

水車用制御油圧として70kg/cm²の油圧採用

Application of 70kg/cm² Oil Pressure for Control System of Hydraulic Power Plant

As hydraulic power plants grow in unit capacity oil hydraulic control equipment will become still larger so long as the present control oil pressure value is applied. It is necessary, there fore, to introduce higher oil pressures if oil hydraulic equipment should be reduced in size.

This article describes experimental results on performance, durability and safety of the oil hydraulic equipment, especially of the actuator, which show that application of an oil pressure of 70 kg/cm² is advisable in all respect.

勅使河原昭次* Shōji Teshigawara
 藤木 繁 登* Shigeto Fujiki
 妹尾 克 巳** Katsumi Senoo

1 緒 言

国内においては、水車、ポンプ水車用入口弁操作油圧として70kg/cm²が標準となっているが、调速機制御油圧としては現在30kg/cm²が標準である。しかし、最近図1に示すように50kg/cm²制御油圧が採用されるようになってきており、さらに高圧化して调速機制御油圧にも70kg/cm²を採用しようという傾向にある。制御油圧を70kg/cm²に高圧化する目的は、将来ますます大形化する油圧機器を小形化することである。

従来、调速機は入口弁の操作と異なり微妙な制御を目的としているため、制御油圧に高油圧を用いることは安定性、信頼性に問題があるとされていた。本報告は、主として水車およびポンプ水車制御上の重要装置である调速機に関して、制御油圧を70kg/cm²まで上げたときの種々の問題点に対して行なった研究結果を述べたものであり、その他の装置（たとえば圧油装置など）については、入口弁にて70kg/cm²の実績もあり、ここでは触れない。図2は日立製作所のEF2形電気式调速機の调速部分の機能図である。

2 性能の確認

2.1 個々の性能に関する検討

(1) ハイドロリックロック

スプール弁において、正しい円筒内に真円のプランジャがあるような場合には理論的には横方向の力はゼロとなる。しかし、ごみがプランジャランド上流部に引っかかった場合とか、あるいはランド上流端のかどにまくれのような突起物のあるような場合、ロック力が発生する。実際には真円に製作することは不可能である。たとえば図3(a)に示すようなテーパランドを有したプランジャの場合の横方向の力の大きさF(kg)は、

$$F = \frac{\pi LR(P_1 - P_2)}{2} \left\{ (1 + \lambda) \sqrt{\frac{\lambda - 1}{3 + \lambda}} + 1 - \lambda \right\} \dots(1)$$

ここに、L：プランジャランドの長さ (cm)

R：プランジャ半径 (cm)

P：圧力 (kg/cm²)

λ：C₂/C₁

C₁：P₁側 (上流側) すきま (cm)

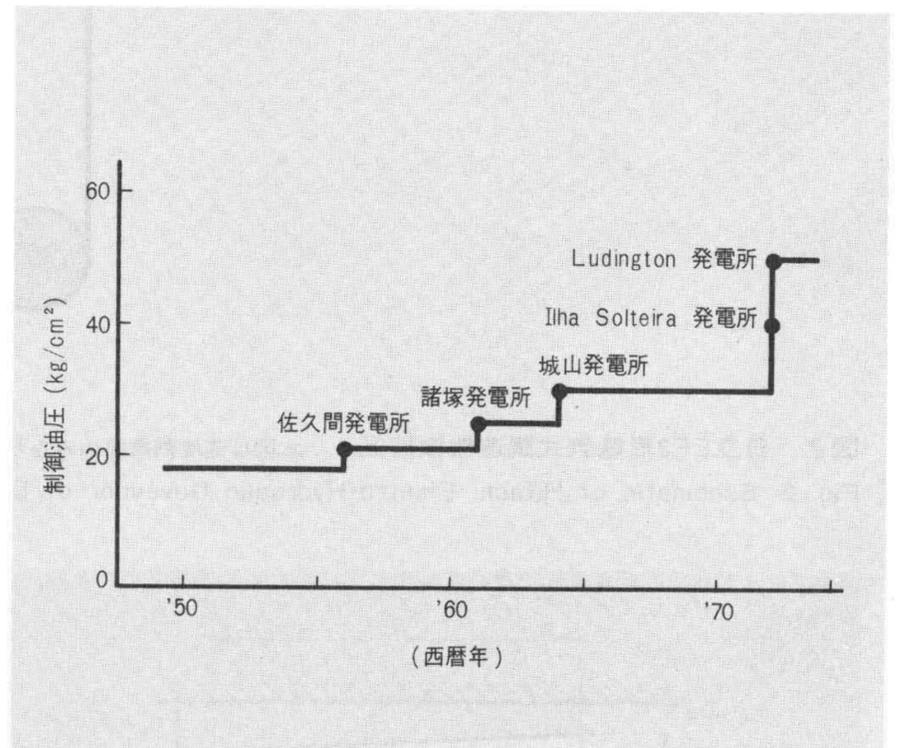


図1 日立製作所における制御油圧高圧化経緯 制御油圧は水車(ポンプ水車)の単機出力の増大に伴って高圧化されてきた。

Fig. 1 History of Control Oil Pressure Increase for Hitachi Governors

C₂：P₂側 (下流側) すきま (cm)

で与えられる⁽¹⁾。したがって、プランジャを軸方向に動かせる力はこの横方向の力Fに摩擦係数をかけた値となる。ハイドロリックロック力は、プランジャランド円周の圧力分布の不均衡により生ずる。

このロック力を低減するにはプランジャランド回りの圧力分布を均一にし、油溝(みぞ)を設けることが有効である。たとえばランド中央に設けた1本の油溝により、このロック力を約40%に減少させることができる⁽²⁾。さらにプランジャとスリーブ間の潤滑状態をよくして摩擦を減らすために、スリーブを回転させたり、プランジャにディザをかけている。1本の油溝を設けただけのときのロック力はスリーブを回転させるか、あるいはプランジャにディザを入れるかすれば約1/5

*東京電力株式会社

**日立製作所日立工場

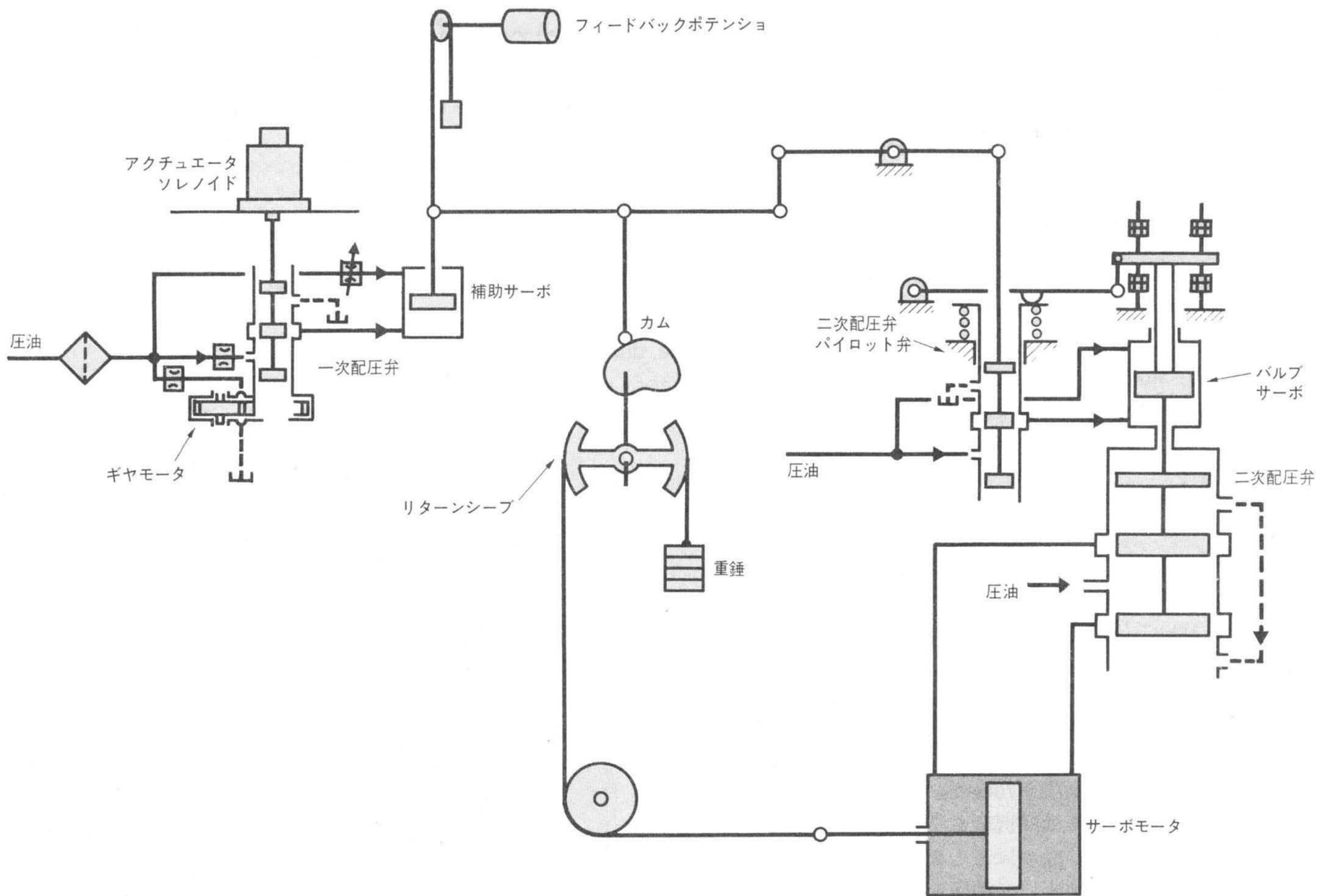
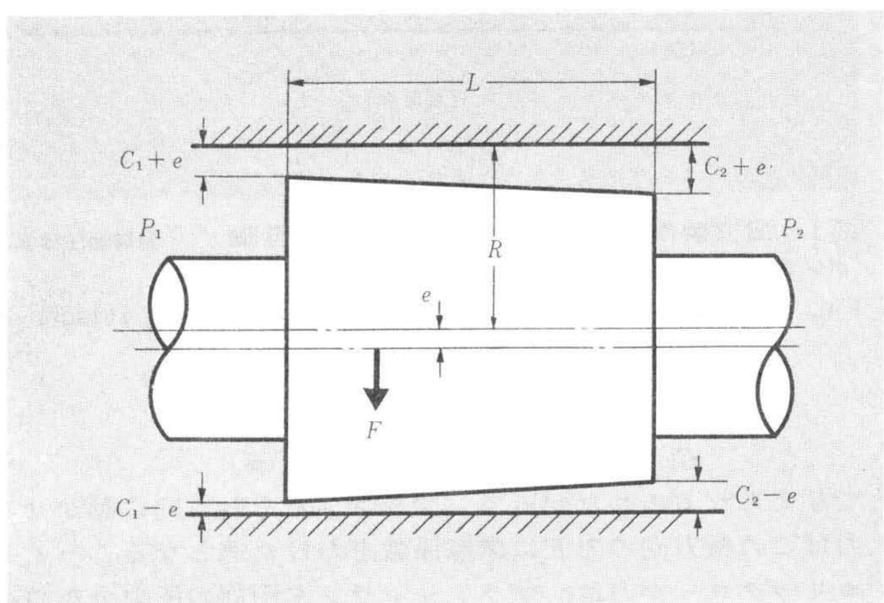
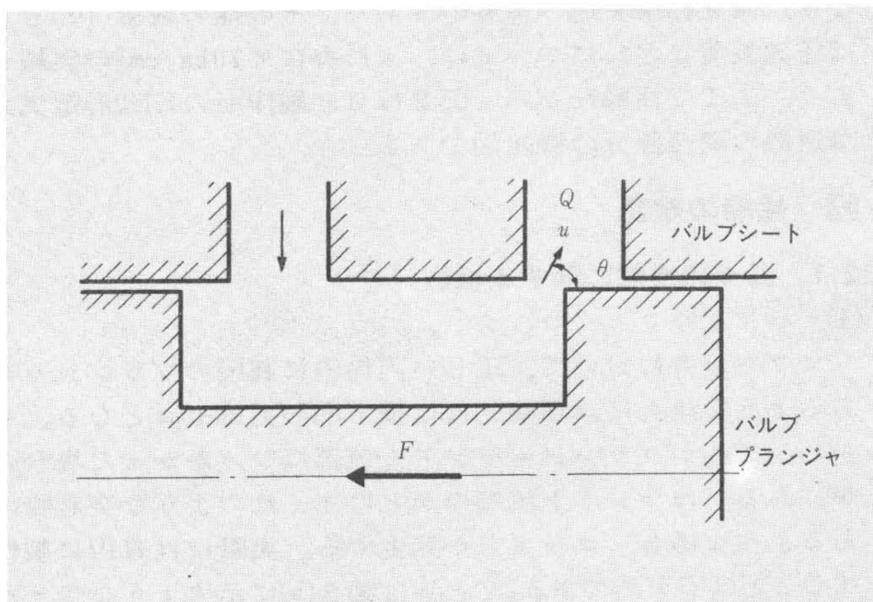


図2 日立EF2形電気式调速機機能図 本図は速度制御部のみを示し、負荷制限装置などは省略されている。
Fig. 2 Schematic of Hitachi Electro-Hydraulic Governor of EF2 Type



(a) ハイドロリックロックの説明 ハイドロリックはランド回りの圧力の不均一により生ずる。
(a) Explanation of Hydraulic Lock

図3 配圧弁にかかる力
Fig. 3 Forces Acting on Distributing Valve



(b) フローフォースの説明 フローフォースは弁を通過する油の運動量の変化により生じ、その方向は弁を閉じようとする方向である。
(b) Explanation of Flow Force

以下にも低減できることがわかった。これは両者を同時に行なっても変化はなく、両者のうちどちらか一方のみで十分であることも確認できた。

(2) フローフォース

図3(b)に示す弁室につき運動量の変化を考えるとプランジャ

に働く力は、

$$F = \rho Qu \cos\theta \dots\dots\dots(2)$$

ここに、 ρ : 油の密度 (kgs²/cm⁴)

Q : 流量 (cm³/s)

u : 噴流の速度 (cm/s)

θ ：噴流とプランジャ軸とのなす角度(°)

となり¹³⁾、力の働く方向はプランジャを閉じようとする方向である。

フローフォースを減少あるいは除去する方法は数多く提案されてきているが、いずれも複雑な加工を要し実用的でなく、またあるものは摩耗に弱く長時間の運転に耐えられないものもある。特に一次配圧弁についてはアクチュエータソレノイドにより駆動される関係もあって、軸力を小さくすることが特に必要である。一次配圧弁の最適形状としては、

- (a) 長時間の運転に耐え、特性が変わらないこと。
- (b) 構造が簡単で製作が容易なことおよび特性のばらつきが少ないこと。
- (c) 弁を制御するのに必要な力が小さいことおよび方向によりその値が変わらないこと。

を満足するものでなければならない。この点を考慮して開発された一次配圧弁用スプール弁のフローフォース特性は図4に示すとおりである。ここには(2)式を変形して、

$$F = kF_0 \dots\dots\dots(3)$$

$$\begin{cases} k = C_v \cos \theta \\ F_0 = \sqrt{2\rho} Q \sqrt{\Delta P} \end{cases}$$

ここに、 C_v ：速度係数

(3)式の F 、 F_0 をそれぞれ無次元化しそれぞれ、 f 、 f_0 で示してある。これより、新形弁はフローフォースが小さく、また開方向、閉方向において旧形弁ほど値の差が大きい。

(3) 流量特性

スプール弁の流量 $Q(\text{cm}^3/\text{s})$ は次式により与えられる¹⁴⁾。

$$Q = CA \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \dots\dots\dots(4)$$

ここに、 A ：メータリングオリフィスの面積 (cm^2)

c ：流量係数

ΔP ：メータリングオリフィス前後の圧力差 (kg/cm^2)

ρ ：油の密度 (kgs^2/cm^4)

配圧弁の設計のときは上記(1)、(2)で述べた軸力を減少させることに十分留意するとともに、流量特性にも注意が必要である。調速機というシステムの中の一部品として考えるとき、

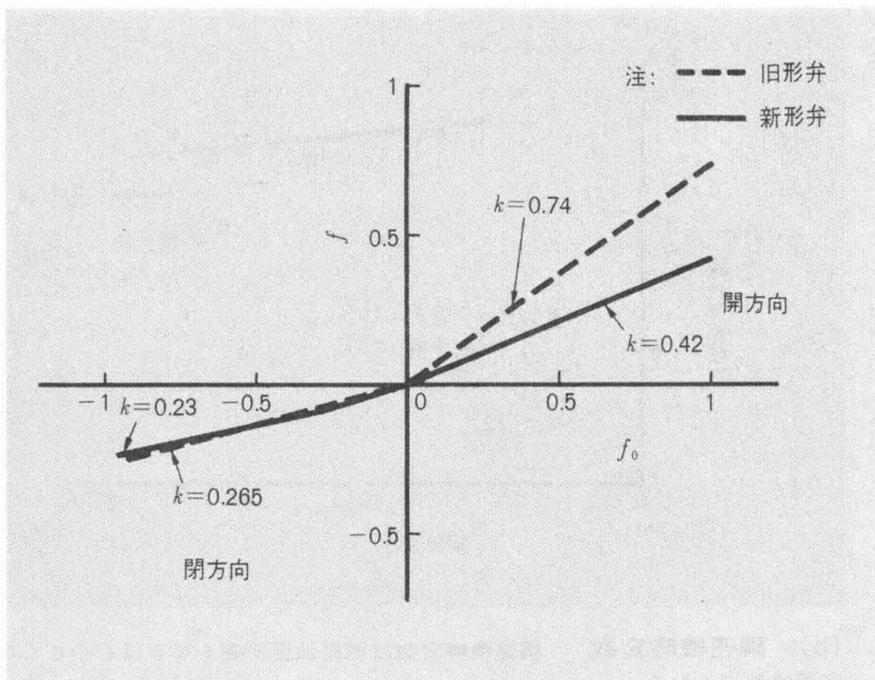


図4 フローフォース特性 フローフォースは絶対値が小さく、方向によりその値が変わらないことが望ましい。

Fig. 4 Characteristics of Flow Force (on Distributing Valve)

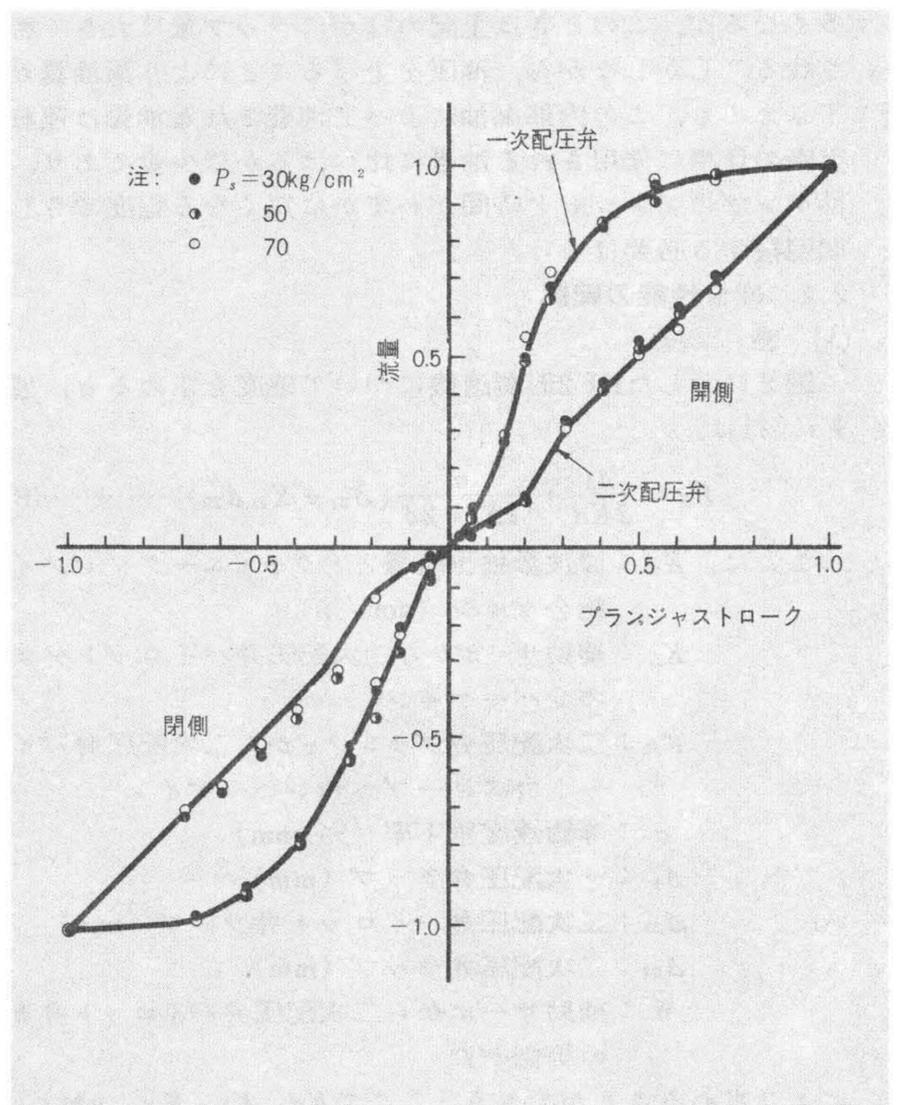


図5 配圧弁流量特性 中立点付近での流量ゲインを下げる必要がある。

Fig. 5 Flow Characteristics of Distributing Valves

不安定現象を生じないようにすることが肝要である。

通常、調速運転中では周波数の変動は小さく、各配圧弁は中立点付近内で動作しているに過ぎない。この状態での安定性を増すために中立点付近の流量ゲインをむやみに上げないで、ある値(システム全体の安定条件より求められる)以下にすることである。しかし、負荷しゃ断のときのように周波数変化が大きいときは調速機の不動時間を短くしたり、あるいは応答性を上げるために、流量ゲインを大きくとる必要がある。

図5には一次配圧弁および二次配圧弁流量特性を示してある。中立点付近では流量ゲインは小さくなるように工夫されていることがわかる。

(4) 漏油

制御油圧が上がると漏油は増加すると考えられる。外部漏油はほぼゼロとすることはできるが、問題なのは内部漏油である。いま、シリンダの中にピストンがある場合を考えると(配圧弁を含めてほとんどの場合こう考えられる)、そのときの漏油 $Q_L(\text{cm}^3/\text{s})$ は、

$$Q_L = \frac{\pi D(P_1 - P_2)}{12\mu l} \delta^3 \left\{ 1 + \frac{3}{2} \left(\frac{e}{\delta} \right)^2 \right\} \dots\dots\dots(5)$$

ここに、 D ：シリンダ内径 (cm)

l ：ピストンの長さ (cm)

e ：偏心量 (cm)

δ ：片側すきま (cm)

μ ：油の粘性係数 (kgs/cm^2)

で与えられる¹⁵⁾。

配圧弁のような弁においては中立点位置における漏油が最も

多くなるが、このときは上記のほかにはラップ量に大きく影響される。しかしながら、油圧を上げることにより漏油量が若干ふえても、この内部漏油によって消費される油量は運転中実際の仕事に使用される油量に比べはるかに少量であり、圧油ポンプのアンロード時間がわずかに短くなる程度でして問題視する必要はない。

2.2 総合性能の確認

(1) 感度

図2に示したEF2形调速機について感度を求めると、感度Fs(%)は、

$$F_s = \frac{\Delta_1}{2Kd} + \frac{\sigma}{2K_L + 2\delta} (\Delta_{21} + K_{\beta} \Delta_{22}) \dots\dots\dots(6)$$

ここに、Kd：周波数検出装置とアクチュエータソレノイド総合ゲイン (mm/%)

K_L：補助サーボから二次配圧弁パイロット弁までのレバーゲイン

K_β：二次配圧弁プランジャから二次配圧弁パイロット弁スリーブへのレバーゲイン

σ：等価速度垂下率 (%/mm)

Δ₁：一次配圧弁ラップ (mm)

Δ₂₁：二次配圧弁パイロット弁ラップ (mm)

Δ₂₂：二次配圧弁ラップ (mm)

δ：補助サーボから二次配圧弁パイロット弁までの等価がた

により求めることができる。ここでKd、K_L、K_β、σおよびδは调速機の動特性から最適な値が決定される。しかし、Δ₁、Δ₂₁およびΔ₂₂のラップは感度および漏油の点から決定されなければならない。必要以上に感度を上げることは機器の寿命などを考えるとき避けるべきである。

感度に及ぼす要因としては配圧弁のラップがあることがわかった。正ラップのときは物理ラップΔ₀を(6)式に代入すればよいが、負ラップのときは物理ラップΔ_u^(註1)でなく、(7)式に示す等価ラップΔを用いる必要がある⁽⁶⁾。

$$\Delta = \frac{F}{AP_s} \Delta u \dots\dots\dots(7)$$

ここに、A：配圧弁につながれているシリンダピストンの有効断面積 (cm²)

F：ピストンの負荷力 (kg)

P_s：制御油圧 (kg/cm²)

(7)式より負ラップのときは制御油圧を上げれば等価ラップ量は減少し、感度は上がるのがわかる。しかし、この場合は漏油が増加する。

(注)1. プランジャランド幅をW_p、スリーブのポート幅をW_sとするとき物理ラップとは、
 正ラップのとき Δ₀ = W_p - W_s (W_p > W_s)
 負ラップのとき Δ_u = W_s - W_p (W_s > W_p) をいう。

(2) 周波数応答特性

本研究に使用した调速機の周波数応答特性は図6に示すとおりである。本図は制御油圧70kg/cm²のときのみを示しているが、50、30kg/cm²についてもほとんど変化ない。これは配圧弁特性が油圧によってほとんど変わっていないことによるものであるが、傾向としては制御油圧を上げると若干よい特性を示すことになる。

(3) 過渡応答特性

負荷しゃ断のときの不動時間はダンピングには関係なく、油圧により変わる。実測結果は図7(a)に示すとおりである。

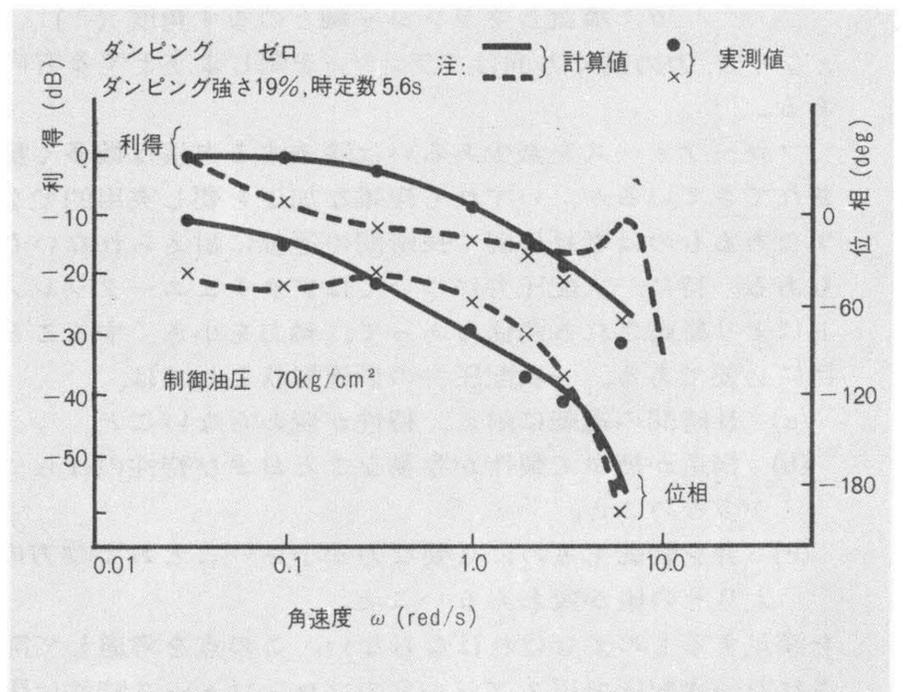
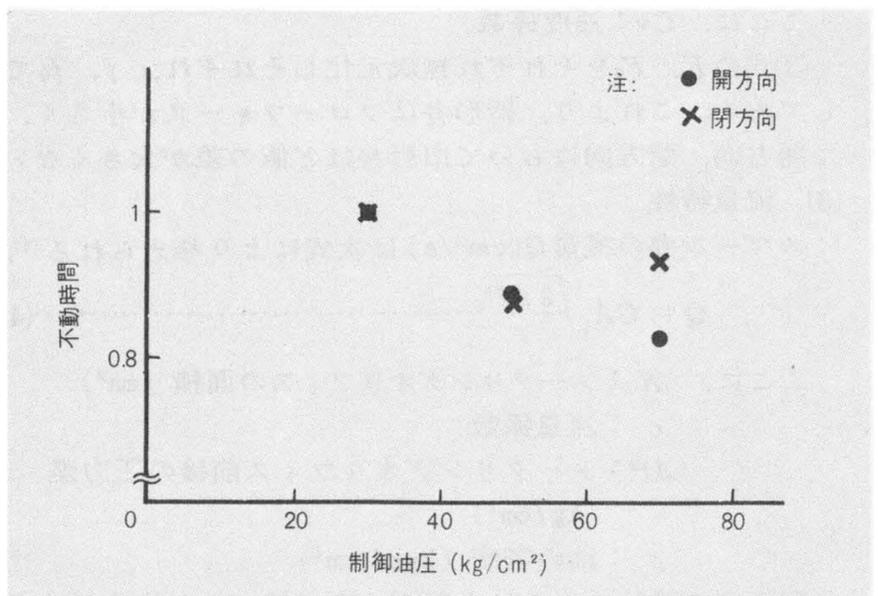
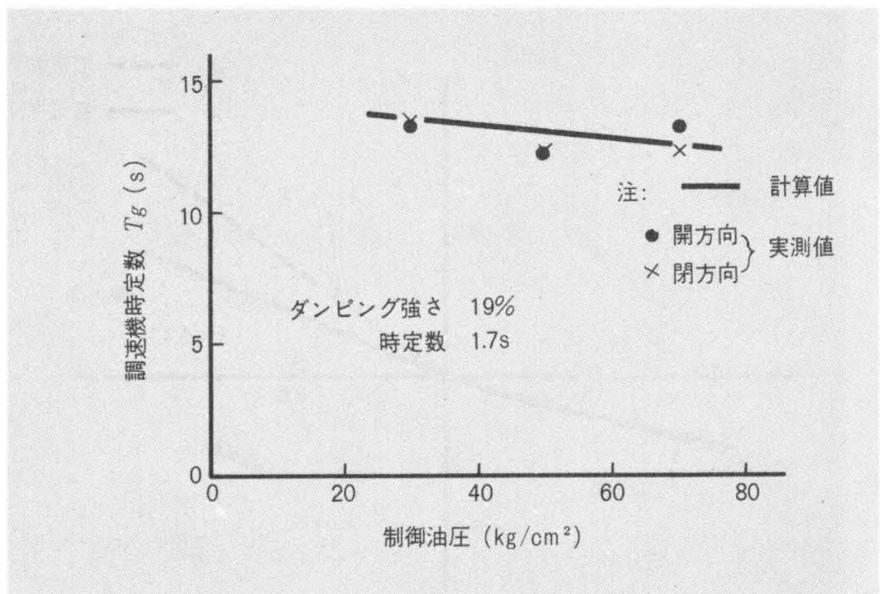


図6 周波数応答特性 角速度が2rad/s程度までは、計算値と実測値がよく一致することがわかる。
 Fig. 6 Frequency Response



(a) 不動時間 少しばらつきがあるが、不動時間は制御油圧が上がると短くなる。制御油圧30kg/cm²のときの不動時間を1として比較してある。
 (a) Dead Time



(b) 调速機時定数 调速機時定数は制御油圧が高くなるほど小さくなり、応答性が良くなる。
 (b) Governor Time Constant

図7 制御油圧と応答性

Fig. 7 Influence of Control Oil Pressure on Governor Response

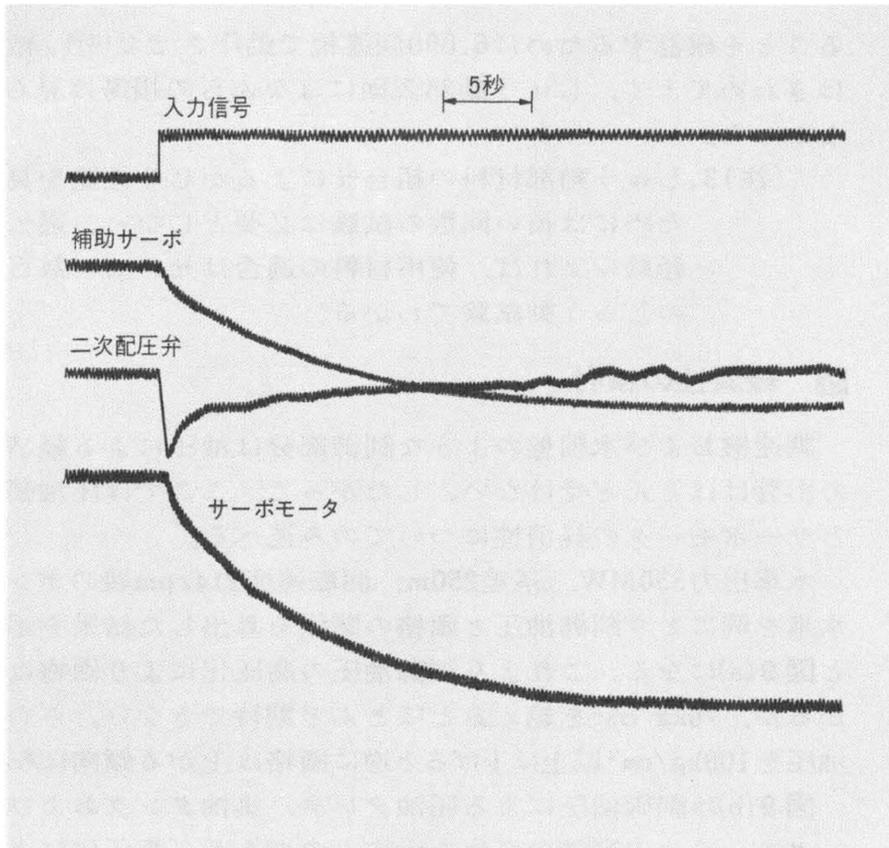


図8 過渡応答性の一例 ダンピング時定数1.7秒, ダンピング強さ15%におけるインディシャル応答の一例を示す。安定性がよいことがわかる。

Fig. 8 An Example of Indicial Response

制御油圧を上げることにより不動時間は若干短くなるが、これは配圧弁の流量ゲインが少し高くなったことにより、サーボモータ内の圧力の上昇速度が速くなるからだと考えられる。

図7(b)はサーボモータが始動し最終値の63%に達するまでの時間 T_g (調速機時定数という)を示している。差はあまりないが、高圧になるほど応答性は良くなる。過渡応答の一例として制御油圧70kg/cm²のときのオシログラムを示すと図8のようになる。

この試験は考えられるすべてのダンピング強さと時定数の組合せにより行なわれたが、すべて図8のように安定で、不安定現象を呈したものはなかった。

3 安全性の検討

制御油圧を70kg/cm²に上げたときの安全性に対する問題点としては配管、フランジおよびシールの破損、油撃、制御油の黒化などが考えられるが、配管、フランジおよびシールについては入口弁操作油圧70kg/cm²にて十分実績を有しており安全である。また油撃についても安全である。すなわち、速度調整しているとき配圧弁はほとんど中立点付近のみであり、ここでの配圧弁の特性は前述したように流量ゲインが低く押えられており、油撃は起こらない。主機の停止のときは油撃の起こる可能性はあるが、配圧弁のプランジャストロークに対する流量変化はなめらかであるので特に問題となることはない。またサーボモータが全閉するときはその少し手前から緩衝装置が働き油撃および衝撃を押えている。

調速機用の制御油は入口弁用のものより使用されるひん度が多く制御油の黒化が心配されるので、以下、黒化についての検討結果について述べる。

制御油の黒化は油圧を20kg/cm²以上に上げた昭和30年ごろから発生し、水車メーカー、油種および電力会社の別を問わず起こった⁽⁷⁾。制御油圧を下げるか、または集油タンク内制御油中に含まれる気泡(きほう)量を少なくすると黒化は防止できる⁽⁸⁾と考えられた。その後の検討および系統的な実験結果により、

黒化の原因はアンローダによる空気補給の際の空気の断熱圧縮熱による油の局部的燃焼によるものであることが判明した。

空気の断熱圧縮には空気補給系統におけるものと、制御油中に含まれている空気が圧油ポンプにより断熱圧縮を受けるものとの二つの場合がある。空気圧縮系統におけるものは入口弁70kg/cm²圧油装置と同様に空気圧縮機から空気補給する方式に改められ、アンローダによる空気補給をやめる。この方式は入口弁圧縮装置において実績があり、本質的に空気の断熱圧縮による黒化は起こらない。

制御油中に含まれている空気が圧油ポンプにより断熱圧縮を受けて黒化を起こすときは試験結果によると、油中の気泡量が8%以上になったときとわかった。しかし同様の方法で測定した、実際の発電所における集油タンク内油中に含まれる空気量は2%以下であり、問題はないことがわかった。

4 信頼性の確認

制御油圧を上げることにより特に問題となるのはキャビテーションによる弁の損傷、長時間運転による性能の劣化および弁体などの変形によるしゅう動部のかじりがある。ここでは一次配圧弁について行なったキャビテーションの影響および長時間運転による性能の劣化についての試験結果並びに二次配圧弁について行なったかじり試験の結果について述べる。

4.1 一次配圧弁連続試験

(1) キャビテーションによる影響

一次配圧弁の開度をわずかにして、メータリングオリフィス前後の圧力を最もきびしくそれぞれ約70, 2kg/cm²として行なった(実際の運転状態ではきびしくてもそれぞれ35, 2kg/cm²程度である)。この条件下では明らかにキャビテーションが発生している⁽⁹⁾はずであり、この状態で8時間試験した^{(注)2}。試験前後での感度測定結果は測定誤差内のばらつきはあったが、いずれも感度よく、A級調速機に要求されている0.01%の感度を十分満足しており、キャビテーションによる弁の損傷は見られなかった。

(注)2. キャビテーションによる弁の損傷は使用されている弁材料にもよるが、もしその弁が損傷を受ける要因があるならば、わずかな時間(数分)のうちに損傷を受ける。その程度の時間内で損傷を受けなければ、決してキャビテーションによる損傷は受けないといわれている。

(2) 20万回連続試験

一次配圧弁プランジャに正弦波の信号を印加し、補助サーボまで接続した状態で制御油圧70kg/cm²で20万回の連続試験を行なった。試験結果は感度および漏油ともにほとんど変化なく摩耗による性能の劣化はなかった。

摩耗を含めて配圧弁の信頼性は制御油中に含まれる夾(きょう)雑物に大きく影響される。表1はこの20万回連続試験に使用した制御油中の夾雑物の測定結果を示すものである。制御油圧が高圧になればなるほど配圧弁の動作状況はきびしくなるので、制御油中に含まれる夾雑物の管理を厳重にする必要がある。

4.2 二次配圧弁連続試験

配圧弁のような重要な役割を果たす弁に対してそのしゅう動部分には耐摩耗性がよく、潤滑性(なじみ性)の良い材料を使用しなければならない。構造設計においては圧力による変形などをよく考慮してしゅう動部分の間隙(かんげき)を決める必要がある。本試験では上記点を考慮して設計、製作された弁がしゅう動部などにかじりを起こさないで円滑に動作す

表 I 一次配圧弁連続試験に用いた油中の夾(きょう)雑物(油100cm³中) 測定はSAE-ARP-598によりミリポアフィルターを用いて行なった。
Table I Contamination Level of Control Oil Used for Tests

夾雑物の大きさ[μ]	数
5以下	多数*
6~10	3,110
11~20	300
21~40	35
41~80	35
81~150	5
150以上	0

注：*あまり多くて数えられない(およそ数万)

ることを確認するために6,000回連続で動作させた^{(注)3}。結果はきわめてよく、しゅう動部表面にはなんらの損傷は見られなかった。

(注)3.しゅう動部材料の組合せによるかじり性能を見るためには長い回数の試験は必要としない。過去の経験によれば、使用材料の適否はせいぜい数百回のしゅう動試験でわかる。

5 経済性の検討

调速機および水制盤のような制御部分は油圧による経済性の影響はほとんど受けない。したがって、ここでは圧油装置とサーボモータの経済性についてのみ述べる。

水車出力350MW、落差250m、回転速度214rpm級のポンプ水車を例にとり制御油圧と価格の関係を算出した結果を示すと図9(a)になる。これより制御油圧の高圧化により価格は下がるが、70kg/cm²を越えるとほとんど期待できない。さらに油圧を100kg/cm²以上に上げると逆に価格は上がる傾向にある。

図9(b)は制御油圧による圧油タンク、集油タンクおよびサーボモータの内容積の変化を示すものであり、高圧化による機器の小形化が顕著に表わされている。しかし、これもまた70kg/cm²を越えると機器の小形化の程度は少なく、100kg/cm²を越えるとほとんど望めない。機器の小形化は据付面積あるいは掘削量の減少が期待され、土木費用の増加を防ぐことができる。

6 結 言

ここで述べてきたことのほかに、油圧機器から発せられる騒音の測定も行ない、これを低減させる方法も見いだすことができたが、ここでは省略する。

以上、制御油圧を70kg/cm²まで高圧化することに関して行なった試験および検討結果により次のことがわかった。

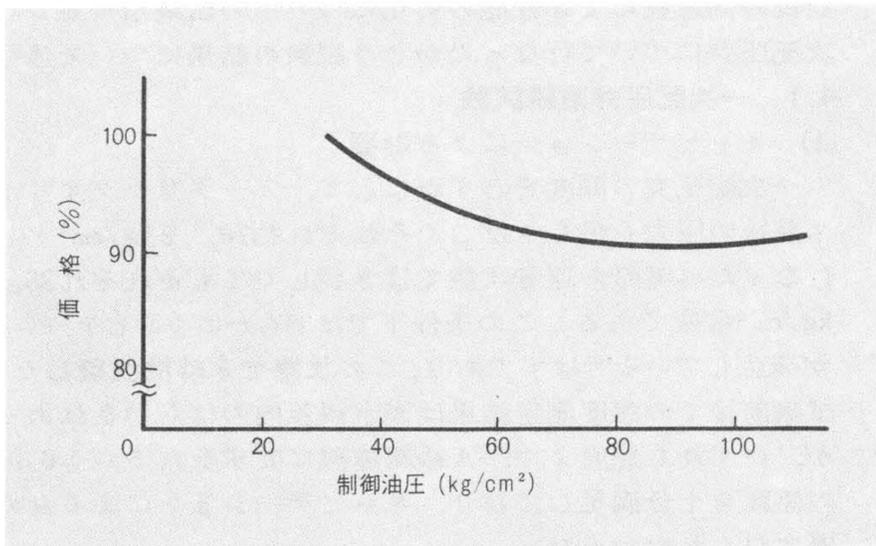
- (1) 応答性は良くなるが、圧力による変化は少ない。
- (2) 安定性は非常に良い。
- (3) 制御油の黒化は起こらない。
- (4) 長期間の運転に十分耐えられる。
- (5) 機器は小形になり価格は安くなる。

この結果、制御油圧として70kg/cm²を採用することは性能、安全性、信頼性および経済性の見地から考えて十分可能であり、得策であることがわかった。

本研究は東京電力株式会社および日立製作所の共同研究により行なわれたものであり、ご討論を賜った東京電力株式会社高瀬川本部池田課長はじめ関係各位また、種々の試験に携わっていただいた日立製作所日立工場の関係各位に深く感謝する。

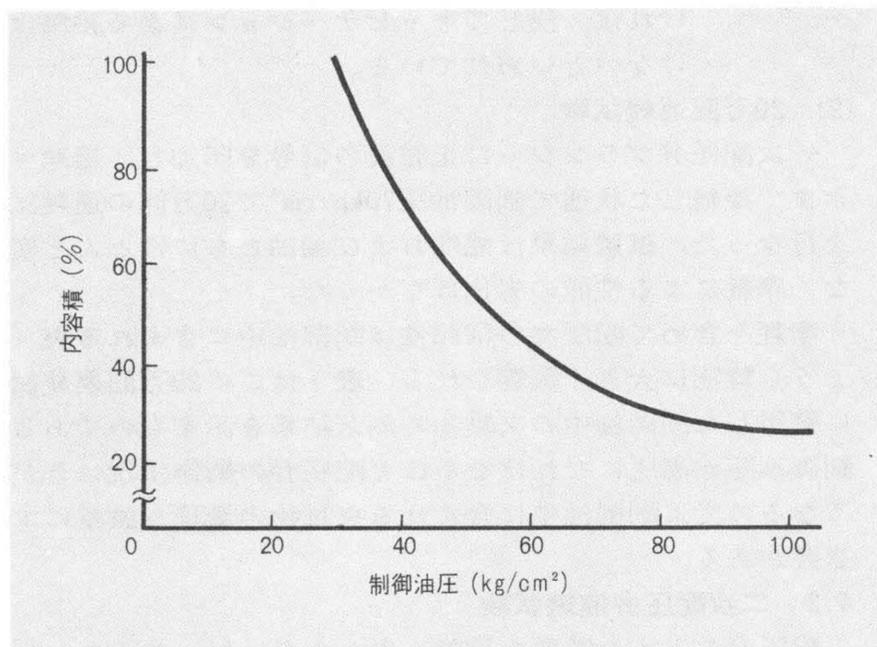
参考文献

- (1) 竹中, 浦田: 油力学 養賢堂 (1968) p.95
- (2) D.C.Sweeney: "Preliminary Investigation of Hydraulic lock", Engineering Vol. 172 pp.513~516 (1951.10.26), pp.580~582 (1951.11.9)
- (3) S.-Y. Lee and J. F. Blackburn: "Contributions to Hydraulic Control", Trans. ASME Vol. 74 (August 1952) pp.1005~1011
- (4) たとえば竹中, 浦田: 油圧制御 丸善 (1967) p.80
- (5) たとえば文献(1) p.125
- (6) 池辺: 「油圧サーボモータの周波数特性」自動制御4巻1号(1957)p.21
- (7) 河村, 小泉: 電力中央研究所報告 No. 64065 (1965-3)
- (8) 田高, 吉田: 電力 臨時増刊(昭37.6)
- (9) 斉藤 ほか: 日本機械学会第792回流体機械講演会資料(昭44.9)



(a) 価 格 圧油装置とサーボモータとの価格を制御油圧30kg/cm²のときを100として示したものである。

(a) Cost



(b) 内 容 積 圧油タンク、集油タンクおよびサーボモータの内容積を制御油圧30kg/cm²のときを100として示したものである。

(b) Volume

図9 制御油圧と価格および小形化

Fig. 9 Influence of Control Oil Pressure on Cost and Volume