

IFAC ロンドン会議に出席して

大島 康次郎

1. はじめに

IFAC (International Federation of Automatic Control) は 1960 年; モスコウ, 1963 年; バーゼル (スイス) に次いで第 3 回国際会議をロンドンにおいて, 1966 年 6 月 20~25 日に開催した. 第 1 回共産圏, 第 2 回中立, 第 3 回西欧といった順序で, このサイクルは, 今度のロンドンで開かれた理事会の決定による今後の開催地が 1969 年; ワルソー, 1972 年; フランス, 1975 年; アメリカと発表されたことから, IFAC の不文律となったようで, 学術の世界における国際協調のあらわれとして興味深い. IFAC は創立当初より東西間の協調が実によく行なわれており, 現在では東西 33 箇国がメンバーとして加入している. 中共もモスコウ会議にオブザーバとしてチームを派遣し, 以後正式の加盟国となってバーゼル会議には代表団を送ったが, 今度のロンドン会議には 1 名の参加もなく文化革命の影響を感じさせた.

ロンドン会議には約 1700 名の代表団が参加し, 271 篇の研究論文と 11 篇の展望論文が提出された. 研究論文は 49 のセッションに分けられて, 同時に 6 セッション並行に発表が行なわれた. このほかに, 4 テーマについての Tutorial Sessions, 7 テーマについて Informal Colloquia がもたれた. 日本からは 16 篇の研究論文が提出された.

会議は 6 月 20 日午前 Coales 会長 (ケンブリッジ大学教授) の司会による開会式をもって始まり, 会長挨拶に次いで, エジンプラ公の挨拶があり, ソ連アカデミー会員 Trapeznikov 氏の "The Economics of Automatic Control" の特別講演が行なわれた. 20 日午後より 24 日午後までの間に前記の各セッションやコロキウムが開かれ, 25 日午前の閉会式において, IFAC に常置されている専門委員会の各委員長報告, Coales 教授の "Control and Automation" の特別講演, 次期会長ポーランド Nowacki 教授 (IFAC 会長は 3 年任期で次回国際会議開催国から選ばれる) の挨拶, イギリス技術大臣 Cousins 氏 (その後ウィルソン首相の経済引締め政策に反対して辞任したことが報ぜられた) の挨拶などが行なわれた.

Social program では Royal Festival Hall における Conversazione, Royal Opera House のオペラ, ロンドンヒルトンにおける Congress Banquet などがもたれたが Banquet には当時イギリス海員ストの大問題をかかえて

いたウィルソン首相が時間を割いて出席し洒落と機智に富んだスピーチを行ない, イギリスにおける電子計算機産業の振興の必要性を強調したのは, 実に印象的であった. 会議終了後, 6 月 26 日はロンドン近郊の観光, 6 月 27~29 日にはロンドンおよびエジンバラを中心とした研究所, 工場見学が行なわれた.

会議で発表された研究論文は理論, 機器, 応用の三分野に大別されるが, 筆者は IFAC 機器専門委員会に属している関係もあって, 主として機器関係のセッションに出席した. 機器関係のセッションとしては

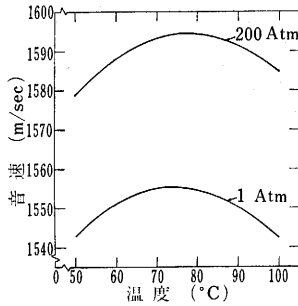
- Speed and Torque Control of Motors
- Position and Speed Control
- Sensors and Measuring Systems
- Servomotors
- Actuators and Valves
- Fluid Logic and Control Devices
- Electric Logic and Control Elements

などがあったが, これらに属する論文および応用関係で特に筆者が専門としている工作機制御関係の論文のうち興味のあるものいくつかを抽出して以下に紹介することにする. 会議で発表された全論文は Butterworths より Proceedings としていずれ速からず刊行される予定である.

2. 検出器関係

(1) Precision Pressure Sensing through Sonic Velocity Changes in Liquids, by G.C. Newton, Jr, E.J. McKay Jr & L.G. Anderson (MIT)

この論文は 200 気圧程度までの静圧を 1/100% の精度で検出する精密圧力検出法に関するものである. 従来の圧力検出は圧力を力に変えてこれをひずみまたは変位として適当な方法で検出するのであるが, このような方法には必ずヒステリシスが伴い, それによるいわゆるヒステリシス誤差は 1/10% が最小限界である. そこでこの新しい方法は圧力によって影響されるヒステリシスのない物理的性質で, 直接電氣的に測定でき, しかも精度上デジタル検出が可能なものとして, 液体内における圧力による音速変化に着目したのである. 液体としては水を用いているが, 水中の音速は, 図・1 に示すように, 温度と圧力によって変化する. 温度に対しては, 温度の増加とともに音速ははじめ増加し, 最大値に達した



図・1 温度と圧力による音速変化

のち減少に転ずる傾向を示すので、温度をこの最大値に対応する値付近に制御すれば、温度に対する感度を小さくおさえることが可能である。水中における音速 c は圧力を p 、温度を θ とすると Wilson の実験式より

$$c(p, \theta) = a_0 + a_1 p + a_2 p^2 + a_3 \theta + a_4 p \theta + a_5 \theta^2 \quad (1)$$

のように書かれ、これの動作点 p_0, θ_0 からの微小変化分をとれば、2次微小量を無視して

$$\frac{\delta p}{p_r} = \beta_c \frac{\delta c}{a_0} - \beta_\theta \delta \theta \quad (2)$$

ただし

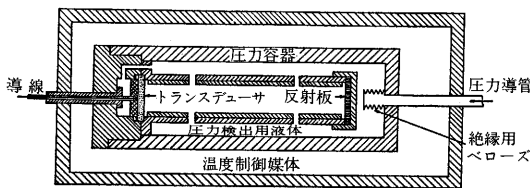
$$\beta_c = \frac{a_0}{p_r} (a_1 + 2a_2 p_0 + a_4 \theta_0)^{-1}$$

$$\beta_\theta = \frac{1}{p_r} \left(\frac{a_3 + 2a_4 p_0 + a_5 \theta_0}{a_0 + 2a_2 p_0 + a_4 \theta_0} \right)$$

の関係が導かれる。ここで p_r は圧力変化範囲である。(1)式の各係数は $p=100 \text{ atm.}, \theta=75^\circ\text{C}$ を原点としたときの値が取られており、これらを用いて $p_r=200 \text{ atm.}$ で温度が 75.98°C 、圧力が $1, 100, 200 \text{ atm.}$ のとき(すなわち $p_0 = -99, 0, 100; \theta_0 = 0.98^\circ\text{C}$)の影響係数 β_c, β_θ を求めると表・1 のようになる。これより音速が標準偏差 1×10^{-6} の精度で測定され、温度が標準偏差 0.02°C の精度で制御されれば、圧力が 200 atm. の変化範囲にわた

表・1 影響係数

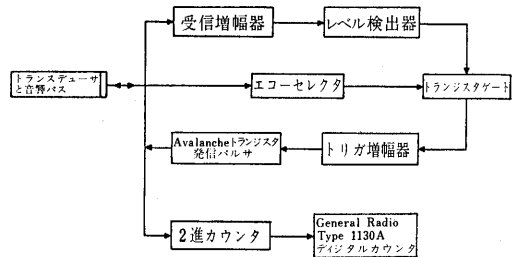
影響係数	動作圧力 (atm)		
	1	100	200
β_c (無次元)	39.2	40.2	41.2
$\beta_\theta (^\circ\text{C})^{-1}$	-1.7×10^{-3}	0×10^{-3}	1.8×10^{-3}



図・2 圧力検出セル

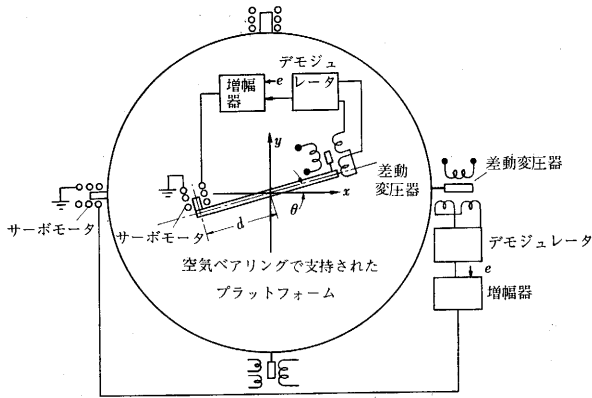
って 0.54×10^{-4} の標準偏差すなわち 0.005 パーセントの精度で測定できることがわかる。

このような原理に基づいて試作された圧力検出セルは図・2に示すような構成である。その主要部は音響パルスを発生するトランスデューサと反射板をもった導波管で、その中には圧力検出用液体である水が満たされている。一方静圧を測定すべき液体が圧力導管を経て導かれており、これが絶縁用ベローズを介して圧力検出用液体を加圧する。この絶縁素子は両方の静圧が平衡するのできわめて微弱に作られるからそのヒステリシス効果は無視できる。音速測定は音響パルスが一定距離伝播するに要する時間間隔をデジタル的に測定する原理に基づいている。時間間隔測定の分解能は nano sec. に達しているから 10^{-6} の精度をうるには少なくとも 1 msec. の長さを必要とする。これより伝播距離としては 150 cm 程度以上の距離が必要になる。実際には図・2よりわかるように、音響パルスはトランスデューサと反射板における反射で何回もその間を往復するようにすることができる。実際の装置は、トランスデューサと反射板の距離が 10 cm にとられている。反射回数を多くすると損失がふえて、捕えるべき到来パルスの振幅が減少するので、ノイズレベルも考慮して、 $n=32$ 回目の到来パルスを検出

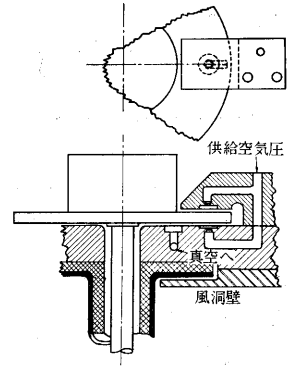


図・3 測定回路

するようにしている。したがって伝播距離は $2 \times 10 \times 32 = 640 \text{ cm}$ になっている。測定回路は図・3に示される。時間間隔カウンタとしては General Radio Type 1130A Digital Time and Frequency Meter が使われているが、この分解能が $0.1 \mu \text{ sec.}$ なので、必要精度をうるため、いわゆる sing-around mode を用いている。すなわち、 n 回目の到来パルスがトランスデューサに達するとこれが次の発信をトリガするようにして動作を反覆し、時間間隔カウンタの精度に見合う測定時間間隔をとるのである。図・3において、Avalanche トランジスタ発信パルサがトリガされると、これがトランスデューサを励振し、その固有振動数(1.5 メガサイクル)の音響パルスが発信される。同時にエコーセレクトがリセットされる。エコーセレクトはカウンタでトランスデューサに到達する到来パルスを数え、 $(n-1)$ 回まではトランジスタゲートを閉じる働きをする。 n 回目の到来パルスがトランスデューサに達すると、これが受信増幅されレベル検出回



図・4 閉ループ制御系



図・5 空気ベアリングの構成

路を経てトランジスタゲートを通り、トリガ増幅器で増幅のちパルサを再びトリガし、前記のように動作が反復される。一方パルサの出力パルスは2進カウンタに導かれるが、これは256入力パルスに対して1パルスの出力を生ずる。この出力パルスにより上記時間間隔カウンタが動作される。

(2) A Control System for the Measurement of Multi-component Micro-forces, by J. W. Moore & E. S. McVey (Univ. of Virginia)

この論文は力を測定しようとする対象の重量に比べて力がきわめて微小な場合に、閉ループ制御系と空気ベアリング技術を利用して微小力を測定する手法を述べている。このような測定を必要とする実例としてイオンエンジン(たとえば重量 22kg に対して推力 0.0283 gr)と風洞実験モデル(8~12 マッハの超音速では金属製モデルを用いる)をあげている。制御系は図・4 に示すように構成される。すなわち空気ベアリングで支持されたプラットフォームの x - y 位置と回転角 θ を制御する三つのサーボ系から成立っている。各サーボ系は同じような構成で直動形差動変圧器を検出端として、その位置偏差に応じた交流出力を同期整流、増幅のち直動形サーボモータに加えて復元力を生じさせるようになっている。サーボモータは永久磁石を界磁とし空心コイルをアーマチャとしたものである。モータの力はアーマチャ電流に比例する。測定物はプラットフォームに載せるか、風洞実験用モデルのような場合は下に腕を出して支持する。測定物が力を生ずるとプラットフォームが変位しようとするが、各サーボ系が動作してサーボモータがその力と釣り合う復元力を生ずる。力はサーボモータのアーマチャ電流として測定される。空気ベアリングの構成は図・5 に示される。

3. 流体制御素子関係

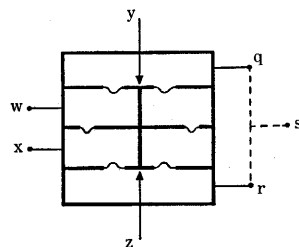
(1) A Pneumatic Low Pressure Logic Element with Membranes, by J. H. de Boer & J. C. Cool

(Technological Univ., Delft)

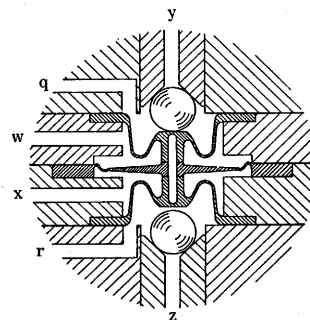
この論文は 100 mmWG 程度の低圧供給空気圧で動作する可動部分のある流体論理素子について論じている。低圧を用いる利点として

- 1) 作用する力が弱いので、ゴム、プラスチックなどの材料が使用でき簡単な構造が実現できる。
- 2) 消費するパワーを軽減できる。
- 3) 発生する雑音を少なくすることができる。

をあげている。その原理は図・6 に示される。可動部は互に結合された3枚のメンブレンより成り、入力空気



図・6 メンブレン流体論理素子の原理



図・7 実際の構成

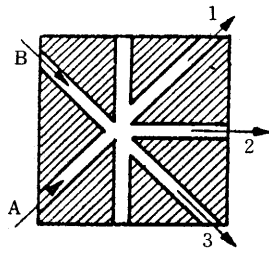
圧は図の w および x に導かれ、その“ある”，“なし”によって上向きまたは下向きの力がメンブレンの組み合わせに作用し、その変位によって y および z に導かれている供給空気圧を開き、または閉じるようになっている。出力空気圧 s は次の論理式によって示される。

$$s = y(w + x') + z(w' + x) \quad (3)$$

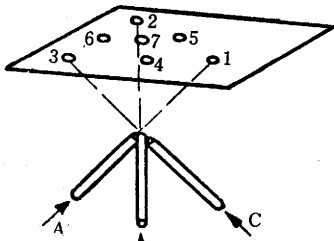
実際の構成は図・7 に示される。メンブレンは天然ゴムでできており、中央のメンブレンは内径 11 mm の環状溝の中にクランプされていて、外側のメンブレンの溝内径は 7 mm になっている。外側のメンブレンは可動シールの役割を果たすだけであるから、図に示すような形状で、できるだけ撓みやすくなっている。メンブレン全体の剛性は 100

mmWG/mm である。供給空気圧を開閉する弁は 1/8" のガラス玉 (43mg) を使用している。この素子の応答時間は少なくとも 40 cps の動作を可能にする程度になっている。

(2) **A Pneumatic Logic Element which gives Any Two-valued Function of Three Two-valued Input Parameters, by A. Stempien (Institute for Automatic Control, Warsaw)**



図・8 2入力ジェット干渉形素子



図・9 3入力ジェット干渉形素子

この論文は3入力ジェット干渉形論理素子について論じている。2入力のジェット干渉形素子は、図・8のように構成される。入力がAだけのとき出力は1に、入力がBだけのとき出力は3に、入力がA、Bともにあるとき出力は2 (両方のジェットの干渉により) にあらわれる。この平面的な2入力の場合に対して、この論文が扱っているのは立体的な3入力の場合である。すなわち図・9に示すように、三つの入力ダクトA、B、Cを4面体の稜に配置し、これに対する受流口1~7を平面上に配置する。受流口1~3は各入力ダクトの延長上に、受流口4~6はそれぞれ1と3、1と2、2と3の中間に、受流口7は1、2、3の中央に配置されている。各入力ダクトへの入力の組合わせに対して出力の生ずる受流口は表・2に示すようになる。この受流口のいくつかを出力コレクタがカバーするように設ければ

$$F = aABC + bABC' + cAB'C + dA'BC + eA'B'C + fA'BC' + gABC' \quad (4)$$

で示されるような機能を生じさせることができる。ここで a~g はコレクタの形状によって0か1のいずれかをとる係数である。

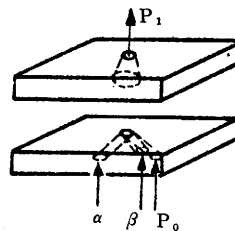
この3入力ジェット干渉形素子を用いて全加算器が簡単に構成される。全加算器の真理値表は表・3に示すとおりである。ここで、 α, β は入力、 p_0 は前段からの桁上げ、 s は和、 p_1 は次段への桁上げである。したがって全加算器は s と p_1 の機能を果たすコレクタをもつ2群の3入力ジェット干渉形素子によって実現することができる。 p_1 の機能を果たすコレクタは、4, 5, 6, 7 の受流口

表・2 入力の組合わせと出力の生ずる受流口

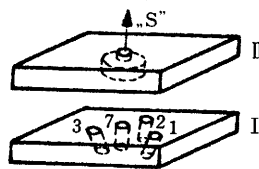
A	B	C	出力の生ずる受流口
1	1	1	7
1	1	0	5
1	0	1	4
1	0	0	1
0	1	1	6
0	1	0	2
0	0	1	3
0	0	0	0

表・3 全加算器の真理値表

α	β	p_0	s	p_1
1	1	1	1	1
1	1	0	0	1
1	0	1	0	1
1	0	0	1	0
0	1	1	0	1
0	1	0	1	0
0	0	1	1	0
0	0	0	0	0



図・10 p_1 の機能を果たすコレクタ



図・11 s の機能を果たすコレクタ

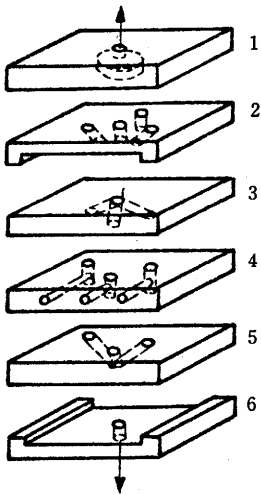
をカバーするように設けられる(図・10参照)。 s の機能を果たすコレクタは 1, 2, 3, 7 の受流口をカバーする必要があり、図・9の受流口の配置からみても、一つのオリフィスでそのようなコレクタを作ることにはできない。そこで図・11に示すように、板Iに1, 2, 3, 7に相当する受流口だけを設け、板IIにこれらをか

カバーするオリフィスのコレクタを設けるのである。結局、全加算器は図・12に示すように、6枚の板のサンドイッチ構造として構成される。このうち板4は3入力を上下に分けるスプリッタの役割を果たす。出力を増幅、標準化するには図・13に示すような単安定流体増幅器を使用する。

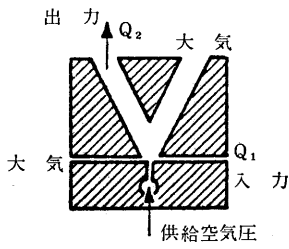
(3) **A Cascade Jet Logical Element, by H. Leskiewicz (Poland)**

この論文はカスケード形ジェット論理素子について論じている。図・14 はいわゆる乱流増幅器の原理を示す。

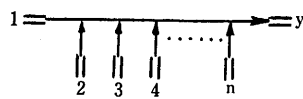
ダクト1には供給空気圧が導かれており、これからのジェットは層流として出力ダクト y に達する。ダクト2~ n は入力ダクトで、これらのいずれか一つにでも入力があれば、それからのジェットは主ジェットと干渉し



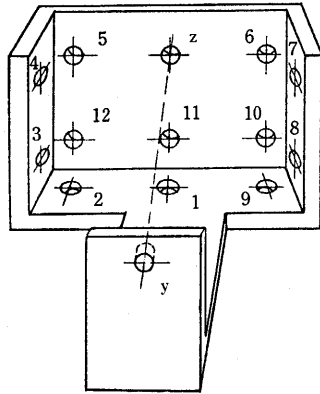
図・12 全加算器



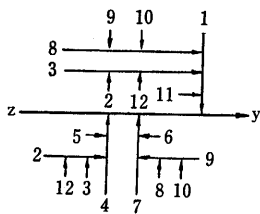
図・13 単安定流体増幅器



図・14 乱流増幅器



図・15 カスケード形ジェット論理素子



図・16 一般的な入力配置図

てその流れを乱すから、主ジェットは乱流となって出力ダクトに達する流れが急激に減少する。すなわちこの素子は NO R 素子として働く。その論理式は

$$y = x_1 x_2' x_3' \dots x_n' \quad (5)$$

で表わされる。この論文で扱っているカスケード形ジェット論理素子は上記乱流増幅器を立体的に配置して、それらをカスケードに動作させ複雑な論理式を実現するようにしたものである。その構成は図・15に示される。

ここで主入力ポート z に導かれ、出力はポート y から取り出される。残りの 12 のポートには入力や付加的な供給空気圧を導くか、または全然使用しない状態に保つ。一つの空所にこれだけ多くのジェットが導かれるとその中に妨害的なうず流が生ずるから、それを防ぐためスクリーンが設けられている。この素子の動作を示す一般的な入力配置図は図・16 に示される。ここで次のような制限条件が課せられる。

1) ジェット 3 と 8 は同時にはジェット 1 に作用できない。

2) ジェットの 2 と 8 および 3 と 9 は同時に作用しない。

3) 上の二つの制限条件はポート 11 に付加的な供給空気圧がありポート 1 が使用されない場合は成立しない。

これらの制限条件によって、一般的配置から図・17～図・20の四通りの配置図が結果する。それらの論理式はそれぞれ

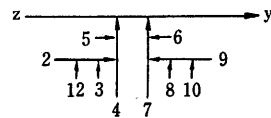
$$y_B = (x_4' + x_5 + x_2 x_3' x_{12}') (x_7' + x_6 + x_9 x_8' x_{10}') \quad (6)$$

$$y_C = (x_1' + x_{11}) (x_4' + x_5 + x_2 x_{12}') (x_7' + x_6 + x_9 x_{10}') \quad (7)$$

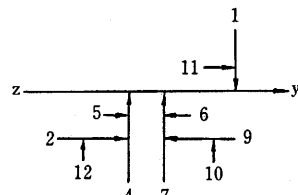
$$y_D = (x_7' + x_6) (x_1' + x_{11} + x_3 x_2' x_{12}') (x_4' + x_5 + x_2 x_3' x_{12}') \quad (8)$$

$$y_D' = (x_4' + x_5) (x_1' + x_{11} + x_8 x_9' x_{10}') (x_7' + x_6 + x_9 x_8' x_{10}') \quad (9)$$

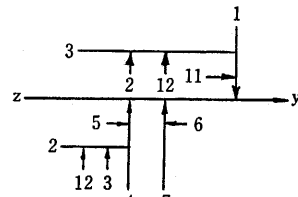
のようになる。製作された素子は 0.4 cm³ の空所をもち壁の厚みは 0.2 cm となっている。



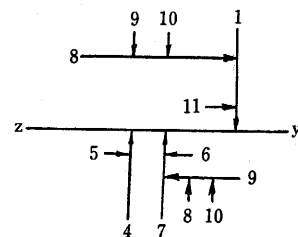
図・17



図・18



図・19

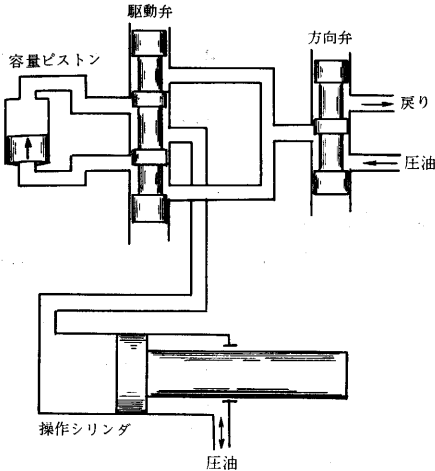


図・20

4. アクチュエータ，制御弁関係

(1) A Digital Hydraulic Actuator, by J.W. Raidar & G.W. Scott (IBM)

この論文はインCREMENTALなデジタル油圧アクチュエータについて論じている。その構成は図・21に示される。すなわち四方案内弁である駆動弁と方向弁，容量ピストンおよび操作シリンダとから構成される。図に示



図・21 デジタル油圧アクチュエータ

すように駆動弁，方向弁ともに“上”の位置にあるとき圧油は容量ピストンの下側に導かれるから，それを上の限界位置まで動かし，ここで排除された一定量の油が操作シリンダに導かれて，それが右側へ一定量の変位をする。駆動弁が“下”に動かされると，圧油は容量ピストンの上側に導かれて，それを再び下の限界位置まで動かし，同様にして操作シリンダに一定変位を生じさせる。方向弁が“下”の位置にあると，駆動弁の動作のたびに戻り側が容量ピストンに接続されるから，操作シリンダはそのピストンの右側（面積は小さい）に作用している供給圧油によって，左側に一定量の変位をすることになる。

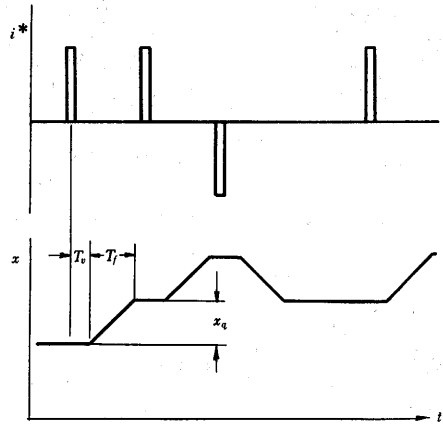
駆動弁，方向弁ともに 3/8 in 径のスプール弁で，これらは 1/8 in 径のパイロット弁によって油圧で 0.07 in のスプール変位を生じさせるようになっている。容量ピストンの容量は最大 0.15 in³ まで可変となっている。

このデジタルアクチュエータの動特性は，油の圧縮性，漏れおよび外部負荷を考慮しなければ

$$\frac{X(s)}{I^*(s)} = x_q e^{-T_v s} \frac{1 - e^{-T_f s}}{T_f s} \frac{1}{s} \quad (10)$$

によってあらわされる。ここで， $I^*(s)$ は正または負の単位インパルス列をあらわし， T_v は指令が与えられてから駆動弁が動作されるまでのむだ時間， T_f は操作シリンダが一定変位生ずるに要する流体流れの時間， x_q は

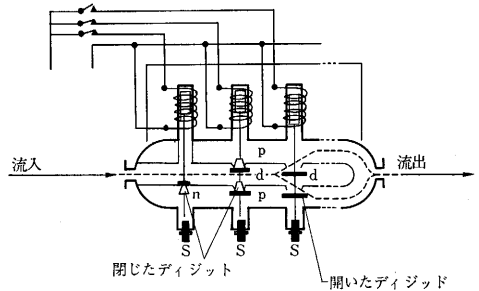
操作シリンダの一定変位量をあらわしている（図・22参照）。



図・22 デジタルアクチュエータの動特性

(2) A Digital Control Valve and its Application to In-line Blending, by H.H. Ernyei (Lignes Télégraphiques Téléphoniques, Paris)

デジタル弁は並列 2 進符号の電気的指令を受けて，これを流体の制御された流れに変換する弁である。このような弁を計画するとき，まず問題になるのはいくつかの弁を並列に使用するかということである。工業で普通要求される精度はせいぜい 1% である。2 進 7 デジットは $2^7 - 1 = 127$ の分解能を与えるから，7 個を使用すれ



図・23 デジタル弁の構成原理

ば 1: 127 の変化範囲を与え，普通の空気圧制御弁の 1: 40 のそれと比べて十分な値がえられる。図・23はデジタル弁の構成の原理図を示している。図は 3 個の弁の場合を示しているが，最小桁の弁だけ単座で，他は複座になっている。弁の開きはねじ S によって調節される。弁はソレノイドによって駆動され，図の場合は電流がないと弁が開くようになっているが，もちろんこの逆もスプリングを入れかえて簡単に変更される。この論文はデジタル弁の応用として成分混合のための流量比率制御への応用を論じている。

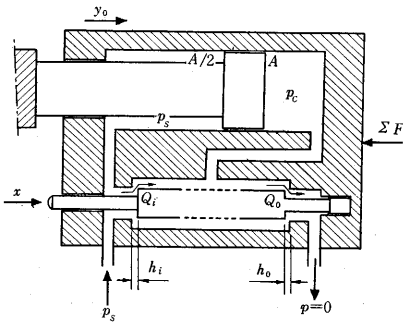
5. 工作機制御関係

(1) A New Construction for a Load Compens-

ated Fast-response Hydraulic Follow-up System, by I. P. Blok & T. J. Viersma (Technological Univ., Delft)

この論文は油圧ならい旋盤用の新しい油圧追従方式について論じている。ここで扱っている追従系は図・24に示すような非対称形である。すなわち操作ピストンの左側には供給油圧が加えられており（ピストン面積は右側の 1/2), 右側の油圧が 2 制御ポートのいわゆる 3 方案内弁で制御されるようになっていいる。負荷のない場合の平衡状態では $p_c = \frac{1}{2} p_s$ で $h_i = h_o$, $Q_i = Q_o$ となっている。

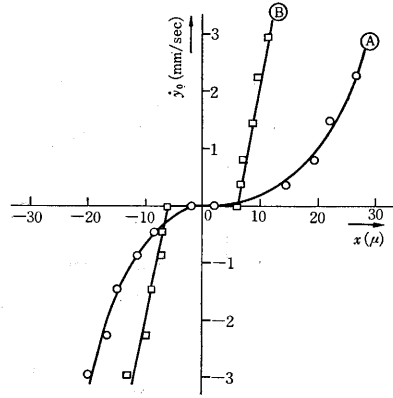
ここで負荷が加えられるとそれと釣合うため p_c が変化し二つの制御ポートの圧力差が変化し、その流量が変



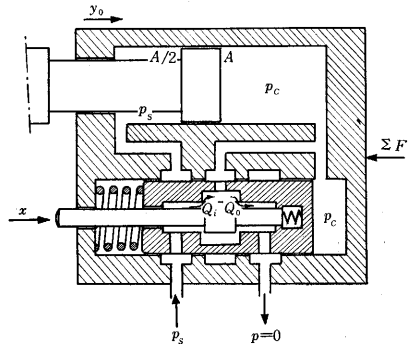
図・24 非対称形油圧サーボ系

化して、操作シリンダが変位して $Q_i = Q_o$ の平衡が回復する位置まで移動する。これが、いわゆる負荷偏差である。 ΣF が固体摩擦の場合には、負荷偏差は不感帯となる。この負荷に対する感度を減ずるため $h_i = h_o = 0$ のゼロ重合弁を使用するのは誤った方法である。なんとすればゼロ重合弁では、その中立位置付近で弁開きが小さいため、油の汚れに対して大きく影響されシルティングなどの現象を呈するからである。また弁開きが小さいとそこを通る流れは層流で操作シリンダのある速度 y_0 を生ずるのに大きなスプール変位 x を要し、それだけいわゆる速度偏差が大きくなる。高い追従精度をうるには、この負荷偏差と速度偏差をできるだけ小さくすることが必要である。

小さな速度偏差を実現するには負重合弁の使用が適している。なぜなら制御ポートにおける油の流れは乱流で流速は $v = C_d \sqrt{2\Delta p / \rho}$ の公式に従い層流の場合と比べてはるかに高い流速が生ずるからである。しかし負荷偏差は大きい。図・25はゼロ重合弁と負重合弁の場合の追従特性を示している。負重合弁の B 特性はゼロ重合弁の A 特性に比べて、速度偏差は小さいが、不感帯が大きくなっていることがわかる。そこで負重合弁を使用して負荷に対する感度を小さくするための補償を講ずることが考案された。負荷 ΣF は圧力 p_c にあられ、負荷偏差は負荷に比例するから、負荷に比例してスプール変位が



図・25 負重合弁とゼロ重合弁の特性

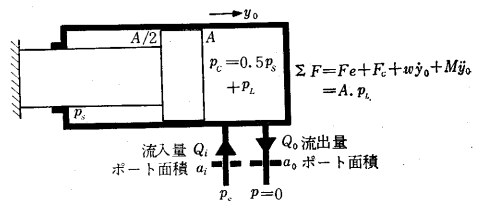


図・26 負荷補償の原理

自動的に変化するようにすれば、負荷偏差を完全に除去することができる。すなわち図・26に示すように、制御弁スプールがスプリングのたわみによって p_c に比例して変位する弁スリーブの中で動くように作られるのである。このようにすれば ΣF の増加で p_c が増加し入口ポートでの圧力差 Δp_i が減少しても、 p_c の増加でスリーブが左に動かされるから、入口ポートの弁開きが増加してそこを通る流量に変化を及ぼさないのである。

系の静特性は次のように解析によって求められる。

図・27を参照して



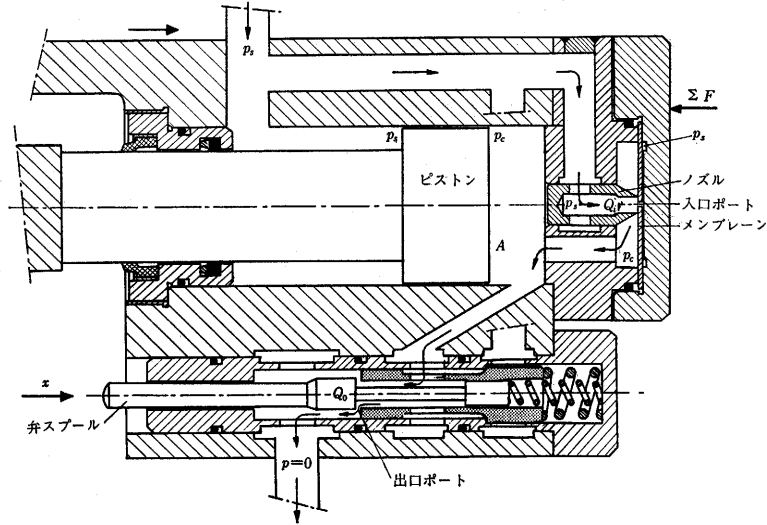
図・27 非対称形油圧サーボ系の機能図

$$p_c = 0.5 p_s + p_L = 0.5 p_s + \Sigma F / A$$

$$= 0.5 p_s + (F_e + F_c + w y_0 + M j_0) / A \quad (11)$$

ここで F_e は負荷力、 w は粘性抵抗係数である。入口ポートの圧力差 $\Delta p_i = p_s - p_c = 0.5 p_s - p_L$ であるから

$$Q_i = C_d a_i \sqrt{\frac{2\Delta p_i}{\rho}} = C_d \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \cdot a_i \sqrt{1 - \frac{2p_L}{p_s}} \quad (12)$$



図・28 実際の負荷補償油圧サーボモータ

出口ポートにおいては

$$Q_0 = C_d a_0 \sqrt{\frac{2\Delta p_0}{\rho}} = C_d a_0 \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \cdot a_0 \sqrt{1 + \frac{2p_L}{p_s}} \quad (13)$$

である。中立状態におけるポート面積，流量をそれぞれ a_n, Q_n とすれば

$$Q_n = C_d a_n \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \quad (14)$$

である。無次元化した出力速度は

$$\begin{aligned} \dot{Y} &= y_0 A / Q_n = (Q_i - Q_0) / Q_n \\ &= \frac{a_i}{a_n} \sqrt{1 - \frac{2p_L}{p_s}} - \frac{a_0}{a_n} \sqrt{1 + \frac{2p_L}{p_s}} \quad (15) \end{aligned}$$

表・4 $a_i/a_n, a_0/a_n$

	系	a_i/a_n	a_0/a_n
無補償	2制御ポート	$1 + \frac{x}{u}$	$1 - \frac{x}{u}$
	1制御ポートと1固定オリフィス	1	$1 - \frac{x}{u}$
負荷補償	2負荷補償ポート	$1 + \frac{x}{u} + \frac{p_L}{p_s}$	$1 - \frac{x}{u} - \frac{p_L}{p_s}$
	1制御ポートと1負荷補償ポート	$1 + 2\frac{p_L}{p_s}$	$1 - \frac{x}{u}$

ポート面積 a_i, a_0 は偏差信号 x によって変化する。その場合負重合量を u とすればは、 $a_i/a_n, a_0/a_n$ は重要な4種類の系について表・4のように与えられる。これらを(15)式に代入すれば、これらの式から $\dot{Y} - \frac{x}{u}$ 特性が計算される。

図・28はオランダ Artillerie-Inrichtingen の DRI ならい旋盤に実際に応用した負荷補償油圧サーボモータの構成を示している。これは入口ポートがノズルフラップ系で置き換えられており、出口ポートだけが偏差によって制御される。ノズルフラップ系のフラップは鋼製のメンブレンで、その中央に小さな穴があって、ノズルの供給油圧 p_s がこの穴を通してメンブレンの裏側に導

かれるようになっている。メンブレンの前面には圧力 p_e が作用する。この負荷補償作用は次のように行なわれる。負荷 ΣF が作用すれば p_e が増加し、それに伴って Q_0 が増加するが、同時にメンブレンが変位して Q_i も増加する。したがってメンブレン寸法、弁開きを適当にすれば $(Q_i - Q_0)$ を負荷に無関係にすることができ、負荷補償が行なわれるのである。このサーボモータの試験結果は不感帯 0.2μ 以下、総合精度 5μ 以下の好成績を示している。

6. おわりに

以上 IFAC ロンドン会議で発表された機器関係の論文のうち興味あるものいくつかを紹介した。なんらかの参考ともなれば幸いである。なお、会議終了後の工場見学で筆者はフォード自動車、火力発電所、IBM、Royal Aircraft Establishment および Gas Terminal を見学した。Gas Terminal は液体メタンをタンカーでアルジェリアより運搬し、加圧、蒸発（海水との熱交換で）してガス化し、パイプラインで北部イングランドに供給しているプラントであるが、液体メタン (-160°C) を貯蔵するのに地下に素掘りの穴を掘り、コンクリートの蓋をして、これに貯える (-160°C なので周囲はすべて氷になっている) という簡単な方法を取っているのは興味深かった。

ヒルトンホテルでの宴会では前記のように Wilson 首相のスピーチがあったが、この宴会には真赤なジャケットを着た進行掛りがいて、笑うべきところでは笑い、拍手すべきところでは拍手するといった一種のたいこ持ち的な役割りをするのは驚かされた。儀式ばった御大層なお国ぶりは非常にこっけいであった。

(1966年9月14日受理)