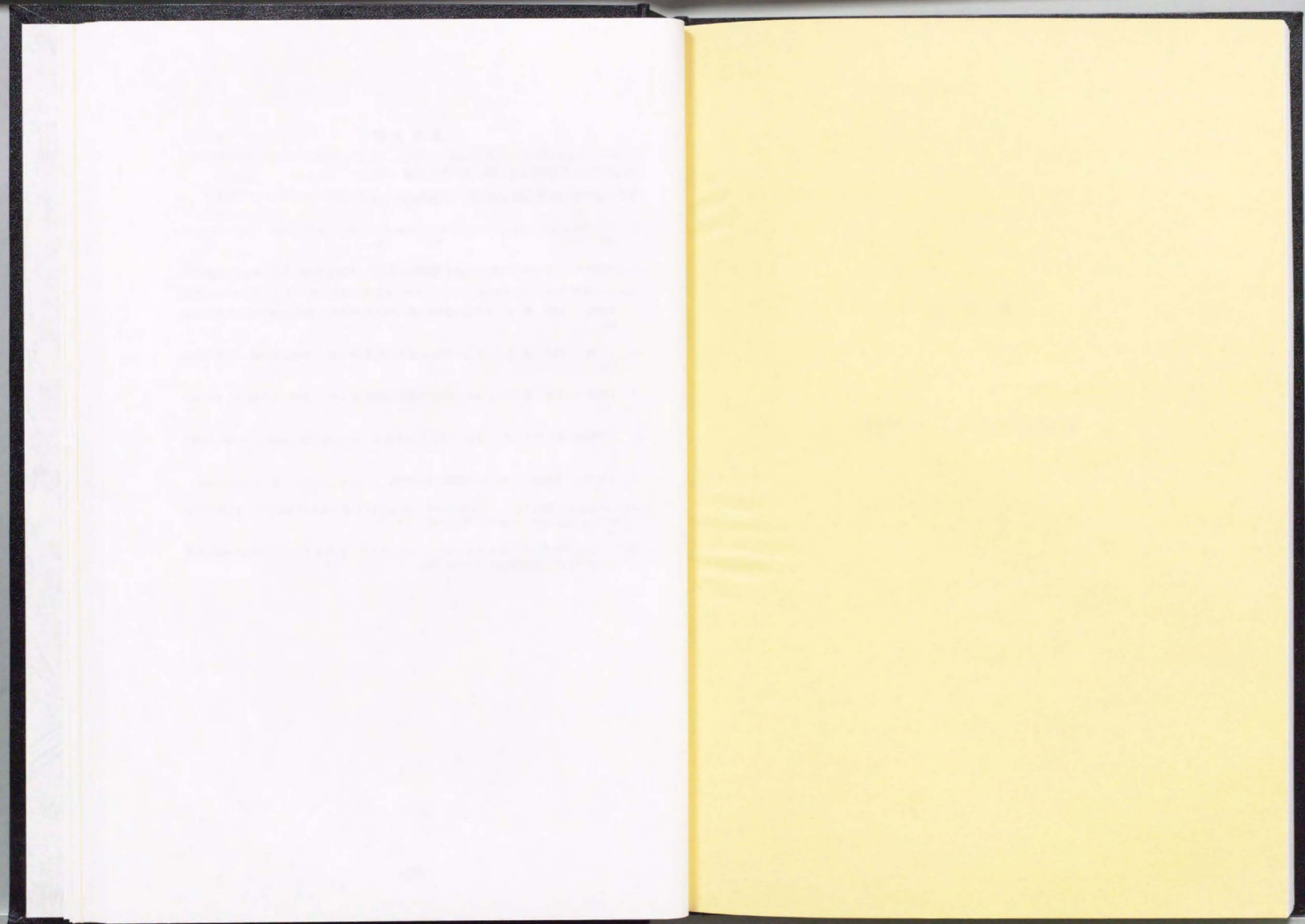
- 8) 4), 5), 6), 7)の研究の結果, 型締力 1500kN 機までの射出用ボールねじを実現した。さらに, このボールねじのナットを直列にし, 両ナットの負荷方向を同一にすることにより, 型締力 3000kN 機の射出用ボールねじを実現した。

謝 辞

本章においては, 高荷重ボールねじの解析や寿命試験などにおいて多大なご協力をいただいた日本精工株の諸氏に対し心からの感謝の意を表す次第である。

〔参考文献〕

- 1) 伊藤忠, 曾根忠利, 中川暁: 射出成形(1993), 246
- 2) 井澤 實: ボールねじ応用技術, 工業調査会, (1993) 13.
- 3) G.Lundberg and A.Palmgren: Dynamic Capacity of Rolling Bearings, IVA Handlingar, 196, (1947).
- 4) 下田博一: ボールねじにおけるころがり疲れと寿命, トライボロジスト, 34, 9 (1989) 636.
- 5) 下田博一, 井澤 實: ボールねじの寿命に関する研究(第1報), 精密工学会誌, 52, 2 (1986) 326.
- 6) 下田博一, 井澤 實: ボールねじの寿命に関する研究(第2報), 精密工学会誌, 52, 8 (1986) 1431.
- 7) 下田博一, 井澤 實: ボールねじの寿命に関する研究(第4報), 精密工学会誌, 53, 8 (1987) 1195.
- 8) 二宮瑞穂, 宮口和男: ボールねじの最近の技術動向, NSK TECHNICAL JOURNAL, No.664 (1997) 9.
- 9) 下田博一: 長寿命ボールねじの開発と寿命試験, トライボロジスト, 39, 3 (1994) 263.
- 10) Lorösch and Hans-Karl: Influence of Load on the Magnitude of the Life Exponent for Rolling Bearings, ASTM STP 771 (1982) 275.
- 11) J. ブレンドライン, P. エッシュマン, L. ハスバルゲン, K. ワイガンド: ころがり軸受実用ハンドブック, 工業調査会, (1996) 171.



— 第 3 章 —

電動サーボ式型締装置

第3章 電動サーボ式型締装置

3.1 緒言

近年の射出成形では金型が複雑になり、個々の金型に聞き得る最大限度が存在するようになったり、金型の中にカムやスライダなどの動きを伴う構成要素が組み込まれるような場合も生じてきている。そのため、金型の型開きの停止位置を自在に設定したり、金型が接触する瞬間や開く瞬間では低速の設定が容易にできることが要求されることもある。そこで、CNC 数値制御技術を型締装置の制御に適用すれば、上記のような設定を精密かつ自在にできるので、油圧駆動より電動サーボが優れていると考え、電動サーボで駆動する型締装置の研究を進めた。その結果、上記の要求に加えて、4.2.2.1、4.2.2.2 および 4.2.2.3 に述べる型締機構や製品突き出し機構の各種制御を可能にする型締装置を実現することができた。

本章では型締装置の最も重要な構成要素である型締機構の研究について詳しく報告する。まず、直動式、クランク式およびトグル式の3種類について型締機構を製作して比較することで、電動式型締機構に適する形式を選定した。その結果、電動サーボ型締機構としては、力の拡大特性を利用して比較的小さな動力で目的の型締力を発生できる利点に注目してトグル式の研究を進めた。

トグル式型締機構の解析に関する研究はいくつか行われているが、解析を発展させトグル式型締機構の設計手法に結び付けた研究は見つからなかった。

本章では、四点トグルおよび五点トグル型締機構の静解析方法およびその解析結果を利用したトグルの改良設計手法を示す。また、この手法により改良した四点トグルと五点トグルとを比較し、さらに従来の五点トグルとは異なる新しい五点トグルを考案したことを報告する。本研究ではその新しい五点トグルを、主節を駆動する対偶が通常と反対側に位置することから RDP (Reverse Drive Point) 五点トグルと名づけた。

3.2 型締装置の機能と構成

型締装置とは、制御装置の指令に従い金型の開閉を行い、且つ、金型が開いた際に固化した成形品を金型から取り出す装置である。型締装置が担当する工程は、図 3.2.1 に示す型開き・突出しおよび型閉じの工程から成っている。この工程を実現するために、型締装置は型締機構および製品突出し機構で構成される。

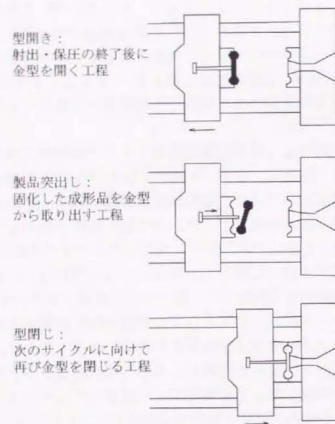


図 3.2.1 型締装置の工程概念図

3.3 従来の油圧式型締機構

従来の油圧式型締機構には、大別して直圧式とトグル式の2つの形式がある。これらの2つの方式にはそれぞれ多数の派生した方式が存在するが、大きな特徴は共通している。

図 3.3.1 に直圧式油圧型締機構を示す。構造は単純であるが、大口径の油圧シリンダが必要である。

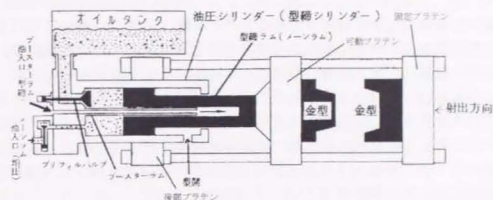


図 3.3.1 直圧式油圧型締機構¹⁾

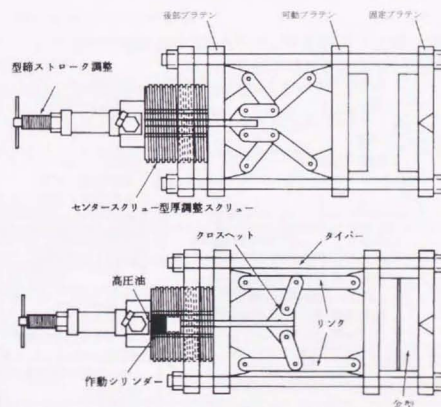


図 3.3.2 トグル式油圧型締機構(内巻き平行四点ダブルトグル)¹⁾

図 3.3.2 にトグル式油圧型締機構を示す。この図のトグル式は正確には内巻き平行四点ダブルトグル式と呼ばれている。

平行の意味は型締力を直接発生するリンクが型締完了時にタイバーと平行になっていることを示し、これが平行にならないものを傾斜式と呼ぶ。

ダブルトグルとは、上下対称にトグルが配置されていることを示すが多いが、機構学的に考えると、一段目のトグルの出力が二段目のトグルの入力と

なっていることで力の拡大を二重に行うような構造を示しているとも言える。

内巻きの意味はこのダブルトルクのリンクが図 3.3.2 の上側のような状態に縮んだ時型締機構の内側に折れ曲ることを示し、これとは逆に外側に折れるものは外巻きと呼ばれる。外巻き型は構造が複雑になるため実用化例は少ない。

四点の意味は一段目のリンクの出力ピンが二段目のトルクの中間ピンに直接連結し、リンク全体の関節部のピンが 4 本で構成されていることを示す。他に五点トルクというものもあり、これは関節部のピンが 5 本あり、一段目のトルクの出力ピンが二段目のトルクの中間ピン以外の部分に連結された構造でピンが全体で 5 本あることを示す。

直圧式とトルク式の型締装置では、それぞれ一長一短がある。表 3.3.1 にそれぞれの特徴を示す。

表 3.3.1 直圧式とトルク式の型締機構の特徴¹⁾²⁾

| 項目 | 直圧式 | トルク式 |
|----------|---|---|
| 型開閉ストローク | 1. 金型の厚さに応じて任意に調整可能。 2. トルク式に比べて長くすることが可能。 | 1. 基本的には一定。 2. 構造上の制約からあまり長くできない。 |
| 型厚調整 | 1. 調整が容易。 | 1. 型厚に応じて、トルク機構の移動装置が必要。 2. 上記装置の調整に手間がかかる。 |
| 型締圧力 | 1. 圧力をゲージで正確に判定可能。 2. 射出動作中も型締力を保持するために、専用ポンプが必要である。 | 1. 正確な型締力は把握しがたい。 |
| 型開閉速度 | 1. 広範囲に調整可能である。 2. 速度調整装置のバルブ類が複雑および大型化する。 | 1. 直圧式に比べて一般に高速で動作する。 2. 型締速度特性は最初が速く、最後はゆっくりと締むため、金型の開閉動作として良好である。 |
| 経済性 | 1. トルク式に比べて所要動力が大きい。 2. 作動油の量も多いので運転コストは高くなる。 3. 作動油圧が高く、配管・バルブなどの負荷が大きい。 | 1. 型締シリンダが小さく、油圧ポンプも小さいので所要動力が小さい。 2. 作動油の量が少なく運転コストが安くなる。 3. 回転部分に力が集中し、摩擦しやすいため給油装置が必要。 |

3.4 電動式型締機構の形式

油圧式型締機構では油圧シリンダで型締機構を駆動している。一方、電動サーボ式では通常、サーボモータの回転運動を直線運動に変換する機構が必要である。油圧シリンダをサーボモータとボールねじに置き換える場合、ボールねじの出力で直接可動ブラテンを駆動する直動式、およびボールねじの出力をトルク機構で拡大して可動ブラテンを駆動するトルク式の二つが考えられる。また、電動式の場合はモータの回転をクランク機構で直線運動に変換する方法も考えられる。

本節では、直動式、クランク式およびトルク式の 3 種類について型締機構を製作して比較することで、電動式型締機構に適する形式を選定する。

3.4.1 直動式電動サーボ型締機構

本研究では、大きな型締力と高速の型開閉速度を両立させる為、高速移動と位置決めを担当するサーボモータと、型締時だけ大きな型締力を発生させる誘導電動機を備えた直動式電動サーボ型締機構を製作した。

図 3.4.1 に 2 モータ式の直動式電動サーボ型締機構を示す。

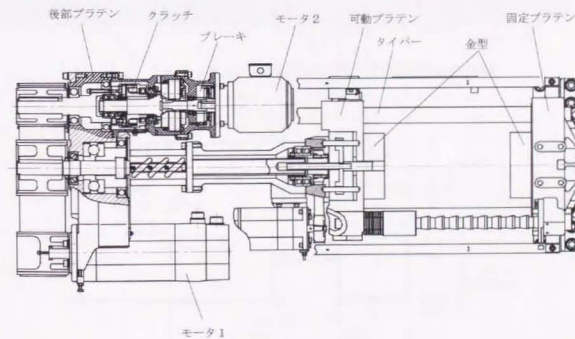


図 3.4.1 2 モータ式の直動式電動サーボ型締機構

図 3.4.1 に示す 2 モータ式の直動式電動サーボ型締機構は 300kN の型締力を実現した。モータ 1 は AC サーボモータで型開閉の早送り駆動と可動ブラテンの位置を検出している。モータ 2 は誘導電動機で、型締用の大きなトルクを発生

生させている。金型が接した直後にクラッチが繋がり、この型締用の大きなトルクがボールねじに伝達される。

図 3.4.2 に 2 モータ式の直動式電動サーボ型締機構のシーケンスを示す。

まず、型開き完了状態からモータ 1 が可動ブラテンを駆動して金型を接触させる。そこでモータ 2 のクラッチを繋ぎ、続いてモータ 2 が型締用の大きな推力を発生して可動ブラテンをさらに押し込む。押し込み量はモータ 1 に装着されているパルスコードにより監視されており、設定された型締力に見合う押し込み量に達するとブレーキをかけ、続いてモータ 2 の電流を切ることで、型締力が保持される。射出・保圧・計量・冷却が終了すると、ブレーキが開放されて、可動ブラテンは押し戻される。金型接触位置に戻される前にクラッチを切り、続いてモータ 1 に電流を流す。その後モータ 1 が型開き完了位置まで可動ブラテンを駆動する。

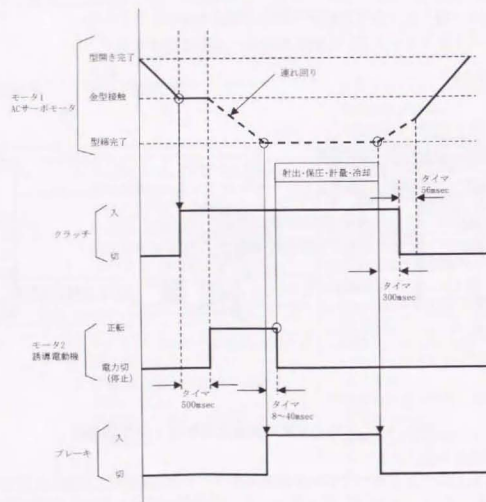


図 3.4.2 2 モータ式の直動式電動サーボ型締機構のシーケンス

図 3.4.3 に 2 モータ式の直動式電動サーボ型締機構の外観を示す。

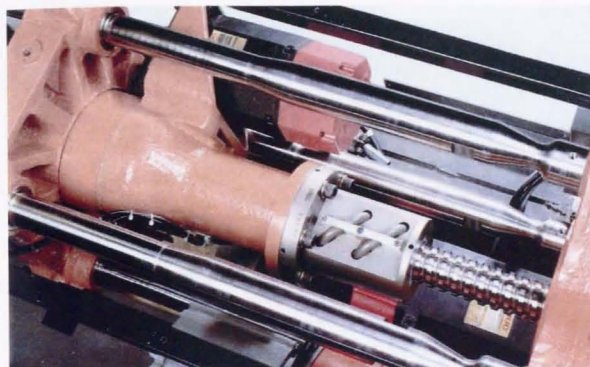


図 3.4.3 2 モータ式の直動式電動サーボ型締機構の外観

3.4.2 クランク式電動サーボ型締機構

図 3.4.4 にクランク式電動サーボ型締機構の基本概念を示す。

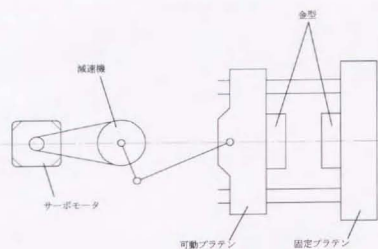


図 3.4.4 クランク式電動サーボ型締装置の基本概念

クランク式型締機構では、クランクの回転角又は可動プラテンの位置に対し、可動プラテンの速度及び推力は線形ではない。サーボモータの回転が一定速度であるとすれば、上下死点近傍では速度が減速されて力が拡大される。一方、それとは約 90 度ずれた近傍では逆に速度が拡大され力が減少するという特性を持っている。この特性は型締機構として望ましい。力と速度の拡大率は式 (2.5.2) と同様であり、拡大率を対数表示すれば図 3.4.5 を得る。

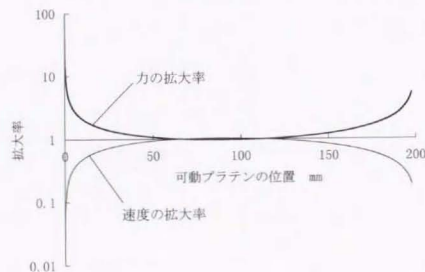


図 3.4.5 力および速度の拡大率

本研究では型締力が 300kN のクランク式電動サーボ型締機構を製作した。図 3.4.6 に製作した型締力 300kN のクランク式電動サーボ型締機構の構造を、図 3.4.7 に外観を示す。

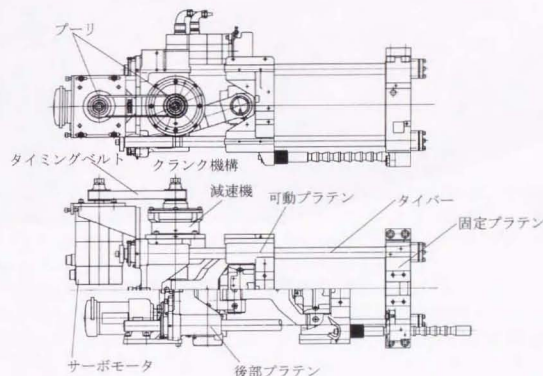


図 3.4.6 クランク式電動サーボ型締機構の構造

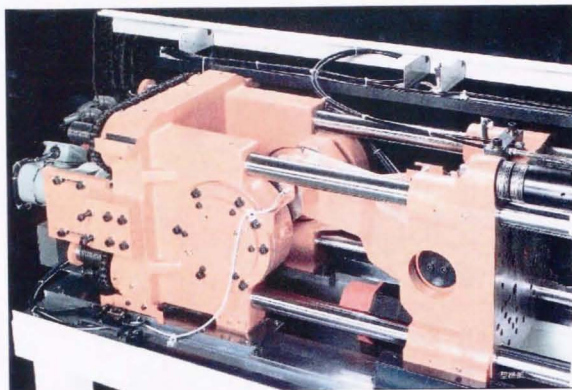


図 3.4.7 クランク式電動サーボ型締機構の外観

3.4.3 トグル式電動サーボ型締機構の構想

従来より油圧駆動のトグル式型締機構には四点トグルと五点トグルが使われてきた。図 3.4.8(a), (b) に従来の四点トグルと五点トグルの概略図を示す。

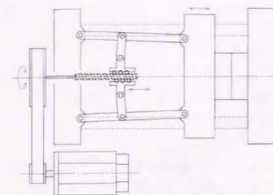


図 3.4.8(a) 四点トグルの概略図

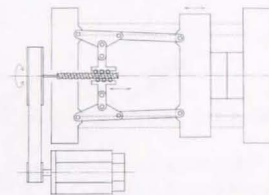


図 3.4.8(b) 五点トグルの概略図

トグル式電動サーボ型締機構の研究では、次節に示す静解析方法を用いて、従来から実績のある上記のトグル機構をまず検討した。

実際に電動式型締機構を設計する際、ボールねじを駆動するサーボモータのレイアウトは、駆動系のイシャーシャや機械全体の外形寸法に關与するため、静解析の前に以下の検討を行った。図 3.4.9(a), (b), (c) にボールねじ駆動用サーボモータのレイアウト例を示す。

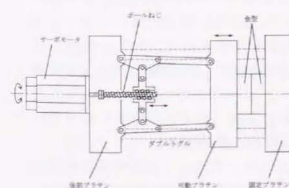


図 3.4.9(a) 直結式モータレイアウト

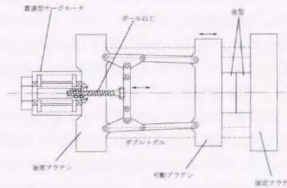


図 3.4.9(b) 貫通型モータレイアウト

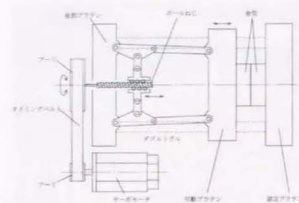


図 3.4.9(c) 折り曲げ式モータレイアウト

これらのレイアウトはそれぞれ一長一短があるが、最終的には折り曲げ式のモータレイアウトを採用した。下記にそれぞれの特徴を述べる。

(a) モータ直結レイアウト

モータ直結レイアウトは駆動系のイナーシャを最小に出来るので応答性が高い機構を実現するには都合がよい。

反面、ボールねじとモータが直線上に配置されるので機械の長さ方向の寸法を大きくしてしまう欠点がある。

また、サーボモータ直結の為に減速比が選べず、選択したサーボモータと設計したトルク機構との最適な組み合わせを得るためには、ボールねじのリードで調整するしかなく、設計の自由度が低くなる。

(b) 貫通型モータレイアウト

貫通型モータレイアウトは、基本的に直結レイアウトと同じであるが、ボールねじのナットを回転させ、ボールねじ自身をモータ内部に引っ込めることができる。これによってダブルトルク機構部でリンクとボールねじの干渉を避けることができる。

しかしながら、(a) 項の欠点に加え、モータのイナーシャが大きくなり、且つ専用モータの設計が必要なためコストが高くなることが予想される。

(c) 折り曲げ式モータレイアウト

折り曲げ式のモータレイアウトはボールねじに対してモータを折り曲げているので、機械の長さ方向の寸法をその分だけ縮める事が出来る。

また、折り曲げの際に使用するタイミングベルト・プーリ又はギヤなどで駆動系の必要最大トルクに合うように減速や増速する事が出来るので、既存のサーボモータの特性を活かした選定が可能である。

反面、折り曲げに使用するプーリまたはギヤなどのイナーシャが負荷され、駆動系全体のイナーシャが増加してしまう欠点がある。

今回の製作では、最適な減速比を設定できる点と、機械の全長を短縮することに重点を置き、(c) 項の折り曲げ式モータレイアウトを採用することにした。

図 3.4.10 に実際に設計したトルクの駆動系を示す。

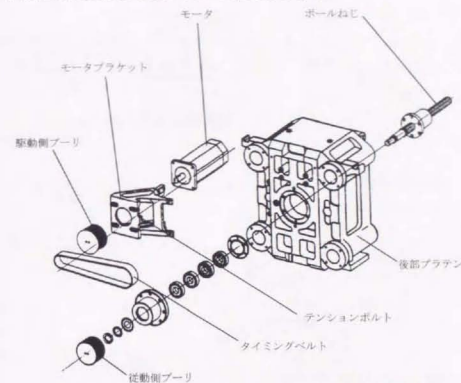


図 3.4.10 トルク式電動サーボ型締機構の駆動系

3.4.4 トルクの静解析方法と解析例

トルク式型締機構の解析については、いくつかの文献に示されている。

西村¹⁾らはトルク拡大率のグラフのなかで可動プラテンの最大駆動力の曲線を示し、型締機構の剛性との関係を描いている。しかし、力の拡大率および可動プラテンの最大駆動力を与える式は示されていない。また、Cappella²⁾、および Rahman³⁾は、四点トルクの力の拡大率を与える式および可動プラテンの最大駆動力の曲線を示し、型締機構の剛性との関係を描いている。しかし、五点トルクについては触れていない。

五点トルクについては、Fung⁴⁾が新しい機構として提示している。四点トルクと五点トルクの運動幾何学的な比較を行っている。また、同じく Fung⁴⁾は逆動力学の式を提示し、四点トルクと五点トルクの比較を行っている。しかし両方とも、型締機構のような具体的な適用については述べていない。

本項では、四点トルクおよび五点トルクの型締機構の静解析を行うために必要な関係式を記述し、解析例を示す。

図 3.4.11 に五点トルクの幾何学的なパラメータと時系列変数を示す。この

機構は平面 2 スライド-クランク機構で、節数が 6、自由度 1 の対偶の数が 7、機構の自由度は 1 である。機構の幾何学的な独立パラメータの数は 7 である。

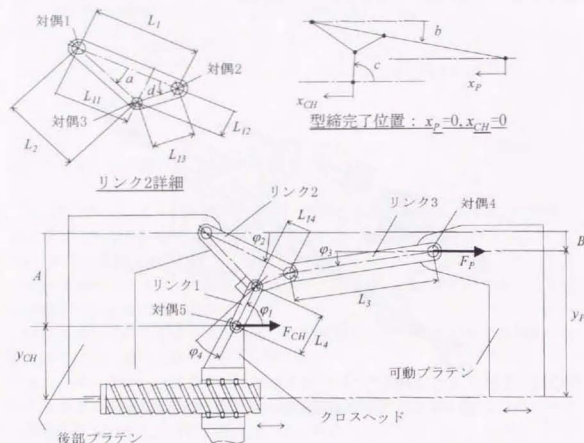


図 3.4.11 五点トグルの幾何学的なパラメータと時系列変数

機構の自由度が 1 であるので、独立な時系列変数は 1 個である。ここでは、 φ_2 を独立変数とした。他の時系列変数を φ_2 の関数として式 (3.4.1), (3.4.2), (3.4.3), (3.4.4), (3.4.5), (3.4.6) に示す。

$$x_P = (L_1 + L_3) \cos(b) - L_1 \cos \varphi_2 - L_3 \cos \varphi_3 \quad (3.4.1)$$

$$x_{CH} = L_2 \cos(a+b) - L_4 \cos(c) - L_2 \cos(\varphi_2 + a) + L_4 \cos \varphi_4 \quad (3.4.2)$$

x_P : 可動ブラテンの位置

x_{CH} : クロスヘッドの位置

$$\varphi_3 = \sin^{-1}((L_1 \sin \varphi_2 - B) / L_3) \quad (3.4.3)$$

$$\varphi_4 = \sin^{-1}((A - L_2 \sin(\varphi_2 + a)) / L_4) \quad (3.4.4)$$

$$L_{14} = L_{12} \sin(\pi - \varphi_1 - \varphi_2 + d) \quad (3.4.5)$$

$$\varphi_4 = \varphi_1 + \varphi_2 + a - (\pi/2) \quad (3.4.6)$$

機構の幾何学的な独立パラメータを $L_1, L_2, L_3, L_4, A, B, L_{11}, L_{12}$ としたときの従属パラメータを式 (3.4.7), (3.4.8), (3.4.9), (3.4.10), (3.4.11), (3.4.12) に示す。

$$a = \tan^{-1}(L_{12} / L_{11}) \quad (3.4.7)$$

$$b = \sin^{-1}(B / (L_1 + L_3)) \quad (3.4.8)$$

$$c = \sin^{-1}((A - L_2 \sin(a+b)) / L_4) \quad (3.4.9)$$

$$L_2 = L_{11} / \cos(a) \quad (3.4.10)$$

$$d = \tan^{-1}(L_{12} / (L_1 - L_{11})) \quad (3.4.11)$$

$$L_{13} = ((L_1 - L_{11})^2 + (L_{12})^2)^{0.5} \quad (3.4.12)$$

機構の入力 F_{CH} と出力 F_P との関係は、第 2 リンクのモーメントの釣合いから、五点トグルの力の拡大率として式 (3.4.13) のとおり表せる。

$$\lambda = F_P / F_{CH} = (L_2 \cos \varphi_3 \sin(\varphi_2 + a)) / (L_1 \cos \varphi_1 \sin(\varphi_2 + \varphi_3)) \quad (3.4.13)$$

λ : 力の拡大率

F_P : 可動ブラテンの駆動力

F_{CH} : クロスヘッドの駆動力

図 3.4.11 に示した y_P 及び y_{CH} は、トグル機構の入出力には直接関係は無いが、実際の機構を設計するときの制約条件の一部であり後述する項で使用する。

Fung³⁾ も述べているように、四点トグルは五点トグルの特殊形態であり、式 (3.4.1) ~ (3.4.13) において、 $L_{11} = L_1, L_{12} = 0, L_2 = L_1, a = 0$ としたものである。

リンク 2 とリンク 3 が一直線の状態を型縮完了位置として図 3.4.11 に示した。型縮完了位置では、式 (3.4.1) において $\varphi_2 = -\varphi_3 = b$ となり $x_P = 0$ である。同様に、型縮完了位置では、式 (3.4.2) において $\varphi_2 = b, \varphi_4 = c$ となり $x_{CH} = 0$ である。

本節で解析する四点トグルを i1, 五点トグルを j1 とし、緒元を表 3.4.1 に示す。

表 3.4.1 i1 と j1 の緒元

| | L_1 mm | L_2 mm | L_3 mm | A mm | B mm | L_{11} mm | L_{12} mm |
|-----------|----------|----------|----------|--------|--------|-------------|-------------|
| 四点トグル: i1 | 164 | 360 | 115 | 123 | 30.0 | 164 | 0.00 |
| 五点トグル: j1 | 164 | 329 | 52.6 | 96.7 | 0.00 | 118 | 45.0 |

i1, j1 の力の拡大率を図 3.4.12 に示す。速度の拡大率は力の拡大率の逆数であることは 3.4.2 項で述べたクランク式と同様である。横軸の可動ブラテンの位置 x_p が 0~約 1.5mm において金型が接触して実際に型が締められるが、その範囲において力の拡大率は高く、速度重視の特性が得られている。逆に x_p が約 1.5~250mm の金型が接触しない時は、力の拡大率の逆数である速度の拡大率が高く、速度重視の特性が得られている。

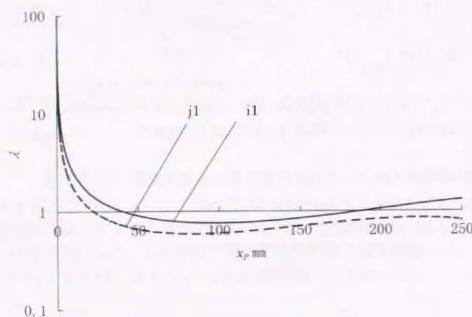


図 3.4.12 i1 と j1 の力の拡大率

力の拡大率をもう少し詳しく分析すると、クランクよりトグルの方がより望ましい特性を持っていることが良く理解できる。簡単のため四点トグルで説明する。

図 3.4.13 に四点トグルのリンク 2 を駆動する力 F_{ϕ_2} を示す。また、 F_{CH} と F_{ϕ_2} 及び F_{ϕ_2} と F_p の関係を式 (3.4.14) 及び式 (3.4.15) に示す。

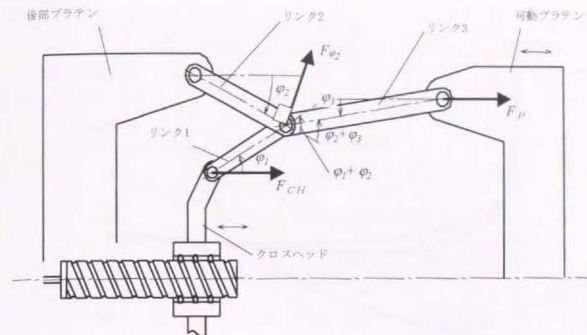


図 3.4.13 リンク 2 を駆動する力 F_{ϕ_2}

$$F_{\phi_2}/F_{CH} = (\sin(\phi_1 + \phi_2)) / \cos(\phi_1) \quad (3.4.14)$$

$$F_p/F_{\phi_2} = \cos(\phi_1) / (\sin(\phi_2 + \phi_1)) \quad (3.4.15)$$

式 (3.4.13), 式 (3.4.14) 及び 式 (3.4.15) より式 (3.4.16) を得る。

$$\begin{aligned} F_p/F_{CH} &= (\cos(\phi_1) / (\sin(\phi_2 + \phi_1))) \times ((\sin(\phi_1 + \phi_2)) / \cos(\phi_1)) \\ &= (F_{\phi_2}/F_{CH}) \times (F_p/F_{\phi_2}) \end{aligned} \quad (3.4.16)$$

(F_{ϕ_2}/F_{CH}) : リンク 1 およびリンク 2 の力の拡大率

(F_p/F_{ϕ_2}) : リンク 2 およびリンク 3 の力の拡大率

図 3.4.14 に四点トグルの F_p/F_{CH} , F_{ϕ_2}/F_{CH} , F_p/F_{ϕ_2} を示す。図にはクランクの力の拡大率を併記した。

この図から、 F_p/F_{ϕ_2} はクランクの力の拡大率とほぼ同じ特性を持っていることが判る。一方 F_{ϕ_2}/F_{CH} は金型が接触していない領域の速度の拡大率が高いことが判る。トグルの力の拡大率は式 (3.4.16) に示したとおり F_p/F_{ϕ_2} に F_{ϕ_2}/F_{CH} を掛けることにより得られるので、クランクよりもトグルの方が高速で動作することが可能である。

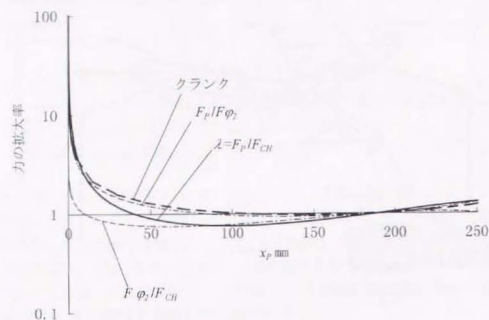


図 3.4.14 トグルの力の拡大率の詳細

さて、モータの最大トルクを受けて発生するクロスヘッド推力をトグルの入力とし、これに力の拡大率を掛ければ、型締機構が出し得る最大出力つまり可動プラテンの最大駆動力を得る。式(3.4.17)に可動プラテンの最大駆動力を示す。

$$F_{pmax} = 2\pi T_{max} \xi \lambda / l \quad (3.4.17)$$

$$\xi = z_j / z_i \quad (3.4.18)$$

- F_{pmax} : 可動プラテンの最大駆動力
 T_{max} : モータの最大トルク
 ξ : モータとボールねじ軸との減速比
 l : ボールねじのリード
 z_i : モータ側プリー歯数
 z_j : ボールねじ側プリー歯数

後述する T_{max} 、 ξ 、 l を使用した $i1$ と $j1$ の F_{pmax} を図 3.4.15 に示す。

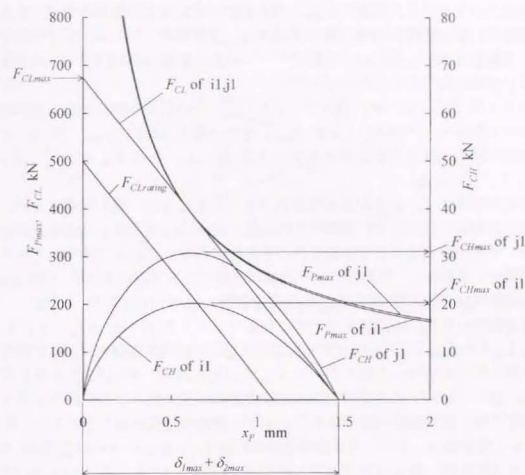


図 3.4.15 $i1$ と $j1$ の特性

実際に可動プラテンに作用する型締力 F_{CL} は機構の変位量に対して線形である。型締完了時にタイバーが型締力を受けたときの伸び量を δ_j とし、金型、各プラテン及びリンクが縮む量を δ_i とする。両者を足したものが機構全体の変形量であり、その変形量だけ型締完了時の可動プラテン位置より手前、つまり $x_p = \delta_i + \delta_j$ が金型接触位置である。型締完了時の型締力の点と金型接触位置の点を結んだ直線の傾きが型締機構全体の剛性 G である。型締機構全体の剛性を示す直線を式(3.4.19)に示す。

$$F_{CL} = (\delta_i + \delta_j - x_p) G \quad (x_p \leq \delta_i + \delta_j \text{ の時}) \quad (3.4.19)$$

$$F_{CL} = 0 \quad (x_p > \delta_i + \delta_j \text{ の時})$$

$$G = F_{CL} / (\delta_i + \delta_j) \quad (3.4.20)$$

この直線の縦軸切片が型締終了時の型締力になる。

可動ブラテンの最大駆動力 F_{Pmax} 曲線に接するようにこの直線を設定したときの縦軸切片がこの型縮機構の最大型縮力 F_{CLmax} である。例えば、同じ傾きで図より縦軸切片大きい場合は、可動ブラテンの最大駆動力の曲線より上側に出てしまい型縮を完了することができない。

トグル及びプーリ、タイミングベルト、ボールねじから構成される型縮機構全体の入力にはモータの最大トルク T_{max} 、出力は最大型縮力 F_{CLmax} である。この入出力の関係を決定する独立パラメータは $L_1, L_2, L_4, A, B, L_{11}, L_{12}$ 及び ξ, l, G である。

実際の設計では、必要な最大型縮力がまず与えられる。最大型縮力には、本研究の静解析に含まれない摩擦や粘性抵抗に対する安全率および連続運転能力に対する安全率を見込んだ余裕を含める必要がある。これまで製作してきた実機で調査の結果から、本論文では、機械の仕様である 500kN に対して約 35% の余裕を見込み、最大型縮力 $F_{CLmax}=673\text{kN}$ を設定した。

型縮機構の入出力の関係を決定する独立パラメータ $L_1, L_2, L_4, A, B, L_{11}, L_{12}$ 及び ξ, l, G が既知であれば、設定された最大型縮力 F_{CLmax} を実現する機構入力つまりモータ最大トルク T_{max} が求められる。逆に、 T_{max} を先に与えれば、独立パラメータのうち 1 個が従属的に求められる。

本節では、型縮機構の静解析を行いトグル機構の優劣を論じるために、入力 T_{max} を一定とする。また、型縮機構全体の剛性 G およびボールねじのリード l を一定とすれば、既知の独立パラメータ $L_1, L_2, L_4, A, B, L_{11}, L_{12}$ で決定されるトグル機構で目的の最大型縮力 F_{CLmax} を実現するために減速比 ξ を従属的に求めることになる。

表 3.4.2 に示す T_{max}, F_{CLmax}, G, l のときの i1 および j1 の減速比 ξ を表 3.4.3 に示す。表 3.4.2 の T_{max}, F_{CLmax}, G, l は本節のすべてのトグルに共通とする。

表 3.4.2 T_{max}, F_{CLmax}, G, l

| T_{max} Nm | F_{CLmax} kN | G kN/mm | l mm |
|-----------------|-------------------|--------------|-----------|
| 66.0 | 673 | 457 | 50.0 |

表 3.4.3 i1 と j1 の ξ

| | ξ |
|----------|-------|
| 四点トグル:i1 | 2.43 |
| 五点トグル:j1 | 3.71 |

次に i1 と j1 の優劣を評価する量について規定する。

型縮ストローク L_{CL} 、機構全長 L_{TL} およびクロスヘッドストローク L_{CH} の定義を図 3.4.16 に示す。

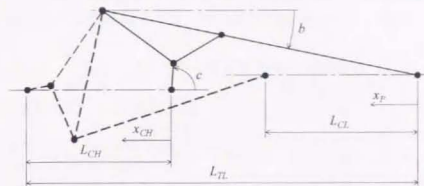


図 3.4.16 型縮ストローク L_{CL} 、機構全長 L_{TL} およびクロスヘッドストローク L_{CH} の定義

本節で扱うトグルではすべて $L_{CL}=250\text{mm}$ とする。 L_{TL} および L_{CH} は L_{CL} の従属パラメータである。

本節で使用するサイクルタイムを式 (3.4.21) で定義する。

$$t_s = 2n/N_{max} \quad (3.4.21)$$

$$n = L_{CL} z_2 / l z_1 \quad (3.4.22)$$

t_s : サイクルタイム

n : 片道型縮ストロークにかかるモータの総回転数

N_{max} : モータの最高回転数

i1 と j1 のクロスヘッド推力 F_{CH} を式 (3.4.23)、図 3.4.15 に示す。

$$F_{CH} = F_{CL} / \lambda \quad (3.4.23)$$

クロスヘッド推力の最大値を F_{CHmax} とする。

本節では、 L_{TL}, L_{CH}, t_s および F_{CHmax} を性能評価量とする。

表 3.4.4 に i1 と j1 の性能評価量を示す。

表 3.4.4 i1 と j1 の性能評価量

| | L_{TL} mm | L_{CH} mm | t_s s | F_{CHmax} kN |
|----------|----------------|----------------|------------|-------------------|
| 四点トグル:i1 | 701 | 324 | 0.944 | 20.2 |
| 五点トグル:j1 | 621 | 237 | 1.05 | 30.8 |

表 3.4.4 から以下のことが判った。

3-6-1) サイクルタイム及び最大クロスヘッド推力では i1 が優れている。

3-6-2) 機構全長およびクロスヘッドストロークは j1 が優れている。

以上で、表 3.4.1 で与えた機構 i1, j1 について特性を比較することができた。

3.4.5 電動式型締機構の比較

3.4.5.1 直動式とクランク式電動サーボ型締機構の比較

表 3.4.6 に型締力 300kN の 2 モータ式の直動式電動サーボ型締機構およびクランク式電動サーボ型締機構と直圧式油圧型締機構のドライサイクルタイムの比較を示す。

表 3.4.6 ドライサイクルタイムの比較

| 機 種 | ドライサイクルタイム | 型締ストローク |
|------------------------------------|------------|---------|
| 2 モータ式の直動式電動サーボ型締機構 (型締力 300kN) | 8.6 秒 | 200mm |
| クランク式電動サーボ型締機構 (型締力 300kN) | 2.3 秒 | 200mm |
| A 社 直圧式油圧型締機構 (型締力 300kN) | 1.5 秒 | 196mm |
| B 社 直圧式油圧型締機構 (型締力 300kN) | 2.3 秒 | 189mm |

2 モータ式の直動式電動サーボでは、クラッチの切り換えやブレーキの入れ切れが必要なため、直圧式油圧型締機構と比べてドライサイクルタイムが数倍長くなる。

一方、クランク式電動サーボ型締機構は 2 モータ式の直動式電動サーボ型締機構に比して、より高速の型開閉が可能であり、直圧式油圧型締機構と遜色の無い実用性を実現している。

3.4.5.2 クランク式とトグル式電動サーボ型締機構の比較

クランク式電動サーボ型締機構は直圧式油圧型締機構と遜色の無い実用性を実現したが、トグル式油圧型締機構は、表 3.3.1 に示したように、一般に直圧式油圧型締機構より高速であるので、電動サーボ式としても、さらに高速な機構が必要であった。

図 3.4.14 の説明で述べたとおり、トグル式はクランク式より高速で動作できる。従って、本研究ではトグル式が電動サーボ式型締機構に最適であると判断した。

トグル式には四点トグルと五点トグルがあるが、3.4.4 項で静解析を行い四点トグルの i1, 五点トグルの j1 について特性を比較した。しかしながら、i1 および j1 が四点および五点トグルの最適化されたものではないので、一概に表 3.4.4 の結果がそのまま四点および五点トグルそのものの比較にはならない。そこで、次節以降では i1 および j1 を可能な限り改良して評価する。

3.5 トグルの改良設計手法

トグル式型締機構の解析に関する研究はいくつかの文献に示されている。西村ら¹⁾、Cappella²⁾、および Rahman ら³⁾はトグル式型締機構の静解析方法を述べている。また、Fung⁴⁾は四点トグルと五点トグルについて運動幾何学的な比較を行っている。しかしながら、解析を進展させトグル式型締機構の設計手法に結び付けた研究は見つからなかった。

本研究では解析を進展させ、以下に示す手順によりトグル式型締機構の設計手法に結び付けることができた。

3-5-1) 性能評価量とその優先順位を明確にする。

本論文では 3.4.4 項で示した機構全長 L_{TL} 、クロスヘッドストローク L_{CH} 、サイクルタイム t_s 、クロスヘッド推力の最大値 F_{CHmax} を性能評価量とし、優先順位は L_{TL} 、 t_s 、 F_{CHmax} 、 L_{CH} とする。

設計するときの事情により、他の性能評価量や優先順位を設定してもよいし、または、それぞれに重みをつけて、複数の項目を一つの評価関数として表わしてもよい。

3-5-2) 設計の制約条件を明確にする。

機構が動作するときの圧力角の制限や各部の干渉を避けるための制限等の制約条件を明確にして、制約条件評価量とその限界値を決める。

本論文における制約条件は 3.11 付録にまとめて示した。

3-5-3) トグル機構の幾何学的な独立パラメータを選択する。

本論文で扱うトグル機構の幾何学的な独立パラメータの数は 7 である。3.4.4 項では独立パラメータを L_1 、 L_2 、 L_3 、 A 、 B 、 L_{11} 、 L_{12} としたがそのときの従属パラメータと交換することもできる。手順 3-5-4) での独立パラメータは L_1 、 L_3/L_1 、 L_4/L_1 、 b 、 c 、 L_{11}/L_1 、 L_{12}/L_1 とした。

3-5-4) 独立パラメータを 1 個ずつ変化させたときの性能評価量および制約条件評価量の変化を示すグラフをマトリックス状に配置する。

マトリックス状に配置したグラフ群から、例えば「 L_3 および L_4 は機構運動中の圧力角の制限値を超えない限り小さくしたほうが、より設計の目的を満たす。」というような手順を抽出する。抽出した手順により、独立しているパラメータの数を減少させてゆく。

3-5-5) 最終的には、1 個の独立パラメータに帰結させて、最適な独立パラメータのすべてを決定する。

図 3.5.1 にトグルの改良設計手法の概要を示す。

次節からは、上記の手順を実際に i1 および j1 に適用して改良設計を行う。

本節の記述から、手順 3-5-1)～3-5-3) については既に本論文での具体例がわかるので、手順 3-5-4)～3-5-6) に相当する部分について述べる。

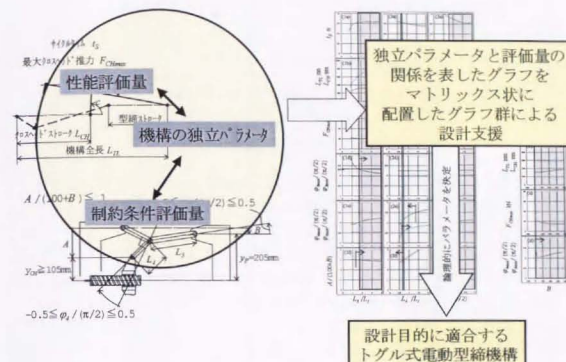


図 3.5.1 トグルの改良設計手法の概要

3.6 四点トグルの改良設計

i1 の独立パラメータを 1 個ずつ変化させたときの性能評価量および制約条件評価量の変化を図 3.6.1 に示す。図中の矢印は付録で示した制約条件による限定を示している。また、3-11-4)、3-11-5)を除くすべての制約条件を満たしている領域を灰色表示した。矢印および灰色表示は後出の図 3.6.2、図 3.7.1、図 3.7.2、図 3.8.1 でも同様に表示した。

図 3.6.1 から次のことが判った。

- 3-6-1) (2a)、(2b)、(2c)より、灰色表示の領域では L_3/L_1 と t_s 、 L_{TL} および L_{CH} は正の相関があり、逆に L_3/L_1 と F_{CHmax} は負の相関がある。
- 3-6-2) (3a)、(3b)、(3c)より、灰色表示の領域では L_4/L_1 と L_{TL} および L_{CH} は正の相関があり、逆に L_4/L_1 と t_s および F_{CHmax} は負の相関がある。
- 3-6-3) (5a)より、 $c/(\pi/2)$ を 0.95 のあたりにとると t_s が極小値となる。また、(5b)より、 $c/(\pi/2)$ に対する L_{TL} の有意な変化は無い。
- 3-6-4) $b/(\pi/2)$ を適切にとると、対偶 4 をなるべくプラテン中心に近く設定し、且つ第 2 リンクの長さ L_1 を長くとり得る。その結果、プラテンのひずみを抑え、ボールねじとリンクの干渉を避けつつ、型締ストロークを長くできる可能性がある。

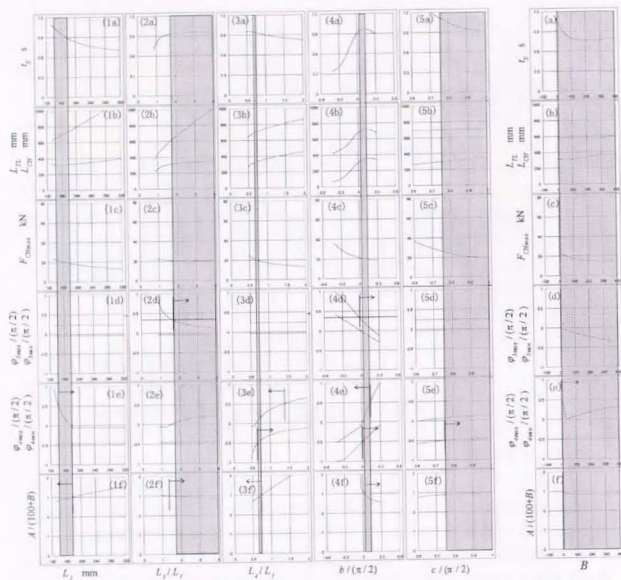


図 3.6.1 i1 のグラフ群①

図 3.6.2 i1 のグラフ群②

以上から、独立パラメータを従属パラメータ化する手順を以下のように抽出した。

3-6-1)、3-6-2)より、 φ_{max} 及び φ_{min} が許す限り L_j/L_1 及び L_j/L_1 を小さくする。
3-6-3)より、 $c/(\pi/2)$ を 0.950 とする。3-6-4)より、 b のかわりに B を独立変数とした上で、 L_j を B の従属パラメータとし、できるだけ大きくする。

図 3.6.1 から抽出した手順を表 3.6.1 に示す。

| 表 3.6.1 抽出した手順 | |
|----------------|--|
| パラメータ | 手順 |
| L_j | $B=131\text{mm}$ とすることで従属パラメータとする |
| L_j/L_1 | L_j/L_1 及び L_j/L_1 は、 $\varphi_{max}/(\pi/2)=0.333$ 及び $\varphi_{min}/(\pi/2)=-0.500$ を同時に満たすように決めることで従属パラメータとする |
| $b/(\pi/2)$ | b のかわりに B を独立変数とする |
| $c/(\pi/2)$ | $=0.950$ とする |

即ち B 以外のパラメータは固定値であるか、又は B の従属パラメータとすることができた。従って四点トグルを改良するためには、 B を適切に求めれば全てのパラメータを決めることができる。 B 以外のパラメータを表 3.6.1 に示すように保ちながら、 B を変化させたときの性能評価量および制約条件評価量の変化を図 3.6.2 に示す。図 3.6.2 から次の結論を得た。

(a)、(b)、(c)より、 $B=200\text{mm}$ あたりに t_b の極小値があり、 L_{TL} 、 L_{CH} および F_{CHmax} も妥当であるが、3-11-4)の制約があるので、 $B=33.0\text{mm}$ とする。また、 $B=33.0\text{mm}$ に対応する値として、 $L_j/L_1=1.59$ および $L_j/L_1=0.635$ を得た。即ち、 $L_j=L_1 \times (L_j/L_1)=262.001\text{mm}$ および $L_j=L_1 \times (L_j/L_1)=104.1\text{mm}$ となるが、灰色領域に解を求めるため、有効数字 4 桁以降を切り上げて、 $L_j=263\text{mm}$ および $L_j=105\text{mm}$ とする。

以上により改良設計した四点トグルを i2 とし、表 3.6.2 に緒元を示す。

| 表 3.6.2 i2 の緒元 | | | | | | | |
|----------------|----------|----------|----------|--------|--------|-------------|-------------|
| | L_1 mm | L_2 mm | L_3 mm | A mm | B mm | L_{TL} mm | L_{CH} mm |
| 改良四点トグル: i2 | 164 | 263 | 105 | 117 | 30.0 | 164 | 0.00 |

3.7 五点トグルの改良設計 ($L_{j2} \geq 0$)

j1 の設計パラメータを 1 個ずつ変化させたときの性能評価量および制約条件評価量の変化を図 3.7.1 に示す。

図 3.7.1 から次のことが判った。

- 3-7-1) (2a), (2b), (2c)より、灰色表示の領域では L_j/L_1 と t_b 、 L_{TL} および L_{CH} は正の相関があり、逆に L_j/L_1 と F_{CHmax} は負の相関がある。
- 3-7-2) (3a), (3b), (3c)より、灰色表示の領域では L_j/L_1 と L_{TL} および L_{CH} は正の相関があり、逆に L_j/L_1 と t_b および F_{CHmax} は負の相関がある。
- 3-7-3) (5a)より、 $c/(\pi/2)$ を 0.95 のあたりにとると t_b が極小値となる。また、(5b)より、 $c/(\pi/2)$ に対する L_{TL} の有意な変化は無い。
- 3-7-4) (6a), (6b), (6c)より、灰色表示の領域では L_j/L_1 と t_b 、 L_{TL} および L_{CH} は正の相関があり、逆に L_j/L_1 と F_{CHmax} は負の相関がある。

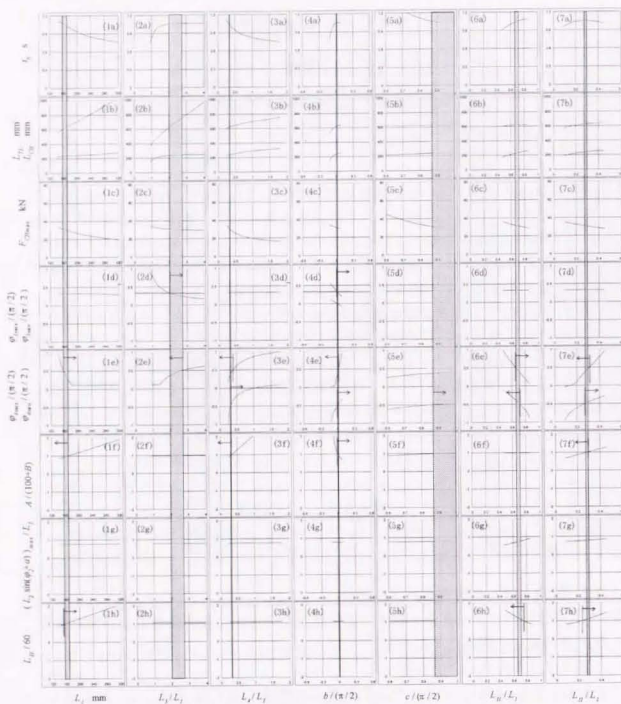


図 3.7.1 j1 のグラフ群①

以上から、独立パラメータを従属パラメータ化する手順を以下のように抽出した。

L_1 , L_2/L_1 , B は i2 と同じ値を用いる。3-7-3) より、 $c/(\pi/2)$ を 0.950 とする。3-7-2) より、 φ_{max} が許す限り L_2/L_1 を小さくする。3-7-4) より、 $\varphi_{max}/(\pi/2)=0.500$ となる $L_{11}/L_1=0.659$ を選択する。即ち、 $L_{11}=L_1 \times (L_{11}/L_1)=108.07\text{mm}$ となるが、

灰色領域に解を求めるため、有効数字 4 桁以降を切り上げて、 $L_{11}=109\text{mm}$ とする。

図 3.7.1 から抽出した手順を表 3.7.1 に示す。

表 3.7.1 抽出した手順

| パラメータ | 手順 |
|--------------|---|
| L_1 | $=164\text{mm}$ とする |
| L_2/L_1 | $L_2=263\text{mm}$ とすることで従属パラメータとする |
| L_2/L_1 | $\varphi_{max}/(\pi/2)=0.500$ を満たすように決めることで従属パラメータとする |
| $b/(\pi/2)$ | $B=33.0\text{mm}$ とすることで従属パラメータとする |
| $c/(\pi/2)$ | $=0.950$ とする |
| L_{11}/L_1 | $=0.695$ とする |
| L_{12}/L_1 | 独立パラメータのまま |

即ち、 L_{12}/L_1 以外のパラメータは、固定値であるか、又は、 L_{12}/L_1 の従属パラメータである。従って、五点トグルを改良するためには、 L_{12}/L_1 を適切に求めれば全てのパラメータを決めることができる。 L_{12}/L_1 以外のパラメータを表 3.7.1 に示すように保ちながら、 L_{12}/L_1 を変化させたときの性能評価量および制約条件評価量の変化を図 3.7.2 に示す。図 3.7.2 から次の結論を得た。

(a), (b), (c) より、 $L_{12}/L_1=0$ とすると、 L_{11} , t_5 , F_{Clmax} , L_{CN} すべてについて最も優れた結果が得られるが、3-11-7) の制約があるので、 $L_{12}/60.0\text{mm}=1$ となる、 $L_{12}/L_1=0.146$ とする。即ち $L_{12}=L_1 \times (L_{12}/L_1)=23.97\text{mm}$ となるが、灰色領域に解を求めるため、有効数字 4 桁以降を切り上げて、 $L_{12}=24.0\text{mm}$ とする。また、 $L_{12}/L_1=0.146$ に対応する値として、 $L_2/L_1=0.313$ を得た。即ち、 $L_2=L_1 \times (L_2/L_1)=51.403\text{mm}$ となるが、灰色領域に解を求めるため、有効数字 4 桁以降を切り上げて $L_2=51.5\text{mm}$ とする。

以上により設計された機構を j2 とし、表 3.7.2 に緒元を示す。

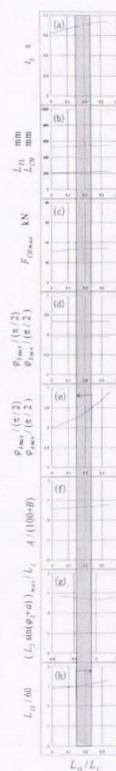


図 3.7.2 j1 のグラフ群②

表 3.7.2 j2 の緒元

| | L_1 mm | L_2 mm | L_4 mm | A mm | B mm | L_{11} mm | L_{12} mm |
|-------------|----------|----------|----------|--------|--------|-------------|-------------|
| 改良五点トグル: j2 | 164 | 263 | 51.5 | 84.2 | 33.0 | 109 | 24.0 |

3.8 RDP 五点トグルの設計 ($L_{12} < 0$)

本研究では従来の五点トグル機構とは異なる新しい五点トグル機構を考案した。そして、今回開発した五点トグルを、その主節を駆動する対偶が通常と反対側に位置することから RDP (Reverse Drive Point) 五点トグルと名付けた。本項では RDP 五点トグルの具体的な設計について述べる。

$L_{12} \geq 0$ の場合に $L_{12}/L_1 = 0$ とすると、 L_{12} , t_5 , F_{CHmax} , L_{CH} すべてについて最も優れた結果が得られたことから、 $L_{12} < 0$ の領域に、より良い選択肢があることが予想できる。 $L_{12} < 0$ の領域のトグル、つまり RDP 五点トグルの発想の概略を図 3.8.1 に示す。

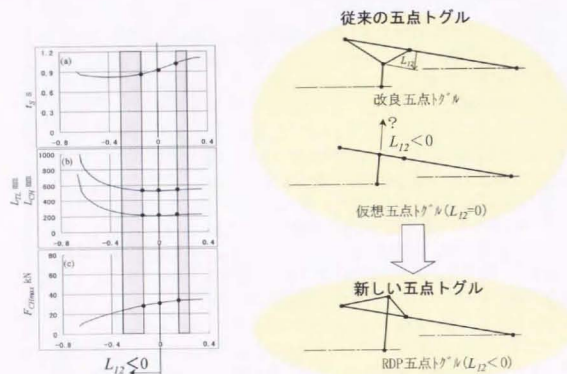


図 3.8.1 RDP 五点トグルの発想

RDP 五点トグルの L_{12} を求めるために、図 3.7.2 を $L_{12} < 0$ の領域にも広げて図 3.8.2 を得た。図 3.8.2 から次の結論を得た。

- 3-8-1) (b) より、 $L_{12}/L_1 = -0.05$ のあたりに t_5 の極小値がある。
- 3-8-2) (a) より、 $L_{12}/L_1 = -0.40$ のあたりに t_5 の極小値がある。

3-8-1) より $L_{12}/L_1 = -0.0500$ が得られるが、3-11-7) の制約があるので、 $L_{12}/L_1 = 60.0 \text{ mm} = 1$ となる $L_{12}/L_1 = -0.146$ とする。即ち $L_{12} = L_1 \times (L_{12}/L_1) = -23.97 \text{ mm}$ となるが、灰色領域に解を求めるため、有効数字 4 桁以降を切り上げて、 $L_{12} = -24.0 \text{ mm}$ とする。また、 $L_{12}/L_1 = -0.146$ に対応する値として、 $L_4/L_1 = 0.589$ を得た。即ち、 $L_4 = L_1 \times (L_4/L_1) = 96.65 \text{ mm}$ となるが、灰色領域に解を求めるため、有効数字 4 桁以降を切り上げて、 $L_4 = 96.7 \text{ mm}$ とする。

以上により設計した機構を k2 とし、表 3.8.1 に k2 の緒元を示す。

k2 の外観を図 3.8.3 に示す。

表 3.8.1 k2 の緒元

| | L_1 mm | L_2 mm | L_4 mm | A mm | B mm | L_{11} mm | L_{12} mm |
|---------------|----------|----------|----------|--------|--------|-------------|-------------|
| RDP 五点トグル: k2 | 164 | 263 | 96.7 | 81.2 | 33.0 | 109 | -24.0 |

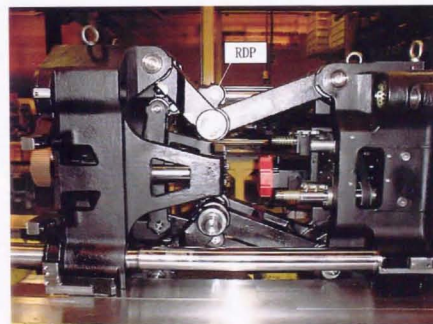


図 3.8.3 RDP 五点トグル k2 の外観

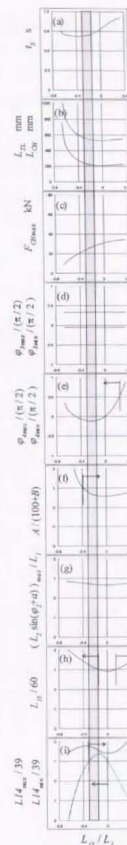


図 3.8.2

j1 のグラフ群③

3.9 RDP 五点トグルの優位性

i1, i2, j1, j2, k2 の性能評価量を表 3.9.1 及び図 3.9.1 に示す。

表 3.9.1 性能評価量

| | t_s s | L_{TL} mm | L_{CH} mm | F_{CHmax} kN |
|----------------|---------|-------------|-------------|----------------|
| 四点トグル : i1 | 0.944 | 701 | 324 | 20.2 |
| 改良四点トグル : i2 | 0.929 | 582 | 312 | 20.6 |
| 五点トグル : j1 | 1.05 | 622 | 237 | 30.8 |
| 改良五点トグル : j2 | 1.03 | 537 | 214 | 33.1 |
| RDP 五点トグル : k2 | 0.858 | 534 | 211 | 28.1 |

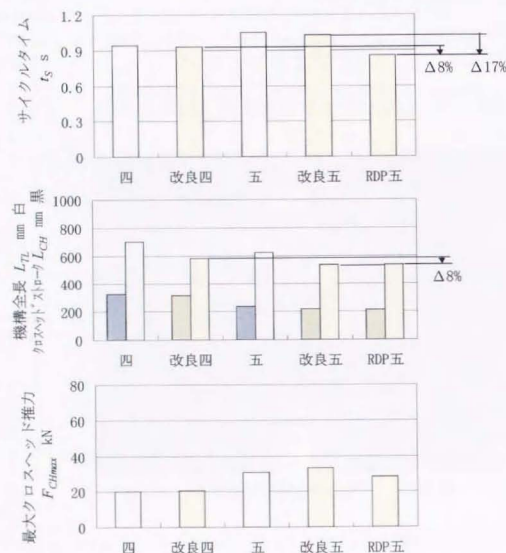


図 3.9.1 性能評価量

性能評価量の優先順位の高いほうから順次説明する。

機構全長 L_{TL} について見ると、改良四点は四点に対して約 17% 短縮、改良五点は五点に対して約 14% 短縮している。RDP 五点は改良五点に対してさらに約 1% 短縮している。従って、改良設計の効果があったことがわかる。そして、改良されたもの同士を比較すると、改良四点を 100% とすると、改良五点は約 92%、RDP 五点も約 92% であった。

サイクルタイム t_s について見ると、改良四点は四点に対して約 2% 短縮、改良五点は五点に対して約 2% 短縮している。RDP 五点は改良五点に対してさらに約 8% 短縮している。 t_s は優先順位が 2 なので必ずしも改良型が原型より優れることは保証されなかったが、結果的に見ると、改良型が優れていることがわかった。そして、改良されたもの同士を比較すると、改良五点を 100% とすれば、改良四点は約 90%、RDP 五点はさらに良く約 83% であった。

クロスヘッド推力の最大値 F_{CHmax} について見ると、改良四点は四点に対して約 2% 増加、改良五点は五点に対して約 7% 増加している。RDP 五点は四点に対して約 39% 増加している。 F_{CHmax} は優先順位が 3 なので必ずしも改良型が原型より優れることはなかった。しかし、RDP 五点は四点よりは劣るけれども五点よりは優っていた。

クロスヘッドストローク L_{CH} について見ると、改良四点は四点に対して約 4% 短縮、改良五点は五点に対して約 10% 短縮している。RDP 五点は改良五点に対してさらに約 1% 短縮している。 L_{CH} は優先順位が 4 なので必ずしも改良型が原型より優れることは保証されなかったが、結果的に見ると、改良型が優れていることがわかった。そして、改良されたもの同士を比較すると、改良四点を 100% とすれば、改良五点は約 69%、RDP 五点はさらに良く約 68% であった。

以上をまとめて各トグルの優劣を表 3.9.2 に示す。

表 3.9.2 各トグルの比較

| | サイクルタイム t_s s | 機構全長 L_{TL} mm | クロスヘッドストローク L_{CH} mm | クロスヘッド推力 F_{CHmax} kN |
|----------------|--------------------|---------------------|----------------------------|----------------------------|
| 改良四点トグル : i2 | ○ | × | × | ○ |
| 改良五点トグル : j2 | × | ○ | ○ | × |
| RDP 五点トグル : k2 | ◎ | ◎ | ◎ | △ |

3.10 結 言

電動サーボ式型締機構の研究として、まず、直動式、クランク式およびトグル式の3種類について製作して比較した結果以下の結論を得た。

1) 2 モータ式の直動式電動サーボは、直圧式油圧型締機構と比べてドライサイクルタイムが数倍長くなる。一方、クランク式電動サーボ型締機構は2モータ式の直動式電動サーボ型締機構に比して、より高速の型開閉が可能であり、直圧式油圧型締機構と遜色の無い実用性を実現した。

2) 力の拡大率の特性の違いから、トグル式はクランク式より高速で動作できるので、トグル式が電動サーボ式型締機構に最適であると判断した。

このことから、トグル式の電動サーボ式型締機構の研究をさらに進めた。本研究ではトグル式電動サーボ型締機構の静解析を進展させ、実際の機構設計においてトグルの各寸法を決める手法を示した。また、この手法により改良した四点トグルと五点トグルとを比較し、さらにこれらのトグルとは異なる RDP 五点トグル型締機構を考案した。以下に要点をまとめる。

3) トグル式電動サーボ型締機構の静解析結果を実際の設計に利用できるようにするため、静解析によって得られる性能評価量であるサイクルタイム、機構全長、クロスヘッドストロークおよび最大クロスヘッド推力を定義して、各性能評価量をトグルの各寸法(幾何学的な独立パラメータ 7 個)から計算する方法を示した。

4) トグルの幾何学的な独立パラメータ 7 個の変化に対する性能評価量の変化および制約条件を、マトリックス状に配置したグラフ群で表示し、各々の関係を把握した上で、設計目的に適合するように各パラメータを決める手順を抽出することで、論理的に設計を進められることを示した。

5) 従来の四点トグル及び五点トグルを、3) 4) 項の手法で改良し性能評価量を比較すると、それぞれ一長一短であったが、さらに上記の手法を用いることで、従来の四点トグル及びの五点トグルそれぞれの長所を併せ持ち、多くの性能評価量において優れている RDP 五点トグルを考案した。

3.11 付録(トグル式型締機構の設計の制約条件)

本論文で扱う四点トグル、五点トグルおよび RDP 五点トグルのそれぞれに共通の設計上の制約条件を本項にまとめて示す。

制約条件は何れも実際に図面による設計を行った結果として得られたもので、文章と具体的な式で示す。具体的な式に含まれる数字の詳細な根拠については、ここでは省略するが、そのことは本論文の本質には影響しない。

3.11.1 四点トグルの設計上の制約条件

3-11-1) リンクの圧力角は $\pm\pi/4$ 以内とする。また、製品突出し機構とトグルを構成するリンクとの干渉を避けるために、さらにリンクの可動範囲を一部狭くする。

$$-0.500 \leq \phi_2 / (\pi/2) \leq 0.333 \quad (3.11.1)$$

$$-0.500 \leq \phi_1 / (\pi/2) \leq 0.500 \quad (3.11.2)$$

3-11-2) 対偶 4 は、ブラテンのひずみを抑えるために、製品突出し機構に干渉しない限りなるべくブラテン中心に近い位置に設ける。

$$y_p = 205\text{mm} \quad (3.11.3)$$

3-11-3) 対偶 5 はボールねじのナットと干渉しない位置に設ける。

$$y_p + B - A = y_{01} \geq 105\text{mm} \quad \text{および式(3.11.3)から} \\ A / (B + 100\text{mm}) \leq 1 \quad (B > 100 \text{ のとき}) \quad (3.11.4)$$

3-11-4) 対偶 1 は、ブラテンのひずみを抑えるために、なるべくタイバーに近い位置に設ける。また、タイバー間隔は機械の仕様から決められている。

$$y_p + B \leq 238\text{mm} \quad \text{および式(3.11.3)から} \\ B \leq 33.0\text{mm} \quad (3.11.5)$$

3-11-5) リンク 2 長はボールねじと干渉しない長さにする。

$$L_1 \leq B + 131\text{mm} \quad (3.11.6)$$

3.11.2 五点トグルの設計上の制約条件

3-11-1), 3-11-2), 3-11-3), 3-11-4), 3-11-5)に以下の条件を加える。

3-11-6) L_2 を大きくすると、 $L_2 > L_1$ になる場合があり、対偶 3 がボールねじと干渉しない範囲で設計する。

$$(L_2 \sin(\phi_2 + \alpha))_{\max} / L_1 \leq 1 \quad (3.11.7)$$

3-11-7) 第 2 リンク上で対偶 3 と対偶 2 の穴がつながってしまうので、 L_{12} はあまり小さくできない。

$$L_{12} / 60.0\text{mm} \geq 1 \quad (3.11.8)$$

3.11.3 RDP 五点トグルの設計上の制約条件

3-11-1), 3-11-2), 3-11-3), 3-11-4), 3-11-5), 3-11-6), 3-11-7) に以下の条件を加える。

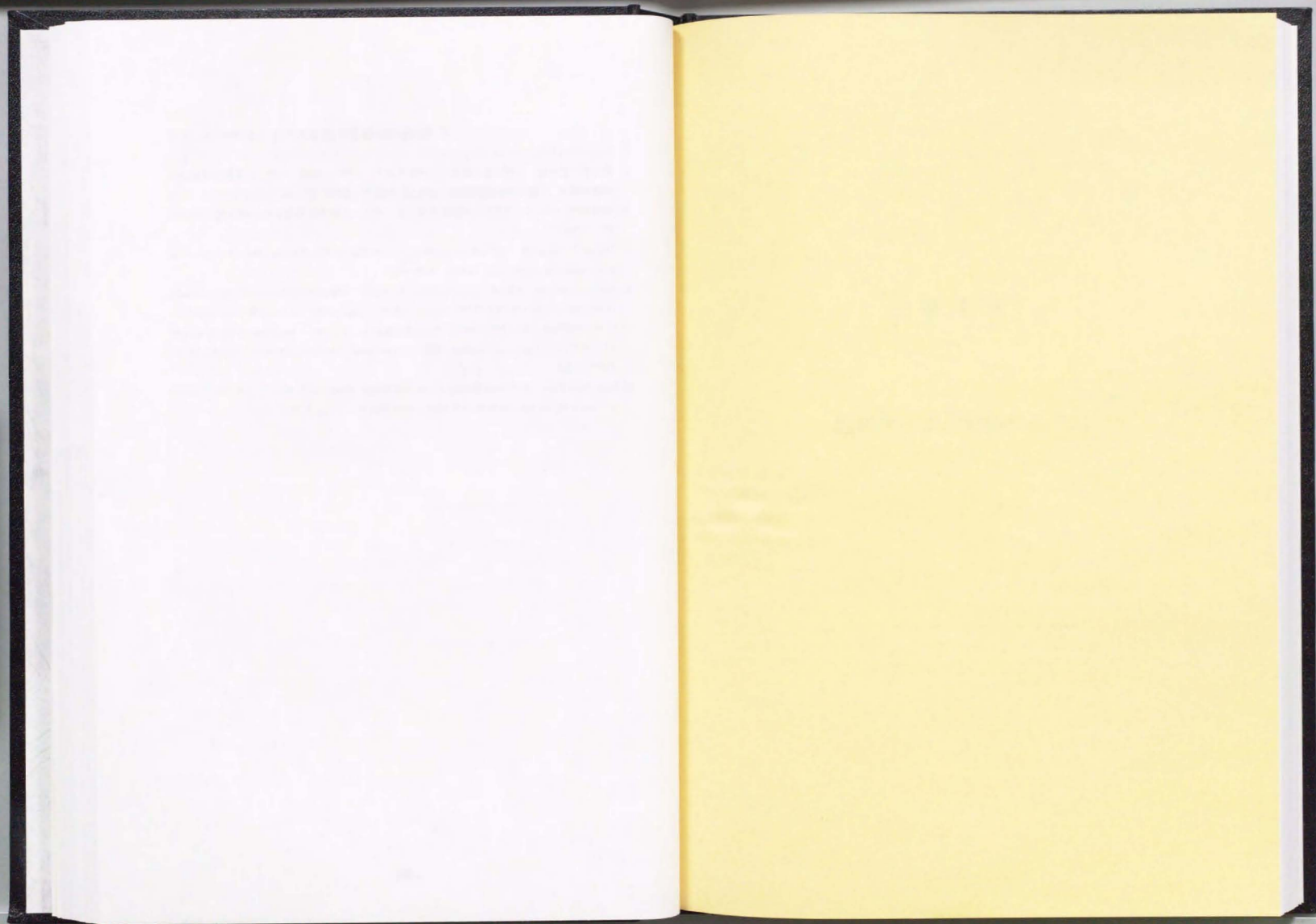
3-11-8) 対偶 2 のピンが第 1 リンクに干渉しない範囲で設計する。

$$L_{12}/39.0\text{mm} \geq 1$$

(3.11.9)

[参 考 文 献]

- 1) 西村允, 町田勉, 富樫公夫: 射出成形技術の基本と応用—成形機・成形プロセスの発展と制御技術編一, 中巻, 日本プラスチック加工技術協会, (1982) 17, 36.
- 2) 廣恵章利, 飯田惇: やさしい射出成形機—基本・応用から最新技術まで—, 株式会社三光出版社, (1990) 43.
- 3) Andrew W Cappella: Predicting Clamp Force on Toggle Type Molding Machines by Using a Math Model, ANTEC '95, (1995) 4238-4241.
- 4) Miftahur Rahman, Nick R. Schott, Vekat N. Reddy: Capability Evaluation of a Toggle Clamping System for Injection Compression Molding, ANTEC '94, (1994) 435-438.
- 5) Rong-Fong Fung, Chi-Chuan Hwang, Chien-Sen Huang: Kinematic and Sensitivity Analyses of a New Type Toggle Mechanism, JSME International Journal, Series C, Vol.40, No.2, (1997) 360.
- 6) Rong-Fong Fung, Chi-Chuan Hwang, Chien-Sen Huang, Weng-Pin Chen: Inverse Dynamics of a Toggle Mechanism, Computers & Structures Vol.63, No.1, (1997) 91.



— 第 4 章 —

電動サーボ式制御システム

第4章 電動サーボ式制御システム

4.1 緒言

電気モータを利用した射出成形機は、油圧式射出成形機が出現する以前の1940年後半から10年ほどの間、機械式射出成形機としてその歴史を残している。その後、プラスチック製品に対する用途が拡大し、成形品の大型化というニーズがでてきたが、当時はまだ大出力の電気モータがなく、大型の機械式射出成形機を開発することはできなかった。1950年代になると大出力で射出成形が可能な油圧式射出成形機が登場し、次第に電気モータを利用した機械式射出成形機から油圧式射出成形機へと変遷していったのである。

この油圧式射出成形機の技術が、プラスチック産業を大きく発展させ、現在の射出成形機の要素技術を確立したと考えることができる。

射出成形機を制御システム^{1,2)}の観点から考察すると、1970年代後半にコンピュータ制御^{3,4)}が開発され、制御システムのコンセプトは油圧式射出成形機の進歩とともに発展しほぼ完成したと言える。すなわち、射出成形機制御システムがシーケンス制御システム、プロセス制御システム、モニタリングシステムの3つのシステムに体系化された点である。特にプロセス制御システム^{6,7)}は、射出成形機の性能を大きく左右する重要な制御システムであり、非常に多くの制御方法が提案されている。

しかしながら、第1章にも述べたとおり、1980年代には単にプラスチック製品を大量生産する時代から、精密成形や省エネ成形など当時の油圧式射出成形機を超える性能が要求されるようになってきた。その結果、油圧駆動に変わる新しい駆動源が模索されるようになってきた。ちょうどこの時期、高性能な希土類磁石が開発され、大トルク・低イナーシャのACサーボモータが開発されると同時に、モータを制御するための大出力パワートランジスタが開発された。このため、大出力で射出成形が可能な本格的電動サーボ式射出成形機を開発することができるようになった。

本章では、電動サーボ式射出成形機を開発するに際して検討した油圧式射出成形機で実現されていた制御、および油圧式射出成形機によって体系化された制御システムについて示す。そして、これらの制御機能を電動サーボ式射出成形機に適合するための制御システム、および電動サーボ式射出成形機によって新たに実現した制御システム、特に射出のプロセス制御について報告する。

4.2 電動サーボ式射出成形機に求められる制御機能

射出成形機は、図 4.2.1 射出成形機の構成に示すように、射出機構部と型締機構部に分類される。射出機構部ではシリンダを加熱するための温度制御、樹脂を射出するための射出制御、樹脂を混練するための可塑化（計量）制御および、射出機構部全体を動作させるノズルタッチ制御などが必要である。

また、型締機構部では、型締装置を動作させるための型締制御、製品を突き出すためのエジェクト制御および型締部全体を動作させる型締ユニット制御が必要である。その他、データ入力・表示のための表示・入力制御や周辺機器やホストコンピュータなどとの通信制御が必要である。

このように、射出成形機には様々な制御があるが、本節では現在油圧式射出成形機で実現している制御内容をもとに、電動サーボ式射出成形機に求められる制御機能について検討する。

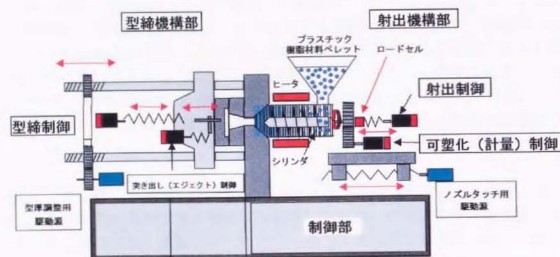


図 4.2.1 射出成形機の構成

4.2.1 射出機構部の制御

射出機構部は、射出装置、計量装置、射出スクリュー・シリンダ装置から構成されている。射出装置には射出スクリューを前後進させる機能が必要で、計量装置には射出スクリューを回転させる機能が必要である。また、射出スクリュー・シリンダ装置では、樹脂の熔融を補うための加熱装置（ヒータ）が必要である。

図 4.2.2 はこの射出機構部を電動サーボモータで構成したものである。射出装置、計量装置にはそれぞれ独立した電動サーボモータを取り付けた設計にな

っている。制御的にもそれぞれの電動サーボモータを独立に制御すれば良く、シンプルな制御が可能である。

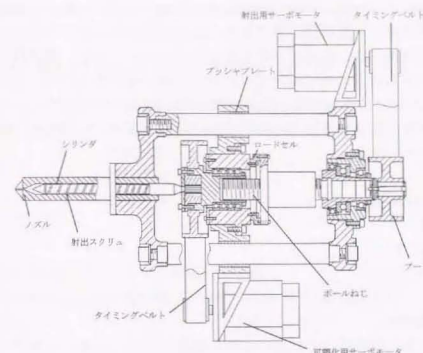


図 4.2.2 電動サーボ式射出機構部

4.2.1.1 射出制御

射出制御は、樹脂を充填する速度制御が中心の射出工程と、冷却による樹脂の収縮を補う役目をする保圧工程に分類される。射出工程は、射出スクリュー位置によって射出スクリューの前進速度を切換えるプログラム制御が一般的である。また、射出工程から保圧工程に切換える、切換え制御が必要である。通常この切換えは「射出スクリューの位置」、「射出開始からの時間」、そして「射出圧力や金型内圧などの圧力」による3つのパターンがある。

保圧工程も射出工程と同様に多段の切換え制御を必要としている。具体的には、保圧開始後の時間によって予め設定された保圧に切換えるものである。なお、射出制御に関する詳細な報告は 4.6 節に記す。また、射出制御に関する主な制御項目を次に示す。

- 1) 射出速度のプログラム制御
- 2) 射出・保圧の切換え制御
- 3) 保圧の多段制御

4.2.1.2 圧力制御

圧力制御は射出時の最大射出圧力制御と保圧時の保圧力制御に分類される。最大射出圧力では、成形品によっても異なるが最大 300Mpa 程度の制御が必要である。一般に、このような高い射出圧力が必要な成形品は厚さが薄く、投影面積の広い物が多く、速度は必要であるが保圧時間の短いものが多い。さらにこのような成形品では、保持圧力をあまり必要としないため、機械仕様をこの射出時の最大圧力に合わせて設計するとかなり過大な仕様になってしまう。このため、最大射出圧の保持時間と保圧の保持時間を分けて設計することにした。なお、圧力制御に関する詳細な報告は 5 章に記す。また、圧力制御に関する主な制御項目を次に示す。

- 1) 最大射出圧制御
- 2) 保圧制御
- 3) 背圧制御

4.2.1.3 計量制御

可塑化（計量）制御は次の射出のために適量の樹脂を混練する制御で、射出スクリュー位置に応じて射出スクリューの回転数と背圧を変化させる制御が一般的である。この制御は、射出スクリュー回転を制御すると同時に背圧を制御する 2 系統制御が必要である。背圧制御では各樹脂メーカーが作成した樹脂の仕様などから最大 30MPa 程度が必要であると考えられる。計量制御に関する主な制御項目を次に示す。

- 1) 射出スクリュー回転多段制御（射出スクリュー位置で回転数を切替える）
- 2) 背圧多段制御（射出スクリュー位置で背圧を切替える）
- 3) 2 系統制御

4.2.1.4 シリンダ温度制御

温度制御は樹脂の可塑化のために必要な制御で、エンジニアリングプラスチックでは 400℃を超える温度を一定に保つ制御が必要である。制御の方式は、ヒータの on/off 制御が一般に行われている。また、電気部の信頼性を確保するため無接点リレー（SSR）が利用されている。

温度制御では、シリンダの温度を一定に保つための温度制御の他に、連続成形中にアラームで機械が停止した場合を考慮する必要がある。たとえば、長時

間保温状態を続けると樹脂によっては多量のガスを発生し危険を伴う場合がある。射出成形機における主な温度制御の内容を次に示す。

- 1) 設定温度に制御する（一般的には式 4.2.1 の PID 制御^{*10)}で行われている）

$$T_{on}(t) = P * E(t) + \frac{I}{t} \sum_{i=1}^t E(i) + D * (E(t) - E(t-1)) \quad (4.2.1)$$

T_{on} : ヒータの ON 時間の比率
 E : 温度偏差（設定値－実測値）
 P : 比例係数
 I : 積分係数
 D : 微分係数

- 2) 冷間起動防止（スクリューの折損防止機能）
- 3) アラーム時の低温保持制御（樹脂の劣化及び炭化の防止）

4.2.2 型締機構部の制御

図 4.2.3 に電動トルグル式型締機構を示す。

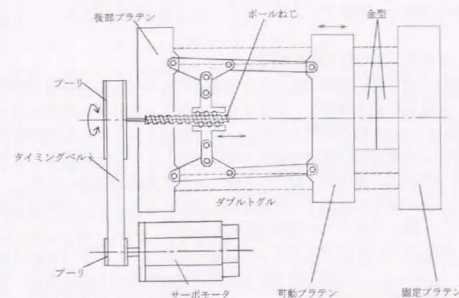


図 4.2.3 電動トルグル式型締機構

4.2.2.1 型締制御

型締制御は金型を開閉し、樹脂圧で金型が開かないように型締力を発生させる制御である。このため、型開閉では位置制御と速度制御が必要であり、型締力制御では力制御が必要である。しかし、本研究のようなダブルトルグル機構では、直圧式機構と異なり、直接型締力を制御することができないため、ダブルトルグルを駆動するクロスヘッドと呼ばれる機構の位置を制御することで型締力を制御している。さらに、この型締制御には成形技術の面から圧縮成形など、様々な機能が必要になってくる。型締制御に関する主な制御項目を次に示す。

- 1) 型開閉多段制御 (クロスヘッド位置で型開閉速度を切換える)
- 2) 型締力調整機能

4.2.2.2 金型保護

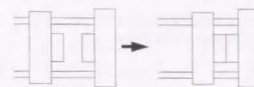
金型保護機能は、連続した成形サイクルの間に金型間に成形品や成形品の一部などの異物が残り、型締時にこの異物による金型破損を防止する機能である。金型保護機能には2つの要素技術が必要である。1つは、異物が残っていることを検出する機能。もう1つは、検出後、型締機構部を瞬時停止させるための機能である。

電動サーボ式でこの機能を達成する方法として電動サーボモータのトルクを制限して行う方法と、電動サーボモータの力を検出して行う方法がある。

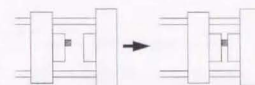
1) トルク制限方式の金型保護機能

トルク制限方式の金型保護では、金型保護区間を設け、この区間では型締用サーボモータのトルクを制限し、設定された金型タッチ位置と実際にタッチするまでの間にかかった所要時間を監視し、予め設定されていた監視時間をオーバーした場合、金型の間に異物が挟まったと判断し、アラーム処理を行う方法がある。この方法は、基本的にはサーボモータの位置決め制御の応用で、位置決め完了点（この場合は金型タッチ位置）に位置決めするまでの時間を監視する機能である。図4.2.4にこの制御の原理図を示す。

しかし、このトルク制限方式では、金型保護区間でサーボモータのトルクを制限しているため、金型保護区間手前の型締速度設定が大きい場合、十分に減速することができず金型にダメージを与える場合や、金型構造に適應するように金型保護区間を多段に分割して複数区間でトルク制限制御を行っても、設定が複雑で実用的でないなどという問題があった。



(a) 正常時：監視時間内に金型がタッチする。



(b) 金型保護動作時：監視時間をオーバーしても金型がタッチしない。

図4.2.4 トルク制限方式の金型保護原理

2) 学習方式の金型保護機能

学習方式の金型保護検出機能は、金型保護区間中のサーボモータが型締のために発生しているトルクを学習し、この基本のトルクカーブに対して判別を行う方式である。図4.2.5に学習方式の原理を示す。

まず最初に数回、型締機構部を動作させて金型の締まり具合も含めた基本のトルクカーブを学習する。次にこのトルクカーブに沿って、金型保護となる判別基準を設定する。以後この判別基準との比較により金型保護の判別が行われる。この方式では、金型保護領域の全域にわたって金型の衝突現象を監視することができるので金型の構造に依存しない判別が可能である。また、基本となるトルクカーブは、サーボ制御で一般に知られているオブザーバを使用しているので外部にセンサを取り付ける必要がない。このように、学習方式にはトルク制限方式と比較して次のようなメリットがある。

- 1) オブザーバにより、力を検出しているので外部センサが不要である。
- 2) 金型保護区間の全区間にわたり、基本トルクカーブを学習しているので、どのような金型にも対応可能である。

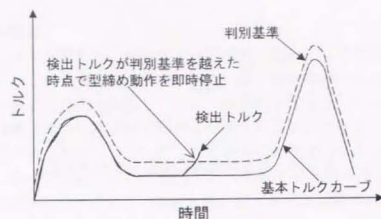


図 4.2.5 学習方式の原理

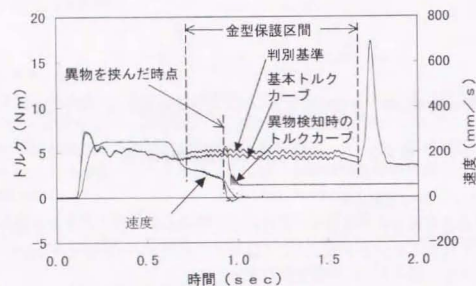


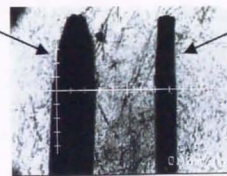
図 4.2.6 学習方式の実際の動作

図 4.2.6 に学習方式の実際の動作について示す。学習方式では、異物を挟んだ時点で急激に減速を行い、型締め動作を停止させさらに金型を少し後退させ制御を行っている。この制御により異物を挟んだときに金型に与える影響を最小限にとどめることができる。この様子を図 4.2.6 で説明する。基本トルクカーブを金型の開閉動作を行うことで予め求めておく。この基本トルクカーブに対して判別基準を設定する。図 4.2.6 ではトルクカーブ（オブザーバで検出されたモータトルク）が判別基準を超えた時点で速度（型締速度）が急激に減速していることが観測され、型締め動作が瞬時に停止していることがわかる。この効果を図 4.2.7 に、トルク制限方式と学習方式を比較して示す。

図 4.2.7 において挟んだ後の成形品の厚さ（薄いほどつぶれ方が大きい）を比較すると、トルク制限方式の金型保護では、学習方式に比べて成形品が薄くなるまでつぶれている。学習方式では、挟んだ成形品をほとんどつぶしていない。すなわち、プラスチックの成形品をほとんど変形させないということは、金型に与える影響も小さいということになる。従って、異物を挟んだ時に金型に与える影響は、学習方式の方がはるかに少ないということができる。

このように、金型保護機能では電動サーボモータの特性を活かし、サーボ制御系のオブザーバ機能に応用することで精度の良い機能を開発することができた。

学習方式の金型保護



制限方式の金型保護
(学習方式に比べて
薄くなるまでつぶ
れている。)

図 4.2.7 学習方式とトルク制限方式の実成形における比較

4.2.2.3 エジェクト（突き出し）制御

図 4.2.8 にエジェクタ機構部を示す。

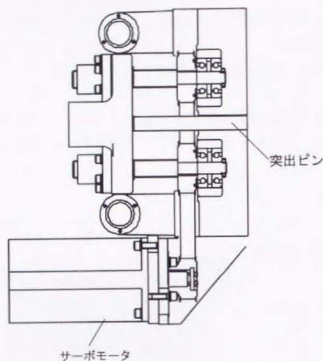


図 4.2.8 エジェクタ機構部

エジェクト制御は、金型内部に組み込まれたエジェクタ機構を、射出成形機側から駆動するものである。エジェクタ制御の本来の目的は、金型内から成形品を突き出すためのもので、位置と速度の制御が必要である。しかし、動作仕様は金型の仕様が大きく左右される。最近ではこのエジェクタ機構を使って、金型内部でゲートカットを行うなど、型締制御同様、成形技術の面から様々な機能が要望されている。

1) 突き出し機構の速度制御

突き出し機構の速度制御には2つの方式がある。1つは突き出しストロークが厳密にきまっていて速度は多少犠牲にしても位置決め優先で行なうものである（図 4.2.9）。もう1つの方式は、この逆に位置決めは多少犠牲にしても速度優先で行なうものである（図 4.2.10）。

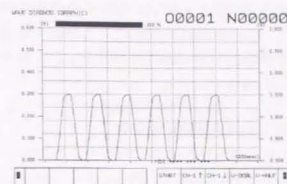


図 4.2.9 位置決め優先

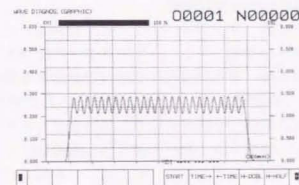


図 4.2.10 速度優先

2) 突き出し制御と成形技術

電動式突き出し制御における成形技術の代表的な例として、突き出し機構を利用したゲートカット機能や多段突き出し機能がある。また、更に高度な成形技術として突き出し機構で直接成形品を圧縮する圧縮成形方法がある。

3) 電動式突き出し機構のゲートカット機能

電動式突き出し機構のゲートカットの特長として、突き出しの低速制御が可能な点が上げられる。ゲートカットは金型内部で、不要な部分を押し付けて切断する機能であり、低速制御が特に大切である。また、もう1つの特長はストローク調整がソフト的にできる点である。電動式突き出し機構ではサーボモータの位置決め制御により、ソフト的に設定を変えるだけでストロークのどこにでも正確に停止することができる。このため、油圧式のような機械的調整が不要で、機械的なストローク調整毎に金型を脱着し、分解する必要がない。

このため、試作確認に要する時間を飛躍的に短縮でき、スムーズに量産に移行することができる。また、この位置決め制御により、ゲートカット終了位置も厳密に制御でき、金型の負担が少なく安心して量産できるなど多くのメリットがある。

4) 電動式突き出し機構の多段制御機能

電動式突き出し機能では、突き出し時のストロークを可変にしたり、速度を可変にしたりする一般の多段制御の他に、キャビティを突き出し機構と連動させることで射出の充填速度に合わせてキャビティを広げる成形法が可能である。この成形法により、射出圧を低く抑え内部歪みを低減することが可能である。

5) 電動式突き出し機構の圧縮制御機能

サーボモータの制御技術（オブザーバ）により、サーボモータに加わる力を検出することができる。この機能により、サーボモータ制御自体を力センサとして利用し、クローズドループの圧縮制御機能が可能である。特に突き出し機構はスペースも少なく、機構的にセンサを取り付けることが非常に困難である。また、センサにも寿命があり、信頼性の面でも問題を生じる可能性がある。このように電動式突き出し機構では、油圧式突き出し機能にはない多くの優位性があると考えられる。

4.2.3 その他の制御機能

4.2.3.1 射出ユニット制御

射出ユニット制御の大きな目的は、射出時の樹脂反力で金型からノズルが離れないようにノズルタッチ力を発生させることにある。その他、金型にノズルの温度が取られないようにするための成形技術として、成形中のノズルを前後進させるスブルーブレイクなどの制御が必要である。主な射出ユニット制御項目を次に示す。

- 1) 射出ユニットの前後進
- 2) ノズルタッチ力調整

4.2.3.2 型締ユニット制御

型締めユニットを動作させる制御は、トグル機構特有の制御で、金型の厚さに応じて型締め機構部を位置決めする機能である。主な型締ユニット制御項目を次に示す。

- 1) 型締めユニット前後進
- 2) 低速・高速の2動作

4.2.3.3 通信制御

その他、射出成形機を動作させる制御とは別に、マンマシンインタフェース部や通信制御などが必要になる。特に通信制御は、成形工場を合理化する上で1つのキーテクノロジーとなっている。最近、パーソナルコンピュータの目覚ましい発展により、工場で容易に高度な通信環境を構築することができるようになってきた。7章では最近の技術動向と本研究の一環として開発されたシステムについて述べる。主な通信制御機能を次に示す。

- 1) 通信制御
- 2) 周辺機器とのインタフェース

4.2.4. 制御項目と制御分解能

油圧式射出成形機で実現している制御内容¹¹⁾をそれぞれの制御を達成するための制御対象と具体的な制御項目に分類して表4.2.1に示す。

このように油圧式射出成形機から、電動サーボ式射出成形機への変換には通常のサーボモータの制御項目である位置と速度の制御に加えて、時間で速度を切換えるなどの制御や圧力制御を行う必要がある。

表 4.2.1 射出成形機の求められる制御機能

| 制御の種類 | 制御対象 (油圧式) | 制御対象 (電動式) | 制御項目 |
|------------------------------------|---|---|---|
| 1 温度制御 射出制御 計量制御 射出ユニット制御 | ヒータ、SSRなど 油圧シリンダ 油圧シリンダ 油圧シリンダ | ヒータ、SSRなど サーボモータ サーボモータ インダクションモータ あるいはサーボモータ | 温度 位置・速度・時間・圧力 位置・速度・時間・圧力 位置・速度・力 |
| 2 型線制御 エジェクト制御 型線ユニット制御 | 油圧シリンダ 油圧シリンダ 油圧シリンダ | サーボモータ サーボモータ インダクションモータ あるいはサーボモータ | 位置・速度・時間・圧力 位置・速度・時間・圧力 位置・速度 |
| 3 表示・入力制御 | LCDなど表示装置の制御 入力装置に対する制御 | LCDなど表示装置の制御 入力装置に対する制御 | グラフィック |
| 4 通信制御 | RS232C RS422 イーサネット等 | RS232C RS422 イーサネット等 | |

表 4.2.2 には、各制御項目に必要な制御分解能を示す。制御分解能については色々な文献を参照し、実際のシステムで実現可能な数値を目標にしている。

例えば、丸山¹²⁾らの報告では、製品の要求精度 (寸法ばらつき) を 0.01% にするため、熔融樹脂の状態方程式と実験値から検討し、圧力分解能を 0.1MPa、(最大 200MPa に対して) また射出速度の安定性を $\pm 0.1\text{mm/s}$ 、時間的な分解能としてスキャンタイムを 1ms 以下にしたことが紹介されている。

また、成形技術の面から光学部品のレンズ成形では、光学特性を左右する応力ひずみを少なくするために低速の射出速度が必要で、最小 0.1mm/s の安定性が必要である¹³⁾と一般的に紹介されている。

さらに、光学系の成形品の場合には、低速での速度安定性が要求されており、0.1mm/s の速度制御が必要であるが一般に油圧制御の速度分解能は電動サーボモータの制御と比較すると精度が 1 桁落ちるため、あまり良い結果が得られないなどの問題が指摘されている。

表 4.2.2 制御分解能

| 制御項目 | 制御範囲 | 制御的な検出分解能 |
|------|------------|-----------|
| 時間 | 0~3600秒 | 0.1ms |
| 位置 | 0~1000mm | 0.01mm |
| 速度 | 0~1000mm/s | 0.1mm/s |
| 圧力 | 0~300MPa | 0.1MPa |
| 温度 | 0~450℃ | 0.1℃ |

4.3 電動サーボ式射出成形機の制御部の構成

油圧式射出成形機で実現している制御機能から、電動サーボ式射出成形機の制御部を図4.3.1に示すように4つの制御部に分類した。

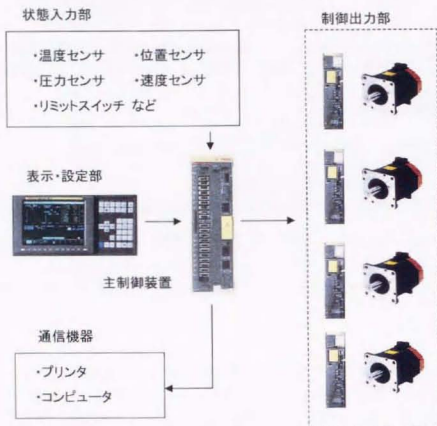


図4.3.1 電動サーボ式射出成形機の制御部の構成

- 1) 主制御装置
主制御装置には、工作機械用のCNC装置を利用し、射出成形機用にソフトウェアを変更して最適化した。
- 2) 表示設定部
表示装置は取り付け場所を考慮し、薄型の表示装置を採用した。
- 3) 状態入力部
圧力や温度など微弱な信号を測定するため、耐ノイズ特性を強化した¹⁴⁻¹⁶⁾。
- 4) 制御出力部
電気サーボモータ用のサーボアンプは機械に内蔵するため、特に発熱と大きさを検討した。

これらの制御部を電動サーボ式で行う場合、油圧式射出成形機と最も異なるのが電動サーボモータの制御を行う主制御部と制御出力部である。すなわち、油圧式射出成形機では油圧バルブに対する出力を行ない、油圧シリンダを駆動し、溶融樹脂の流体制御¹⁷⁾（流体-剛体-溶融樹脂）を行うのに対し、電動サーボ式射出成形機では電動サーボモータを駆動し、溶融樹脂の流体制御（剛体-溶融樹脂）を行う点である。このように電動サーボ式射出成形機では、制御の伝達要素が少ない分、制御系が簡素化されその結果、制御性の向上が期待できる。

4.3.1 主制御装置の構成

初期の射出成形機の制御装置は、機械的な接点で動作するリレーを使用し、成形機のシーケンスを中心に制御していた。その後、マイクロプロセッサの発達とともに、単なるシーケンス制御から状態量をフィードバックして制御するプロセス制御と、プロセスの状態を監視するモニタリングが独立して体系化されてきた。そして、現在の油圧式射出成形機の制御装置では、図4.3.2に示すように機械を動作させるためのシーケンス制御、射出成形プロセスを制御するプロセス制御、そして、射出プロセスを監視し成形品の良否を判別するモニタリング制御が一体化されている。

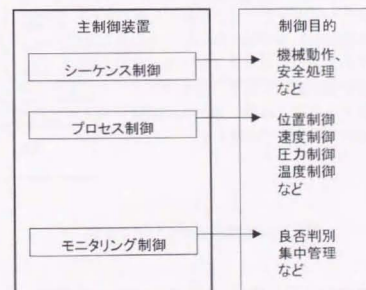


図4.3.2 主制御装置の構成

4.3.2 プロセス制御

プロセス制御は射出成形機の性能を大きく左右する最も重要な制御である。図 4.3.3 に示した油圧式射出成形機におけるプロセス制御の概念図のように、プロセス制御は位置・速度・圧力・温度などのセンサ情報をもとに、それぞれの目的に合わせた閉ループ制御を行うものである。

油圧式射出成形機における射出速度と射出圧力を図 4.3.3 に示した油圧式射出成形機におけるプロセス制御の概念図を用いて考察する。

油圧式射出成形機における射出スクリュの移動速度の制御は、射出スクリュに取り付けられたエンコーダの信号をプロセスコントローラに入力し、コントローラ内で設定された速度と比較し油圧バルブに対する指令として出力される。同様に、射出圧力の制御においても油圧シリンダ内の圧力を測定するか、あるいは圧力センサを利用して射出圧力を測定する。この測定された圧力信号をプロセスコントローラに入力して、設定圧力指令と比較し油圧バルブに対する指令として出力している。どちらの場合も、センサ情報と設定情報の2つをプロセスコントローラに入力し、油圧バルブの指令を出力している。

この様な構成を電動サーボ式射出成形機に应用した場合、電動サーボ式射出成形機では、速度や圧力のセンサ情報と設定情報の2つをプロセスコントローラに入力し、電動サーボモータに対する指令を出力することになる。

油圧式射出成形機におけるプロセスコントローラと油圧バルブのインタフェースは通常 $\pm 10\text{V}$ のアナログインタフェースが使用されている。このため、電動サーボ式射出成形機においてもサーボシステムのインタフェースが $\pm 10\text{V}$ のアナログインタフェースであれば、油圧式の制御システムを流用できることになる。この点について4.4節で考察する。

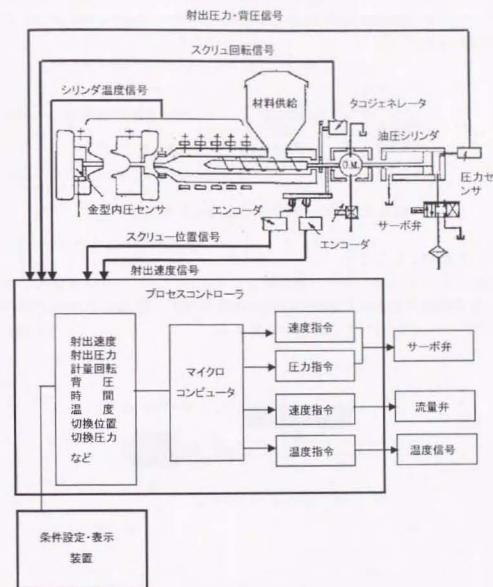


図 4.3.3 プロセス制御の概念図

4.4. サーボシステムのインタフェース

プロセス制御装置とサーボシステムのインタフェースには図 4.4.1 に示すブロック図のように、アナログ式とデジタル式の2つのインタフェースがある。電動サーボ式射出成形を開発するにあたり、この2つのインタフェースの特性について検討した。

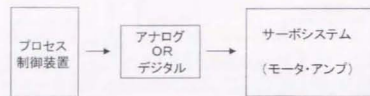


図 4.4.1 サーボシステムのインタフェース

4.4.1 アナログインタフェース

アナログインタフェースで一番問題になるのは、プロセス制御装置とサーボシステムのインタフェースが持つ制御分解能である。図 4.4.2 サーボモータシステムのモデルを利用して分解能を検討する。

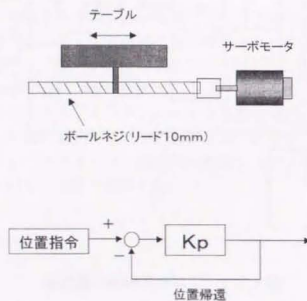


図 4.4.2 サーボモータシステムのモデル

検討例として、リード10mmのボールネジを使用し、10m/minの加工速度を実現するための例について考察する。モータの最高回転数を1000rpmとした場合、速度指令電圧の最大値10Vが1000rpmに相当する。

ここで、最小検出単位（1パルス）を 1μ とすると、

$$10\text{m/min} = 10^7\text{m}^{\circ}/\text{s}/\text{min} \text{ となる}$$

この時の位置偏差はポジションゲイン K_p を 30sec^{-1} とすると

$$\frac{10^7/60}{30} = 5555.6 \text{ パルスとなり,}$$

$$1 \text{ パルスあたりの指令電圧は } \frac{10V}{5555} \approx 1.8\text{mV} \text{ となる.}$$

のように微小な電圧では、ドリフトなどの問題で高精度に制御することは非常に難しい。

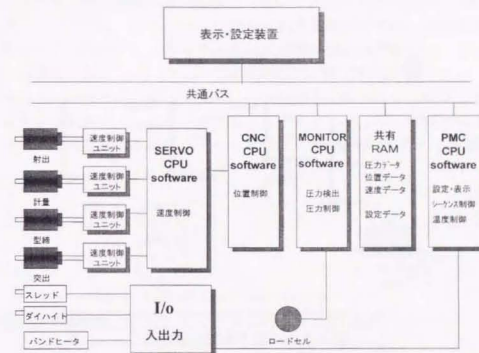
デジタルインタフェースでは、プロセス制御装置とサーボシステムの間がデジタル情報のため、ソフトウェアで位置指令の生成から位置制御・速度制御・電流制御の処理まで行うことが可能である。このインタフェースでは、ソフトウェアがサーボシステムから得る情報が多く、サーボの内部情報（速度・電流等）もソフトウェアが簡単に利用することができる。

システム全体のパフォーマンスを向上させるためには、デジタル制御における量子化誤差やサンプリング周期など、アナログ系とデジタル系をつなぐ接点の設計が非常に重要な設計項目であり、解決しなければならない課題も多い。表 4.4.1 にアナログとデジタルインタフェースの比較¹⁸⁾を示す。

表 4.4.1 アナログとデジタルインタフェースの比較

| | 比較項目 | デジタルインタフェース | アナログインタフェース |
|---|----------|-------------|-------------|
| 1 | 高速性 | ○ | × |
| 2 | 分解能 | ○ | × |
| 3 | 耐ノイズ性 | ○ | × |
| 4 | データ再現性 | ○ | × |
| 5 | 制御の自由度 | ○ | × |
| 6 | 利用できる情報量 | ○ | × |

図 4.4.3 制御システムの基本構成に示すように、本研究で開発した制御装置では、高速共通バスを中心に複数の CPU が動作している。このためソフトウェアも各 CPU 間のインタフェース規約に従って、それぞれの CPU の目的に合わせて独立に設計する必要がある。本節では、CPU の使用目的と動作ソフトウェアについて報告する。



1) PMCCPUのソフトウェア

PMCCPUのソフトウェアは主に、機械の動作を制御するシーケンス制御を担当している。また、シーケンスに必要なタイムやカウンタなどの値を入力するためのマンマシンインタフェース（表示・設定）を同時に制御している。具体的にはオペレータが表示・設定装置を使って設定されたデータはこのCPUが共有RAMに保存するとともに表示・設定装置に表示し、オペレータが操作した操作情報（シーケンス）を判断して、機械の動作を制御している。

2) モニタCPUソフトウェア

モニタCPUのソフトウェアは主にプロセス制御とモニタリングを担当している。図4.4.4に圧力制御の概要を示すが、このモニタCPUのソフトウェアがロードセルを介して力（圧力）を読み取り、共有RAMの中に設定された目標圧力と比較して、設定圧力になるような演算を行いサーボCPUへ情報を送っている。

この他、圧力データを保存しておき表示装置に圧力カーブを表示する機能や、各種変量と設定された閾値を比較して行う良否判別などの機能を達成している。

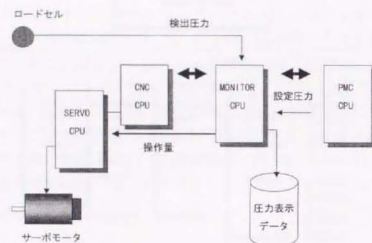


図4.4.4に圧力制御の概要

3) CNCとサーボCPUのソフトウェア

CNC CPUのソフトウェアは主に電動サーボモータの位置制御を担当している。また、サーボCPUのソフトウェアは電動サーボモータの速度と電流制御を担当している。特にサーボCPUのソフトウェアはモニタCPUのソフトウェアと密接な関係があり、この2つのCPUを使用することで、自由度の高いプロセス制御を達成することができた。

4.5 電動サーボ式射出成形機の射出速度特性

射出速度制御は、図4.5.1に示すように溶解樹脂を金型内に射出する射出スクリュウの移動速度を制御するシステムである。このシステムの目的は、溶解樹脂の流動を制御することであるが、実際は樹脂の圧縮性やチェックリングの作動などの問題があり、必ずしも射出スクリュウの移動速度と樹脂の流速とが一致するわけではない。しかし、この射出制御システムの制御性の善し悪しが、成形条件の自由度や、成形の再現性を左右するなど、成形機の基本性能を支配する重要な要素である。

射出成形機の射出制御では、成形品に合わせて自由な速度特性が必要である。例えば、CDやスピーカーコーンに代表される薄物成形では、溶解樹脂を高速に充填させる必要があり、何よりも速い加速特性が必要である。一方、レンズ成形に代表されるように、滑らかな速度変化が必要な物もある。

このように、射出成形機には幅広い速度特性が要求される。実際の速度制御の内容や速度制御ゲインの決定は5章に示すが、本節では、速度制御特性を決めるパラメータである加減速パターンと加減速時定数の2つについて検討する。

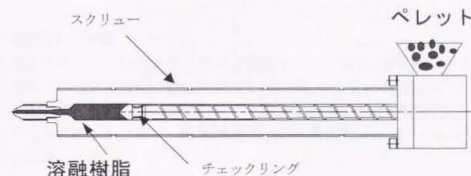


図4.5.1 射出機構部の概要

4.5.1 加減速パターン制御

加減速の方法を予め定義する方法が加減速パターンである。工作機械やロボットの分野では、利用目的に応じて加減速パターンを選択できるようになっている。加減速パターンの主な目的は、機械振動と制御遅れの抑制にある。たとえば、質量の大きな機械では少ない振動で、かつ制御遅れを少なくするように加減速パターンを選択することができる。

図4.5.2(a)～(c)にサーボ制御で代表的な加減速パターンを示す。

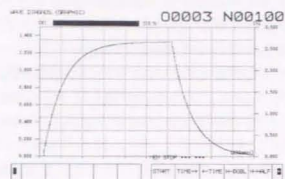


図 4.5.2(a) 指数加減速

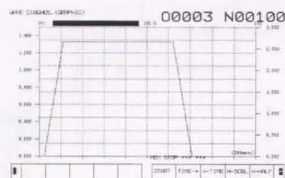


図 4.5.2(b) 直線加減速

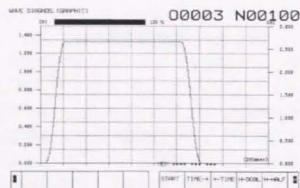


図 4.5.2(c) ベル型加減速

4.5.1.1 加減速パターンの選定

射出制御の場合、射出初期では溶融樹脂がまだ自由に流れる状態にあるためサーボモータに対する反力は大きくは無い。しかし、樹脂の充填完了近傍では溶融樹脂は流れを妨げられ自由に流れることはできない。このため、サーボモータに対する反力は大きなものになる(図 4.5.3)。射出パターンを選定するためには、射出工程を樹脂が自由に流動する射出初期と充填完了近傍の 2 つに分けて考える必要がある。

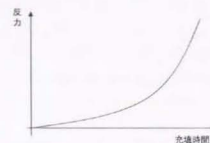


図 4.5.3 充填時間と樹脂の反力

1) 機械振動の実験

加減速パターンの評価を行うため、射出ユニットに加速度センサを取り付けて加減速パターンと振動の関係を調査した。図 4.5.4 には加速度センサの取り付け位置を示す。この実験においてはどのパターンも時定数 50 ms とし、金型内(スパイラルフロー)に樹脂を射出して測定した。図 4.5.5~図 4.5.7 に実験結果を示す。



図 4.5.4 加速度センサ(振動計)の取り付け

| | |
|-------|--------------------|
| 使用樹脂 | 出光スチロール |
| 使用成形機 | Roboshot α 50c |
| 使用金型 | スパイラルフロー |
| 振動計 | RION 社製 VM-61 |
| 測定条件 | 速度 10-50-100(mm/s) |
| | 速度 100-50-10 |

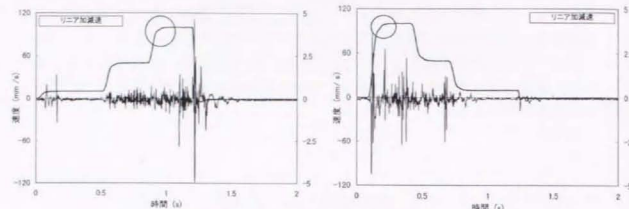


図 4.5.5 直線加減速パターン

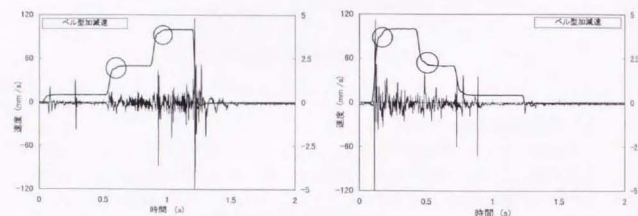


図 4.5.6 ベル型加減速パターン

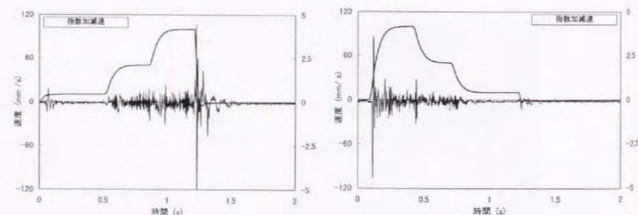


図 4.5.7 指数加減速パターン

2) 実験結果

図 4.5.5～図 4.5.7 は、それぞれの加減速パターンに対する速度と振動を示している。振動は最大 5 G のレンジで測定した。加速時の結果から、各加減速パターンに共通して、速度の変化点で大きな加速度が発生しているが指数型加減速の振動が一番少ないことがわかる。

減速の実験をするために、速度を 100mm/s まで上げて、徐々に速度を落とす実験を行った。この結果、リニア加減速やベル型加減速では 100mm/s の速度になる直前で、速度波形に歪みが観測された。また増速の実験においても速度波形の一部に歪みが観測された。この理由として次のことが考えられる。

- ・射出初期は、サーボモータ自身が加速するトルクが必要で、この実験では実際に樹脂を金型に射出しているため、充填開始直後から樹脂の大きな反力があり、この反力がかさなりサーボモータの限界を超えたためと考えられる。
- ・充填完了近傍では、樹脂がこれ以上流動しないため樹脂圧が高くなっていることが考えられる。この状態で鋭い加速パターンを選択した場合、減速時の実験と同じようにサーボモータ自身の加速トルクが不足したためと考えることができる。

すなわち、本実験装置ではリニア加減速やベル型加減速ではサーボモータの加速パワーが不足していることが判る。減速パターンの実験を見ても指数加減速が最も振動が少なく減速していることがわかる。

これらの結果から、本研究の射出工程における加減速パターンとして、指数型加減速パターンを選定した。

4.5.2. 時定数の選定

時定数を変化させることで、加減速パターンの立ち上がり時間を調整することができる。射出成形では、使用する樹脂の物性が樹脂毎に異なるため、加減速の立ち上がり時間を細かく調整する必要がある。

時定数が成形に及ぼす影響を調査するため1組の樹脂、金型、成形条件を用いて評価した。図4.5.8に時定数で変化する加減速パターンと図4.5.9には実際の成形品を示した。

この実験結果から、時定数は一定にするのではなく成形条件の1つとして設定できる仕様を考案した。この方式は油圧式射出成形機には見ることのできない電動サーボ式の優位点である。

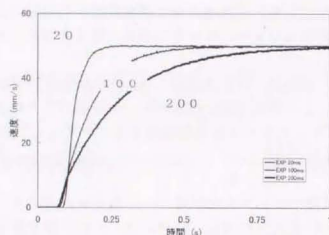


図 4.5.8 時定数と加減速パターン

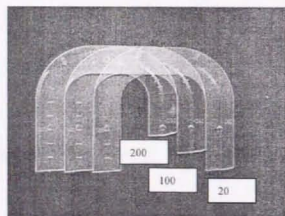


図 4.5.9 時定数の違いによる充填状態の相違

[実験条件]

射出速度 50 mm/s に固定し、時定数を 20, 100, 200 ms と変化させた

4.6 射出速度プロファイル制御

プラスチックは速度の変化に対して敏感に応答する性質があり、速度によって樹脂の流れの方向を変化させることも可能である。実際、図4.6.1に示す流路の金型では、高速に射出した場合と低速に射出した場合で樹脂の流れる方向が変わると言う報告¹⁹⁾がある。

また、この報告は金型内の樹脂流動挙動の観察を可能にしたガラスインサート金型を用いて、ランナー内樹脂挙動を直接観察し、多数個取りキャビティにおける成形品重量ばらつきが発生原因について検討を行っている。この結果ランナー断面形状によらず、射出速度の変化により各キャビティ内への樹脂吐出量が変わることが成形品重量ばらつきに関係があるとしている。この報告から射出速度の制御について下記の2つの事柄を抽出することができる。

- 1) 射出速度の変化で樹脂の流れを変えられることから、射出速度を自由に制御できれば、金型の修正を行わずに速度調整だけで成形不良を改善することができる
- 2) 成形品の重量バラツキを安定させるためには、射出速度を安定して制御することが必要である

このように、切換え位置で速度を変化させる射出速度プロファイル制御は、精密な射出成形において極めて重要な制御である。

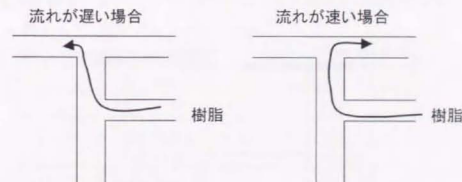


図 4.6.1 射出速度の変化と流れの変化

4.6.1 サーボ制御を利用した射出速度制御の課題

サーボ制御の速度切換え制御には2つの方法がある。1つは指令位置によって速度を切換える「指令位置で切換える」方法と、もう1つは変速位置で位置決めを行ってから速度を切換える「位置決めで切換える」方法である。これらの切換え方法は、工作機械においては必要かつ十分な機能である。

しかし、射出成形機の速度制御のように、樹脂の充填過程において制御負荷が増加するような制御や、樹脂を滑らかに流さなければならない速度制御においては、どちらの方法も課題があり、標準のサーボ制御をそのまま利用することはできない。

1) 指令位置で切換える方法の課題

この方法は、位置の指令が完了した点（分配完了点で実際の機械位置が到達していない場合がある）を切換え位置とする方法である。この方法では切換え位置近傍で減速すること無く、滑らかに変速することが可能である。しかし、切換え点が指令位置のため実際の機械位置に遅れが生じ、目標位置と実位置の間にずれが生じてしまうため厳密な位置で変速することはできない。また、このずれは負荷変動などの外乱でも変化するため再現性にも問題を生じる。

2) 位置決めで切換える方法の課題

位置決めをしてから変速する方法では、サブミクロン単位の正確な位置制御が可能である。しかし、位置決めを行なうため、必ず一度減速してしまう。これを射出現象で考えると、速度変化の間（減速点）で樹脂の流れが止まることになり、滑らかな流れを達成することはできない。この様子を図4.6.2に示す。

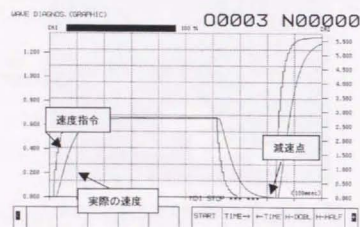


図 4.6.2 位置決めで変速する場合の速度変化

4.6.2 射出速度プロファイル制御

4.6.1 に示したように、工作機械を制御するサーボ制御だけでは、射出成形機に適した射出速度プロファイルを作成できないことが判った。このため、本研究では射出成形機のための射出速度プロファイル制御を検討した。

射出速度プロファイル制御では、指令位置制御の滑らかな変化と位置決め制御の正確さが必要である。

まず指令位置制御の問題点は、位置比較の対象にサーボ系の遅れを考慮していない点にある。このため、サーボモータに対する外乱負荷が変化し、サーボの遅れ量に影響するときには、制御の再現性や精度に問題を生じてしまうことになる。この問題を解決するためプロファイル制御では、切換え位置の比較対象をサーボ遅れを考慮した位置を利用することにした。

一方、位置決め制御における問題点は、制御周期（サンプリング時間）に無関係に同じ精度の位置検出をする点にある。このため、位置偏差が検出位置精度の幅に入るまでは、減速する事になり、滑らかな制御ができないことになる。この問題を解決するため、プロファイル制御では、制御周期を高速度化し、位置検出に要する時間を最小限に押さえることを検討した。具体的には、一つのGコードで、複数（最大10段）の切換え位置設定と、速度設定を1ブロックで処理する機能を開発した。この機能は、成形技術者が設定した速度プロファイルデータをまとめたテーブルでサーボ制御に通知し、サーボ制御がこのプロファイルデータを判読して、サーボ遅れを考慮した正確な機械位置と比較しながら切換え制御を行なう方式である。表 4.6.1 に速度プロファイルデータの例を示す。

表 4.6.1 速度プロファイルの例

| 段数 | 速度切換え位置 | 速度オーバーライド |
|----|---------|-----------|
| 1 | 50 mm | 80% |
| 2 | 40 mm | 60% |
| 3 | 30 mm | 40% |
| 4 | 20 mm | 80% |
| ・ | 10 mm | 60% |
| N | ・・・ | ・・・ |

図 4.6.3 (a) には従来の指令位置制御だけによる動作例を示し、図 4.6.3 (b) にはプロファイル制御の動作例を示す。指令位置制御では、サーボ遅れのため、切換え位置が指令位置とずれているが、プロファイル制御では正確かつ滑らかに変化していることがわかる。

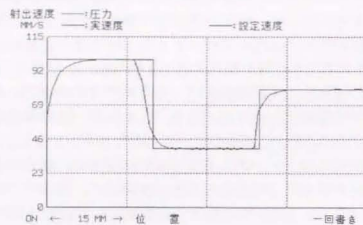


図 4.6.3 (a) 指令位置制御

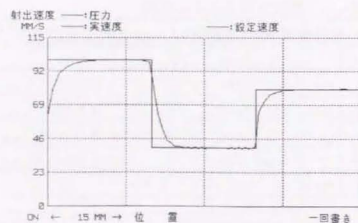


図 4.6.3 (b) プロファイル制御

次に位置検出の高速化について示す。図 4.6.4 は位置検出を 8 ms 周期で行った場合と、1 ms 周期で行った場合の判別精度の例を示している。8 ms 周期の判別では、検出分解能が粗く、取得されたデータが離散的になっていることがわかる。1 ms 周期のものは、ほぼ連続的な変化が得られている。

このように、本研究における電動サーボ式射出成形機用の射出速度プロファイル制御では、従来のサーボ制御における 2 つの制御、すなわち「指令位置で切換える方式」と「位置決めで切換える方式」を融合し射出成形機に適合したプロファイル制御を完成することができた。

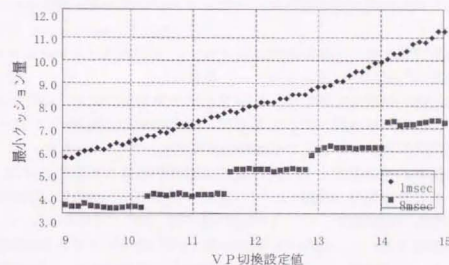


図 4.6.4 位置検出による判別精度

4.7 結 言

油圧式射出成形機はその歴史も古く、成形機の機能としては熟成期にある。今回、この油圧式射出成形機を電動サーボモータで制御するにあたり様々な角度からもう一度射出成形機の機能を検討した。この結果、下記のような成果を得ることができた。

- 1) 油圧式射出成形機の制御機能を分類し、電動サーボ式射出成形機に求められる制御機能を体系化した。さらに各制御項目に対する分解能を決定した。
- 2) 主制御装置としてシーケンス制御・プロセス制御・モニタリング制御を一体化したシステムを考案した。また、このシステムを制御するソフトウェアを体系化した。
- 3) 主制御装置とサーボ制御のインタフェースをデジタルインタフェースとし、高精度かつ信頼性の高いシステムを構築した。
- 4) 射出制御の速度特性として、加減速パターンを検討した。またこの検討をもとに検証実験を行った。この結果、射出制御の加減速パターンとして指数加減速が適しているとの結論を得た。
- 5) 射出制御の速度特性として、加減速時定数を検討し実験を行った。この結果、時定数は樹脂の種類によって変化させる必要があるので新しい成形条件とすることにした。
- 6) 射出制御において、電動サーボモータで行うプロファイル制御について検討した。この結果、工作機械の制御にはない速度プロファイル制御を考案した。また、このプロファイル制御の検証実験を行い再現性と分解能について良好な結果を得た。
- 7) 型締制御の金型保護機能について、電動サーボモータ固有の方式を考案した。また、検証実験において良好の結果を得ることができた。

本研究の結果、電動サーボ式射出成形機では、油圧式では達成できない成形技術や成形精度を得られることが判った。

[参 考 文 献]

- 1) 宮嶋昭司：プラスチック成形加工とコンピュータ，日本ビニル工業会，(1982) 81-101
- 2) 藤田 滋：プラスチック成形における制御技術，プラスチックエージエンサイクロペディア進歩編，(1976) 158
- 3) WILLIAM H SEIPP: Microprocessor control applied to injection molding operation, ibid. 6, 12 (1976) 54
- 4) W.H.FOUCH: Automatic Machine Setup-Now a Reality with Microprocessor Technology, SPE 36th ANTEC Technical Paper, 24 (1977) 73
- 5) AL.FOSCO, M.S: The development of closed loop feed back control systems for injection molding and the role of computers in the implementation of such systems, SPE 36th ANTEC Technical Paper, 24 (1977) 400
- 6) Mark A. Davis(大田黒信博 訳): サーボによる射出成形，プラスチック・エージ，23, 1 (1977)
- 7) 永井芳治 他: 射出成形におけるプロセスコントロールの実際，工業材料，26, 10 (1978) 17
- 8) 寒川史郎: パソコンによるPID制御，トランジスタ技術 (1984) 459-462
- 9) 石川 保: 計測制御システム，電気書院 (1978)
- 10) 西川よしかず 他: FUJI MICREXにおけるPID制御パラメータのオートチューニング，富士時報，51, 4 (1978)
- 11) F.Johannaber, 綾井英二(監修・訳): 射出成形マニュアル，工業調査会 (1990) 132-142
- 12) 丸山義男 他: ACサーボ駆動による小型射出成形機 "Pana Jection-15"，National Technical Report, 36, 2 (1990)
- 13) 山浦 浩: 電気サーボモータ駆動射出成形による精密安定成形，プラスチックエージ (1986)
- 14) EN50081-2(ヨーロッパ安全規格)
- 15) EN50082-2(ヨーロッパ安全規格)
- 16) ANSI/SPI B15.1-1990 (米国安全規格)
- 17) 近藤 尚生: マイコン制御による油圧シリンダ位置決め精度向上に関する実験的研究，油圧と空気圧，20, 2 (1989)
- 18) 白石昌武: 超精密生産技術体系 第3巻，フジテクノシステム (1995) 28-38
- 19) 横井秀俊 他: ガラスインサート金型によるランナー内樹脂流動挙動の解析，成形加工'92 (1992) 207-210

1870

1871

1872

1873

1874

1875

1876

1877

1878

1879

— 第 5 章 —

電動サーボ式射出成形機における圧力制御

第5章 電動サーボ式射出成形機における圧力制御

5.1 緒言

プラスチック射出成形は、高温の溶融樹脂を高压で金型内に注入し、冷却固化後に金型から取り出すプロセスである。現在のプラスチック射出成形機は殆どが油圧駆動式であり、成形工程の制御には油圧による流体方式¹⁾が用いられている。

近年、射出成形機で製造されるプラスチック部品の寸法精度や外観品質などに対する要求が高度化するにつれて、射出成形機の制御(主として射出・保圧工程の制御)に対して高度な制御性や安定性が求められるようになってきた。この要求に対応するべく、従来の油圧式射出成形機の改良が進められているが、油圧作動油の温度変化による粘性の変化やサーボバルブの磨耗による特性変化などの問題があり、性能向上には限界があった。

本研究では、従来の油圧機構を電動サーボ機構に置き換えることにより、上記の問題を根本的に解決することを試みた。この際、射出や型開閉および突き出しなど、成形の殆どの工程において位置と速度の制御が重要であることから、制御装置としては工作機械で一般的に使用されているCNC制御装置を採用した。

しかしながら、通常、工作機械向けのCNC制御装置には射出成形に必要な不可欠である樹脂の圧力制御機能が搭載されておらず、この機能の開発が必要であった。

圧力制御に必要な力制御機能は、ロボットの分野^{2)~3)}などで一部実用化されつつあるが、射出成形機の圧力制御に必要な大出力と高速応答性の双方を満足させた例⁴⁾は殆ど無かった。

本研究では、従来の力制御を発展させ、大出力と高応答性を両立させた力(圧力)制御機能を開発し、かつこれらの制御を従来の工作機械用サーボ制御系⁵⁾に共存させることにより、電動サーボ式射出成形機の制御装置を完成したので、その制御機能の概要と成果について報告する。

5.2 電動サーボ式射出装置

射出成形機の構成を図 5.2.1 に示す。射出成形機は型締装置と射出装置から構成されている。図 5.2.2 に示すように射出装置は、更に、射出スクリュを前後進させる射出機構と射出スクリュを回転させる機構から構成されている。

射出装置の主な役割は、計量・射出及び保圧工程の実行である。計量工程とは、ヒータからの熱とスクリュ回転による剪断熱で一定量の樹脂を溶融混練することであり、射出工程とは溶けた樹脂を金型に注入することである。また、保圧工程とは金型内で樹脂が冷えることにより収縮するため、圧力を掛けて樹脂を補う工程である。通常、射出工程では位置と速度の制御が行われ、保圧工程では圧力制御が行われている。また、計量工程においても、溶融樹脂を均一にするために背圧と称する圧力を印加する圧力制御が必要である。

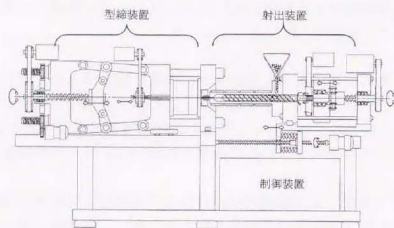


図 5.2.1 全電気式射出成形機の構成

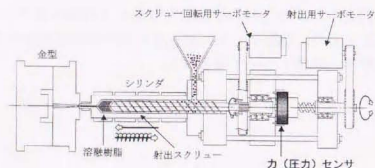


図 5.2.2 射出装置

今回開発した電動サーボ式射出成形機の射出装置では、図 5.2.2 に示すように射出スクリュ後方に力センサーを取り付け、樹脂の反力をスクリュ断面積で割ることで圧力としている。

本研究では、この力センサーを使用した電動サーボ式射出機構の圧力制御機能を開発した。

また、射出スクリュを駆動する推力は射出スクリュの径によるが、表 5.2.1 に $\phi 36$ と $\phi 44$ の射出スクリュに必要な推力と使用された射出用モータの主な仕様を示す。本表からわかるように、射出成形機に必要な力は数百 kN というレベルであり、ロボットなどの力制御（数 kN）と比較して非常に巨大な力を扱う必要がある。

表 5.2.1 スクリュー径別のサーボモータの仕様の例

| スクリュ径 (mm) | モータ | 最大射出力 (kN) | Kt | Jm | Jl |
|---------------|-------------------|---------------|-----|-------|--------|
| $\phi 36$ | $\alpha 300/1200$ | 279.3 | 1.6 | 0.069 | 0.0907 |
| $\phi 44$ | $\alpha 400/1200$ | 417.2 | 2.1 | 0.090 | 0.0693 |

Kt : モータトルク定数 (Nm/A)

Jm : モータイナーシャ (kgm^2)

Jl : 機械イナーシャ (kgm^2)

$\alpha 300 \cdot \alpha 400/1200$: 同期式サーボモータ, 最大 1200 rpm



5.3 電動サーボ式射出装置におけるサーボ定数

図 5.3.1 に位置と速度を制御するサーボ機構の例を示す。

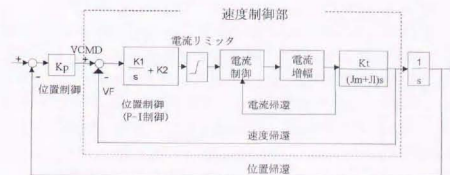


図 5.3.1 サーボ機構

このサーボ機構を安定かつ高応答に動作させるには、 K_p, K_I, K_2 などの制御ゲインを決定する必要がある。そのため、速度制御内の伝達関数 $H(s)$ を計算すると式 (5.3.1) のようになる。

$$H(s) = \frac{VF}{VCMD} = \frac{Ka \cdot K_2 s + Ka \cdot K_I}{s^2 + Ka \cdot K_2 s + Ka \cdot K_I} = \frac{2\zeta \omega_n s + \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2} \quad (5.3.1)$$

但し $Ka = \frac{Kt}{(Jm + JI)}$
 $Ka \cdot K_2 = 2\zeta \omega_n$
 $Ka \cdot K_I = \omega_n^2$ とおく

VCMD : 速度指令
 VF : 速度帰還
 K_p : ポジションゲイン
 K_I : 速度制御積分ゲイン
 K_2 : 速度制御比例ゲイン
 K_t : トルク定数
 J_m : モータのイナーシャ
 J_I : 機械系のイナーシャ

式 (5.3.1) は固有角周波数 ω_n と減衰係数 ζ の2次系遅れ応答の伝達関数を示している。この ω_n と ζ を決定する速度ループゲイン K_I, K_2 、さらに位置ループゲイン K_p を射出成形機用に最適化するために以下の実験的手法を用いた。

まず、工作機械で一般的に使用されている各ゲイン (速度ゲイン K_I, K_2 について $\omega_n = 2\pi f_n = 150$ および $\zeta = 0.7$) を初期値として、実際に射出し、安定性を確認しながら調整を行った。

また、位置ループゲイン K_p については、調整された速度制御ゲインにて安定に動作し、かつ機械性能として必要かつ十分な応答性をもつ値として設定した。

得られた最適ゲインを表 5.3.1 に示す。

表 5.3.1 サーボパラメータ

| モータ | 位置ループゲイン $K_p(\text{sec}^2)$ | 速度ループゲイン 1 $K_I(\text{A/rad})$ | 速度ループゲイン 2 $K_2(\text{A} \cdot \text{sec/rad})$ |
|-------------------|---------------------------------|-----------------------------------|--|
| $\alpha 300/1200$ | 30 | 1430 | 13.38 |
| $\alpha 400/1200$ | 30 | 961.7 | 9.04 |

また、表 5.2.1 に示した $\phi 36$ 用のモータと工作機械用として一般的に使用されているモータについて、その周波数応答を図 5.3.2、図 5.3.3 に示す。

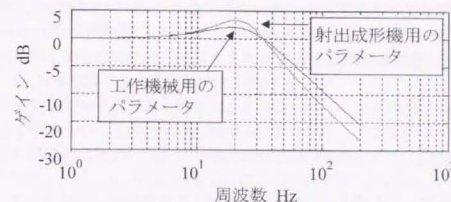


図 5.3.2 速度ループのゲイン特性

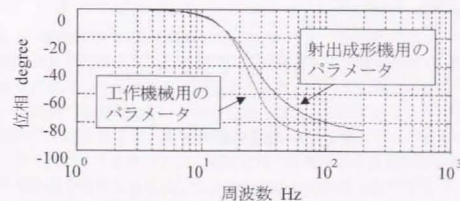


図 5.3.3 速度ループの位相特性

この2つの図は速度ループのゲイン特性を示すが、工作機械の一般的な設定と比較するとカットオフ周波数が低く、高周波領域でのゲインが下がり、応答性は低い安定性が向上する値となっている。

この理由について考察する。射出成形の場合、閉鎖された空間に樹脂を充填するため、充填完了付近では樹脂の流動特性が大きく変化し、共振が発生し易くなってしまふ。実験的に得られた特性は、このような共振を排除するため、速度ループゲインを下げた結果と考えることができる。

図 5.3.4 はこの制御ゲインと、加減速時定数として 20ms を設定し、速度を変化させながら (20 から 160mm/s まで 20mm/s 毎) 実際に樹脂を射出した時の速度応答を示す。この結果、射出用モータとして十分高速で安定した応答が得られていることが判る。

以後、実際の機械の操作性や安全性を考慮して、この位置・速度制御系を基本制御として持ったまま、これに力制御系を共存させることを検討する。表 5.3.1 には射出力の異なる2つのモータの例を示したが、射出用のモータ特性は、どの大きさの機械もほぼ図 5.3.2、図 5.3.3 に得られた結果と同じ周波数特性を示す。

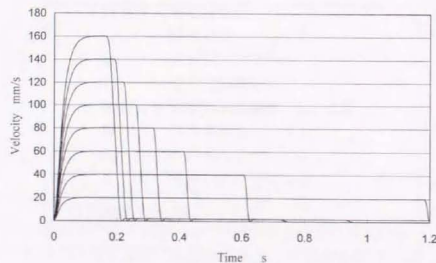


図 5.3.4 速度応答特性

5.4 工作機械用サーボ制御系における力制御特性の検討

サーボ制御では、モータの出力トルクを制限して力を制御する方法が知られている。しかしながら、サーボ制御ではこのトルク制限による方法以外にも、力を制御する様々な方法が考えられる。今回は射出成形機の圧力制御を行うにあたり、工作機械のサーボ制御系が持つ位置・速度・電流の3つの制御系に力制御を付加した場合、それぞれどのような制御特性を示すかについて検討した。

5.4.1 位置制御による力制御特性の検討

位置制御を利用した力の制御は、力偏差に対して位置偏差が比例関係にあるパネ系と等価である。従って、静的に釣り合っているような力制御に適していると考えられる。また、位置制御は3つの制御系の中で一番外側の制御であるため、内側にある速度と力（電流）を独立して制御することができる。しかしながら、操作量が位置であることから、閉ループ制御をした場合力偏差の大きさによっては、機械的なストロークを超える場合もあるので注意が必要である。

5.4.2 速度制御による力制御特性の検討

速度制御を利用した力の制御は、力偏差に対して速度偏差が比例関係にあるような流体系で、連続的な力の制御に有効であると考えられる。射出成形においても樹脂が流動することから連続的な制御が必要であり、この方式が有力と思われる。

しかしながら、速度制御で力を制御する場合、内側の力（電流）を独立に制御することはできるが外側にある位置を制御することはできない。また、速度制御では操作量が速度であるため、力偏差によっては大きな速度を発生し、予期せぬ速度で機械が移動する場合がある。このため、外側の位置制御によるストローク制限や力制御中の速度制限などの安全対策を付加する必要がある。

5.4.3 電流制御による力制御特性の検討

電流制御を利用した力の制御は、力偏差に対して電流偏差が比例関係にある静的な系に対しては非常に有効であると考えられる。電流制御はサーボ系の中で一番内側の制御であり、外側の位置や速度を制御することができない。電流制御の中で位置や速度の量を管理するためには、それぞれの量を検出し、特別な制御を設計する必要がある。電流制御が位置制御や速度制御と異なることは、動的な制御を考慮していないことである。逆に移動が存在すると、機構部とモータのロータ自体を加速する加速トルクが必要のため、応答性を向上させるためには、このトルクを別な手段を追加して補償する必要がある。

5.5 位置および電流制御による力制御の実験（開ループ）

サーボモータによる力制御の検証実験をするために、力制御システムの実験装置を開発した。

この装置は、本実験の結果を射出射出成形機に応用することを考慮し、ダンパー系の負荷を検討したが、9.8 kN 程度の負荷を発生させるダンパーは巨大になるため、残念ながら断念した。実際の実験装置はバネにより負荷を与える方式とし、金型内部に約 9.5 kN の力を発生させるバネを内蔵した。

本実験装置においては、まず装置の妥当性を確認した。次に制御対象がバネであることから、力と直接比例関係にある位置制御と電流制御で開ループ制御の特性を確認した。

また、バネ力とは比例関係にない速度制御では、速度制御を利用した力の開ループ制御を考案し、その特性と力偏差を速度偏差に変換する係数を実験的に求める検討を行った。

5.5.1 実験システム

図 5.5.1 に実験装置の概念図を示す。

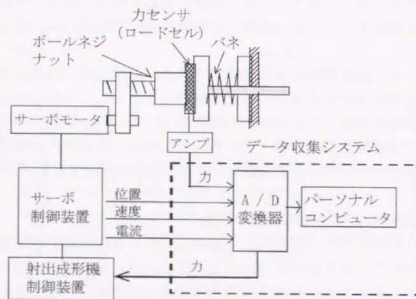


図 5.5.1 力制御の実験装置の概念図

力指令は射出射出成形機の制御装置から、サーボ制御部へ出力され、この結果発生した力を力センサで検出できるようにした。表 5.5.1 に力センサの仕様を示す。

表 5.5.1 カセンサの仕様

| メーカ | ホクヨー |
|-----------|-------------------|
| 名称（製品番号） | ロードセル (971020019) |
| 1. 出力感度 | 0.320 mV/V |
| 2. 非線型性 | 0.25%RO |
| 3. ヒステリシス | 0.47%RO |
| 4. 抵抗 | In 704Ω out 704Ω |
| 5. 使用温度範囲 | 0-60℃ |
| 6. 過負荷 | 200% |
| 7. 入力電圧 | DC 12V |
| 8. 校正データ | 172 μE |

また、この力センサや、サーボ制御部の情報はA/D変換装置を介してパーソナルコンピュータに1ms毎の時系列のデータとして取り込めるようにした。

機械的には図 5.5.2、図 5.5.3 に示すとおり、射出射出成形機の突き出し機構の一部を改造し、力センサを取り付けた。

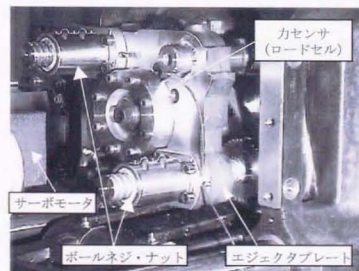


図 5.5.2 力制御の実験装置の機構

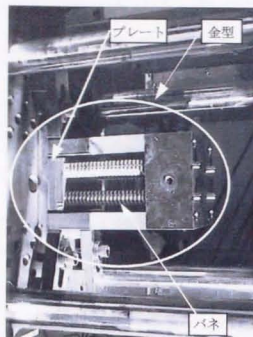


図 5.5.3 力制御の実験用金型

機械的な仕様を表 5.5.2 に示す。

表 5.5.2 射出射出成形機の機械仕様

| | |
|-----------------------|-----------------|
| 機械 | Roboshot α 50 c |
| モータ | α 3/3000 |
| T_{max} : モータの最大トルク | 0.018 kNm |
| N : 減速比 | 36/28 |
| η_e : 効率 | 0.85 |
| L : ボールネジのリード | 10mm |

駆動の方法は、サーボモータを回転させるとナットとともに突き出しプレートが前進し、力センサ（ロードセル）を介して突き出しピンを前進させるようにした。この突き出しピンで、可動盤を貫通し、力測定用のバネ入り金型のプレートを押圧する仕組みになっている。

使用したモータが発生できる最大トルクは 0.018kNm で、これを式 (5.5.1) で推力に変換すると 12.36kN になる (η_e : ボールスクリュなどの効率を 85% とする)。

機械の摩擦の影響やモータ推力のばらつきを回避するため、モータ最大推力の 50% 近傍で実験が行えるように 7kN 以上の力を目標として設計した。この装置をロードセルに載せ、油圧プレスで変位を与え装置単体の特性を測定した。

図 5.5.4 に本バネ負荷装置の特性を示すが、装置単体では約 12kN まで良い直線性を示していることが判る。

$$F = \frac{2\pi T_{max} N \eta_e}{L} \quad (5.5.1)$$

F : 最大推力

T_{max} : モータ最大トルク

N : 減速比

η_e : 効率

L : リード

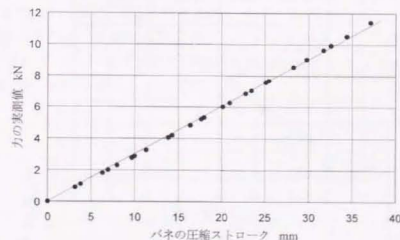
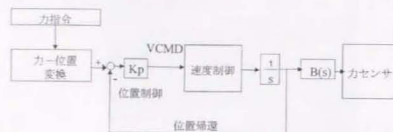


図 5.5.4 力制御の基礎実験の結果

5.5.2 位置制御による力制御の実験

図 5.5.5 に、位置制御による力制御のブロック図を示す。



$B(s)$: ボールスクリュ・バネの伝達系

図 5.5.5 位置制御による力制御

この図が示すように、今回の実験では、与えられたバネ定数を利用して力指令を位置指令に換算し、位置制御に直接入力した。

図 5.5.6 に、位置制御による力制御の実験結果を示す。

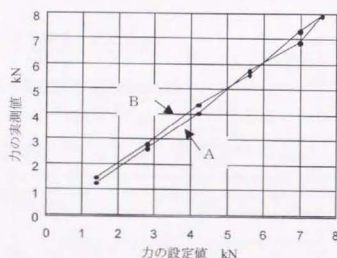
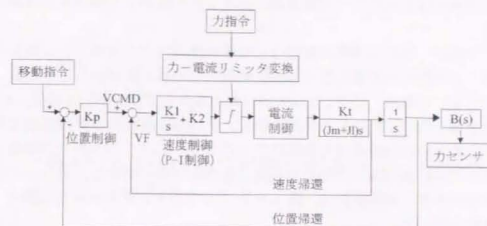


図 5.5.6 位置制御による力制御の結果

図 5.5.6 の実験結果が示すように機械系の摩擦の影響で力を加えた方向 (A) と力を減じた方向 (B) にヒステリシスがあることが判る。このため、バネ系に対して位置制御を利用して開ループ制御で力制御を行う場合でも、この機械的なヒステリシスを補償する必要があることが判る。

5.5.3 電流制御による力制御の実験

図 5.5.7 に、電流制御による力制御のブロック図を示す。



$B(s)$: ボールスクリュ・バネの伝達系

図 5.5.7 電流制御による力制御

電流制御による力制御は、電流制限機能を利用して実験を行った。具体的には位置指令をストローク限界の直前まで与え、電流制限の大きさを徐々に増加 (図 5.5.8 の A)・減少 (図 5.5.8 の B) させて実験を行った。図 5.5.8 に示す実験結果のように、位置制御と同様ヒステリシスがあることが判る。しかし、図 5.5.8 に示すように電流制御では位置制御と比較するとバネの位置が補償されていない分、性能が悪いことが判る。

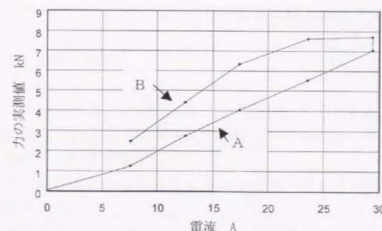


図 5.5.8 電流制御による力制御の結果

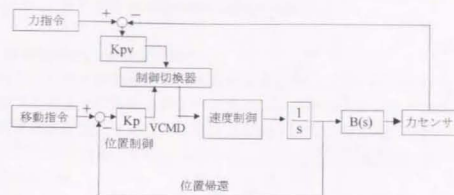
5.5.4 開ループによる力制御の実験結果

位置および電流制御を利用して力制御の実験を行った。その性能は別として従来から利用されているサーボ制御系を利用した力制御が可能であることが判った。

また、力制御の性能は摩擦の影響など機構特性に大きく依存することも判った。実際、射出射出成形機における保圧制御工程では、樹脂が冷えて収縮し、圧力が変化してしまう。このような制御対象を開ループで制御した場合、本来、樹脂収縮を補う目的で行われる保圧工程が、樹脂の収縮に伴う体積変化を補償できないため、その目的を達し得ないことになってしまう。これらの問題を解決するためには制御対象に合わせて実際に発生する力を測定し、閉ループ制御を行う必要がある。本装置では、図 5.5.2 に示す力センサを利用して閉ループ制御の実験を行った。

5.6 速度制御による力制御の実験（閉ループ）

図 5.6.1 が速度制御において、サーボ制御系と力の閉ループ制御系を切替えるシステムである。



$B(s)$: ボールスクリュ・バネの伝達系

図 5.6.1 速度制御による力制御

図に示した制御切換器には、力制御系からは目標となる力（力指令）と力センサで検出された力の差分が入力され、サーボ制御系からは位置制御で指令された速度指令が入力される。この2つの操作量を何らかの方法で切換えてサーボ制御系の速度制御を動作させる方式である。切換えの方法については後述し、ここでは力偏差を速度指令として変換する方式について検討する。

制御切換器に入力される力偏差を ΔF (N) また、この偏差から作られる速度指令を ΔV (rpm) とし、この2つの間の変換係数を Kpv とすると

$$\Delta V = Kpv \cdot \Delta F \quad (5.6.1)$$

と表現することができる。ここで、 Kpv を実験的に求めることとした。すなわち制御切換器の中で、サーボ制御系を切り離しておき、 Kpv の値を変化させることで、力制御系の応答を調査した。

この実験では力の目標を 5.5kN とし Kpv の値を十分小さい値から徐々に変化させて実験を行った。

実験結果を図 5.6.2 に示す。この図では、実験値のうち、代表的なものを記載している。

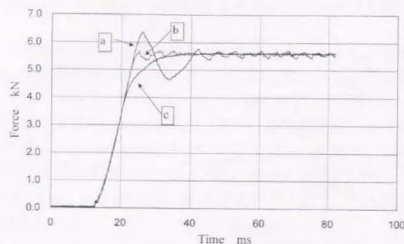


図 5.6.2 制御ゲインの変化による力の応答の変化

実験データ a, b, c それぞれに対応する K_{pv} の値を表 5.6.1 に示す。

表 5.6.1 力と速度の関係

| | K_{pv} | rpm / N |
|---|----------|---------|
| a | 4.8 | |
| b | 2.4 | |
| c | 0.6 | |

本実験システムの場合、図 5.6.2 に示した c の結果がオーバーシュートもなく目標に一番速く到達している。このため、この値を本実験システムの力・速度換算係数（比例ゲイン）とした。本実験システムの例では、機械的な減速比が 28 : 32 でリードが 10 mm のボールスクリューを用いているため、力偏差が 1 N のときの移動速度は 0.1 mm/s 程度に相当することになる。

本実験システムでは制御対象がバネであり、弾性限界内の領域についての実験であったため、単純な比例ゲインだけを考察した。しかしながら、実際の射出成形機では、制御対象である樹脂が金型内で流動している状態から金型内に充填完了し流動が停止する状態への過渡状態は別途考察を加える必要がある。

すなわち、この過渡状態においては、本システムとは異なり、樹脂の圧縮状態に依存するゲイン関数⁹⁾を導入する必要があると思われる。

5.7 電動サーボ式射出成形機への適用検討

前述の結果から、電動サーボ式射出成形機の圧力制御方式として、工作機械用の制御装置を用い、その速度制御と今回検討した圧力制御を切換えて使用する方式を採用した。また、実際の機械に組み込むにあたり制御切換えの方法、圧力制御中の位置や速度の管理方法について検討した。

5.7.1 速度制御と力制御の切換え

射出成形における制御系の切換えで最も留意しなければならないことは、切換え前と後でこの 2 つの制御を滑らかに繋ぐことである。すなわち、速度制御から圧力制御に切り替わる時点で不連続な流動が発生するとオーバーバックやショートなどの成形不良の原因となるので、スムーズな切換へのつながりが非常に重要である。

このため、今回の実験システムでは力制御系による速度指令 V_p とサーボ制御系による速度指令 V_v が等しくなったときに切換えることとした。ただし、等しくならない場合は時間で切換えるようにした。

$$V_p(t_1) = V_v(t_1) \quad (5.7.1)$$

但し、 t_1 は切換えまでに要した時間

5.7.2 力制御中の位置管理

一般に位置指令以外から力指令を作りだしたとき、力指令で作成された移動量が、位置指令で作成された移動量よりも大きい場合は機械的なストロークを超えてしまい機械を損傷する場合がある。このため、力指令で作成された移動量が、位置指令で作成された移動量よりも必ず小さくなるようにしておけば、機械的なストロークの内側で動作するため大きな問題はないと考えられる（位置指令を作る時に機械的なストロークを考慮しているため）。この関係は次の式で表すことができる。

$$\int_0^T V_v(t) dt \geq \int_0^T V_p(t) dt \quad (5.7.2)$$

但し、 t_1 は切換えまでに要した時間、

T は動作終了までの時間

5.7.3 力制御中の速度管理

速度についても位置管理と同様に、力指令で作成された速度が、位置指令で指令された速度よりも小さい場合は安全な動作である。（速度を指令する時に

安全性を考慮しているため)これに対し、力指令で作成された速度が、位置指令で指令された速度よりも大きい場合は予期せぬ動作となり、安全確認を行わなくてはならない。この関係は次式で表すことができる。

$$V_v(t) \geq V_p(t) \quad (5.7.3)$$

但し、 $t \geq t_1$ (t_1 は切換えまでに要した時間)

式(5.7.2)より、 $V_v(t)$ は射出制御の場合、前進方向だけの指令なので必ず $V_v(t) \geq 0$ となるため、式(5.7.3)の関係が成立すれば式(5.7.2)は常に成立することになる。すなわち、式(5.7.1)の関係で2つの制御系を切換え、その後必ず式(5.7.2)、(5.7.3)を満たせば、連続的な制御および安全な機械動作のための位置管理、速度管理が達成できることになる。

5.7.4 速度制御における力制御方法

以上の結果をもとに図5.6.1における制御切換器を検討し、以下のような制御則を加えた。

- 1) 切換は式(5.7.1)で行う
- 2) 必ず式(5.7.2)、(5.7.3)を満たすために、切換後の速度指令は

$$V_v(t) \geq V_p(t) \text{ の時 } V_p(t) \text{ とする}$$

$$V_v(t) < V_p(t) \text{ の時 } V_v(t) \text{ とする}$$

図5.7.1は、この制御則に従い、2つの制御の制御系を切換えた様子を示す。

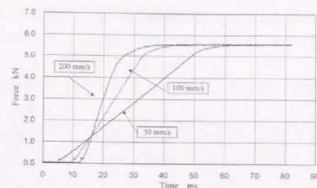


図 5.7.1 速度と力の応答

この実験は、力の目標を 5.5kN に設定し図 5.5.2 の実験装置を利用して力の閉ループ制御を行ったものである。速度制御時の速度を 50, 100, 200mm/s と変化させて過渡的な力の応答を観察した。この結果、どの速度の時も目標とする力に制御されていることがわかる。このように本制御則では、サーボ制御系の速度指令を変化させることで目標とする力に達するまでの時間を制御でき、その後滑らかに制御がつながり目標に達していることがわかる。また、図 5.7.2 には、この制御則を利用したときの制御の直線性を示す。閉ループ制御とは異なり、閉ループ制御により、摩擦などが補償されていることがわかる。

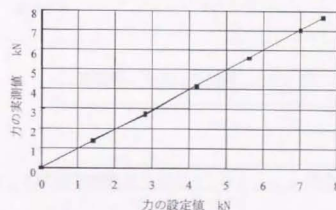


図 5.7.2 直線性(クローズドループ制御)

5.8 電動サーボ式射出成形機への適用結果

電動サーボ式圧力制御の保圧特性について、安定性・応答性・分解能・直線性の基本的な評価実験を行なった。この実験と結果について述べる。

5.8.1 実験システム

実験のシステムの概要を図 5.8.1 に示す。また、システムに使用した機材を表 5.8.1 に示す。

この実験は、射出成形機から保圧開始信号を出力し、この信号をトリガとして測定を開始している。圧力センサーは機械内蔵の歪みゲージタイプのロードセルアンプを使用している。このロードセル出力を直接測定装置に入力し、圧力を測定している。

また、実験に使用した射出成形機は、金型などの要因を少なくするため、射出成形機のノズル先端を封止して実験を行っている。

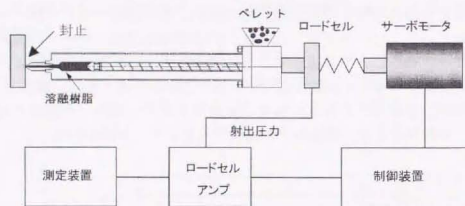


図 5.8.1 実験のシステムの概要

表 5.8.1 実験機材

| | 機材の名称 | 機材の種類 |
|---|--------|------------------------------|
| 1 | 射出成形機 | FANUC ROBOSHOT α-50C |
| 2 | 測定装置 | アナログレコーダ AR3200 (YOKOGAWA) |
| 3 | 圧力センサー | アンプ内蔵型ロードセル C1W1P-15T (ミネベア) |
| 4 | 使用樹脂 | 出光ステチロール US300 |

成形温度は、各ゾーン共 200℃設定で行っている

5.8.2 安定性の評価

圧力制御の安定性を評価するため、1 サイクルの中で保圧条件を多段に設定し、100ショット連続の出力変化を観察した。表 5.8.2 に保圧成形条件を示し、測定結果を図 5.8.2 に示す。低い圧力から高い圧力まで圧力の変動や振動などもなく、安定した制御を行っている。

表 5.8.2 保圧成形条件

| | 保圧段数 | 設定圧力 | 設定時間 |
|---|--------|----------|------|
| 1 | 保圧 1 段 | 17.0 MPa | 2 秒 |
| 2 | 保圧 2 段 | 12.0 MPa | 1 秒 |
| 3 | 保圧 3 段 | 7.0 MPa | 1 秒 |
| 4 | 保圧 4 段 | 2.0 MPa | 1 秒 |

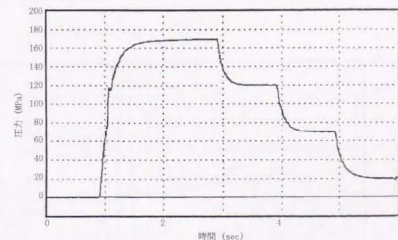


図 5.8.2 圧力制御の安定性 (100ショット重ね書き)

5.8.3 応答性の評価

圧力制御の応答性を評価するため、短い時間の保圧設定をして、その応答を確認した。表 5.8.3 に条件を示し、測定結果を図 5.8.3 に示す。オーバーシュートやアンダーシュートもなく、鋭い応答を示している。

表 5.8.3 保圧成形条件

| | 保圧段数 | 設定圧力 | 設定時間 |
|---|--------|----------|--------|
| 1 | 保圧 1 段 | 8.0 MPa | 1 秒 |
| 2 | 保圧 2 段 | 15.0 MPa | 0.1 秒 |
| 3 | 保圧 3 段 | 3.0 MPa | 0.15 秒 |
| 4 | 保圧 4 段 | 15.0 MPa | 0.1 秒 |
| 5 | 保圧 5 段 | 3.0 MPa | 0.1 秒 |
| 6 | 保圧 6 段 | 5.0 MPa | 0.1 秒 |
| 7 | 保圧 7 段 | 2.0 MPa | 0.5 秒 |
| 8 | 保圧 8 段 | 3.0 MPa | 0.5 秒 |

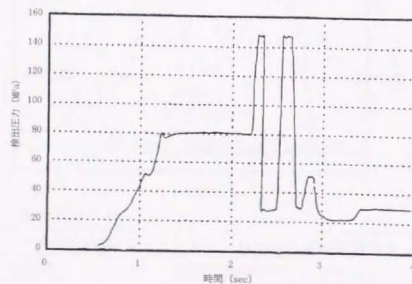


図 5.8.3 圧力制御の応答性

5.8.4 実際の圧力制御分解能について

本研究のシステムでは、センサーなどを含めた制御的な分解能は 0.01 MPa 以下で設計している。しかし、最大吐出圧が 30.0 MPa を超える機械でこの理論的な分解能を達成することは非常に難しい。実際の機械で、どの程度の分解能を実現できるか確認実験を行った。設定は 30 MPa を開始点にして 0.1 MPa ずつ指令圧力を変化させている。表 5.8.4 に条件を示し、測定結果を図 5.8.4 に示す。測定結果が示すように実際の圧力変化は十分 0.1 MPa の応答を示していることがわかる。また、この測定結果でもわかるように、微小な電流変化を測定する系ではノイズ除去の対策が非常に重要である。

表 5.8.4 保圧成形条件

| | 保圧段数 | 設定圧力 | 設定時間 |
|---|--------|----------|------|
| 1 | 保圧 1 数 | 30.1 MPa | 1 秒 |
| 2 | 保圧 2 数 | 30.2 MPa | 1 秒 |
| 3 | 保圧 3 数 | 30.3 MPa | 1 秒 |
| 4 | 保圧 4 数 | 30.4 MPa | 1 秒 |

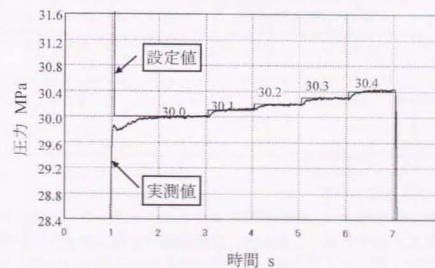


図 5.8.4 圧力制御の分解能

5.9 省エネルギーに対する効果

表 5.9.1 には、電動サーボ式射出成形機と油圧式射出成形機との消費エネルギーに関する比較を示す。比較の対照は、電動サーボ式射出成形機が型締力 100 トンに対し油圧機 (1) 型締力 80 トンと、油圧機 (2) 型締力 125 トンである。成形品は、電動サーボ式射出成形機と油圧式射出成形機 (1) は同じで、油圧式射出成形機 (2) とは異なるが参考データとして記載した。この表の一部を参照しながら、全電気サーボ式射出成形機の省エネルギー性を示す。

表 5.9.1 電動サーボ式射出成形機と油圧式射出成形機との比較

| 項 目 | 電動サーボ式 | 油圧式 (1) | 油圧式 (2) |
|-----------------------------|----------|----------|---------|
| 成形品 | 精密コネクタ | 精密コネクタ | 精密コネクタ |
| 樹脂 | NYLON6/6 | NYLON6/6 | PBT |
| 取り数 | 32 | 32 | 24 |
| サイクルタイム (秒) | 7.85 | 8.90 | 11.00 |
| 消費電力量 (kWh) | 2.614 | 7.976 | 10.238 |
| 消費冷却水量 (リットル/時) | 63.6 | 234.3 | 753.6 |
| 1ショットあたりの 消費電力 (kWh) | 0.0057 | 0.0197 | 0.0313 |
| 1ショットあたりの 冷却水量 (リットル) | 0.138 | 0.579 | 2.303 |

5.9.1 サイクルタイムについて

電動サーボ式射出成形機では、駆動部毎に1つずつモータがあり、これらを独立に動作させることができる。このため、型開閉動作と製品突き出し動作のように同時におこなえば、サイクルタイムを短縮する制御を容易に行うことができる。また、このような同時動作に加え、サーボモータ自体の加速性や機械特性に合わせた加減速制御によってサイクルタイムの短縮を図ることができる。

表 5.9.1 の例では、電動サーボ式射出成形機が 7.85 秒に対して油圧機 (1) が 8.90 秒で 1.1 秒 (約 12%) を短縮することができた。

5.9.2 消費電力について

電動サーボ式射出成形機では、個々の駆動部に必要なパワーに合わせて最適なモータを取り付けることができる。また、これらのモータは必要な時に、必要な量だけ動作するだけで効率的に機械を運転することができる。さらに、型締方式にはトグル機構を採用しているため、少ない電力で大きな型締力を発生させ、機械的に保持することで省エネルギーを実現している。

今回の例では、電動サーボ式射出成形機が 1 ショットあたり 0.0057 (kWh) であるのに対し、油圧式射出成形機 (1) は 0.0197 (kWh) で約 3.5 倍になっている。

この結果から、今回成形した製品では、消費電力として約 71% 減の省エネルギーになると考えられる。

5.9.3 冷却水の消費量について

油圧式射出成形機では、大きく 2 つの目的で水を使用する。まず第 1 に金型や、樹脂を溶融するシリンダの一部を冷却するための熱媒体として温度制御用に使用される。第 2 に駆動源の油を冷却する目的で使用される。電動サーボ式射出成形機では、モータを空冷するため、第 2 の理由による冷却水は必要がない。

今回の例では、電動サーボ式射出成形機が 63.6 (リットル/時) で油圧式射出成形機 (1) が 234.3 (リットル/時) となり、差分の 170.7 (リットル/時) が油圧駆動源の冷却に使用されたことになる。これは、1 ヶ月 (24 時間 × 30 日) の使用量で計算すると 122,904 リットルもの大きな差となる。

5.10 結 言

プラスチック射出成形において、保圧及び計量工程では樹脂に対する圧力制御機能が不可欠である。射出成形機を電動サーボ化するにあたり、最大の課題は電動サーボによる圧力制御機能の実現であった。電動サーボによる圧力制御そのものは、サーボモータの力を制御することで容易に実現できることはロボットなどに関する従来の研究でも明らかであったが、射出成形機用の圧力制御として使用するには制御性、応答性及び安全性などの点で不十分であった。

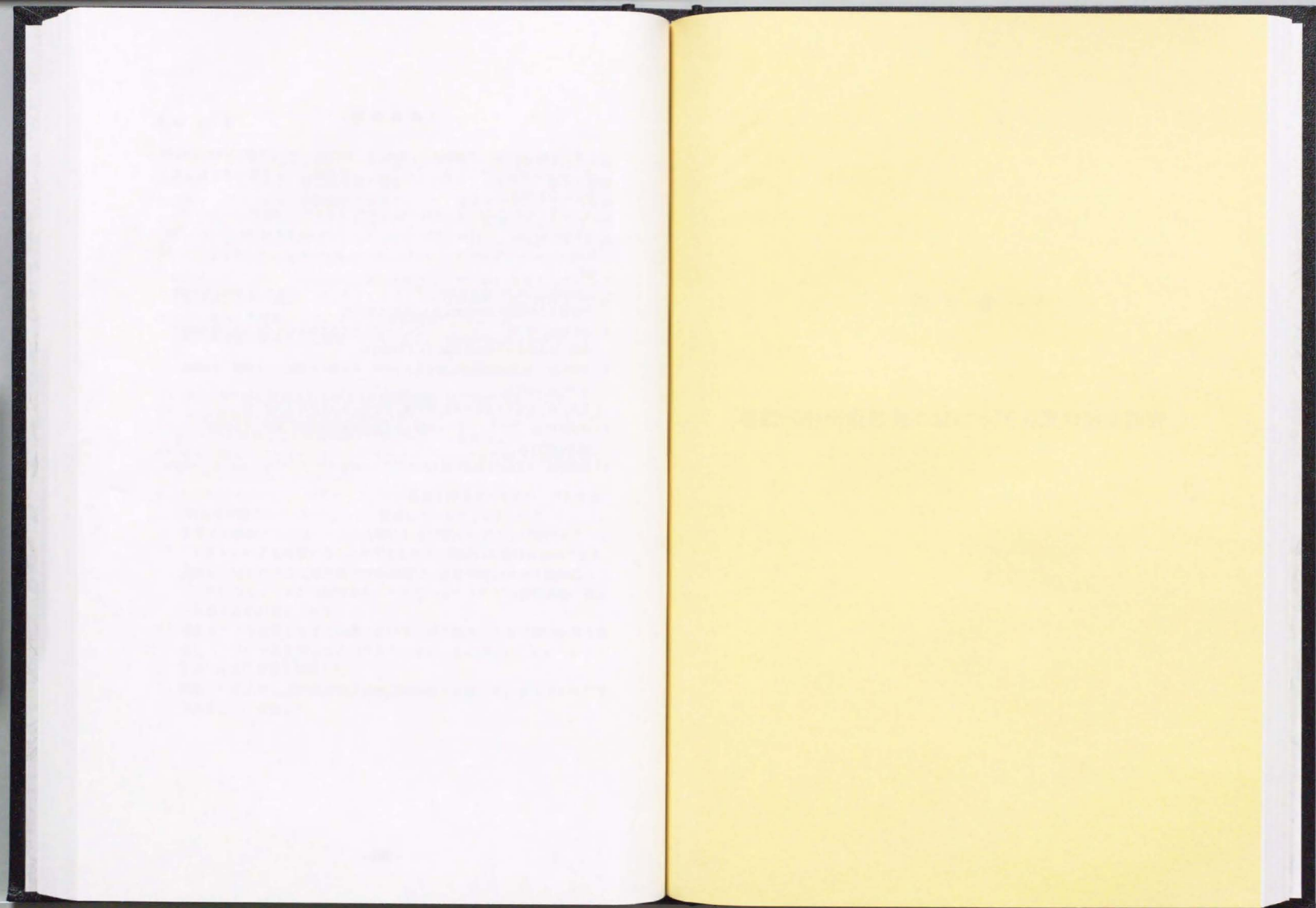
本研究では、従来、工作機械の位置決め制御などで一般に使用されているサーボ制御系に力制御機能を付加することで、十分な制御性、高応答性及び安全性などを確保した電動サーボによる圧力制御機能⁹⁾を開発した。

下記に本研究で開発された電動サーボによる圧力制御の利点と特徴を示す。

- 1) CNC 工作機械に使用されている CNC 制御装置に圧力制御機能を付加した。
- 2) CNC 制御装置の位置、速度及び電流の各ループに圧力指令値を入力し、どのループを使用しても圧力制御が可能であることを実証した。
- 3) また、開ループではヒステリシスが大きく、十分な圧力制御の精度を得ることができないことがわかった。
- 4) 3 つのループのうち、速度ループに圧力偏差を帰還する方式が、次の理由で射出成形機用の圧力制御として一番適していることがわかった。
 - ① 圧力を制御する速度ループの外側にある位置ループにより射出スクリューストロークを規制することができるため、機械の安全性を確保できる。
 - ② 射出工程から保圧工程に移行する区間で、速度制御から圧力制御にスムーズにつなぐことが可能であり、バリやショートなどの成形不良の発生を抑えるのが容易である。
- 5) 速度ループを使用した圧力制御において、圧力偏差から速度偏差を得る適当なパラメータ量を得ることができた。また、その際、0.1 MPa という、十分な圧力分解能を実現した。
- 6) 電動サーボ式射出成形機は油圧式射出成形機と比較して、省エネルギー効果があることを実証した。

[参 考 文 献]

- 1) 堀川浩宣, 山田宏尚, 武藤高義: 油圧システムのパワーマッチ制御に関する基礎的研究 (射出成形機モデルに基づくパワーマッチ制御), 日本機械学会論文集, 61, 588, C(1995)2021.
- 2) 吉川恒夫: ロボットにおける力制御の現状と将来, 日本ロボット学会誌, 9, 6(1991)764.
- 3) M.H. Raibert and J.J. Craig: "Hybrid Position / force Control of Manipulator", IEEE Transaction of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 102(1981) 126.
- 4) 小池閑也, 下嶋 浩: 作業座標サーボによるマニピュレータの位置と力の制御, 日本機械学会第70期全国大会講演論文集 no. 920-78, E(1992).
- 5) 志村康治, 堀 洋一: ロボットマニピュレータにおける力制御のロバスト化と衝突過程の制御, 日本ロボット学会論文誌, 11, 2(1993)235.
- 6) 平岡和夫: 射出成形機動作におけるサーボモータを用いた速度・圧力制御, 応用機械工学, 33, 10(1992)88.
- 7) 二見 茂: 超精密生産技術体系 第3巻, フジテクノシステム (1995)134.
- 8) 横井秀俊 他: ガラスインサート金型による樹脂流動応答特性の解析, 生産研究, 45, 6(1993)414.
- 9) 稲葉善治: 全電動式射出成形機 AUTOSHOT による精密成形, FANUC Tech Rev., 2, 2(1989)59.



— 第 6 章 —

電動式射出成形機における圧力波形追従制御

第6章 電動式射出成形機における圧力波形追従制御

6.1 緒言

携帯電話、ノートブックパソコンに見られるように、電子機器類の軽薄短小化競争は今なお留まるところを知らない。そしてこの軽薄短小化を支えているのはプラスチック製の極小のコネクタや極薄の外装部品などである。このため、これらのプラスチック部品に要求される寸法精度や外観品質には極限とも言える厳しいレベルが要求されている。

こうした厳しい品質保証の要求に対処する最も信頼性の高い手段は成形品の全数検査である。しかしながら、大量に量産されるプラスチック部品の全数検査は、莫大な検査工数を必要とするうえ、仕掛在庫の増加や生産の流れを阻害する要因になるので、一般的には極力これを避けようとする傾向にある。

従って、実際の成形現場では、全数検査に代わる品質管理手段として、熔融樹脂が金型内部に注入される時の樹脂の圧力をモニタし、この結果得られた圧力カーブをショットごとに比較して、成形の安定性を評価することが一般に行われていた。

そこで本研究では、射出時の樹脂圧と成形安定性には密接な関係があることに着目し、射出時の樹脂圧を安定させる技術の開発を試みた。そして、重量ばらつきを評価することで樹脂圧が安定すれば成形が安定することを確認した。

さらに、樹脂圧が安定すれば成形が安定するという考え方を一歩進め、成形品が良品である時の樹脂の圧力カーブを記憶しておき、成形時にはその圧力カーブを再現する圧力制御機能を開発し、圧力波形追従制御と命名した。

この制御を電動式射出成形機で完成させるためには、電気サーボモータによる流動圧力の制御が必要となった。サーボモータによる力制御は、ロボットの分野^{1)~3)}である程度応用されているが、流動圧力⁴⁾を扱った例は少ない。また、射出成形機のように制御対象が、樹脂や金型など成形品毎に変わるような系では、固定の制御では良い結果を得ることはできないため、成形品に合わせて制御対象を学習する手法が必要になった。

本研究で開発された圧力波形追従制御は、学習制御^{5)~7)}を応用し、従来の成形と比較して、数々の優れた特徴を実現することができた。この内容を以下に報告する。

6.2 圧力波形追従制御

6.2.1 射出装置の概要と流動圧力の検出(圧力波形)

図 6.2.1 に電動サーボ式射出成形機の概要を示し、図 6.2.2 には溶融樹脂を金型に注入する射出装置を示す。

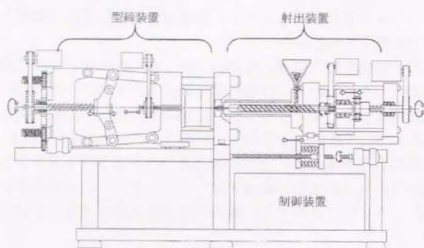


図 6.2.1 電動サーボ式射出成形機の構成

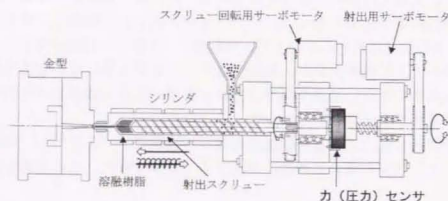


図 6.2.2 射出装置

射出装置には、射出スクリュー回転用と、樹脂の射出(スクリューの前後進)用に2つのサーボモータが搭載されている。射出成形プロセスは、計量、射出及び保圧工程に分かれている。計量工程では、射出スクリューを回転させることにより、一定量の樹脂をバレル前方に移送させながらヒータの熱とスクリューによる剪断熱で樹脂を溶融混練する。その後、射出工程に入り、射出用サーボモータが射出スクリューを前進させることで、この溶融樹脂を金型内に注入する。最後の保圧工程では、金型内で樹脂が冷却固化する際の収縮を補うため、射出スクリューが設定された圧力で樹脂を金型に供給する。

このプロセスの中で、射出及び保圧工程では、射出スクリューを前方に駆動する力によりバレル及び金型内の樹脂に圧力が発生する。この樹脂圧力を検出するため、今回使用した電動サーボ式射出成形機では、図 6.2.2 に示すとおり射出スクリューの後部に力センサを取付けている。この力センサは射出スクリューの反力を検出するため、検出される圧力は図から判る通りバレル内の樹脂圧力となる。

また、こうして得られる圧力データを連続的に記録することで、射出開始から保圧完了までの樹脂の圧力カーブを得ることができる。こうして得られたカーブを本研究では圧力波形と呼ぶこととする。

6.2.2 圧力波形追従制御の基本構想

図 6.2.3 に示すごとく、従来、射出成形のプロセスに於いて、射出工程(射出開始から保圧開始までの区間)では射出スクリュー位置に応じた射出速度、保圧工程(保圧開始から保圧完了までの区間)では圧力がそれぞれ制御の対象となっていた。この理由は、成形技術者が成形条件設定する際、金型内部の樹脂の流動状況を想定して、各パラメータを決定することによる。成形条件の設定には色々な手法が提案されているが、現在、この条件設定方法が最も一般的である。

ここで、射出工程の射出速度と速度切換位置による条件設定方法では、樹脂の圧力は射出速度の結果として得られる値であり、制御の直接的な対象にはなっていない。このため、成形中に、金型温度・計量した樹脂の粘度・逆流防止弁の開鎖タイミング・金型のガスベント隙間などに変動が生ずると、射出工程における樹脂圧に変動が生じていた。こうした挙動は、樹脂圧を連続的に記録して得られた圧力波形の変動として、より視覚的に観測することができる。

従って、実際の成形現場では、この圧力波形を観察し成形状態を評価することが行われていた。すなわち、圧力波形の変動幅と成形安定性との間に一般的に強い相関が成り立つとされており、成形技術者は圧力波形の変動幅が少なくなる方向に成形条件パラメータの調整を行っている。

本研究では、この事実に基づいて、圧力波形を直接制御することにより成形を安定させることができると考えた。すなわち、射出開始から保圧完了までの全区間にわたり圧力制御を行うことにより圧力波形の変動幅を抑え、結果として安定した成形品を得ることを図った。ここで、圧力制御の参照圧力として良品成形時の圧力波形を使用することにより、成形品の変動幅が抑えられるだけでなく、安定した良品の成形が期待できることになる。

図 6.2.4 に射出工程から保圧工程まで全区間を圧力制御のみで制御する概念を示す。通常、射出工程においては、樹脂の持つ粘弾性により圧力の閉ループ制御を行うための樹脂圧の十分な応答速度を得ることができない。従って、樹脂の圧力を射出の制御装置にフィードバックしても適切な制御ゲインを得ることができず、追従できないか、発振してしまうかのどちらかであった。このため従来は、通常、保圧工程のみ圧力の閉ループ制御が実施されていた。

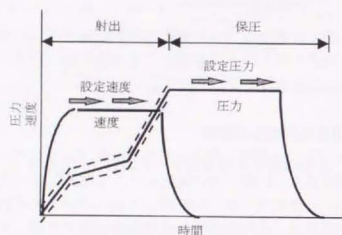


図 6.2.3 速度制御（従来の制御）

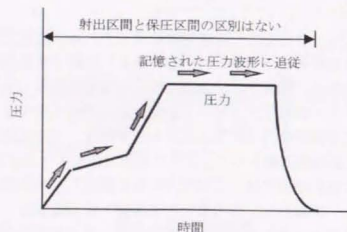


図 6.2.4 圧力波形追従制御

本研究では、以下に述べるように、射出成形がサイクリックな工程であることに着目し、学習制御を導入することにより、射出成形の全区間にわたる圧力の閉ループ制御を可能にした。

6.2.3 圧力の閉ループ制御

さて、図 6.2.5 に示す成形の伝達系 $G_{vp}(s)$ が常に一定であれば、良品時の速度 V_0 を毎回指令することにより常に良品成形時と同じ圧力変化 P を得ることができるはずである。

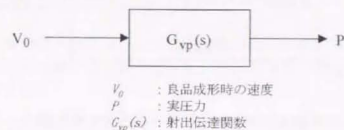


図 6.2.5 速度制御による圧力のオープンループ制御

しかしながら、実際の成形の伝達系は図 6.2.6 に示すように、樹脂や金型の温度、樹脂の粘性及び金型の状態などの要因があり、長時間にわたりこれらの状態を一定に保つことは不可能である。

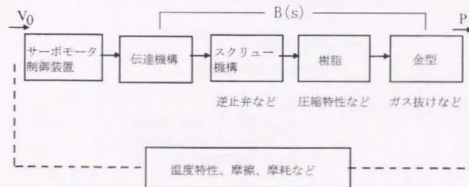


図 6.2.6 射出成形における伝達系

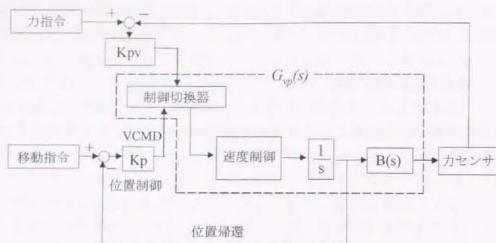
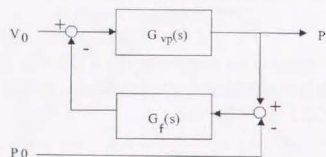


図 6.2.7 サーボモータによる力制御



P_0 : 良品成形時の圧力
 P : 実圧力
 $G_f(s)$: 圧力伝達関数

$$G_f(s) = K_m$$

$$K_m = 3K_0 \quad V \geq 3(\text{rpm})$$

$$K_m = K_0 \quad V < 3(\text{rpm})$$

$$K_0 = 0.6 (\text{rpm} / \text{N})$$

図 6.2.8 速度による力のクローズドループ制御

従って、このように状態が変化する系において良品成形時の圧力変化 P を常に安定して得るには、これらの変動要素を閉ループ制御で補償する必要があり、必然的に圧力を閉ループで制御せざるを得ない。本研究では、5章において、図 6.2.7 に示すような制御系を構築し、一般工作機械の制御を目的としたサーボ制御系において、圧力センサからの出力と目標圧力との偏差から作成した速度指令を速度制御に帰還させることにより、電動サーボ式射出成形機に適した力制御、すなわち閉ループ圧力制御を実現できることを示した。この制御系では、制御対象が圧力であり、操作量が速度であるので、図 6.2.8 に示すように、圧力(力)偏差から速度指令を作成するゲイン関数を $G_f(s)$ とする制御系を構築した。

ところで、5章で述べた閉ループ圧力制御機能は、保圧工程という射出スクリューが非常に低速で移動する工程を扱ったので、実用上は問題の無い制御性を確保することができた。

しかしながら、本章で圧力制御の対象にしている射出工程においては、樹脂が金型に注入されていく過程で、樹脂の流れの状態に応じて射出用サーボモータに加わる負荷が変動する。このため、5章で述べた1つの固定ゲインによる圧力制御系のままでは、射出の開始から保圧の終了までの全域にわたって良好な制御性を確保することは不可能であった。

熔融樹脂を金型に注入する工程を考察すると、図 6.2.9 に示すように少なくとも次の3つのステージに分割することができると考えられる。

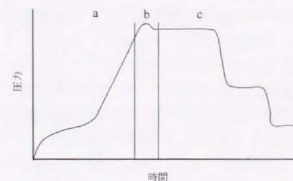


図 6.2.9 樹脂の流入状態の変化

- a: 樹脂が金型内の自由な空間に流入するステージ
- b: 樹脂が金型内に充填完了する直前のステージ
- c: 樹脂が金型内で冷却・収縮する分を補うステージ

これらの各々のステージは、下記のごとく定性的な特徴を有しており、閉ループ圧力制御を行うためのゲイン決定の重要な手がかりになった。

まず、a のステージは射出工程と呼ばれる工程であり、射出スクリューは樹脂を金型に注入するために、次の b、c のステージと比較して高速で、かつ、速度を変えながら動いている。

従って、このステージでは射出スクリューのダイナミックな動きに追従するために比較的大きなゲインを必要とする。また、樹脂の流入経路の形状は複雑であり、特にゲートのような狭い部分を樹脂が通過する際には非常に大きな射出速度と負荷の変動を伴う。このため、a のステージでは特にきめ細かく、かつ、ダイナミックなゲインの調整が必要である。

次に b のステージは、樹脂が金型に充填される直前であり、急に射出スクリューに対する負荷が増大すると同時に射出速度が急減速される箇所である。この減速が正常に行われないと、圧力波形にスパイクと呼ばれる不要な圧力ピークが発生し、成形品にバリなどの成形不良を発生させることになる。このため、このステージでは射出速度を確実に抑え込むために適切なゲインを必要とする。

最後に c のステージは、樹脂が金型に充填完了された後の工程で、保圧工程と呼ばれる。射出スクリューには高負荷がかかるが動きは低速なので、比較的小さなゲインで安定した制御が可能であった。この c のステージのゲイン K_0 に関しては 5 章で述べた。

さて、この基本パターンを念頭において、実際の金型を使用して各々のステージのゲインを決定した。この際、a、b、c の各々のステージを射出成形機が認識する手段として、射出用サーボモータの回転速度を利用した。すなわち、射出成形機がサーボモータの回転速度を監視し、回転速度が 3 rpm 以下になった時点を c のステージの開始と認識した。また、実験的に求めた c のゲインを元に、a、b のゲインを c のゲインの 5 倍とした。この結果、これまで困難とされていた射出成形の全域にわたる閉ループ圧力制御が可能になったが、新たに次の問題が発生した。すなわち、こうして決められたゲインは、そのゲインを設定した金型や樹脂に対しては良好な制御性を確保できたが、金型や樹脂を変えた場合には必ずしも良好な制御性を得ることができなかった。従って、金型や樹脂が変わった場合にはその都度ゲインを再設定する必要があった。しかしながら、今回の場合、基準圧力波形を固定したときの速度を同時に取得できるため、この速度を補正する方法を検討することにした。

6.2.4 樹脂と金型の組み合わせによる圧力波形の特徴

前項で述べたように、成形時の圧力波形には基本的なパターンがあり、その波形は 3 つのステージに分割される。これらの 3 つのステージを射出成形機が

自動的に判別し、各ステージに適した補正速度を設定することを考えた。そこで、この技術の開発準備として、ある金型において様々な樹脂を使用して成形実験を行い、樹脂と圧力波形の関係を調べた。

図 6.2.10 にはこの実験に使用した金型で成形される成形品の外形図を示す。

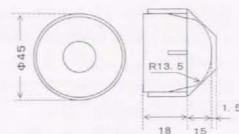


図 6.2.10 実験に用いた成形品の外形

図 6.2.11 には各樹脂に対する連続 100 ショットの重ね書きをした圧力波形と圧力偏差を示す。

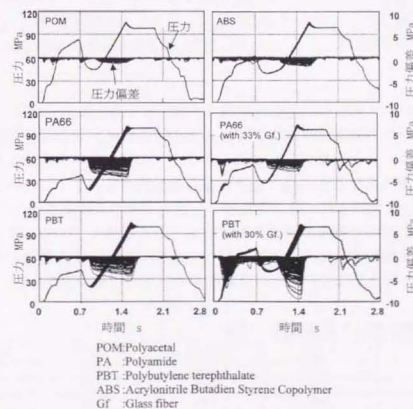


図 6.2.11 射出圧力と圧力偏差

ここで、圧力偏差は 100 ショットの圧力波形の平均に対する各圧力波形の差の絶対値で、圧力波形に対して 6 倍のスケールでグラフ中央に示した。また、本実験を行った時の射出成形条件を表 6.2.1 に、また温度条件を表 6.2.2 に示す。

表 6.2.1 実験に用いた成形条件

| | | |
|-------------|---|-------|
| 射出成形機 | FANUC ROBOSHOT α -30A, スクリー径: $\phi 22$ | |
| 金型 | ケース | |
| 樹脂 | ABS | |
| 計量完了位置 | 32.5 mm | |
| 射出速度切換位置 | 10.0 mm | |
| V-P 切換位置 | 5.0 mm | |
| 射出速度 1 | 40 mm/s | |
| 射出速度 2 | 6 mm/s | |
| 保圧 1 | 120 MPa | 2.0 s |
| 保圧 2 | 80 MPa | 0.2 s |
| 保圧 3 | 40 MPa | 0.2 s |
| スクリー回転数 1 | 100 rpm | |
| スクリー回転数 2 | 50 rpm | |
| スクリー回転数切換位置 | 30.5 mm | |

図 6.2.11 のグラフから、結晶性樹脂 (PA66) と非晶性樹脂 (ABS) という樹脂の特性や、ガラス繊維の有無などで、圧力の変動幅に大きな違いが生じていることがわかる。しかしながら、これらのグラフの圧力変動を吟味すると、各グラフの変動幅は異なるものの、変動を生じる場所は各グラフとも共通であることに気づく。このことは、圧力変動がランダムな場所に発生するのではなく、金型内の経路において特定の場所で発生することを示唆している。すなわち、この圧力変動を監視することにより、射出成形機は金型の圧力変動が発生しやすい箇所^{9),10)}と発生しにくい箇所を自動的に特定することができる。

表 6.2.2 実験に用いた温度条件 (°C)

| 樹脂 | ノズル | シリンダ 1 | シリンダ 2 | シリンダ 3 |
|------|-----|--------|--------|--------|
| POM | 190 | 200 | 195 | 190 |
| ABS | 240 | 250 | 240 | 230 |
| PA66 | 280 | 280 | 275 | 270 |
| PBT | 240 | 250 | 240 | 230 |

6.3 学習制御の導入

さて、圧力波形追従制御の基本構想は、基本となる原圧力波形が存在していることが前提であった。この原圧力波形には射出速度と切換位置を調整する従来の成形条件設定の手法で得られた成形品の波形を使用する。その際、成形品が良品である時の圧力波形を原波形に使用することにより、圧力波形追従制御で成形された成形品も良品であることが期待できる。ここで、前節の実験から、同じ金型において、圧力波形の変動はランダムな箇所に発生するのではなく、樹脂の経路の特定箇所で発生していることがわかっている。

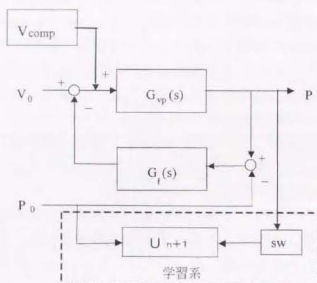
このことは、樹脂の挙動が金型内における樹脂の経路の特性によって大きく影響を受けており、かつ、その箇所に適切な補正速度を設定することができれば成形サイクルを重ねて学習させることにより、閉ループ圧力制御の精度を高めることができる可能性を示唆している。

また、本研究で使用している閉ループ圧力制御は操作量として射出速度を使用している。従って、閉ループ圧力制御を実行するためには、圧力偏差から速度指令を作成する必要がある。

以上の検討から、毎サイクルごとに原圧力波形と今回の圧力波形との圧力偏差から射出速度補正関数により新しい速度指令を作成し、速度ループに重畳していく方式の学習制御を考案した。

6.3.1 学習制御システム

学習制御には色々な方法が提案されている¹¹⁾⁻²⁰⁾。これらを参考にして図 6.3.1 に示すような圧力偏差から速度補正を作る学習システム U_{n+1} を考案した。



sw : 学習開始スイッチ

V_0 : 良品成形時の速度

V : 実速度

P_0 : 良品成形時の圧力

P : 実圧力

$$G_f(s) = K_{fv} \\ K_{fv} = 5K_0 \quad V \geq 3(\text{rpm}) \\ K_{fv} = K_0 \quad V < 3(\text{rpm}) \\ K_0 = 0.6(\text{rpm}/N)$$

$$U_{n+1} = U_n + K_0 \cdot (P - P_0) \quad \text{但し, } U_0 = 0 \\ V_{comp} = U_{n+1}$$

図 6.3.1 学習システム

U_{n+1} はオペレータが学習開始スイッチ sw を選択することで起動する。1 回目の学習は次のように行われる。

$$U_1 = U_0 + K_0 \cdot (P - P_0) \quad \text{ただし, } U_0 = 0 \text{ とする。} \quad (1)$$

学習を終了するために、目標とする圧力波形と実際の圧力波形の差を評価する方法も考えられる。しかしながら、この方法では成形の安定度は評価できるが、実際の製品の良し悪し（外観不良など）を評価することはできない。このため、学習終了はオペレータが目視で判定し、オペレータが止めるまで n 回続ける方式とした。

この間、速度の補正值 $V_{comp} = U_{n+1}$ が学習されることになる。本研究においては、良品成形時の速度が基準としてあるため、この U_{n+1} を既に存在する基準の速度に対する補正量とする方式とした。

6.3.2 学習制御の実験

本研究の学習制御を評価するため、意図的に外乱を与える成形実験を行った。外乱を発生させる原因としては、成形材料に 100% の粉砕材を使用することで樹脂の粘度をばらつかせた。すなわち、再生材料は処女材に比較して余計な熱履歴を持つことと、カッターでランダムに粉砕されるために樹脂の粒径が不揃いであることから、射出成形機で溶融混練された場合、樹脂の粘度がばらつくことが知られている。樹脂の粘度のばらつきは射出速度が一定の場合、射出圧力のばらつきの原因となるから、本研究の学習制御による閉ループ圧力制御の評価用の外乱として使用できる。

本実験では、図 6.2.10 に示す成形品の金型を用い、射出速度以外の成形条件は表 6.2.1 の値を使用して成形実験を行った。射出速度に関しては、実験より、樹脂の粘度の影響を強く受けた 35mm/s を選び、一速の設定とした。

この条件で、圧力波形追従制御を行わずに連続 20 ショットの成形を行い、得られた圧力波形の重ね書きした結果を図 6.3.3 に示す。また図 6.3.2 には今回用いた基準となる原圧力波形と射出速度を示す。ステージ a では射出速度が大きく、ステージ b で急速に減速し、ステージ c においては射出速度が殆どゼロになっているのが判る。

6.3.3 学習制御の評価

図 6.3.3 を観察すると、速度制御をしているため、速度波形は基準とほとんど同じであることが判る。しかし、圧力は射出開始後約 1 秒の間、基準圧力か

ら大きく低い方にずれていることが判る。

この理由は、成形材料に再生材を使用したため、熱履歴により樹脂の粘度が低下しており、同じ射出速度に対して圧力が上がらないことによる。また、1秒より後では金型内に樹脂がほぼ充填されたため、追従性が良くなっている。

この状態で、圧力波形追従制御の学習を開始した。

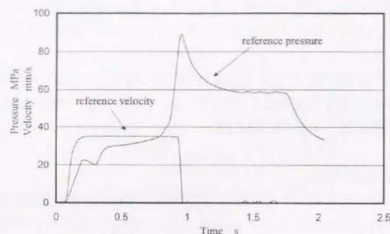


図 6.3.2 基準射出圧力波形と基準射出速度波形

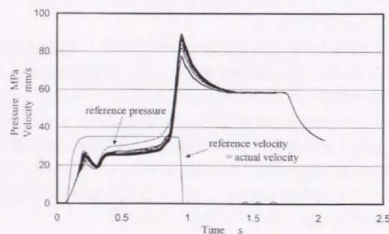


図 6.3.3 速度制御時の実射出圧力

図 6.3.4 は、射出開始から終了までの基準波形に対する圧力偏差の平均値を示している。

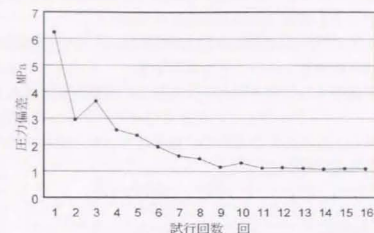


図 6.3.4 試行回数と圧力偏差

縦軸には圧力、横軸には成形サイクルの回数を表示した、このグラフから学習を重ねて行くにつれて、圧力偏差の平均値が小さくなって行く様子が理解できる。

今回の実験では 12 回目の試行ではほぼ基準圧力に一致している。

図 6.3.5 は、基準圧力波形と学習開始から終了までの圧力波形及び基準速度と学習によって作られた速度指令を示す。

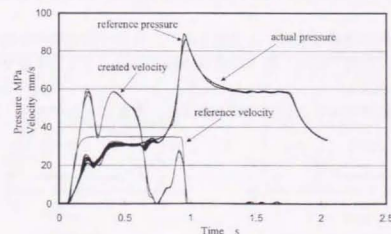


図 6.3.5 学習制御時の射出圧力と射出速度

このグラフが示すように射出開始から1秒間の基準波形と実際の波形との偏差が改善され、図 6.3.3 と比較すると全体的に安定し、再現性が向上していることが判る。また、速度波形から流動中の圧力を上げるため、補正量に従って射出速度を上下させる学習が行われたことがわかる。

この実験結果により、本研究で開発した学習制御による圧力波形追従制御が、圧力波形の良好な再現性を持つことを実証することができた。さらに、この機能は圧力波形を再現するばかりでなく、成形品の重量ばらつきも抑えることがわかった。

本実験で使用した金型による成形品の重量ばらつきと成形時のピーク圧力のばらつきを図 6.3.6 に示す。

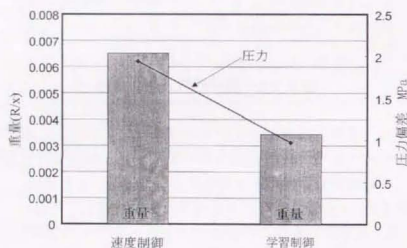


図 6.3.6 成形品重量と圧力偏差の比較

グラフの左側は通常の成形による値であり、右側は学習制御を行った圧力波形追従制御による値である。各々の値は連続 20 ショットの成形を行った平均値を示している。

今回の実験結果では圧力偏差が約 1/2 また、重量ばらつきも約 1/2 になっていることが判る。

6.4 圧力波形追従制御の成形安定性に対する効果

さて、圧力波形追従制御の目的は成形安定性であった。そこで、再び図 6.2.10 に示すケースの金型を使用して成形安定性の実験を行った。成形条件は表 6.2.1 の値を使用した。また、樹脂は ABS の処女材を使用し、金型を 60℃ に温調して成形を行った。

図 6.4.1 に圧力波形追従制御と従来の射出速度制御による成形の各々 200 ショット連続成形したときの成形品の重量ばらつきを示す。

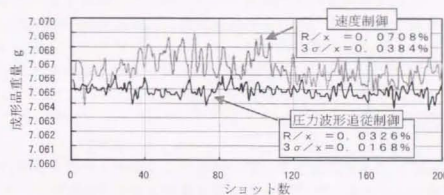


図 6.4.1 成形品の重量ばらつき

このグラフから、成形品の重量ばらつきを $3\sigma/\bar{X}$ で比較すると、射出速度制御では 0.0384% であったのが、圧力波形追従制御では 0.0168% であり、圧力波形追従制御によって重量ばらつきが大きく改善されていることが判る。

また、図 6.4.2 に、それぞれ同一条件による 200 ショットの圧力波形と射出スクリュ位置および、金型内部に取付けた圧力センサ出力の重ね書きを示す。

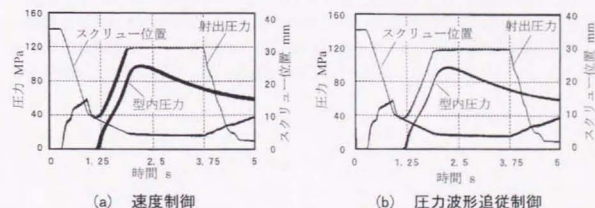


図 6.4.2 圧力とスクリュ位置の比較

図 6.4.2(a)は速度制御の成形のため、時間に対する位置のデータは安定しているが、射出圧力がばらつき、さらに金型内部に取付けたセンサ出力である金型内圧力にもばらつきが見られる。この理由として外乱の影響が考えられる。ところが、図 6.4.2(b)に示すように圧力波形追従制御により、射出圧力を閉ループ制御した場合は、射出開始後 1.25 秒位から位置データはばらつくが、射出圧力や金型内圧力が安定していることが判る。これは、圧力波形追従制御により、外乱による成形の不安定要因が補償されたためと考えられる。

6.5 圧力波形追従制御によるその他の効果

圧力波形追従制御は、良品成形時の圧力波形を安定して再現することにより、計量精度や逆流防止弁挙動にばらつきがあっても安定した成形を可能とした。以下に実験事例を述べる。

6.5.1 粉砕材料を使用したときの成形安定性に対する効果

前節で述べたように圧力波形追従制御は計量精度のばらつきに起因する成形品重量ばらつきを抑制する効果がある。計量ばらつきの最も大きなケースのひとつとして粉砕材料を使用した成形が挙げられる。成形工場では、射出成形工程において発生するスプルー、ランナーなどの不要プラスチックを粉砕して成形材料として再利用することが一般に行われている。しかし粉砕材料の使用は、粒度ばらつきなどの原因により大きな計量ばらつきをもたらす、成形が不安定になることが問題とされていた。このような成形では圧力波形追従制御の効果が非常に大きいと予想される。

粉砕材料を 40 wt % 添加した材料を用いて連続成形を行った。実験条件を表 6.5.1 に、重量ばらつきの結果を図 6.5.1 に示す。通常制御の場合は、粉砕材料を添加したことで成形が不安定になり、そのため重量ばらつきは $3\sigma/\bar{X} = 0.340\%$ という非常に大きな値となった。しかし圧力波形追従制御を用いると $3\sigma/\bar{X} = 0.076\%$ となり、重量ばらつきが $1/4$ 以下になっている。図 6.5.2 にはモニタ波形の 100 ショット重ね書きを示す。通常制御の場合、射出圧力、金型内圧力ばらつきが非常に大きいのに対し、圧力波形追従制御では、かなり安定しているのが理解できる。そのかわり射出工程でのスクリュ位置が変動しているが、これは圧力波形が安定するようにスクリュ速度をコントロールした結果である。

図 6.5.3 は粉砕材混合比率を 0 ~ 80 wt % と変化させて、重量ばらつきとの関係を示したものである。通常制御の場合は、粉砕材の比率が増加するにつれて成形品重量ばらつきが大きくなる傾向があるが、圧力波形追従制御を用いると粉砕材の比率が増加しても成形が安定していることがわかる。

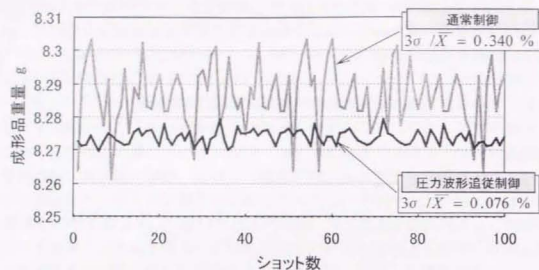
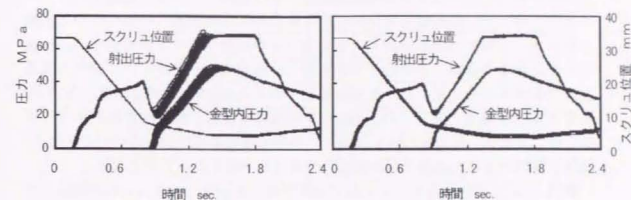


図 6.5.1 成形品重量ばらつき (粉碎材 40wt%入り)

表 6.5.1 実験条件

| | | | |
|-------|-----------------------------------|----------------|---------------------------|
| 樹脂 | PBT 粉碎材 40wt%入り (ジュラネックス 2000) | | |
| 金型 | 名称 | ケース | |
| | 金型温度 | 80℃ | |
| 射出成形機 | 型縮力 | 300kN | |
| | スクリュ径 | φ 22mm | |
| 成形条件 | 射出速度 | V1 | V2 |
| | | 40mm/s | 6mm/s |
| | 切換位置 | V1.2 | V.P |
| | | 10.0mm | 5.0mm |
| | 保圧設定 | P 1 | P 2 |
| | | 70MPa 0.5 sec. | 40MPa 0.2sec. |
| | シリンダ温度 | P 3 | B 3 |
| | | 20MPa 0.2sec. | 250℃ / 250℃ / 240℃ / 230℃ |



(a) 通常制御 (b) 圧力波形追従制御

図 6.5.2 モニタ波形 (粉碎材40%, 100ショット重ね書き)

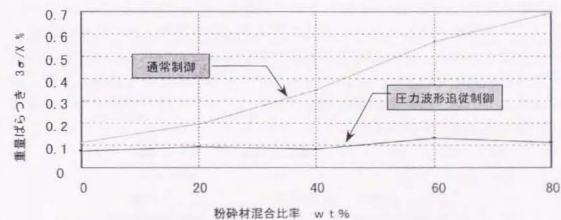


図 6.5.3 粉碎材成形での重量ばらつき

6.5.2 逆流防止弁閉鎖挙動ばらつきに対する効果

従来から、逆流防止弁閉鎖挙動のばらつきは成形ばらつきの要因と考えられてきた。そこで、このばらつきに対する圧力波形追従制御の効果について実験を行った。実験では閉鎖挙動が大きく違う2つのケースを比較するために、図6.5.4に示す2種類の逆流防止弁を用意し、この2ケースにおいて成形品重量および射出挙動を比較した。通常使用している(a)の弁で成形した後、(b)の弁に変更する。普通に考えれば、(b)の方が閉鎖が遅れ、成形品重量が小さくなると予想される。圧力波形追従制御でこの閉鎖挙動のずれ分をカバーできれば、通常の連続成形における閉鎖挙動ばらつきにも効果があると考えられる。

表6.5.2に実験条件を示す。まず通常制御でストローク2mmの逆流防止弁を付けて成形し、その後ストローク4mmのものに変更して同条件で成形した。このときの成形品重量測定結果を図6.5.5(a)に示すが、ストロークの変更によって平均重量で13.9mgの差が生じた。

つぎに圧力波形追従制御でストローク2mmの逆流防止弁を付けて成形し、そのときの圧力波形を基準波形としてストローク4mmのものに変更して成形した。すると図6.5.5(b)に示すように、わずか2.5mgの重量差に抑えられた。

図6.5.6にモニタ波形の比較を示す。通常制御の場合は、ストローク4mmの方が射出圧力と金型内圧力の立ち上がりが遅く、ピーク圧も低くなっている。逆流防止弁の閉鎖が遅れたために樹脂の流入が遅れ、結果として成形品が軽くなったと考えられる。圧力波形追従制御を用いてストローク4mmの弁で成形すると、射出開始時において圧力の立ち上がりが遅れたことを認識し、射出速度が上昇している。弁の閉鎖遅れを補うためにスクリュ速度が速くなり、金型内への樹脂流入遅れを抑える結果となっている。

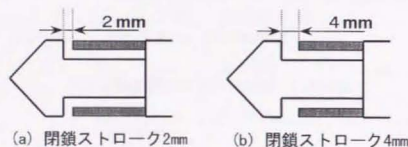


図 6.5.4 逆流防止弁ストロークの変更

表 6.5.2 実験条件

| | | | | | |
|--------|----------------------------------|-----------------------|---------|---------|--|
| 樹脂 | | POM (ジュラコン M90-44) | | | |
| 金型 | 名称 | ケース | | | |
| | 金型温度 | 50℃ | | | |
| 射出成形機 | 型締力 | 300kN | | | |
| | スクリュ径 | φ 22mm | | | |
| 成形条件 | 射出速度 | V1 | V2 | | |
| | | 40mm/s | 6mm/s | | |
| | 切換位置 | V1-2 | V-P | | |
| | | 10.0mm | 5.0mm | | |
| | 保圧設定 | P 1 | P 2 | P 3 | |
| | | 100MPa | 70MPa | 40MPa | |
| | | 0.5 sec. | 0.2sec. | 0.2sec. | |
| シリンダ温度 | N | B1 | B2 | B3 | |
| | 190℃ / 200℃ / 195℃ / 190℃ / 190℃ | | | | |

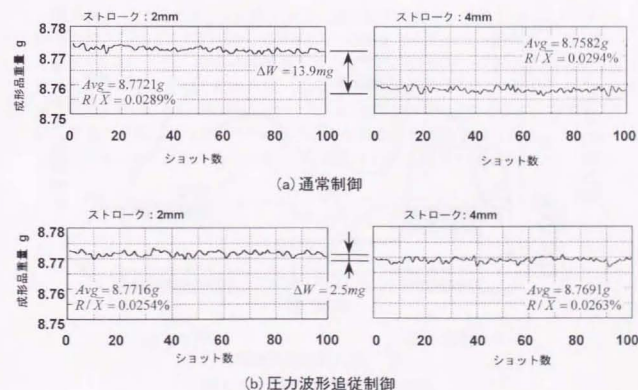
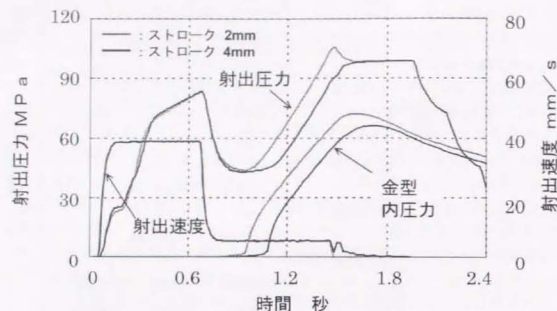
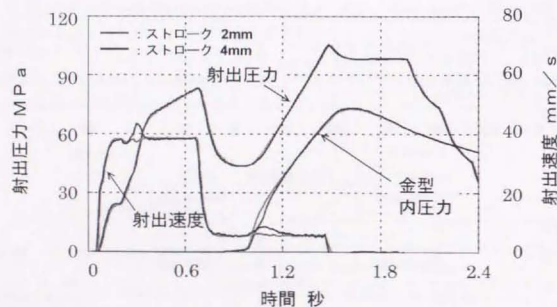


図 6.5.5 成形品重量測定結果



(a) 通常制御



(b) 圧力波形追従制御

図 6.5.6 モニタ波形の比較

6.5.3 逆流防止弁磨耗に対する効果

射出成形機には、1日に何千、何万ショットという過酷な稼働が要求される。そのため射出成形機の部品の中には磨耗して交換が必要なものがあるが、そのなかで最も重要なものが逆流防止弁である。逆流防止弁の磨耗はプラスチック製品の品質に直接影響するため、成形工場では磨耗に応じて成形条件を調整し、また定期的に交換することが一般に行われている。圧力波形追従制御を用いると、逆流防止弁が多少磨耗しても安定した成形品を生産できる可能性がある。

そこで、図 6.5.7 に示す2種類の逆流防止弁を用意し、その磨耗に対する圧力波形追従制御の効果を検証した。(a)は外径がD(未使用時の寸法)の逆流防止弁であり、(b)は外径をDより50 μm 小さく作成したものである。

表 6.5.3 に実験条件を示す。まず、通常制御で外径Dの逆流防止弁を付けて成形し、その後50 μm 小さいものに変更して、同条件で成形した。このときの成形品重量測定結果を図 6.5.8(a)に示すが、外径の変更によって平均重量で8.0mgの差が生じた。

つぎに圧力波形追従制御で外径Dの逆流防止弁を付けて成形し、そのときの圧力波形を基準波形として50 μm 小さいものに変更して成形した。その結果、図 6.5.8(b)に示すように、0.9mgの重量差に抑えられた。

図 6.5.9 にモニタ波形の比較を示す。通常制御の場合、外径D-0.05の方が射出圧力の立ち上がりが遅く、金型内圧力が低くなっている。逆流防止弁外径が小さいため、シリンダとの間隙が大きくなり、弁の後方への樹脂材料の漏れ量が大きくなったためと思われる。圧力波形追従制御を用いて外径D-0.05の弁で成形すると、射出開始時において圧力の立ち上がりが遅れたことを認識し、射出速度が上昇している。弁から後方への樹脂漏れ増加分を補うためにスクリュ速度が速くなり、金型内への樹脂流入遅れを抑える結果となっている。

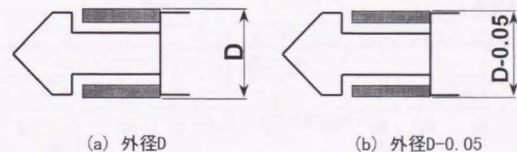


図 6.5.7 逆流防止弁外径の変更

表 6.5.3 実験条件

| | | | |
|-------|-----------------------|----------|--------------------|
| 樹脂 | PBT (ジュラネックス 2000) | | |
| 金型 | 名称 | ケース | |
| | 金型温度 | 80℃ | |
| 射出成形機 | 型締力 | 300kN | |
| | スクリュー径 | φ22mm | |
| 成形条件 | 射出速度 | V1 | |
| | | 30mm/s | |
| | 切換位置 | V-P | |
| | | 5.0mm | |
| | 保圧設定 | P 1 | P 2 P 3 |
| | | 80MPa | 50MPa 30MPa |
| | | 0.5 sec. | 0.2sec. 0.2sec. |
| | シリンダ温度 | N | B1 B2 B3 |
| | | 250℃ | 250℃ / 240℃ / 230℃ |

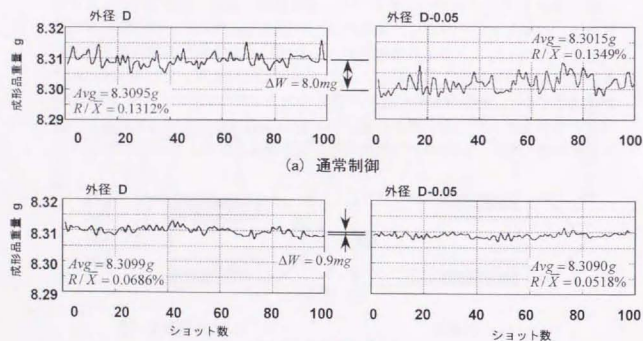
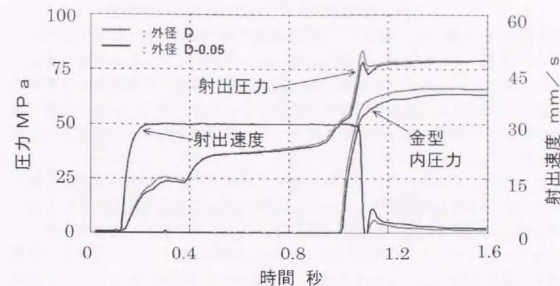
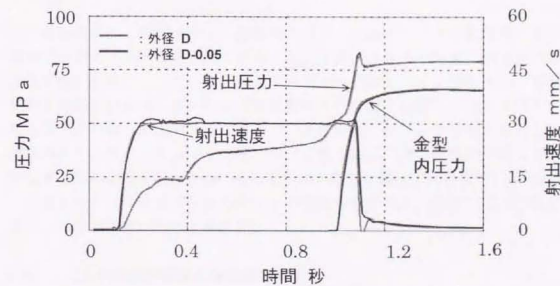


図 6.5.8 成形品重量測定結果



(a) 通常制御



(b) 圧力波形追従制御

図 6.5.9 モニタ波形の比較

6.6 圧力波形画面編集制御

6.2 節と 6.3 節では、電動サーボ式射出成形機の圧力制御機能に学習制御を導入し、従来、不可能であった射出工程における閉ループ圧力制御を可能にした。この技術をベースに、良品成形時の圧力波形を繰返し再現する圧力波形追従制御機能を開発し、成形の安定性を改善することができた。また、気温や樹脂の特性および金型状態などの変動に対して良好な成形安定性を維持するという成果を得た。

しかしながら、圧力波形追従制御は基準となる圧力波形の存在が前提であった。従って、成形不良が発生している状況での成形条件修正作業においては、基準波形となる良品の圧力波形が存在しないので、圧力波形追従制御を使いようがなかった。そこで、本研究では、射出成形機の画面上で成形技術者の意図する圧力波形を創成し、この圧力波形に実際の圧力波形を追従させることを試みた。

この結果、従来、成形技術者の勘と経験に頼っていた成形不良の成形条件修正を視覚的、理論的、かつ、能率的に進めることが可能になった。この内容を以下に述べる。

6.6.1 射出装置の概要と圧力波形の検出

図 6.6.1 に熔融樹脂を金型内に注入する射出装置を示す。

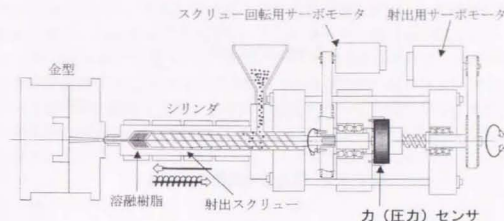


図 6.6.1 全電気式射出成形機の射出装置

射出装置には、射出スクリー回転用と射出（射出スクリーの前後進）用に 2 つのサーボモータが搭載されている。射出成形プロセスは計量、射出及び冷却の各工程から成り立っている。計量工程では射出スクリーを回転させ、樹脂をヒータの熱と射出スクリーによる剪断熱により熔融・混練し、バレル前方へ移送する。その後、射出用サーボモータにより射出スクリーを前進させることで溶融樹脂を金型内に注入する工程を射出工程と称し、更に金型内で樹脂が冷却固化する際の収縮を補うために圧力をかけて樹脂を補う工程を保圧工程という。

射出スクリーの後端部には力センサが搭載されており、樹脂の反力を測定することにより樹脂の圧力を算出する。

6.6.2 圧力波形画面編集制御の基本構想

成形条件出しの過程で、図 6.6.2 に示すように樹脂が金型に充满する直前に高いピーク圧が発生することがある。このような高いピーク圧はバリなどの成形不良や金型の破損を招く恐れがあるばかりでなく、このように急激な圧力変動は成形の不安定要因となることが多い。このため、成形技術者はこの鋭いピーク圧の除去を考えるが、従来の射出成形機は射出圧を直接修正することはできなかった。従って、成形技術者は、射出速度や速度の切換位置を調整するという間接的な手段で、射出圧の修正作業を行っていた。

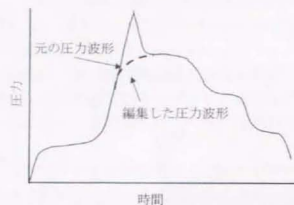


図 6.6.2 圧力波形画面編集制御

一般に、ピーク圧を抑えるためには、ピーク圧が発生する近傍で射出速度を減速する必要がある。実際の成形現場において、射出速度をどの位置でどの程度減速すべきかは成形技術者の勘と経験によって決められ、試行錯誤が繰返されながらこのようなピーク圧の除去が実行されていた。本研究では、直接射出圧力の修正ができないことの不便さに注目し、射出成形機で操作画面上で圧力波形を直接修正し、修正した圧力波形を実際の成形で再現する機能の開発を企画した。

すなわち、この手法は、モニタされた圧力波形を画面上で CAD のような感覚で直接修正することにより、希望する圧力波形を創成する。この技術により、ピーク圧の除去に限らず、射出圧の急激な落ち込みや望ましくない過激な圧力の変動などを視覚的に修正することが可能であり、成形不具合の迅速な解消が期待される。

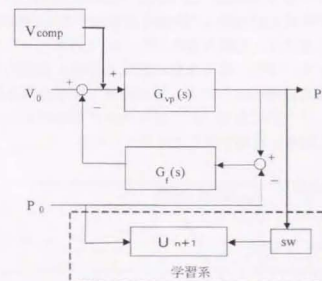
6.7 圧力波形画面編集制御の検討

6.7.1 固定ゲインによる制御検討

6.3 節では、図 6.7.1 に示すように、良品成形時の射出圧力と速度指令をそれぞれ基準圧力波形、基準射出速度として制御装置に記憶し、成形時にはこの基準圧力波形との偏差から射出速度をリアルタイムに補正する圧力クロスドループ系 $G_p(s)$ と射出用サーボモータにかかる負荷状態を学習し、速度指令を補正する学習制御系 U_{n+1} からなる圧力制御系を構築した。この圧力制御系を応用して圧力波形画面編集を実現するには、編集された圧力波形を目標圧力 P_e として速度指令補正 U_e を生成すれば良いことになる。この関係は式(6.7.1)のようになる。

$$U_{e_{n+1}} = U_{e_n} + K_{pv} \cdot (P - P_e) \quad (6.7.1)$$

ここで、 K_{pv} は、6.3 節で述べた固定ゲインで、 P は実際の圧力である。



V_0 : 良品成形時の速度
 P_0 : 良品成形時の圧力
 P : 実圧力

$$U_{n+1} = U_n + K_{pv} \cdot (P - P_0)$$

$$V_{comp} = U_{n+1}$$

$$G_p(s) = K_{pv} : \text{一定ゲイン}$$

図 6.7.1 6.3 節の学習制御系

しかしながら、この方式で実際の射出成形を試みたが、100 回以上の学習を行っても、編集により作成された圧力波形に収束する結果が得られなかった。

この理由について考察すると、6.3 節の圧力波形追従制御と今回の圧力波形画面編集機能との間で違っている条件として、圧力波形追従制御では、基準となる射出速度と圧力波形が実在していることが挙げられる。すなわち、圧力波形追従制御は基準となる圧力波形と射出速度指令を取得した成形環境とほぼ同じ環境で実行されることを前提にしている。従って、成形環境の変化としては、金型や樹脂が基本的には同一なので、周囲温度の変動、金型整備状態の違い、及び樹脂のロット違いによる特性の変化など、微妙な差異が存在するだけである。このため、圧力波形追従制御では、基準波形取得時に射出工程の負荷に応じて指令された速度を記憶しておき、基準の圧力波形と実際の圧力の僅かな相違に対して速度の補正量を算出して微調整することで、発散することなく、収束可能であった。

これに対し、圧力波形画面編集の場合は、6.3 節の圧力波形追従制御と次の点で異なる。

- 1) 編集された圧力波形に対応する射出速度が実在しない
- 2) 編集された領域が金型のどの部分に相当するかが不明なため、適切なゲインを選択できない

これらの理由により、今回、図 6.7.2 に示した方法での圧力波形画面編集の成形実験では、編集された波形に対する射出速度と基準波形の射出速度に大きな差があり、また、その際に算出された補正速度が実際の射出のプロセスと適合せず、結果として収束に時間を要したと考えられる。

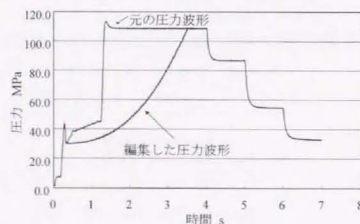


図 6.7.2 実験に用いた編集圧力波形

このことから、編集された波形に対する速度の適当初期値および射出用サーボモータの負荷に合わせた適切なゲインを取得する必要性が出て来た。

6.7.2 射出スクリュ位置とゲインとの関係

これまでの検討から、新たに編集で作成した圧力波形に射出が追従するためには、射出スクリュの各位置における適切なゲインが必要であることが明らかになった。

このため、射出スクリュの位置とゲインの関係を調べるため、速度を徐々に増加させ、それぞれの速度指令に対する圧力の変化を調べる実験をした。この実験では、成形可能な最低速度 20mm/s から 70mm/s の速度まで、5mm/s 毎に成形を行い、得られた圧力波形群を図 6.7.3 に示した。また、図 6.7.4 に、射出スクリュの位置が 7mm 及び 15mm における射出速度と圧力の関係を示した。この図から、各々の射出スクリュ位置に対する射出速度と圧力の関係は、直線でほぼ近似されることが判った。

これらの考察から、次の結論を導き出した。圧力偏差から射出速度指令を得るためのゲインは、射出速度に対する圧力の傾きとして定義される。図 6.7.4 より、その傾きは射出スクリュの位置によって変化するものの、同じ位置に対する傾きはグラフから判るようにはほぼ一定である。従って、ゲイン関数を射出スクリュ位置 x の関数 $K(x)$ とし、初期値のゲインとしてある傾きから出発し、成形を繰返しゲインを学習することにより、 $K(x)$ は発散せず収束すると考えられる。

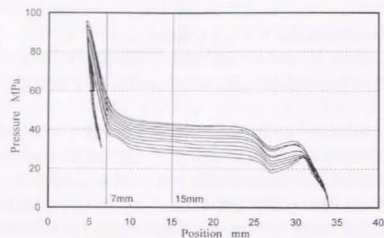


図 6.7.3 射出速度を変化させた時の射出圧力の変化

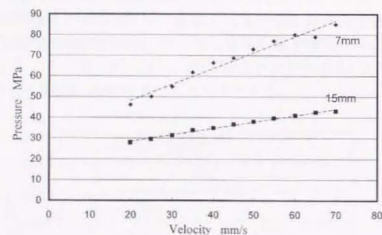
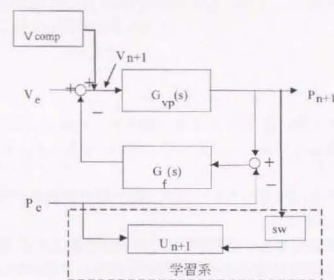


図 6.7.4 射出速度と圧力との関係

6.8 制御ゲインの学習

6.8.1 初期速度の算出

以上の検討から、圧力偏差から速度指令を作成するゲインを学習する制御系を構築したので、図 6.8.1 にその学習制御系を示す。



$K_{n+1}(x)$: 可変ゲイン

X : スクリュー位置

V_e : 計算された速度

P_e : 編集圧力 (目標)

P_n : 実圧力

V_n : 実速度

$$U_{n+1} = U_n + K_{n+1}(x) \cdot (P_{n+1} - P_n)$$

$$V_{\text{comp}} = U_{n+1} = V_{n+1} - V_n$$

図 6.8.1 学習制御系

式(1)のゲインを $K_{n-1}(x)$ として式(6.8.1)を得る.

$$U_{n-1} = U_n + K_{n-1}(x) \cdot (P_{n-1} - P_n) \quad (6.8.1)$$

$$K_1(x) = \frac{U_1}{P_1 - P_0} \quad (6.8.2)$$

$$U_1 = V_1 - V_0 \quad (6.8.3)$$

ここで、学習前の速度補正量 $U_0 = 0$ また編集前の速度 V_0 と圧力 P_0 は、編集される前の原圧力波形を作成した成形の際に同時に取得され、制御装置に記憶されている。

圧力波形を編集した後に学習をスタートする際、最初の成形を行うために射出速度の初期値 V_0 が必要である。

すなわち、圧力波形は画面上で編集機能により作成されるが、それに伴う射出速度は図 6.8.1 における伝達系の逆伝達関数を求める必要がある。しかしながら、金型の状態、樹脂の特性及び樹脂の流入経路など、多くのパラメータが複雑に関係しており、現実には計算できないのが普通である。そこで、原圧力波形で得られている V_0 を基に、樹脂の流動速度は圧力偏差の 2 乗にはほぼ比例するという関係⁹⁾ を利用して算出することにした。こうして、波形編集後に実行される最初の成形では、式(6.8.4)で算出された速度指令が使用される。

$$V_0 = V_0 \cdot \left(\frac{P_0}{P_0} \right)^2 \quad (6.8.4)$$

V_0 : 編集後の最初の成形用速度指令

V_0 : 編集前の原圧力波形の速度指令

P_0 : 編集された圧力

P_0 : 編集前の圧力

6.8.2 ゲインの学習

次に、編集により得られた圧力波形に追従させるため、射出スクリュの位置に対する適切なゲインを取得するための学習過程を示す。まず、式(6.8.4)から算出された射出速度の初期値を用いて実際の成形を行う。

次いで、この成形によって得られた圧力偏差から、図 6.8.1 のブロック図に示す構成でゲイン関数 $K_{n-1}(x)$ を求める。ここで、実際の計測はある一定のスキヤンタイムで行われ、速度、圧力と共に位置情報も取得されているので、各変量は時間の関数から位置の関数に置き換えられる。この結果から、第 2 回目の成形用の補正速度は次式で表される。

$$U_2 = U_1 + K_2(x) \cdot (P_2 - P_1) \quad (6.8.5)$$

$$X = \int_0^t V_1(t) dt \quad (6.8.6)$$

さて、式(6.8.2)で得られるゲイン関数 $K_{n-1}(x)$ は、計測が一定のサンプリング周期で行われるために離散的なデータとして取得される。従って、式(6.8.6)で得られる位置がデータ取得位置と同じ位置である保証はない。このため、得られた $K_{n-1}(x)$ の隙間を図 6.8.2 に示すように直線で補間する方法をとった。

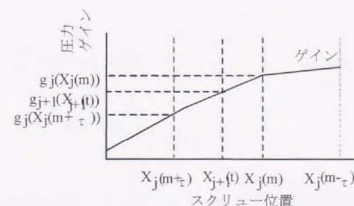


図 6.8.2 ゲインと射出圧力の補間

この学習のための成形を繰返し、圧力偏差が十分少なくなったところで学習を停止する。n 番目のゲイン関数は式(6.8.7)で与えられ、平均化して使用する。

$$K_{n-1}(x) = \frac{U_{n-1}}{P_{n-1} - P_n} \quad (6.8.7)$$

但し、 $U_{n-1} = V_{n-1} - V_n$

$$X = \int_0^t V_n(t) dt$$

X : 射出スクリュ位置

V_e : 編集前に計算された仮の初速度

V_n : n ショット目の実際の速度

P_e : 編集した圧力波形 (目標圧力波形)

P : 実際の圧力波形

$K_{n-1}(x)$: n ショットに適用するゲイン

6.8.3 速度生成時の時間補償

さらに、制御系の遅れについても検討を行なった。これまで議論した制御系では、圧力偏差からゲイン関数を学習し、速度指令が変更された。但し、この際、変更されるのは圧力偏差が発生したのと同じ時刻の速度指令である。

一般に圧力制御系には、速度指令に対する射出スクリュの動きの遅れや、樹脂の圧縮性¹⁰⁾による圧力応答の遅れなどがある。このため、圧力偏差が発生した時刻と同時刻の速度指令を修正すると、圧力偏差の発生から遅れて圧力が変化することになる。この遅れは追従性を悪化させるだけでなく、発振の原因となることもある。速度指令に対する圧力の遅れを図 6.8.3 に示す。

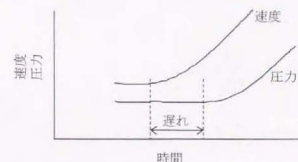


図 6.8.3 速度指令の変化に対する圧力応答の遅れ

以上の検討により、圧力偏差が発生した時刻より逆上った時刻の速度指令を修正することを考えた。式(6.8.6)に遅れ時間に対する補償を加え、n 回の学習で得られる遅れを式(6.8.8)に示す。

$$X = \int_0^t V_n(t + td) dt \quad (6.8.8)$$

td : 遅れ時間

この遅れ時間を算出するのに、ある一定区間の速度偏差のパターンと圧力偏差のパターンを作成し、このパターンを時間方向に移動して、最も合致度の大きくなる時間差を遅れ時間とした。具体的には、速度変化 $V_f(i+1) - V_f(i)$ と時間

差 td ($0 \leq td$) だけ遅れた時刻の圧力変化 $P_j(i+td+1) - P_j(i+td)$ との相関係数を時刻 $I = t - a$ から $I = t + b$ までの区間について求める。求めた相関係数を時刻 t における時間差 td の相関係数 $r(td)$ とする。時間差 td を変化させながら $r(td)$ を求め、 $r(td)$ が最大となった時の時間差 td を時刻 t における遅れ時間 $F(t)$ とする。 $r(td)$ の求め方を式 (6.8.9) に示す。

$$r(td) = \frac{\sum_{i=t-a}^{t+b} [(V_j(i+1) - V_j(i) - \bar{V})(P_j(i+td+1) - P_j(i+td) - \bar{P})]}{\sqrt{\sum_{i=t-a}^{t+b} (V_j(i+1) - V_j(i) - \bar{V})^2} \sqrt{\sum_{i=t-a}^{t+b} (P_j(i+td+1) - P_j(i+td) - \bar{P})^2}} \quad (6.8.9)$$

$$\text{但し, } \bar{V} = \frac{1}{a+b+1} \sum_{i=t-a}^{t+b} (V_j(i+1) - V_j(i))$$

$$\bar{P} = \frac{1}{a+b+1} \sum_{i=t-a}^{t+b} (P_j(i+td+1) - P_j(i+td))$$

遅れ時間の様子を図 6.8.4 に示す。

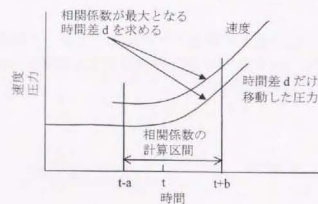


図 6.8.4 遅れ時間の算出

相関係数を求める区間を時刻 $t-a$ から $t+b$ までとした理由は次のとおりである。速度変化に対する圧力変化の遅れ時間を相関係数を使って求めるためには、ある程度の量のデータは必要である。しかし、あまり多くのデータを使うと、求めた遅れ時間が平均的な値となってしまう、時刻 t における遅れ時間とは異

なった値となる。そこで、相関係数を求める区間の幅を変数で指定した。

以上のように式(6.8.7)によりゲイン関数 $K_{p,v}(x)$ を学習し、図 6.8.1 に示した制御ループを動作させることで、圧力波形画面編集を達成している。

6.9 圧力波形画面編集制御の実験

6.9.1 実験装置

実験に使用した、成形品の形状を図 6.9.1 に示す。また、初期の成形条件を表 6.9.1 に示す。金型温度は 50°C、その他は 200°C とした。

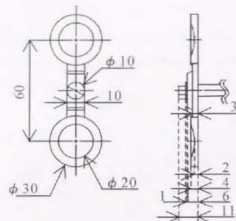


図 6.9.1 実験に用いた成形品の形状

表 6.9.1 実験に用いた成形条件

| | |
|----------|--|
| 射出成形機 | FANUC ROBOSHOT α -30A, スクリーン径: $\Phi 22$ |
| 金型 | 凹レンズ |
| 樹脂 | ポリスチレン |
| 計量完了位置 | 4.0 mm |
| V-P 切換位置 | 3 mm |
| 射出速度 | 3.0 mm/s |
| 保圧 1 | 10.8 MPa 2.6 s |
| 保圧 2 | 8.7 MPa 1.0 s |
| 保圧 3 | 5.5 MPa 1.0 s |
| 保圧 4 | 3.3 MPa 1.0 s |

今回の実験では初期の成形条件によって得られた圧力波形を図 6.7.2 のように編集し、編集した波形に追従することを確認した。また、編集区間は金型内部で樹脂が流動可能状態から充填完了になる、ゲインが最も変化する区間を選んでいく。また、評価の方法として、編集された波形と実際の圧力波形を 0.1 秒毎に比較し、それぞれの偏差を合計し、図示した。

6.9.2 遅れ時間を考慮しない場合の実験結果

図 6.9.2 は遅れ時間を考慮しない場合の実験を示す。

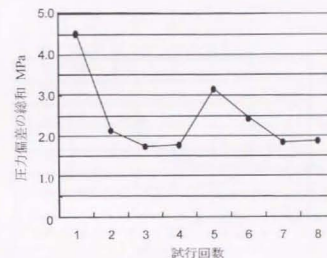


図 6.9.2 遅れ時間を考慮しない場合の各試行における圧力偏差

このグラフは 0.1 秒毎の偏差を合計して表示してある。遅れ時間を考慮しない場合は試行によっては改善されるが、収束せず発散してしまった。図 6.9.3 にこの様子を示す。



図 6.9.3 遅れ時間を考慮しない場合の圧力波形

6.9.3 遅れ時間を考慮した場合の実験結果

図 6.9.4 に図 6.9.2 と同じく、0.1 秒毎の偏差合計の推移を示す。遅れを考慮した場合には、ほぼ 10 ショット程度の試射で一定値（収束判定値の幅）に収束している。また、図 6.9.5 には第 8 回目の試射で得られた成形の結果を示す。

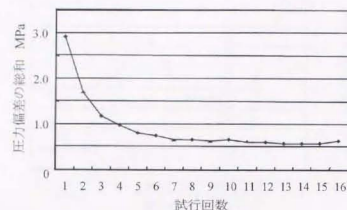


図 6.9.4 遅れ時間を考慮した場合の各試行における圧力偏差

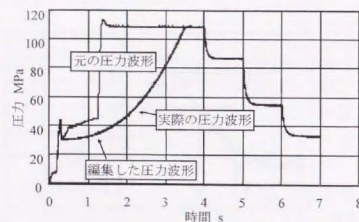


図 6.9.5 遅れ時間を考慮した場合の第 8 回目の試行時の圧力波形

図 6.9.6 は今回の学習制御によって得られたゲインを示し、図 6.9.7 には学習によって生成された速度指令を示す。この図が示すように充填完了付近で連続的な速度変化が得られ、安定した成形結果が得られた。

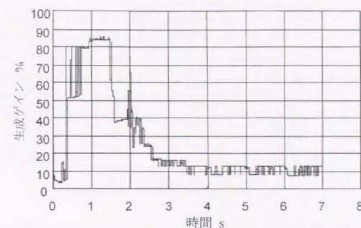


図 6.9.6 生成されたゲイン

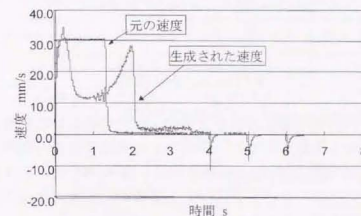


図 6.9.7 生成された速度

6.10 実際の成形における圧力波形画面編集制御の評価

圧力波形画面編集を評価するため、図 6.10.1 に示すような成形品の金型を用いて実験を行った。

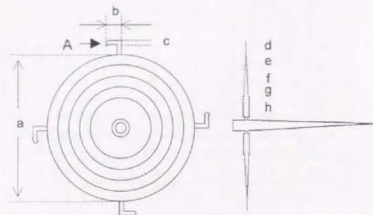


図 6.10.1 実験に用いた成形品

また、形状データを表 6.10.1 に示す。

表 6.10.1 成形品の寸法

| 場所 | (mm) | 場所 | (mm) |
|----|------|----|------|
| a | 70 | e | 0.5 |
| b | 5 | f | 1.0 |
| c | 1.5 | g | 2.0 |
| d | 0.25 | h | 3.0 |

この実験では、バリと共に出現したピーク圧力を除去した波形に編集し、このバリを解消させる実験を行った。評価として使用できる一定のバリを通常の金型で作ることは困難なので、本実験では、図 6.10.1 における A 部（厚さ 0.25mm の鉤状突起部）をバリとみなして定量的に測定できるようにした。実験は下記のような手順で行った。

初期の成形条件を表 6.10.2 に示す。

表 6.10.2 実験に用いた成形条件

| | |
|----------|--------------------------------------|
| 射出成形機 | FANUC ROBOSHOT α-30A, スクリーン径: Φ22 |
| 金型 | 試験部品 |
| 樹脂 | PP |
| 計量完了位置 | 25 mm |
| V-P 切換位置 | 80 MPa |
| 射出速度 | 50 mm/s |
| 保圧 1 | 20 MPa 0.3 s |
| 保圧 2 | 90 MPa 3.0 s |
| ノズル温度 | 235 °C |
| シリンダ温度 | 230 °C |

図 6.10.2 は編集前の圧力波形で、高いピーク圧が発生している。この高いピーク圧によってバリが発生したと考えられる。このピーク圧の部分を除くために、ピークの両脇の麓に編集開始点と編集終了点とを指定し、その間を直線または曲線で結んで希望する曲線を取得する手順を示した。

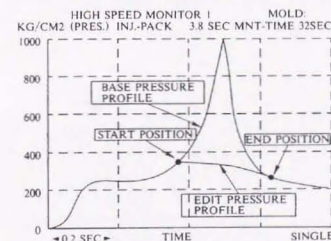


図 6.10.2 圧力波形の編集

図 6.10.3 は5ショット成形を行いながら学習を行って得られた圧力波形である。

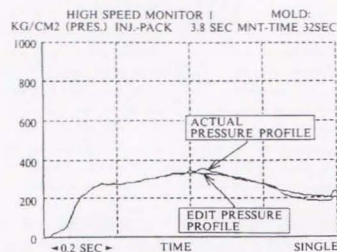


図 6.10.3 5ショット学習後の圧力波形

実際の圧力波形が編集した波形と殆ど一致し、ピーク圧が消失しているのが判る。この時に得られた成形品の外観図を図 6.10.4 に示す。

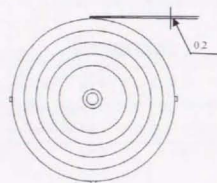


図 6.10.4 5ショット学習後の成形品

図 6.10.1 でバリと想定したA部が 0.2mm となり、ほぼ消失しているのが判る。

このように、圧力波形を画面上で視覚的に編集することにより、直接希望する圧力波形を取得することを可能にした。この圧力波形画面編集機能はピーク圧の除去だけではなく、圧力の谷間を埋めることも可能である。本機能は圧力波形を直観的に画面上で変更できるので、実際の成形現場で発生する数々の成形不良の解消に非常に有力な手段として使用できることが確認できた。

6.11 結 言

プラスチック射出成形において、保圧工程の閉ループ圧力制御は一般に行われていたが、射出工程における閉ループ圧力制御は不可能であった。本研究では、学習制御を導入することにより、従来不可能であった射出工程の閉ループ圧力制御を実現した。

また、従来、射出成形品の品質管理は、成形時の圧力ばらつきをモニタすることが一般的に行われている。本研究では、良品成形時の圧力波形を基準圧力波形として、各成形サイクルの圧力波形を繰返し再現する圧力波形追従制御機能を開発した。

これらの開発により、下記に示す項目の成果が得られた。

- 1) 保圧工程では閉ループ圧力制御が通常行われているが、従来、射出工程の閉ループ圧力制御は実現されていなかった。本研究では、成形工程を3つのステージに分割し、各々のステージで適切なゲインを予め設定することにより射出開始から保圧完了までの全区間での閉ループ圧力制御を実現した。
- 2) さらに、既に得られている圧力波形および速度指令を基準として、学習機能を使用した速度補正機能を開発した。この機能により、金型や樹脂を変えたり、成形の状態が変化しても、その都度のゲイン調整が不要になった。
- 3) この機能を使用し、良品成形時の圧力波形を基準圧力として成形時の波形そのものを追従させる圧力波形追従制御を開発した。
- 4) 圧力波形追従制御を適用することにより、射出速度・切換位置を設定する従来の成形方法と比較して、成形品の重量ばらつきを半分以上に抑えることができた。

また、従来、成形不良時の成形条件の修正は熟練作業者の経験と勘に頼っており、成形現場では最も困難で時間のかかる作業であった。こうした作業で折角得られた修正条件も、時間の経過と共に再び不安定な条件に戻ってしまうことも多かった。

本研究では、圧力波形追従制御を発展させ、波形編集機能を付加することにより、さらに下記に示す成果を得ることができた。

- 1) 射出成形機の画面上で成形技術者が意図する圧力波形を創成できる技術を開発し、圧力波形画面編集制御と命名した。
- 2) 圧力波形画面編集制御によって得られた圧力波形は実際の射出を行っていないので、学習に必要な射出速度の初期値データを持っていない。このため、画面上で創成された圧力波形に対する初期値の算出方法を考案した。

3) 圧力波形画面編集制御で創成された波形と編集前の波形が大きく相違している場合、6.3 節の圧力波形追従制御で用いた学習制御では収束しない場合があった。このため、制御系のゲインを学習する方式を開発し、成果を得ることができた。また、射出速度の変化により圧力と時間の関係が変化することを考慮して、ゲインは時間でなく、位置の関数として算出する手法を考案した。

4) また、速度の変化に対する圧力の変化の遅れ時間を、両者の相関係数から算出し、この遅れ時間を考慮することにより、更に良好な追従性を得ることができた。

圧力波形画面編集制御は、実際の成形で得られた圧力波形を射出成形機の画面上でCADと同じ感覚で修正することにより、成形技術者の意図する圧力波形を得ることを可能にした。しかしながら、圧力波形の形状と成形品の状態との間に明確な法則は存在せず、良品を得るための圧力波形の修正は個々の成形技術者のノウハウに負っているのが実態である。

このような現状に対する突破口として、樹脂の金型内流動解析で得られた圧力波形を直接射出成形機に入力する方法が将来考えられる。そして、CAEと射出成形機の制御を統合することにより、従来、経験と勘の世界であった成形条件出しを理論的な作業に変えていくと同時に、全自動での成形条件出しや修正機能へ発展させることを今後の課題とした。

[参 考 文 献]

- 1) 吉川恒夫：ロボットにおける力制御の現状と将来，日本ロボット学会誌，9,6(1991)764.
- 2) M.H.Raibert and J.J.Craig: "Hybrid Position / force Control of Manipulator", IEEE Transaction of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 102 (1981) 126.
- 3) 志村康治，堀 洋一：ロボットマニピュレータにおける力制御のロバスト化と衝突過程の制御，日本ロボット学会論文誌，11,2(1993)235.
- 4) 平岡和夫：射出成形機動作におけるサーボモータを用いた速度・圧力制御，応用機械工学，33, 10(1992)88.
- 5) 樋口俊郎，山口智実：逆伝達関数補償法を組合せた繰返し制御を適用したバートの位置決め制御，システムと制御，30, 8 (1986) 503.
- 6) 中野道雄，井上 恵，山本 裕，原 辰次：繰返し制御，計測自動制御学会 (1989).
- 7) 新 誠一：適応制御とその周辺，計測と制御，32, 12(1993)975.
- 8) 稲葉善治：電動サーボ式射出成形機における圧力制御，精密工学会誌投稿中 (1998).
- 9) 山口章三郎：プラスチック成形加工，実教出版 (1985) 106-137
- 10) 横井秀俊，村田 泰彦 他：ガラスインサート金型による樹脂流動応答特性の解析，生産研究，45, 6(1993)414.
- 11) Richard Volpe, Pradeep Khosla: Experimental Verification of a strategy for Impact Control, IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2(1991) 1854.
- 12) Toshiyuki Murakawa, Kouhei Ohnishi: An Adaptive Force Control of Redundant Manipulator Based on Joint Acceleration Controller, Proceedings of IEEE IECON '91 (1991) 1043.
- 13) 川村貞夫，松森正史 他：学習方式による位置と力のハイブリッド制御，日本ロボット学会誌，5,2(1987)102.
- 14) 北森俊行：センシングにおける逆問題とそのインテリジェンス，システム／制御／情報，35, 10(1991)585.
- 15) 河村嘉顕：非線形逆システムの存在について（回路方程式の研究から），システム／制御／情報，33, 9(1989)470.
- 16) 有本 卓：人間の知と機械の知，システム／制御／情報，35, 8(1991) 459.
- 17) 辻野克彦，西田正吾：知識獲得技術の最近の動向，計測と制御，33, 9(1994)776.
- 18) 岡部清憲：非線型予測理論と因果解析，システム／制御／情報，33, 9(1989)478.
- 19) 大森浩充，佐野 昭：適応制御理論の発展，計測と制御，32, 12(1993)981.
- 20) 水野直樹：適応制御の応用とそのガイドライン，計測と制御，32, 12(1993)990.