

UDC 629.76.062.2-522:
534.28

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-303

シンバルエンジン駆動用油圧制御系に適した
IDPF サーボバルブの研究

畑 山 茂 樹

1972 年 11 月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

既 刊 報 告

- | | | | |
|---------|--|-----------|---|
| TR-281 | ジェットエンジンのディジタル制御
(1) 装置および予備実験
Digital Control of Jet Engines
(1) Control System and Preliminary Experiments | 1972年 7 月 | 西尾健二, 遠藤征紀
杉山七敏, 沼田幸雄
大畑敏美, 松山幸雄
吉田晃, 中田山晋 |
| TR-282 | 高温タービン試験設備およびその計測装置
On the High Temperature Test Facilities
and the Data Processing System. | 1972年 6 月 | 原 勳 機 部 |
| TR-283 | エンジン特性の実時間シミュレーション(I)
(装置および特性)
Real-time Simulation of Jet Engines with
Digital Computer (I)
(Fabrication and Characteristics of the
Simulator) | 1972年 7 月 | 西尾健二, 杉山七敏
沼田幸雄, 松本武夫
大畑敏美, 橋川英夫 |
| TR-284 | 高 dn 値における玉軸受の性能に関する研究
Study on Performance of Ball Bearings at
High dn Valves | 1972年 5 月 | 宮川行雄, 関 勝 美
横山正幸 |
| TR-285 | 高温固体潤滑剤としての一酸化鉛(PBO)に
関する基礎的研究
Study on Lead Monoxide as Solid Lubricant
for High Temperatures | 1972年 5 月 | 宮川行雄, 西村 充
安 部 亘 |
| TR-286T | An Investigation of Secondary Injection
Thrust Vector Control | May 1972 | Tatsuo YAMANAKA |
| TR-287 | 内面加熱を受ける中空円筒の非定常熱応力
Transient Thermal Stresses of the Hollow
Cylinder Subjected Uniform Inner Heating | 1972年 5 月 | 江川幸一, 竹中幸彦 |
| TR-288 | 低アスペクト比後退角片持平板翼の遷音速
および超音速のフラッター特性
The Transonic and Supersonic Flutter
Characteristics of Low Aspect Ratio
Sweptback Thin Cantilever | 1972年 5 月 | 中井嘆一, 森田甫之
菊池孝男, 高橋 実
東久保正年 |
| TR-289T | Transient Hypersonic Leading-Edge Flow | Jun. 1972 | Katsuhisa KOURA |
| TR-290 | 二自由度回転駆動振動検出型ジャイロの研究
Study of a Rotary-drive Vibratory-output
Two-degree-of-freedom Gyro | 1972年 7 月 | 山 田 博 |
| TR-291 | はり板結合構造物の振動(III)
On the Natural Vibration of Plate-Beam
Combination Structures (III) | 1972年 7 日 | 塙 武 敏, 林 洋 一
多田保夫, 戸田 勸
日下和夫 |
| TR-292 | 翼型の非圧縮乱流ウェーク流の近似計算法
—対称ウェーク流の場合—
An Approximate Calculation Method of
Incompressible Turbulent Wakes behind
Aerofoils—Symmetrical Wake Flow Case— | 1972年 7 月 | 石 田 洋 治 |
| TR-293 | き裂先端塑性域に線形な応力分布のある弾
塑性モデルの解析
An Elastic-Plastic Analysis of a Crack
with Linearly Distributed Stress in the
Plastic Zone. | 1972年 8 月 | 寺 田 博 之 |
| TR-294 | ジェットフラップを持つ高揚力機の地面効
果
Effect of Ground Proximity on the Longi-
tudinal Aerodynamic Characteristics of
an Airplane with a Jet-Flapped High
Lift Wing | 1972年 8 月 | 遠藤 浩, 高橋 宏
中谷輝臣, 綿貫忠晴 |

ジンバルエンジン駆動用油圧制御系に適した IDPF サーボバルブの研究*

畑 山 茂 樹**

Studies of IDPF Servovalve Appropriate for Gimbaled Engine Positioning Hydraulic Control Systems

By Shigeki HATAYAMA

Abstract

One of the most important problems associated with the design of liquid rocket thrust chamber positioning systems is compensation of resonances which arise from the mechanical compliance in gimbaled engine supporting mechanisms. Compensation of resonances is mandatory for the stabilization of the rocket attitude control systems. IDPF servovalve is very appropriate for this problem, as shown in §3.

The present study discusses the design efforts on IDPF servovalve, which is composed of a torque-motor, a nozzle-flapper, a spool-valve and IDPF hydromechanical compensation network. In §4, §5 and §7, we concern with the analytical design of high-performance flow-control servovalves. For this, the typical servovalve is analyzed, and the block-diagram is presented. Design conditions for maximizing the servovalve gain are derived, and what lap-type is best as the spool-valve is discussed. Then, conditions for designing the high-performance servovalve are obtained from fundamental considerations of its stability and frequency response. Under these analyses, a design procedure is proposed, and a numerical design is presented to illustrate the effectiveness of this procedure. Also, in §6, IDPF network composed of orifice, piston and springs is analyzed, and its transfer function is derived, which can be described approximately as $\{(K_D - K_O)T_D s - K_O\} / (T_D s + 1)$.

In §8, we present the blockdiagram of the gimbaled engine positioning hydraulic control systems making use of IDPF servovalve to analyze its static and dynamic characteristics. On the basis of these analyses, the technique for determining the values of IDPF compensation constants (K_O , K_D and T_D) so as to be able to control the gimbaled engine nonoscillatorily, rapidly and accurately is proposed. The validity of this technique is verified by analog computer simulation. In this manner, the design method of IDPF servovalve is established. Furthermore, in §9, we design a hydraulic servo which well realizes the gimbaled engine positioning system with IDPF servovalve. By means of this device, it is experimentally verified that IDPF servovalve has the nice function to compensate for resonances of gimbaled engine supporting mechanisms. Also, an analog computer-experimental device simulation of the rocket pitch attitude control system by the gimbaled engine is presented to illustrate the effectiveness of IDPF servovalve. From these facts, the validity of the method for designing IDPF servovalve is concluded.

The results in this paper are general in nature and might apply just as well to a system that controls a massive antenna or a massive table on a milling machine.

* 昭和 47 年 8 月 10 日 受付

** 計測部

目 次

1. 緒 言.....(3)	7.1 はじめに.....(29)
2. 記 号.....(4)	7.2 サーボバルブの伝達関数.....(29)
3. ジンバルエンジン駆動用油圧制御系と IDPF サーボバルブ	7.3 サーボバルブの安定性.....(30)
3.1 はじめに.....(5)	7.4 サーボバルブの帯域幅.....(31)
3.2 ジンバルエンジン駆動用油圧制御系と固 有振動問題.....(5)	7.5 設 計.....(32)
3.3 ジンバルエンジン方式液体ロケットの姿 勢制御系と固有振動の影響.....(7)	7.6 サーボバルブの数値設計.....(33)
3.4 ジンバルエンジン機構の固有振動補償法(8)	7.7 ま と め.....(35)
3.5 IDPF サーボバルブとその必要性.....(9)	8. IDPF サーボバルブの設計
3.6 ま と め.....(10)	8.1 はじめに.....(35)
4. トルクモータ・ノズルフラップ系の解析	8.2 IDPF サーボバルブを用いたジンバルエ ンジン駆動用油圧制御系.....(35)
4.1 はじめに.....(10)	8.3 油圧制御系の動特性解析.....(36)
4.2 フラップに作用するトルクモータの吸引 力.....(10)	8.4 油圧制御系の静特性解析.....(39)
4.3 フラップに作用するノズル噴流力.....(11)	8.5 IDPF 補償定数の決定法.....(39)
4.4 フラップの運動方程式.....(12)	8.6 アナログシミュレーション.....(46)
4.5 ノズル背圧.....(12)	8.7 IDPF サーボバルブの設計.....(52)
4.6 設 計.....(13)	8.8 IDPF サーボバルブの数値設計.....(52)
4.7 ま と め.....(15)	8.9 ま と め.....(53)
5. スプール・4 方弁系の解析	9. IDPF サーボバルブの基礎実験
5.1 はじめに.....(16)	9.1 はじめに.....(53)
5.2 スプールの運動方程式.....(16)	9.2 実 験 方 法.....(53)
5.3 4 方弁の特性方程式.....(16)	9.3 実験装置の設計.....(54)
5.4 圧力感度特性.....(24)	9.4 実験装置の製作.....(58)
5.5 無負荷流量特性.....(25)	9.5 実 験.....(59)
5.6 流 量 特 性.....(25)	9.6 実験結果の検討.....(61)
5.7 設 計.....(25)	9.7 ま と め.....(63)
5.8 ま と め.....(26)	10. 結 言(64)
6. IDPF 油圧補償回路の解析	補足 A サーボバルブ内 4 方弁のラップ量推定法
6.1 はじめに.....(26)	A.1 はじめに.....(65)
6.2 IDPF 油圧補償回路の流量方程式.....(26)	A.2 ラップ量の推定法.....(65)
6.3 パッファピストンの運動方程式.....(27)	A.3 ラップ量の推定例.....(66)
6.4 DPF 油圧補償回路の伝達関数(27)	補足 B 流量係数, ノズルの flat 効果とベルヌー イ力
6.5 IDPF 油圧補償回路の伝達関数.....(27)	B.1 オリフィスの流量係数.....(66)
6.6 設 計.....(27)	B.2 ノズルの flat 効果.....(67)
6.7 ま と め.....(29)	B.3 スプールに作用するベルヌーイ力.....(67)
7. サーボバルブの設計	引用文 献.....(67)
	参 考 文 献.....(68)

1. 緒 言

国産実用衛星の打上げにはジンバルエンジン方式液体ロケットを使用することが決定されている¹⁾。ジンバルエンジン方式とはロケットノズルをジンバル点のまわりに揺動し、推力方向を偏向することによって制御トルクを発生させ、このトルクを利用してロケットの姿勢を指令にもとづいて制御する方法である。液体ロケットの誘導制御にはこの方式が最も普通に用いられている^{2), 3)}。ノズルを揺動するには相当の駆動力が必要であり、その応答には精度と速応性が要求されることから、ジンバルエンジン駆動には油圧サーボで必然的に必要となる。

このジンバルエンジン駆動用油圧制御系を設計するに際して、ジンバルエンジン機構の固有振動問題を看過することは許されない⁴⁾。なぜなら、ロケットの設計においては構造重量を軽減することが非常に重要であって、この要請は当然ジンバルエンジン支持機構にも課せられる。このため、ノズル支持機構は普通剛性を欠き、ジンバルエンジン機構にメカニカル・コンプライアンスをもたらす主因となる。このメカニカル・コンプライアンスに起因して、ノズルは比較的低い固有振動数でもって共振する。この固有振動がロケットの姿勢制御系に重大な影響をおよぼし、ノズルの共振を防止できなければ、通常のジャイロ系によってロケットの飛翔を安定に保持できなくなるためである。ゆえに、ジンバルエンジン駆動用油圧制御系にはノズルを揺動するだけでなく、ノズルの共振を補償するという重要な制御機能が要求される。このことは逆に、ノズルの共振を防止しうる適当な補償法があるならば、むやみに支振機構の剛性を高める必要がなくなり、構造重量の軽減を可能にする。

ジンバルエンジン機構の固有振動問題を解決するために、まず油圧サーボを PF (Pressure Feedback) 補償する方法が考えられた^{5), 6)}。この PF 補償法にはノズルの振動をよく吸収する反面、応答精度を悪化する欠点がある。この欠陥を取り除くには、負荷圧力の変化が整定した時にフィードバック効果がなくなるようにすればよい。すなわち、動的な負荷圧力をフィードバック信号として利用するならば、PF 補償法の欠点を補うことができる。この方法を DPF (Dynamic Pressure Feedback) 補償法とよぶ。DPF 補償法を最初に提案した L. H. Geyer⁵⁾ と W. J. Thayer⁶⁾ はこの補償機能を有する油圧回路を考案し、それを流量制御サーボバルブ（以下、単にサーボバルブとよぶ）と一体化して

DPF サーボバルブと名付けた。アメリカの衛星打上げ用ロケットに関する調査報告によると⁷⁾、ジンバルエンジン機構の固有振動数は 10 cps 以下であって、ジンバルエンジン方式液体ロケットに生じるジンバルエンジン機構の固有振動問題を解決するために、この DPF サーボバルブが実用されているといわれる。しかし、DPF サーボバルブのみならず、DPF 補償法およびその油圧回路に関する基礎的研究すらなんら報告されていない現状にある。W. J. Thayer⁶⁾ によると、DPF 補償の時定数は負荷の固有振動数の約 1/3 にすべきとしているが、その理論的根拠は示されていない。筆者の実験によると、このように設定した時定数を持つ DPF 補償法では負荷の共振を防止できなかった。

国産実用衛星打上げ用に計画されているジンバルエンジン方式液体ロケットにおいても、同様な固有振動問題が生じることは十分予想される。したがって、ジンバルエンジン駆動用油圧制御系の DPF 補償法を理論的に研究し、ノズルの共振を十分防止できるように DPF 補償定数を決定する手法を確立することが必要である。また、DPF 補償法にも欠点があって、静的外乱力が作用している場合、ジンバルエンジン機構に存在するメカニカル・コンプライアンスのためにノズル回転位置に定常偏差を生じる。衛星打上げ用ロケットではピッチ姿勢角が 0° から 90° まで変化していくから、駆動用油圧サーボはノズル自重による静的外乱力を常に受けることになる。このため、静的外乱力の有無にかかわらず、ノズルの高精度回転位置制御を保証しうる補償法の開発が望まれる。

本報告では、まず 3 章において、ノズルの共振を防止し、かつノズルの高精度回転位置制御をも保証しうる IDPF (Improved Dynamic Pressure Feedback) 補償法を提案する^{8), 9)}。この IDPF 補償機能は簡単な油圧回路によって実現できるから、これをサーボバルブと一体化した IDPF サーボバルブを考案し、その構成図を示す。このような簡単かつ機械的になしえる補償法は、特に信頼性を重要視するロケット搭載用油圧サーボに最も適している¹⁰⁾。4~6 章において、この IDPF サーボバルブの構成要素であるトルクモータ・ノズルフラップ系、スプール・4 方弁系および IDPF 油圧補償回路を解析し、各構成要素の設計法を示す。また、IDPF サーボバルブは広帯域周波数特性を有するサーボバルブを基礎としている。国産サーボバルブは産業用として作られており、航空機用など高性能サーボバルブを必要とする場合は輸入品に頼るのが現状である。国産航空機およびロケットの開発が進み、サーボ

バルブの需要が増大するにともなう、国内でも高性能サーボバルブの開発が必要になると思われる。その解析の基礎を与えるため、7章において、広帯域周波数特性を有するサーボバルブの設計法を確立する。8章では、ノズルの共振を防止し、かつノズルの高精度回転位置制御を保证する意味において最適な IDPF 補償定数決定法を示し、4~7章の解析を総合して IDPF サーボバルブの設計法を確立する。この手法は同時に DPF サーボバルブにも適用できる。さらに9章では、IDPF サーボバルブを十分よく模擬する実験装置を製作し^{11),12)}、8章の方法にもとづいて設計された IDPF サーボバルブが実際にジンバルエンジン機構の固有振動問題を解決し、かつノズルの高精度回転位置制御を保证しうることを実験的に検証する。

なお、巨大アンテナとその支持機構またはプレス加工機などはジンバルエンジン機構と同様な共振負荷系をなしている。IDPF サーボバルブはこのような共振負荷制御用油圧サーボにも適しており、負荷の振動の発生を防止することができる。

2. 記 号

大文字で表わす変数に対応する小文字はすべてその微小変量を示すものとする。

a, b :	長さ	(cm)
A_B :	バッファピストン受圧面積	(cm ²)
A_O, A_D, A_S :	スプール受圧面積	(cm ²)
A_H :	圧力感知ピストン受圧面積	(cm ²)
A_P :	アクチュエータピストン受圧面積	(cm ²)
B_B :	バッファピストン制動係数	(kg sec/cm)
B_F :	フラップ制動係数	(kg cm sec)
B_r :	永久磁石の残留磁束密度	(Wb/m ²)
B_S :	スプール制動係数	(kg sec/cm)
c_B, c_O :	固定オリフィスの流量係数	
c_M :	メータリングオリフィスの流量係数	
c_N :	ノズル・フラップ間可変オリフィスの流量係数	
C_0 :	オリフィスの線形化流量ゲイン	(cm ³ /kg sec)
d_B, d_O :	固定オリフィスの直径	(cm)
d_N :	ノズルの直径	(cm)
f_D :	外乱力	(kg)
f_F, f_S :	スプールに作用する力	(kg)
f_L :	アクチュエータの駆動力	(kg)
f_N, F_N :	フラップに作用するノズル噴流力	(kg)

f_T, F_T :	フラップに作用するトルクモータ吸引力	(kg)
g :	重力定数	(cm/sec ²)
i_e, I_e :	サーボアンプ出力電流	(mA)
j :	$\sqrt{-1}$	
J_F :	フラップの慣性能率	(kg cm sec ²)
J_L :	ロケットノズルの慣性能率	(kg cm sec ²)
K_1, K_2, K_L :	ジンバルエンジン機構のばね定数	(kg/cm)
K_A :	サーボアンプゲイン	(mA/V)
K_B :	バッファスプリング定数	(kg/cm)
K_c, K_m, K_n, K_t :	調整用ゲイン	
K_F :	フラップスプリング定数	(kg cm)
K_H :	圧力感知スプリング定数	(kg/cm)
K_{pL} :	圧力計ゲイン	(V cm ² /kg)
K_R :	トルクモータ・ノズルフラップ系のゲイン	(kg/mA)
K_S :	スプール平衡ばね定数	(kg/cm)
K_V :	スプール・4方弁系のゲイン	(cm ³ /kg sec)
K_{xH}, K_y :	差動トランスゲイン	(V/cm)
K_θ :	姿勢ジャイロゲイン	(V/rad)
$K\dot{\theta}$:	レートジャイロゲイン	(V sec/rad)
l_1, l_2 :	長さ	(cm)
l_p :	永久磁石の長さ	(cm)
M_B :	バッファピストン質量	(kg sec ² /cm)
M_O :	アクチュエータシリンダ質量	(kg sec ² /cm)
M_L :	ロケットノズル質量	(kg sec ² /cm)
M_P :	アクチュエータピストン質量	(kg sec ² /cm)
M_S :	スプール質量	(kg sec ² /cm)
N :	コイルの巻数	(T)
P_1, P_2, P_3 :	ポート圧力	(kg/cm ²)
p_D, P_D :	DPF 圧力	(kg/cm ²)
p_L, P_L :	負荷圧力	(kg/cm ²)
p_N, P_N :	ノズル背圧力差	(kg/cm ²)
P_S :	供給油圧	(kg/cm ²)
q, Q :	4方弁の出力流量	(cm ³ /sec)
Q_1 など:	ポート内流量 (図 3.8)	(cm ³ /sec)
q_B など:	ポート内流量 (図 9.1)	(cm ³ /sec)
s :	ラプラス演算子	(rad/sec)
S :	断面積	(cm ²)
t :	時間	(sec)
T_O, T_D, T_H :	時定数	(sec)
v_{A0} :	アクチュエータの片側体積	(cm ³)

v_0 :	ノズル背室の片側体積	(cm^3)
V_c :	コイルの起磁力	(AT)
V_m :	永久磁石の起磁力	(AT)
V_e, V_i, V_y など:	電圧	(V)
W :	4 方弁メータリングオリフィスの幅	(cm)
W_L :	重りの重量	(kg)
x_B, X_B :	バッファピストン変位	(cm)
$x_F, X_F; x_T, X_T$:	フラップ変位	(cm)
X_g, X_N :	間隙	(cm)
x_H :	圧力感知ピストン変位	(cm)
x_S, X_S :	スプール変位	(cm)
y, Y :	アクチュエータピストン変位	(cm)
y_C :	アクチュエータシリンダ変位	(cm)
z :	ロケットノズル変位	(cm)
α :	作動油の圧縮率	(cm^2/kg)
γ_L :	ジンバルエンジン機構のばね定数	(kg cm)
δ :	ロケットノズルの偏向角	(rad)
$4, 4'$:	4 方弁メータリングオリフィスのラップ量	(cm)
θ :	ロケットのピッチ姿勢角	(rad)
μ_0 :	空気の透磁率	(H/m)
μ_r :	永久磁石の可逆透磁率	(Wb/ATm)
ρ :	作動油の密度	($\text{kg sec}^2/\text{cm}^4$)
ϕ_m, ϕ_1 など:	磁束	(Wb)
ϕ, Ψ :	フラップの回転角	(rad)
ω_B :	バッファピストン系の固有振動数	(rad/sec)
ω_F :	フラップ系の固有振動数	(rad/sec)
ω_L, ω_L' :	ジンバルエンジン機構の固有振動数	(rad/sec)
ω_S :	スプール系の固有振動数	(rad/sec)

3. ジンバルエンジン駆動用油圧制御系と IDPF サーボバルブ

3.1 はじめに

液体ロケットの誘導制御方式は種々考案されているが¹³⁾、ジンバルエンジンを使用してロケットの推力方向を制御する方式が最も普通に用いられている。ジンバルエンジン機構は図 3.1 に示すような構成をしている。ロケットノズルは 90° の間隔をおいて取り付けられた 2 個の油圧アクチュエータによって駆動され、それにはジンバル点のまわりに 2 自由度の回転が許される。これらアクチュエータの動きはロケットのピッチ

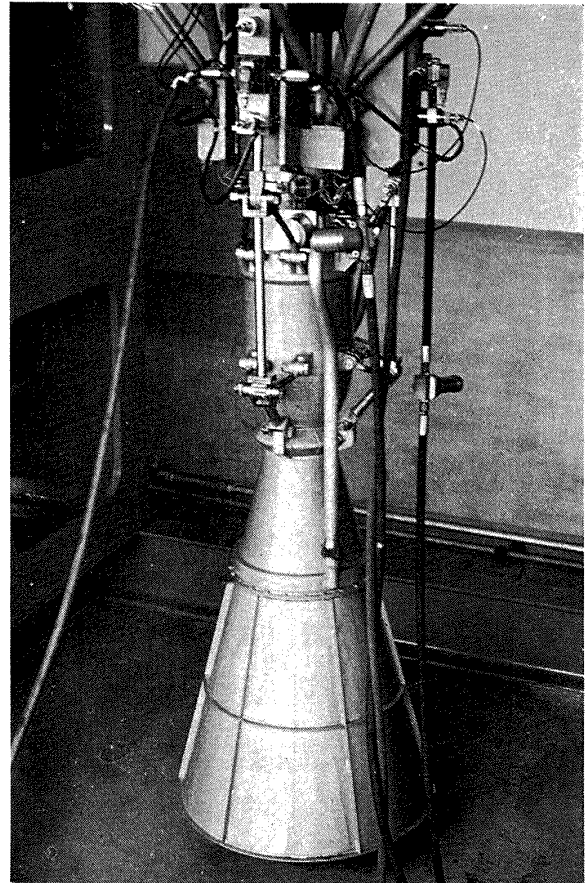


図 3.1 ジンバルエンジン機構

軸およびヨー軸の制御に対応している。本章ではこのジンバルエンジン駆動用油圧サーボの制御対象であるジンバルエンジン機構に存在する固有振動問題を明らかにし、それがロケットの姿勢制御系を不安定にする要因となることを示し、さらに、この問題を解決するために必要な油圧サーボの補償法について論じる。結局、IDPF 補償の必要性を示し、この補償機能を有する油圧機器である IDPF サーボバルブの開発の必要性を結論する。

3.2 ジンバルエンジン駆動用油圧制御系と固有振動問題

ロケットの設計においては構造重量を軽減することが非常に重要である。この要請は当然ジンバルエンジン機構にも課せられる。このため、ノズルおよび油圧アクチュエータの取り付け部は普通剛性を欠き、ジンバルエンジン機構にメカニカル・コンプライアンスをもたらす原因となる。このメカニカル・コンプライアンスに起因するジンバルエンジン機構の固有振動を解析するために、図 3.2 に示すような駆動用油圧サーボの一系統を考える。

図 3.2 において、入力信号 V_i とピストン変位信号 V_y を減算した誤差信号 V_e

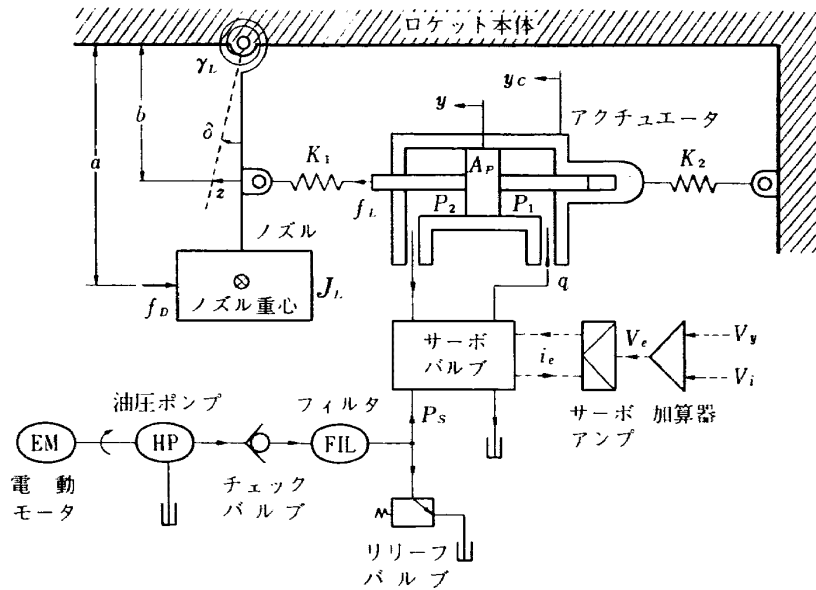


図 3.2 ジンバルエンジン駆動用油圧サーボ

$$V_e = V_i - V_y \quad (3.1)$$

はサーボアンプで増幅され、サーボバルブへの入力電流 i_e

$$i_e = K_A V_e \quad (3.2)$$

となり、サーボバルブ内のスプールを変位し、4 方弁の開度を変え、これに対応したサーボバルブの出力流量 q

$$q = K_R K_V i_e \quad (3.3)$$

によってピストンが動き、ノズルを揺動する。ここに (3.3) は広帯域周波数特性を有するサーボバルブの方程式を表わす (7 章参照)。

剛性を欠くジンバルエンジン機構を解析する場合、上述した理由によって、ノズルとジンバル点の結合部に γ_L 、ピストンとノズルの結合部に K_1 、およびロケット本体とシリンダの結合部に K_2 なるばめ定数を考慮しなければならない。このとき図 3.2 のモデルに対して、ノズル、ピストンおよびシリンダの運動方程式は

$$J_L \ddot{\delta} = -\gamma_L \delta + b K_1 (y - z) - a f_D \quad (3.4)$$

$$M_P \ddot{y} = A_P p_L - K_1 (y - z) \quad (3.5)$$

$$M_C \ddot{y}_C = -A_P p_L - K_2 y_C \quad (3.6)$$

と表わせる。ただし、

$$p_L = P_1 - P_2 \quad (3.7)$$

とする。作動油の圧縮性を考慮に入れて、アクチュエータにおける油の入出流量の関係を求めると次式を得る。

$$q = A_P (\dot{y} - \dot{y}_C) + \frac{v_{A0}}{4\alpha} \dot{p}_L \quad (3.8)$$

ノズルの回転角は微量量であるから

$$z = b\delta \quad (3.9)$$

と書ける故、(3.4) と (3.9) から次式を得る。

$$\frac{J_L}{b^2} \ddot{z} = -\frac{\gamma_L}{b^2} z + K_1 (y - z) - \frac{a}{b} f_D \quad (3.10)$$

ノズルの質量に比べてピストンとシリンダの質量は十分小さいから、 $M_P = M_C = 0$ を仮定できる。このとき (3.5), (3.6), (3.8) と (3.10) をラプラス変換し、それらから z と q の関係を求めると次式を得る。

$$\left(\frac{J_L}{b^2} s^2 + \frac{\gamma_L}{b^2} + K_L \right) z = \frac{K_L}{A_P s} q - \frac{a}{b} f_D \quad (3.11)$$

ここに、 K_L は次式で与えられる。

$$\frac{1}{K_L} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{v_{A0}}{4\alpha A_P^2} \quad (3.12)$$

(3.12) の右辺はピストンとノズルの結果部、ロケット本体とシリンダの結合部におけるコンプライアンス、および油の圧縮性に起因するコンプライアンスの直和を意味している。また、(3.11) の左辺はジンバルエンジン機構が固有振動数 ω_L

$$\omega_L = \sqrt{\frac{\gamma_L + b^2 K_L}{J_L}} \quad (3.13)$$

でもって共振することを示している。

(3.1) ~ (3.9) にもとづくと、ジンバルエンジン駆動用油圧制御系のブロック線図は図 3.3 のように描ける。(3.11) ~ (3.12) を考察すると、ロケット本体とシリンダの結合部と油の圧縮性にもとづくコンプライアンスは、ピストンとノズルの結合部に集約して考えることができ、このときアクチュエータにおける油の入出流量の関係は

$$q = A_P \dot{y} \quad (3.14)$$

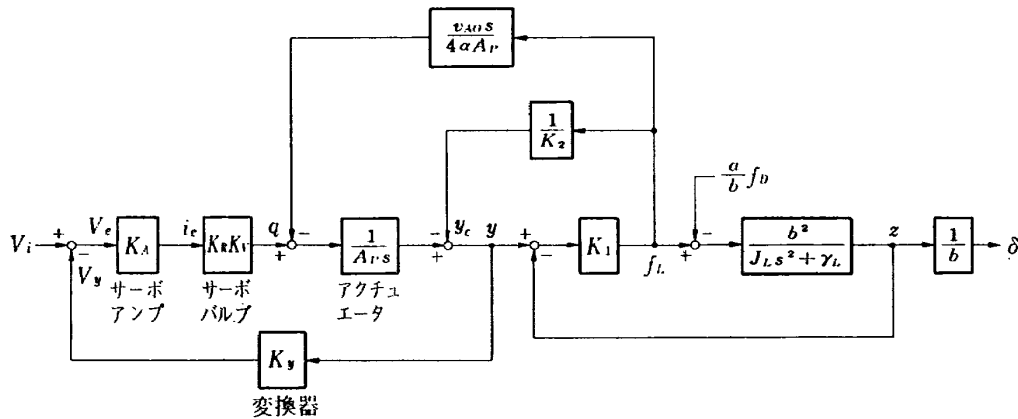


図 3.3 ジンバルエンジン駆動用油圧制御系のブロック線図

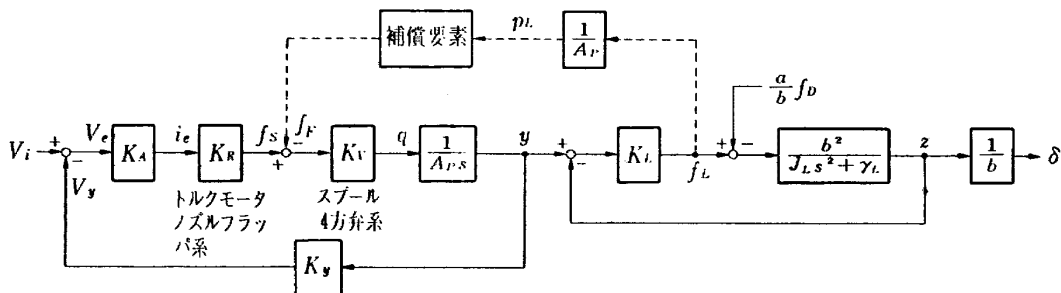


図 3.4 ジンバルエンジン駆動用油圧制御系の等価ブロック線図

となることがわかる。よって、図 3.3 は等価的に図 3.4 のごとく書ける。以後、図 3.4 でもってジンバルエンジン駆動用油圧制御系のモデルとする（補償ループについては 3.4 節参照）。

3.3 ジンバルエンジン方式液体ロケットの姿勢制御系と固有振動の影響

ノズルには 2 自由度の回転が許されるから、1 個のジンバルエンジンを備えることによって、ロケットのピッチおよびヨー姿勢角を制御することができる。1 対以上のジンバルエンジンを備えるならば、さらにロール姿勢角制御も可能となる¹⁴⁾。本節ではロケットの姿勢制御系の内、ピッチ軸系統を取り上げ、前節で論じたジンバルエンジン機構の固有振動がロケットの姿勢制御系におよぼす影響を考察する。

ジンバルエンジン方式液体ロケットのピッチ姿勢制御系は図 3.5 に示すごとくである。図 3.5 における姿勢ジャイロは指令ピッチ角保持のために、レートジャイロは制御系の安定化のために必要となる。バンガードロケットの場合、ピッチ軸の運動方程式は次式で表わされる¹⁵⁾。

$$\ddot{\theta} + 0.12\dot{\theta} - 2.37\theta = -7.21\delta \quad (3.15)$$

(3.15) をラプラス変換して、ロケットのピッチ運動伝達関数の極を求めると、

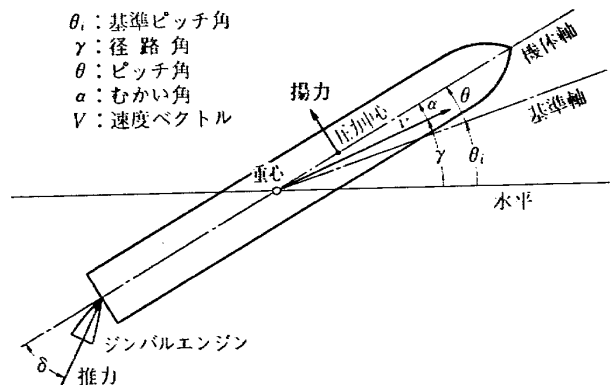
$$p_{R1} = 1.48, \quad p_{R2} = -1.60 \quad (3.16)$$

となる。このように不安定なロケットは、一次進み特性をもつジャイロ系の零点

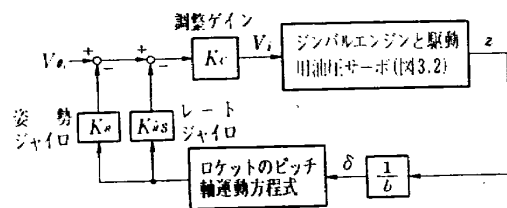
$$z_G = -K_\theta / K_\delta \quad (3.17)$$

が次の条件を満たすならば安定化される。

$$0 < K_\theta / K_\delta < 1.60 \quad (3.18)$$



(1) 座標系



(2) 姿勢制御系

図 3.5 ジンバルエンジン方式液体ロケットのピッチ姿勢制御系

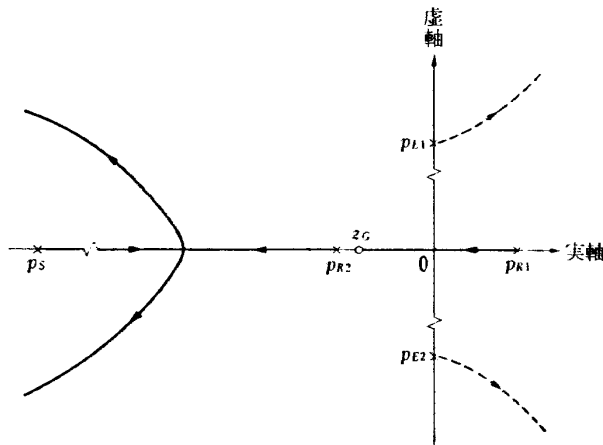


図 3.6 ピッチ姿勢制御系の根軌跡

この様子を根軌跡で表わすと図 3.6 の実線のごとくである。図 3.6 の極は油圧サーボにもとづくもので、次式で与えられる。

$$p_S = -K_A K_R K_V K_Y / A_P \quad (3.19)$$

一般に、 p_{R2} と p_S の間には $0 > p_{R2} \gg p_S$ の関係がある。

しかし、ジンバルエンジン機構にコンプライアンスが存在するならば、(3.13)にもとづく極

$$p_{E1} = j\omega_L, \quad p_{E2} = -j\omega_L \quad (3.20)$$

が根軌跡図に現われ、図 3.6 に点線で示した分枝を派生し、姿勢制御系は不安定になる。すなわち、ジンバルエンジン機構の固有振動の発生を防止できなければ、ロケットの姿勢制御系は通常のジャイロ系によって安定化することができない。

3.4 ジンバルエンジン機構の固有振動補償法

ジンバルエンジン機構にコンプライアンスが存在する場合、ノズルの動きには(3.13)なる固有振動が重畳する。もしこの振動を防止できなければ、ロケットの姿勢制御系は不安定になる。よって、ジンバルエンジン駆動用油圧制御系にはノズルの共振を補償するという重要な機能が課せられる。

この目的のために、ジンバルエンジン駆動用油圧制御系には図 3.4 に点線で示した共振補償ループが必要となる。その補償法として、表 3.1 に示す伝達特性を

表 3.1 PF, DPF, IDPF 補償の伝達関数

補償法	伝 達 関 数
PF	$f_F = A_D p_L$
DPF	$\frac{p_D}{p_L} = \frac{T_D s}{T_D s + 1}, \quad f_F = A_D p_D$
IDPF	$\frac{p_D}{p_L} = \frac{T_D s}{T_D s + 1}, \quad f_F = A_D p_D - A_C p_L$

有する 3 の方法が考えられる。これら補償法の相違はジンバルエンジン駆動用油圧制御系の静特性を調べると明確になる。図 3.4 において、 $V_i = 0$ で静的外乱力 f_D が作用しているものとする。8 章で示すように、各補償法によってノズルの振動を防止できるから、図 3.4 の制御系は定常状態（サフィクス s で表わす）において次の関係を満たしている。

(i) 無補償の場合

$$y_s = 0, \quad \delta_s = \frac{a f_D}{\gamma_L + b^2 K_L} (\cos \omega_L t - 1) \quad (3.21)$$

(ii) PF 補償の場合

$$K_L y_s - \left(K_L + \frac{\gamma_L}{b^2} \right) z_s = \frac{a}{b} f_D$$

$$\left(K_V K_A K_R + \frac{A_D K_L}{A_P} \right) y_s - \frac{A_D K_L}{A_P} z_s = 0$$

と(3.9)から y_s と δ_s を求めると次式を得る。

$$y_s = - \frac{a b A_D K_L}{A_P K_V K_A K_R (\gamma_L + b^2 K_L) + A_D K_L \gamma_L} f_D \quad (3.22)$$

$$\delta_s = - \frac{a (A_P K_V K_A K_R + A_D K_L)}{A_P K_V K_A K_R (\gamma_L + b^2 K_L) + A_D K_L \gamma_L} f_D \quad (3.23)$$

(iii) DPF 補償の場合

$$y_s = 0, \quad \delta_s = - \frac{a}{\gamma_L + b^2 K_L} f_D \quad (3.24)$$

(iv) IDPF 補償の場合

$$K_L y_s - \left(K_L + \frac{\gamma_L}{b^2} \right) z_s = \frac{a}{b} f_D$$

$$\left(\frac{A_C K_L}{A_P} - K_V K_A K_R \right) y_s - \frac{A_C K_L}{A_P} z_s = 0$$

と(3.9)から y_s と δ_s を求めると次式を得る。

$$y_s = \frac{a b A_C K_L}{A_P K_V K_A K_R (\gamma_L + b^2 K_L) - A_C K_L \gamma_L} f_D \quad (3.25)$$

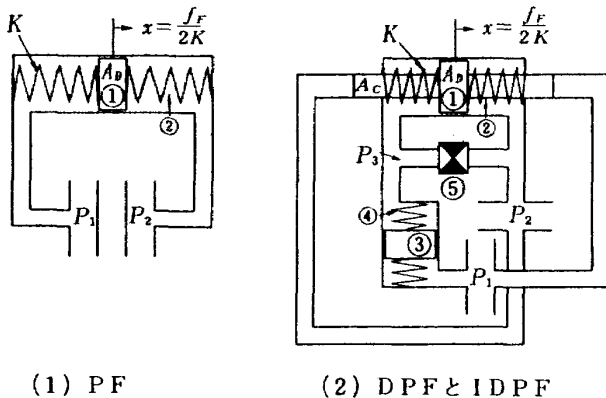
$$\gamma_s = \frac{a (A_C K_L - A_P K_V K_A K_R)}{A_P K_V K_A K_R (\gamma_L + b^2 K_L) - A_C K_L \gamma_L} f_D \quad (3.26)$$

(3.26)から、 A_C が次式

$$A_C = \frac{A_P K_V K_A K_R}{K_L} \quad (3.27)$$

を満たしている時に $\delta_s = 0$ となることがわかる。

以上の諸式からつぎのことがいえる。(3.21)から明らかに、無補償の油圧サーボによってノズルを駆動するならば、ノズルの動きにはジンバルエンジン機構の固有振動が重畳する。この固有振動は油圧サーボに PF, DPF または IDPF 補償をほどこすことによって防止できる(8 章参照)。しかし、(3.22)~(3.23)



- ① 圧力感知ピストン
- ② 圧力感知スプリング
- ③ バッファピストン
- ④ バッファスプリング
- ⑤ オリフィス

注1: DPFの場合は $A_c = 0$

注2: $p_L = P_1 - P_2, p_D = P_3 - P_2$

図 3.7 PF, DPF, IDPF
油圧補償回路

が示すように、PF 補償法はアクチュエータのステイフネスを低下させ、外乱力作用のもとでノズルの制御精度を悪化させる。この欠点は DPF 補償法によって改善され、(3.24) が示すように DPF 補償油圧サーボではアクチュエータのステイフネスは無限大になる。しかし、(3.24) は DPF 補償法の欠点をも示している。すなわち、ジンバルエンジン機構のコンプライアンス効果によって、外乱力作用のもとでノズルの制御位置に定常偏差が残る。DPF 補償法のこの欠点は、(3.27) を満すように A_D を定めた IDPF 補償法によって改善することができる。

こうして、各補償法

の内、IDPF 補償法が最も優れており、ジンバルエンジン機構の共振を防止し、かつ静的外乱力の有無にかかわらずノズルの高精度回転位置制御を保証しうることがわかった。他の IDPF 補償定数 A_D と T_D は動特性の立場から決定されるが、その決定法は 8 章で論じる。

3.5 IDPF サーボバルブとその必要性

表 3.1 に示した各補償特性は図 3.7 のとき油圧制御要素によって実現できる。これら油圧補償要素は極小形に製作できるから(8章参照)、それらをサーボバルブ内に組み込むことが可能である。図 3.8 は IDPF

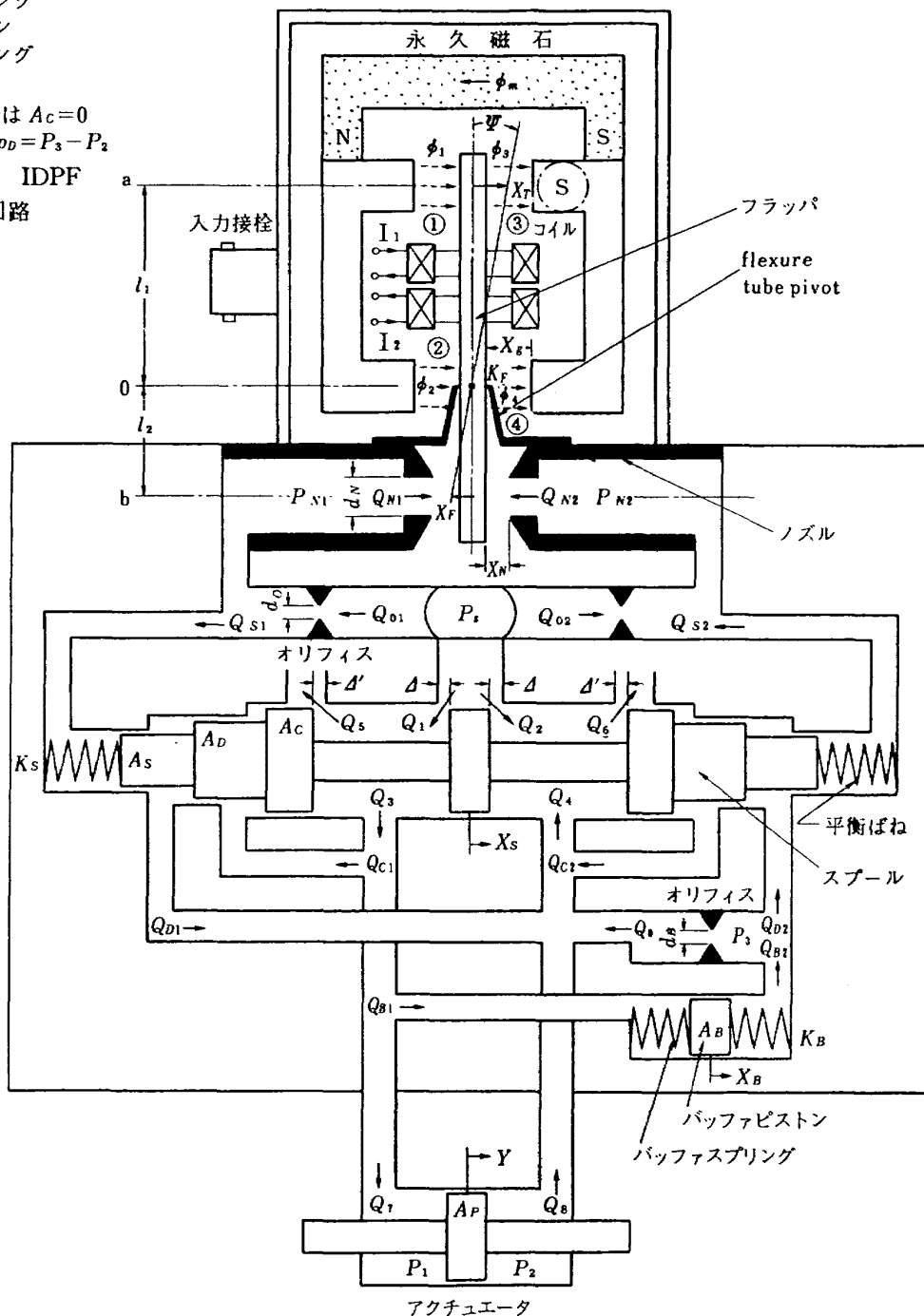


図 3.8 IDPF サーボバルブの原理図

油圧補償要素をサーボバルブ内のスプールに帰還した場合の原理図を示す。これを IDPF サーボバルブと名付ける。

ジンバルエンジン方式液体ロケットの姿勢制御系を安定化するには、ジンバルエンジン機構の固有振動問題を解決しなければならない。IDPF 補償法はその問題を解決し、かつノズルの高精度回転位置制御をも保証しうる。これが IDPF サーボバルブを必要とする第一の理由である。また、油圧サーボを IDPF 補償してノズルの共振を防止すれば、むやみにジンバルエンジン支持機構の剛性を高める必要がなくなり、ロケットの構造重量を軽減することが可能になる。これが IDPF サーボバルブを必要とする第二の理由である。さらに、油圧回路で構成される補償要素は機械的にサーボバルブに組みこむことが可能で、サーボ装置をコンパクトにまとめることができる。機械的な機器はきわめて高い信頼性を要求するロケット搭載用油圧サーボにとって最適である。これが IDPF サーボバルブを必要とする第三の理由である。

図 3.8 から明らかなように、IDPF サーボバルブはトルクモータ・ノズルフラップ系、スプール・4 方弁系および油圧補償回路によって構成されている。これら各構成要素を解析し(4~6章)、IDPF サーボバルブの設計法を確立する(7~8章)のが本報告の目的である。

3.6 ま と め

液体ロケットの推力方向制御の一方式であるジンバルエンジン機構にはメカニカル・コンプライアンスが存在し、ノズルの固有振動問題が生じる。この固有振動はロケットの姿勢制御系に重大な影響をおよぼし、通常のジャイロ系のみによってはロケットの飛翔を安定化できなくなる。このため、ジンバルエンジン駆動用油圧制御系にはノズルの共振を防止するという重要な機能が要求される。この課題は油圧サーボに PF, DPF または IDPF 補償をほどこすことによって解決できる。これら補償法の内、IDPF 補償法が最も優れており、静的外乱力の有無にかかわらずノズルを正確に回転位置制御することができる。IDPF 補償特性は油圧回路によって実現でき、それをサーボバルブと一体化することができる。これが IDPF サーボバルブであって、ロケット搭載用油圧サーボによく適した油圧制御機器である。

4. トルクモータ・ノズルフラップ系の解析

4.1 はじめに

トルクモータ・ノズルフラップ系は IDPF サーボバ

ルブの前段増幅部にあたる。図 3.8 にもとづいて、その作動原理を説明すると以下のようである。サーボアンプの出力電流はトルクモータのコイルを励磁し、磁石間隙 ①~④ を通る磁束に変化をあたえる。この磁束の変化に応じてフラップに吸引力が働き、ノズル噴流力およびフラップスプリングと釣り合う位置までフラップを回転する。このフラップの動きがノズル背室に圧力差を生ぜしめる。

トルクモータとノズルフラップに関する研究はいくつか報告されているが^{16)~22)}、特殊すぎたり単純化しすぎたりして、設計上の考察がなされていない。このため、本章では図 3.8 に示した構造のトルクモータ・ノズルフラップ系について独自の解析を行ない、設計上の諸条件を導出し、それにもとづいた設計手法を示す。なお、フラップ回転支持部にはフラップスプリングを兼ね具えた flexure tube pivot を用い、フラップはノズル噴流を受けるに十分な幅を持つとする。

4.2 フラップに作用するトルクモータの吸引力

サーボアンプの出力電流 I_e によってフラップが回転し、図 3.8 の a 線上を X_r だけ変位したとする。このとき、図 3.8 に示したトルクモータの磁気回路は等価的に図 4.1 のように書き表わせる。ただし、図中の V_m と V_c は次式で与えられる²³⁾。

$$V_m = \frac{B_r l_p}{\mu_r} \quad (4.1)$$

$$V_c = N I_e = N(I_1 - I_2) \quad (4.2)$$

図 4.1 の磁気回路にキルヒホッフの法則を適用すると次式を得る。

$$\phi_m = \phi_1 + \phi_2 = \phi_3 + \phi_4 \quad (4.3)$$

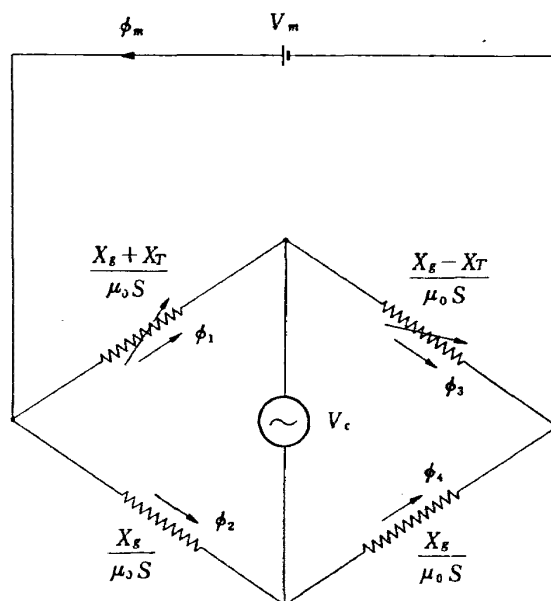


図 4.1 トルクモータの等価磁気回路

$$\begin{aligned} V_m &= \frac{X_g + X_T}{\mu_0 S} \phi_1 + \frac{X_g - X_T}{\mu_0 S} \phi_3 \\ &= \frac{X_g}{\mu_0 S} \phi_3 + \frac{X_g}{\mu_0 S} \phi_1 \end{aligned} \quad (4.4)$$

$$\begin{aligned} V_c &= -\frac{X_g + X_T}{\mu_0 S} \phi_1 + \frac{X_g}{\mu_0 S} \phi_3 \\ &= \frac{X_g - X_T}{\mu_0 S} \phi_3 - \frac{X_g}{\mu_0 S} \phi_1 \end{aligned} \quad (4.5)$$

(4.3)と(4.5)から ϕ_1 と ϕ_3 を求めると次式となる。

$$\phi_1 = \frac{\mu_0 S}{2X_g + X_T} \left(\frac{X_g}{\mu_0 S} \phi_m - V_c \right) \quad (4.6)$$

$$\phi_3 = \frac{\mu_0 S}{2X_g - X_T} \left(\frac{X_g}{\mu_0 S} \phi_m + V_c \right) \quad (4.7)$$

(4.1)～(4.2), (4.4), (4.6)～(4.7) から ϕ_m を求めると次式となる。

$$\phi_m = \frac{\mu_0 S N}{2X_g^2 - X_T^2} X_T I_e + \frac{\mu_0 S B_r I_p}{2X_g \mu_r} \frac{4X_g^2 - X_T^2}{2X_g^2 - X_T^2} \quad (4.8)$$

(4.2), (4.6)～(4.8)から, 結局 ϕ_1 と ϕ_3 は I_e と X_T の関数として次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \phi_1(I_e, X_T) &= \frac{\mu_0 S N X_g X_T I_e}{(2X_g + X_T)(2X_g^2 - X_T^2)} \\ &\quad + \frac{\mu_0 S B_r I_p}{2\mu_r} \frac{2X_g - X_T}{2X_g^2 - X_T^2} - \frac{\mu_0 S N I_e}{2X_g + X_T} \end{aligned} \quad (4.9)$$

$$\begin{aligned} \phi_3(I_e, X_T) &= \frac{\mu_0 S N X_g X_T I_e}{(2X_g - X_T)(2X_g^2 - X_T^2)} \\ &\quad + \frac{\mu_0 S B_r I_p}{2\mu_r} \frac{2X_g + X_T}{2X_g^2 - X_T^2} + \frac{\mu_0 S N I_e}{2X_g - X_T} \end{aligned} \quad (4.10)$$

(4.9)と(4.10)で与えられる磁束は磁石間隙①と③にそれぞれ

$$\frac{\phi_1^2(I_e, X_T)}{2\mu_0 S}, \quad \frac{\phi_3^2(I_e, X_T)}{2\mu_0 S}$$

なる吸引力を発生せしめる³³⁾。したがって, フラッパに作用するトルクモータの吸引力 F_T は I_e と X_T の関数として次式で表わされる。

$$F_T(I_e, X_T) = \frac{1}{2\mu_0 S} \{ \phi_3^2(I_e, X_T) - \phi_1^2(I_e, X_T) \} \quad (4.11)$$

油圧サーボは常に I_e (したがって X_T) を零に保つように制御するから, I_e と X_T は十分微少量であると考えてよい。したがって, (4.11)はこれをマクローリン級数に展開した一次の項までで近似でき

$$f_T = F_T(0, 0) + \frac{\partial F_T}{\partial I_e} \Big|_0 i_e + \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \Big|_0 x_T \quad (4.12)$$

と書ける。右辺の第一項は(4.9)～(4.11)から

$$F_T(0, 0) = 0 \quad (4.13)$$

である。第二項および第三項の微係数は(4.9)～(4.10)から得られ次式となる。

$$\frac{\partial F_T}{\partial I_e} \Big|_0 = \frac{1}{\mu_0 S} \left\{ \phi_3(0, 0) \frac{\partial \phi_3}{\partial I_e} \Big|_0 - \phi_1(0, 0) \frac{\partial \phi_1}{\partial I_e} \Big|_0 \right\} \quad (4.14)$$

$$\frac{\partial F_T}{\partial X_T} \Big|_0 = \frac{1}{\mu_0 S} \left\{ \phi_3(0, 0) \frac{\partial \phi_3}{\partial X_T} \Big|_0 - \phi_1(0, 0) \frac{\partial \phi_1}{\partial X_T} \Big|_0 \right\} \quad (4.15)$$

ここで, (4.8)から

$$\phi_m(0, 0) = \frac{\mu_0 S B_r I_p}{X_g \mu_r} \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial \phi_m}{\partial I_e} \Big|_0 = \frac{\partial \phi_m}{\partial X_T} \Big|_0 = 0 \quad (4.17)$$

を得, (4.2), (4.6)～(4.7), (4.9)～(4.11), (4.16)～(4.17)から

$$\phi_1(0, 0) = \phi_3(0, 0) = \frac{1}{2} \phi_m(0, 0) = \frac{\mu_0 S B_r I_p}{2X_g \mu_r} \quad (4.18)$$

$$\frac{\partial \phi_1}{\partial I_e} \Big|_0 = \frac{1}{2} \frac{\partial \phi_m}{\partial I_e} \Big|_0 - \frac{\mu_0 S}{2X_g} \frac{\partial V_c}{\partial I_e} \Big|_0 = -\frac{\mu_0 S N}{2X_g} \quad (4.19)$$

$$\frac{\partial \phi_1}{\partial X_T} \Big|_0 = -\frac{1}{4X_g} \phi_m(0, 0) + \frac{1}{2} \frac{\partial \phi_m}{\partial X_T} \Big|_0 = -\frac{\mu_0 S B_r I_p}{4X_g^2 \mu_r} \quad (4.20)$$

$$\frac{\partial \phi_3}{\partial I_e} \Big|_0 = \frac{1}{2} \frac{\partial \phi_m}{\partial I_e} \Big|_0 + \frac{\mu_0 S}{2X_g} \frac{\partial V_c}{\partial I_e} \Big|_0 = \frac{\mu_0 S N}{2X_g} \quad (4.21)$$

$$\frac{\partial \phi_3}{\partial X_T} \Big|_0 = \frac{1}{4X_g} \phi_m(0, 0) + \frac{1}{2} \frac{\partial \phi_m}{\partial X_T} \Big|_0 = \frac{\mu_0 S B_r I_p}{4X_g^2 \mu_r} \quad (4.22)$$

を得る。(4.18)～(4.22)を(4.14)と(4.15)に代入すると, (4.12)の右辺の微係数は IDPF サーボバルブ設計諸定数で表わされ次式となる。

$$\frac{\partial F_T}{\partial I_e} \Big|_0 = \frac{\mu_0 S B_r I_p N}{2\mu_r X_g^3} = \frac{\mu_0 S N}{2X_g^3} V_m \quad (4.23)$$

$$\frac{\partial F_T}{\partial X_T} \Big|_0 = \frac{\mu_0 S B_r I_p^2}{4\mu_r^2 X_g^3} = \frac{\mu_0 S}{4X_g^3} V_m^2 \quad (4.24)$$

4.3 フラッパに作用するノズル噴流力

フラッパが図 3.8 の b 線上を X_F だけ変位したとき, ノズル両背室の圧力が P_{N1} , P_{N2} に変化したとする。ノズル中心線上, フラッパ付近の左右噴出流の静圧および流速をそれぞれ P_{F1} , P_{F2} および V_{F1} , V_{F2} とし, 噴出後油はフラッパに沿って流れるものとする。このとき, ベルヌーイの法則と連続の式によって次式が成立している。

$$P_{N1} = P_{F1} + \frac{\rho}{2} V_{F1}^2 \quad (4.25)$$

$$P_{N2} = P_{F2} + \frac{\rho}{2} V_{F2}^2 \quad (4.26)$$

$$Q_{N1} = \frac{\pi d_{N1}^2}{4} V_{F1} = c_N \pi d_N \sqrt{\frac{2}{\rho}} (X_N - X_F) \sqrt{P_{N1}} \quad (4.27)$$

$$Q_{N2} = \frac{\pi d_{N2}^2}{4} V_{F2} = c_N \pi d_N \sqrt{\frac{2}{\rho}} (X_N + X_F) \sqrt{P_{N2}} \quad (4.28)$$

さらに、左右からフラップに作用するノズル噴流力 F_{N1} と F_{N2} は次式で表わされる。

$$F_{N1} = \frac{\pi d_{N1}^2}{4} P_{F1} + \rho Q_{N1} V_{F1} \quad (4.29)$$

$$F_{N2} = \frac{\pi d_{N2}^2}{4} P_{F2} + \rho Q_{N2} V_{F2} \quad (4.30)$$

(4.25) ~ (4.28) によって (4.29) と (4.30) は次式のように書きあらためられる。

$$F_{N1}(X_F, P_{N1}) = \frac{\pi d_{N1}^2}{4} P_{N1} + \frac{2\rho}{\pi d_{N1}^2} Q_{N1}^2(X_F, P_{N1}) \quad (4.31)$$

$$F_{N2}(X_F, P_{N2}) = \frac{\pi d_{N2}^2}{4} P_{N2} + \frac{2\rho}{\pi d_{N2}^2} Q_{N2}^2(X_F, P_{N2}) \quad (4.32)$$

ここで、 $X_F = 0$ のとき

$$P_0 \triangleq P_{N1}|_{X_F=0} = P_{N2}|_{X_F=0} \quad (4.33)$$

$$Q_0 \triangleq Q_{N1}|_{X_F=0} = Q_{N2}|_{X_F=0} \quad (4.34)$$

は明らかに成立する。油圧サーボは常に X_F を零に保つように制御するから、 X_F および P_{Ni} , Q_{Ni} ($i=1, 2$) の P_0 , Q_0 からの変化は十分微少量であると考えてよい。したがって、(4.31) ~ (4.32) はこれをテラ級数に展開した一次の項までで近似でき、

$$F_{N1}(x_F, P_0 + p_{N1}) = \frac{\pi d_{N1}^2}{4} (P_0 + p_{N1}) + \frac{4\rho}{\pi d_{N1}^2} Q_0 \left(\frac{1}{2} Q_0 + \frac{\partial Q_{N1}}{\partial X_F} \Big|_0 x_F + \frac{\partial Q_{N1}}{\partial P_{N1}} \Big|_0 p_{N1} \right) \quad (4.35)$$

$$F_{N2}(x_F, P_0 + p_{N2}) = \frac{\pi d_{N2}^2}{4} (P_0 + p_{N2}) + \frac{4\rho}{\pi d_{N2}^2} Q_0 \left(\frac{1}{2} Q_0 + \frac{\partial Q_{N2}}{\partial X_F} \Big|_0 x_F + \frac{\partial Q_{N2}}{\partial P_{N2}} \Big|_0 p_{N2} \right) \quad (4.36)$$

と書ける。(4.27) ~ (4.28) と (4.33) から次式は容易に示せる。

$$\frac{\partial Q_{N1}}{\partial P_{N1}} \Big|_0 = \frac{\partial Q_{N2}}{\partial P_{N2}} \Big|_0 \quad (4.37)$$

したがって、フラップに作用するノズル噴流力 f_N は (4.35) ~ (4.37) から導かれ次式となる。

$$f_N = F_{N1}(x_F, P_0 + p_{N1}) - F_{N2}(x_F, P_0 + p_{N2}) = \frac{\partial F_N}{\partial X_F} \Big|_0 x_F + \frac{\partial F_N}{\partial P_N} \Big|_0 p_N \quad (4.38)$$

ここに

$$\frac{\partial F_N}{\partial X_F} \Big|_0 = \frac{4\rho}{\pi d_{N1}^2} Q_0 \left(\frac{\partial Q_{N1}}{\partial X_F} \Big|_0 - \frac{\partial Q_{N2}}{\partial X_F} \Big|_0 \right) \quad (4.39)$$

$$\frac{\partial F_N}{\partial P_N} \Big|_0 = \frac{\pi d_{N1}^2}{4} + \frac{4\rho}{\pi d_{N1}^2} Q_0 \frac{\partial Q_{N1}}{\partial P_{N1}} \Big|_0 \quad (4.40)$$

$$P_N = P_{N1} - P_{N2}, \quad p_N = p_{N1} - p_{N2} \quad (4.41)$$

(4.39) と (4.40) に 4.5 節の (4.62), (4.64) ~ (4.65) を代入すると、結局 (4.38) の微係数は IDPF サーボバルブ設計諸定数で表わされ次式となる。

$$\frac{\partial F_N}{\partial X_F} \Big|_0 = - \frac{16\pi (c_0 d_0^2 c_N)^2 X_N P_S}{(c_0 d_0^2)^2 + (4c_N d_N X_N)^2} \quad (4.42)$$

$$\frac{\partial F_N}{\partial P_N} \Big|_0 = \frac{\pi d_{N1}^2}{4} + 4\pi c_N^2 X_N^2 \quad (4.43)$$

4.4 フラップの運動方程式

図 3.8 から明らかなように、フラップの回転角 Ψ は

$$\tan \Psi = \frac{X_T}{l_1} = \frac{X_F}{l_2} \quad (4.44)$$

の関係がある。油圧サーボは常に X_F , X_T を零に保つように制御するから、(4.44) は次式で近似できる。

$$\phi = \frac{x_T}{l_1} = \frac{x_F}{l_2} \quad (4.45)$$

したがって、フラップの運動方程式は次式で表わすことができる。

$$J_F \ddot{\phi} + B_F \dot{\phi} + K_F \phi = f_T l_1 - f_N l_2 \quad (4.46)$$

4.5 ノズル背圧

図 3.8 のノズル・フラップ系では、直径 d_N の固定オリフィスとノズル・フラップ間隙による可変オリフィスとが連成している。この場合、 $|X_F| \leq X_N$ なるフラップ変位に対してノズル背圧が制御されうるのは次の条件が必要である。

$$\frac{\pi d_{N1}^2}{4} \geq \pi X_N d_N$$

すなわち

$$d_N \geq 4X_N \quad (4.47)$$

以下の解析は (4.47) の条件のもとに進める。

スプールが $X_S = 0$ に位置している時の左右のノズル背室の体積を v_0 とし、 X_S に位置している時の体積および圧縮流量を v_{N1} , v_{N2} および Q_{c1} , Q_{c2} とする。作動油の圧縮率 α の定義式

$$\alpha = - \frac{1}{v_0} \frac{d v_{N1}}{d P_{N1}} = - \frac{1}{v_0} \frac{d v_{N2}}{d P_{N2}} \quad (4.48)$$

を使って、圧縮流量を求めると次式を得る。

$$Q_{c1} = - \frac{d v_{N1}}{dt} = \alpha v_0 \frac{d P_{N1}}{dt} \quad (4.49)$$

$$Q_{c2} = -\frac{dv_{N2}}{dt} = \alpha v_0 \frac{dP_{N2}}{dt} \quad (4.50)$$

図 3.8 を参照して、ノズル・フラップ系における流量方程式を求めると次式を得る。

$$Q_{01} = Q_{N1} + Q_{S1} + Q_{c1} \quad (4.51)$$

$$Q_{02} = Q_{N2} - Q_{S2} + Q_{c2} \quad (4.52)$$

ここに、各流量は次式で表わされる。

$$Q_{01}(P_{N1}) = c_0 \frac{\pi d_0^3}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_S - P_{N1}} \quad (4.53)$$

$$Q_{02}(P_{N2}) = c_0 \frac{\pi d_0^3}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_S - P_{N2}} \quad (4.54)$$

$$Q_{N1}(X_F, P_{N1}) = c_N \pi d_N \sqrt{\frac{2}{\rho}} (X_N - X_F) \sqrt{P_{N1}} \quad (4.55)$$

$$Q_{N2}(X_F, P_{N2}) = c_N \pi d_N \sqrt{\frac{2}{\rho}} (X_N + X_F) \sqrt{P_{N2}} \quad (4.56)$$

$$Q_{S1} = Q_{S2} = A_S \dot{X}_S \quad (4.57)$$

油圧サーボは常に X_F を零に保つように制御するから、 X_F , X_S および P_{Ni} ($i=1, 2$) の P_0 からの変化は十分微量量であると考えてよい。したがって、(4.51) と (4.52) の両辺はそれをテーラ級数に展開した一次の項までで近似でき、(4.33), (4.49) ~ (4.50) と (4.57) を使うと

$$Q_{01}(P_0) + \left. \frac{dQ_{01}}{dP_{N1}} \right|_0 p_{N1} = Q_{N1}(0, P_0) + \left. \frac{\partial Q_{N1}}{\partial X_F} \right|_0 x_F + \left. \frac{\partial Q_{N1}}{\partial P_{N1}} \right|_0 p_{N1} + A_S \dot{x}_S + \alpha v_0 \dot{p}_{N1} \quad (4.58)$$

$$Q_{02}(P_0) + \left. \frac{dQ_{02}}{dP_{N2}} \right|_0 p_{N2} = Q_{N2}(0, P_0) + \left. \frac{\partial Q_{N2}}{\partial X_F} \right|_0 x_F + \left. \frac{\partial Q_{N2}}{\partial P_{N2}} \right|_0 p_{N2} - A_S \dot{x}_S + \alpha v_0 \dot{p}_{N2} \quad (4.59)$$

と書ける。ここで、(4.34), (4.58) ~ (4.59) から

$$Q_0 = Q_{01}(P_0) = Q_{02}(P_0) = Q_{N1}(0, P_0) = Q_{N2}(0, P_0) \quad (4.60)$$

を得、(4.53) ~ (4.56) と (4.60) から

$$P_0 = \frac{(c_0 d_0^3)^2 P_S}{(c_0 d_0^3)^2 + (4c_N d_N X_N)^2} \quad (4.61)$$

を得、(4.53), (4.60) ~ (4.61) から

$$Q_0 = \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \frac{\pi c_0 d_0^3 c_N d_N X_N}{\sqrt{(c_0 d_0^3)^2 + (4c_N d_N X_N)^2}} \quad (4.62)$$

を得、(4.53) ~ (4.56) と (4.61) から次式を得る。

$$\begin{aligned} \left. \frac{dQ_{01}}{dP_{N1}} \right|_0 &= \left. \frac{dQ_{02}}{dP_{N2}} \right|_0 \\ &= -\frac{\pi c_0 d_0^3}{32c_N d_N X_N} \sqrt{\frac{2}{\rho P_S}} \sqrt{(c_0 d_0^3)^2 + (4c_N d_N X_N)^2} \end{aligned} \quad (4.63)$$

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial Q_{N1}}{\partial X_F} \right|_0 &= -\left. \frac{\partial Q_{N2}}{\partial X_F} \right|_0 \\ &= -\sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \frac{\pi c_N d_N c_0 d_0^3}{\sqrt{(c_0 d_0^3)^2 + (4c_N d_N X_N)^2}} \end{aligned} \quad (4.64)$$

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial Q_{N1}}{\partial P_{N1}} \right|_0 &= \left. \frac{\partial Q_{N2}}{\partial P_{N2}} \right|_0 \\ &= \sqrt{\frac{2}{\rho P_S}} \frac{\pi c_N d_N X_N \sqrt{(c_0 d_0^3)^2 + (4c_N d_N X_N)^2}}{2c_0 d_0^3} \end{aligned} \quad (4.65)$$

(4.41), (4.58) ~ (4.60), (4.63) ~ (4.65) から、ノズル背圧 p_N が導びかれ次式で表わされる。

$$\beta \dot{p}_N + p_N = \left. \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \right|_0 x_F + \left. \frac{\partial P_N}{\partial \dot{X}_S} \right|_0 \dot{x}_S \quad (4.66)$$

ここに

$$\beta = -\frac{\alpha v_0}{\left. \frac{dQ_{01}}{dP_{N1}} \right|_0 - \left. \frac{\partial Q_{N1}}{\partial P_{N1}} \right|_0} \quad (4.67)$$

$$\left. \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \right|_0 = \frac{2 \left. \frac{\partial Q_{N1}}{\partial X_F} \right|_0}{\left. \frac{dQ_{01}}{dP_{N1}} \right|_0 - \left. \frac{\partial Q_{N1}}{\partial P_{N1}} \right|_0} \quad (4.68)$$

$$\left. \frac{\partial P_N}{\partial \dot{X}_S} \right|_0 = \frac{2A_S}{\left. \frac{dQ_{01}}{dP_{N1}} \right|_0 - \left. \frac{\partial Q_{N1}}{\partial P_{N1}} \right|_0} \quad (4.69)$$

(4.67) ~ (4.69) に (4.63) ~ (4.65) を代入すると、結局 (4.66) の β と微係数は IDPF サーボバルブの設計諸定数で表わされ次式となる。

$$\beta = \sqrt{\frac{\rho P_S}{2}} \frac{32c_0 d_0^3 c_N d_N X_N \alpha v_0}{\pi \{(c_0 d_0^3)^2 + (4c_N d_N X_N)^2\}^{3/2}} \quad (4.70)$$

$$\left. \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \right|_0 = \frac{64(c_0 d_0^3)^2 (c_N d_N)^2 X_N P_S}{\{(c_0 d_0^3)^2 + (4c_N d_N X_N)^2\}^2} \quad (4.71)$$

$$\left. \frac{\partial P_N}{\partial \dot{X}_S} \right|_0 = -\sqrt{\frac{\rho P_S}{2}} \frac{64c_0 d_0^3 c_N d_N X_N A_S}{\pi \{(c_0 d_0^3)^2 + (4c_N d_N X_N)^2\}^{3/2}} \quad (4.72)$$

4.6 設 計

(4.12), (4.38), (4.45) ~ (4.46) と (4.66) にもとづいて、トルクモータ・ノズルフラップ系のブロック線図を描くと図 4.2 のごとくである。スプールの位置に固定して考えるならば、トルクモータ・ノズルフラップ系の伝達関数は図 4.2 から得られ次式となる。

$$\frac{p_N(s)}{i_e(s)} = \frac{a_0}{a_1 s^3 + a_2 s^2 + a_3 s + a_4}, \quad \frac{f_S(s)}{p_N(s)} = A_S \quad (4.73)$$

ここに

$$a_0 = l_1 l_2 \left. \frac{\partial F_T}{\partial I_e} \right|_0 \left. \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \right|_0 \quad (4.74)$$

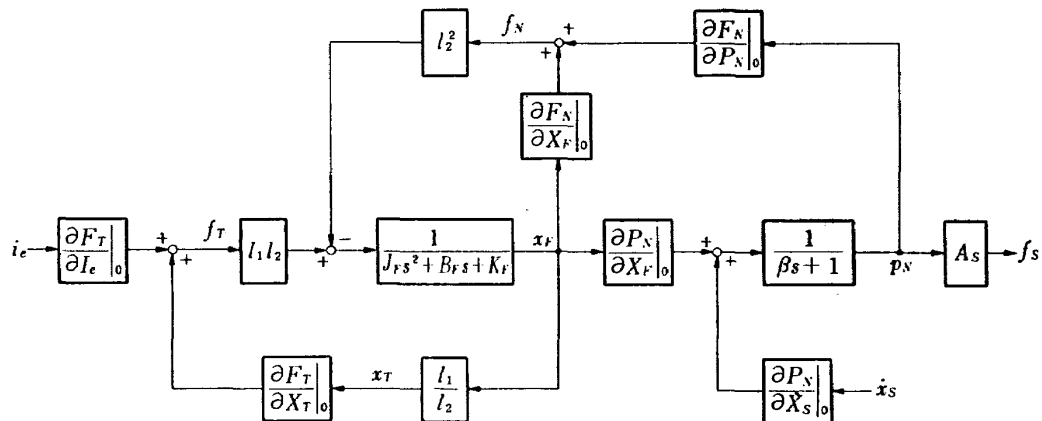


図 4.2 トルクモータ・ノズルフラップ系のブロック線図

$$a_1 = \beta J_F \quad (4.75)$$

$$a_2 = J_F + \beta B_F \quad (4.76)$$

$$a_3 = B_F + \beta \left(K_F - l_1^2 \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \Big|_0 + l_2^2 \frac{\partial F_N}{\partial X_N} \Big|_0 \right) \quad (4.77)$$

$$a_4 = K_F - l_1^2 \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \Big|_0 + l_2^2 \frac{\partial F_N}{\partial X_F} \Big|_0 + l_2^2 \frac{\partial F_N}{\partial P_N} \Big|_0 \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \Big|_0 \quad (4.78)$$

4.6.1 トルクモータ・ノズルフラップ系のゲイン

(4.23) ~ (4.24), (4.42) ~ (4.43), (4.71), (4.73) ~ (4.74) と (4.78) から, トルクモータ・ノズルフラップ系のゲイン K_R は IDPF サーボバルブ設計諸定数の関数として次式のように表わせる。

$$K_R(A_S, l_1, l_2, S, N, l_p, X_\theta, d_0, d_N, X_N, P_S, K_F) = \frac{A_S a_0}{a_4} \quad (4.79)$$

各パラメータに関する K_R の第一変分を求めるとつぎの事実が導びかれる。

(a) 次式から, A_S, l_1, S, N, l_p, P_S が大きい程, X_θ, K_F が小さい程, ゲイン K_R は増大することがわかる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial K_R}{\partial A_S} > 0, \quad \frac{\partial K_R}{\partial l_1} > 0, \quad \frac{\partial K_R}{\partial S} > 0, \\ \frac{\partial K_R}{\partial N} > 0, \quad \frac{\partial K_R}{\partial l_p} > 0, \quad \frac{\partial K_R}{\partial P_S} > 0 \\ \frac{\partial K_R}{\partial X_\theta} < 0, \quad \frac{\partial K_R}{\partial K_F} < 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.80)$$

(b) d_0 と d_N が

$$c_0 d_0^2 \geq d_N^2 \quad (4.81)$$

を満たす場合には $\partial K_R / \partial l_2 > 0$ となり, l_2 が大きい程 K_R は増大する。 d_0 と d_N が

$$c_0 d_0^2 < d_N^2 \quad (4.82)$$

である場合には, 次式を満たすように l_2 を設計するならば, K_R は l_2 に関して最大値をとる。

$$l_2^2 = \frac{\left(K_F - l_1^2 \frac{\mu_0 S}{2 X_\theta^3} V_m^2 \right) \{ (c_0 d_0^2)^2 + (4 c_N d_N X_N)^2 \}^2}{\pi X_N P_S (4 c_0 d_0^2 c_N)^2 \{ d_N^4 - (c_0 d_0^2)^2 \}} \quad (4.83)$$

(c) 次式を満たすように X_N を設計するならば, K_R は X_N に関して最大値をとる。

$$X_N = \frac{c_0 d_0^2}{4 \sqrt{3 c_N d_N}} \quad (4.84)$$

(d) 次式を満たすように d_0 を設計するならば, K_R は d_0 に関して最大値をとる。

$$(c_0 d_0^2)^4 = \frac{\left(K_F - l_1^2 \frac{\mu_0 S}{4 X_\theta^3} V_m^2 \right) (4 c_N d_N X_N)^4}{K_F - l_2^2 \pi X_N P_S (4 c_N)^2 - l_1^2 \frac{\mu_0 S}{4 X_\theta^3} V_m^2} \quad (4.85)$$

(e) 次式を満たすように d_N を設計するならば, K_R は d_N に関して最大値をとる。

$$d_N^4 = \frac{\left(K_F - l_2^2 \pi X_N (4 c_N)^2 P_S - l_1^2 \frac{\mu_0 S}{4 X_\theta^3} V_m^2 \right) (c_0 d_0^2)^4}{(4 c_N X_N)^4 \left(K_F - l_1^2 \frac{\mu_0 S}{4 X_\theta^3} V_m^2 \right) + l_2^2 \pi X_N P_S (4 c_0 d_0^2 c_N)^2} \quad (4.86)$$

以上の諸式の内, (4.84) と (4.85) を満たすように X_N と d_0 を設計するならば, $\partial K_R / \partial d_N < 0$ となり, d_N の値が小さい程 K_R は増大することがわかる。しかし, d_N は (4.47) を満たすことが要求されるから, その値は

次式によって規定しなければならない。

$$d_N = 4 X_N \quad (3.87)$$

(4.84) を (4.85) に代入して d_0 と d_N を消去すると, 結局 K_R を最大にする X_N の値は次式から算定される。

$$X_N = \frac{8}{9} \frac{K_F - l_1^2 \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \Big|_0}{\pi l_2^2 P_S (4c_N)^3} \quad (4.88)$$

(4.87)～(4.88)を(4.84)に代入すると、 K_R を最大にする d_0 の値は次式から算定される。

$$d_0 = 4 \sqrt[4]{3} X_N \sqrt{\frac{c_N}{c_0}} \quad (4.89)$$

c_N の値は 0.6 以上であることが知られているから¹⁷⁾、(4.87)～(4.89)を満たすように X_N 、 d_0 、 d_N を設計するならば

$$\frac{c_0 d_0^3}{d_N^3} = \sqrt{3} c_N > 1 \quad (4.90)$$

となり、(4.81)を満たすことになる。したがってこの場合、 $\partial K_R / \partial l_2 > 0$ となり、 l_2 の値が大きい程 K_R は増大することがわかる。

4.6.2 フラップの固有振動数と安定性

(4.78)はフラップの等価スプリング定数を表わしている。(4.78)の右辺の第二項はトルクモータの吸引力にもとづくスプリング定数であり、第三項と第四項はノズル噴流力にもとづくスプリング定数である。前者は(4.24)によって正の値を持つが、後者の和は(4.42)、(4.43)と(4.71)によって、(4.81)が成立する場合には負の値を持ち、(4.82)が成立する場合には正の値を持つ。(4.87)～(4.89)を満たすように X_N 、 d_0 、 d_N を設計するならば、(4.90)が成立するから、この和は負の値を持ち、その値は結局次式によって与えられる。

$$l_2^2 \frac{\partial F_T}{\partial X_F} \Big|_0 + l_2^2 \frac{\partial F_N}{\partial P_N} \Big|_0 \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \Big|_0 = 3\pi l_2^2 X_N P_S (1 - 3c_N^3) \quad (4.91)$$

(4.73)、(4.76)と(4.78)において $\beta = 0$ とするならば、フラップの固有振動数は次式で定義される。

$$\omega_F = \sqrt{\frac{1}{J_F} \left(K_F - l_1^2 \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \Big|_0 + l_2^2 \frac{\partial F_N}{\partial X_F} \Big|_0 + l_2^2 \frac{\partial F_N}{\partial P_N} \Big|_0 \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \Big|_0 \right)} \quad (4.92)$$

7章で論じるように、 ω_F は IDPF サーボバルブの使用目的に応じて規定される。したがって、 J_F をできるだけ小さく設計し、規定された ω_F に対して(4.92)を満たすように K_F の値を設計しなければならない。(4.87)～(4.89)を満たすように X_N 、 d_0 、 d_N を設計するならば、(4.88)と(4.91)を(4.92)に代入すると、結局 K_F の値は次式から算定されることになる。

$$K_F = l_1^2 \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \Big|_0 + \frac{6c_N^3}{3c_N^3 + 1} J_F \omega_F^2 \quad (4.93)$$

トルクモータ・ノズルフラップ系が安定であるための必要十分条件は(4.73)から得られ次式となる。

$$a_2 a_3 < a_1 a_4 \quad (4.94)$$

(4.94)を(4.75)～(4.78)を使って変形すると次式となる。

$$\begin{aligned} & \beta B_F^2 + \left\{ J_F + \beta^2 \left(K_F - l_1^2 \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \Big|_0 + l_2^2 \frac{\partial F_N}{\partial X_F} \Big|_0 \right) \right\} B_F \\ & - \beta J_F l_2^2 \frac{\partial F_N}{\partial P_N} \Big|_0 \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \Big|_0 > 0 \end{aligned} \quad (4.95)$$

したがって、安定性を保証するために、 B_F は次式を満たすように設計しなければならない。

$$\begin{aligned} B_F & > \frac{1}{2\beta} \left[\sqrt{\left\{ J_F + \beta^2 \left(K_F - l_1^2 \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \Big|_0 + l_2^2 \frac{\partial F_N}{\partial X_F} \Big|_0 \right) \right\}^2 + 4\beta^2 J_F l_2^2 \frac{\partial F_N}{\partial P_N} \Big|_0 \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \Big|_0} \right. \\ & \left. - \left\{ J_F + \beta^2 \left(K_F - l_1^2 \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \Big|_0 + l_2^2 \frac{\partial F_N}{\partial X_F} \Big|_0 \right) \right\} \right] \end{aligned} \quad (4.96)$$

4.6.3 トルクモータ・ノズルフラップ系の設計

以上の諸条件にもとづいて、トルクモータ・ノズルフラップ系はつぎの手順で設計される。

- (i) IDPF サーボバルブの使用目的に応じて ω_F 、 K_R 、 P_S の値を規定する。
- (ii) 製作寸法の大きさおよび K_R の値を考慮して A_S 、 l_1 、 l_2 、 l_p 、 S 、 X_0 の値を適当に規定する。
- (iii) J_F の値をできるだけ小さく設計し、 K_F の値を(4.93)から算定する。
- (iv) この K_F の値を用いて、 X_N の値を(4.88)から算定する。
- (v) この X_N の値を用いて、 d_0 と d_N の値を(4.89)と(4.87)から算定する。

(vi) K_R が規定値になるように、 N の値を(4.79)から算定する。

(vii) (4.96)を満たすように、 B_F を設計する。

ただし、 A_S の値はスプールのダンピング係数の考察にもとづいて規定する必要があるが、詳細は7章において述べる。

4.7 ま と め

トルクモータ・ノズルフラップ系は図 3.8 に示した IDPF サーボバルブの前段増幅部にあたる。サーボバルブの出力電流 I_e に応じて、フラップはトルクモータの吸引力 F_T とノズル噴流力 F_N を受けて、フラップスプリングと釣合う位置まで回転し、この動き X_F (または X_T) がノズル背室に圧力差 P_N を生じ、スプ

ールに $A_S P_N$ なる力を作用する。 F_T は I_e と X_T の、 F_N は X_F と P_N の、 P_N は X_F のそれぞれ非線形関数である。油圧サーボは常に I_e (したがって X_T , X_F , P_N) を零に保つように制御するから、これら非線形関数は一次近似方程式で表わすことができる。その方程式に現われる各微係数は IDPF サーボバルブ設計諸定数の関数として与えられる。この線形化手法にもとづくと、トルクモータ・ノズルフラップ系のブロック線図は図 4.2 のように描かれ、その伝達関数は (4.73) となる。この式から系のゲイン、フラップの固有振動数および系の安定条件が、IDPF サーボバルブ設計諸定数の関数として得られ、ゲインを最大にするための設計条件が導出される。これら諸条件にもとづくと、トルクモータ・ノズルフラップ系は 4.6.3 節に述べた手順で設計される。

5. スプール・4 方弁系の解析

5.1 はじめに

スプール・4 方弁系は IDPF サーボバルブのパワー増幅部にあたる。図 3.8 にもとづいて、その作動原理を説明すると以下のようなものである。スプールにはトルクモータ・ノズルフラップ系の出力であるノズル背圧と、IDPF 油圧補償回路の出力である負および正の帰還圧 (6 章参照) とが作用し、スプールを平衡ばねと釣合う位置まで変位させる。この変位量に応じて、油圧源から供給される高圧油がメータリングオリフィスから吐出され、ピストンを動かす。アクチュエータの駆動力は供給油圧を高めることによって十分強くできる。

図 3.8 に示したメータリングオリフィスのラップ量 Δ と Δ' は、4 方弁の特性ばかりでなく油圧サーボの不感帯とスティフネスをも左右する重要な設計パラメータである。したがって、ラップ量は IDPF サーボバルブの使用目的に応じて決定されなくてはならず、また実際に製作された IDPF サーボバルブ内 4 方弁の良否を判定するためにラップ量を推定することが必要になる。4 方弁の解析はいくつか報告されているが^{(24)~(26)}、特殊なラップ量の場合に限られており、設計上の考察を欠いている。また、ラップ量を推定する方法はまだ研究されていない。本章では、4 方弁の特性をラップ量をパラメータとして系統的に調べ、それが油圧サーボにもたらす不感帯とスティフネスを考慮に入れて、スプール・4 方弁系の設計法について論じる。なお、これら解析結果を利用した既製サーボバルブ内 4 方弁のラップ量推定法は補足 A で述べることにする。以下の解析において、 Δ (または Δ') < 0 はオーバラップを

意味し、 Δ (または Δ') はアンダラップを意味するものとし、メータリングオリフィスの形状は幅 W の矩形とし、関数 $u(i)$ は

$$u(i) = \begin{cases} 1 & (i \geq 0) \\ 0 & (i < 0) \end{cases} \quad (5.1)$$

を表わすものとする。

5.2 スプールの運動方程式

油圧サーボは常にスプール変位 X_S を零に保つように制御する。このとき、図 3.4 と図 3.8 から明らかのように、スプールにはトルクモータ・ノズルフラップ系から f_S 、IDPF 油圧補償回路から f_F なる力が作用する。 f_S と f_F は (4.73) と次章の (6.23) から次式で与えられる。

$$f_S = A_S p_N$$

$$f_F = A_D p_D - A_O p_L$$

したがって、スプールの運動方程式は次式で表わされる。

$$M_S \ddot{x}_S + B_S \dot{x}_S + 2K_S x_S = A_S p_N - A_D p_D + A_O p_L \quad (5.2)$$

5.3 4 方弁の特性方程式

4 方弁の特性を調べるために、図 3.8 から IDPF 油圧補償回路を取りのぞいて考える。このとき、4 方弁の各流量の間には次式が成立している。

$$Q_1 = Q_3 + Q_6 \quad (5.3)$$

$$Q_2 = Q_6 - Q_4 \quad (5.4)$$

ここに、各流量は次式で表わされる。

$$Q_1 = c_M W (\Delta + X_S) \sqrt{2/\rho} \sqrt{P_S - P_1} \quad (X_S \geq -\Delta) \quad (5.5)$$

$$= 0 \quad (X_S \leq -\Delta) \quad (5.6)$$

$$Q_2 = c_M W (\Delta - X_S) \sqrt{2/\rho} \sqrt{P_S - P_2} \quad (X_S \leq \Delta) \quad (5.7)$$

$$= 0 \quad (X_S \geq \Delta) \quad (5.8)$$

$$Q \triangleq Q_3 = Q_4 = A_P \dot{Y} \quad (5.9)$$

$$Q_3 = c_M W (\Delta' - X_S) \sqrt{2/\rho} \sqrt{P_1} \quad (X_S \leq \Delta') \quad (5.10)$$

$$= 0 \quad (X_S \geq \Delta') \quad (5.11)$$

$$Q_6 = c_M W (\Delta' + X_S) \sqrt{2/\rho} \sqrt{P_2} \quad (X_S \geq -\Delta') \quad (5.12)$$

$$= 0 \quad (X_S \leq -\Delta') \quad (5.13)$$

また

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (5.14)$$

とする。(5.3) ~ (5.14) から、 X_S と P_L の関数として 4 方弁の出力流量 $Q(X_S, P_L)$ が求まる。特に、 $Q_{NL} \triangleq Q(X_S, 0)$ は 4 方弁の無負荷流量を表わす。また、 $Q(X_S, P_L) = 0$ から求まる負荷圧力 P_{LS} を 4 方弁の圧

力感度とよぶことにする。これら 4 方弁の特性方程式はラップ量をパラメータとして表わすと、結局以下のごとくなる。

5.3.1 $\Delta = \Delta' = 0$ の場合

(i) 流量方程式

$$Q = c_M W \sqrt{\frac{P_S}{\rho}} X_S \left[\sqrt{1 - \frac{P_L}{P_S}} u(X_S) + \sqrt{1 + \frac{P_L}{P_S}} \{1 - u(X_S)\} \right] \quad (5.15)$$

(ii) 無負荷流量方程式

$$Q_{NL} = c_M W \sqrt{P_S \rho} X_S \quad (5.16)$$

(iii) 圧力感度方程式

$$P_{LS} = P_S \{2u(X_S) - 1\} \quad (5.17)$$

これらの特性を図示すると図 5.1 のごとくである。ただし、同図における Δ_m はスプールの最大変位量を表わし、 Q_m は次式で与えるものとする。

$$Q_m = c_M W \Delta_m \sqrt{P_S \rho}$$

5.3.2 $\Delta < 0, \Delta' = 0$ の場合

(i) 流量方程式

$$Q = c_M W \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} X_S \left[\frac{X_S + \Delta}{\sqrt{X_S^2 + (X_S + \Delta)^2}} \times \sqrt{1 - \frac{P_L}{P_S}} u(X_S + \Delta) + \frac{\Delta - X_S}{\sqrt{X_S^2 + (\Delta - X_S)^2}} \times \sqrt{1 + \frac{P_L}{P_S}} \{1 - u(X_S - \Delta)\} \right] \quad (5.18)$$

(ii) 無負荷流量方程式

$$Q_{NL} = c_M W \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} X_S \left[\frac{X_S + \Delta}{\sqrt{X_S^2 + (X_S + \Delta)^2}} u(X_S + \Delta) + \frac{\Delta - X_S}{\sqrt{X_S^2 + (\Delta - X_S)^2}} \{1 - u(X_S - \Delta)\} \right] \quad (5.19)$$

(iii) 圧力感度方程式

$$P_{LS} = P_S [u(X_S + \Delta) - \{1 - u(X_S - \Delta)\}] \quad (5.20)$$

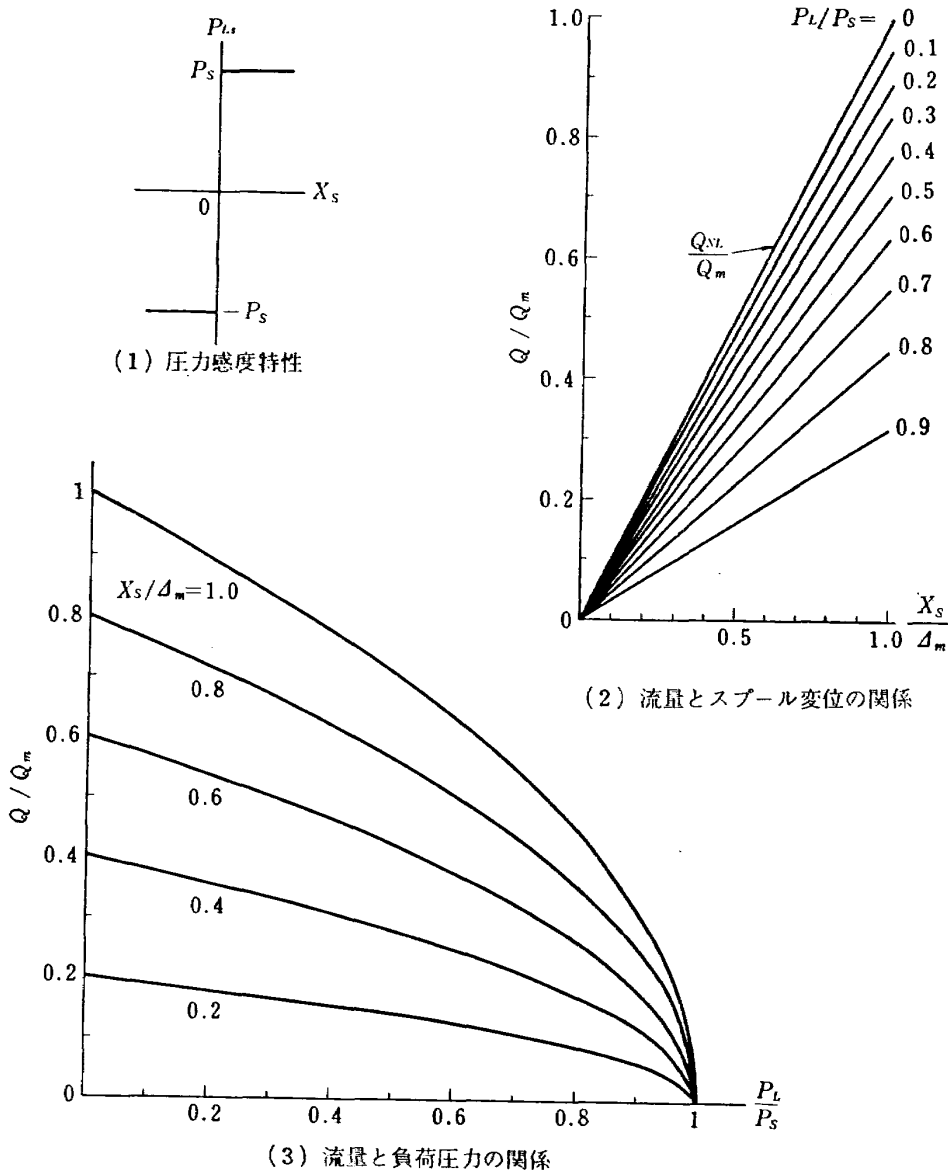


図 5.1 ゼロラップ形 4 方弁の特性

これらの特性を図示すると図 5.2 のごとくである。ただし、同図における Q_d は次式で定義される。

$$Q_d = c_M W d \sqrt{2P_s / \rho}$$

なお、 $d=0$, $d' < 0$ の場合は (5.18) ~ (5.20) における d を d' で置き換えた方程式となり、その特性は図 5.2 と同一である。

5.3.3 $d=d' < 0$ の場合

$|X_s| \leq d$ において $Q=0$, $P_{Ls}=0$ となり、 $|X_s| \geq d$ では 5.3.1 節の場合と同一特性を示す。

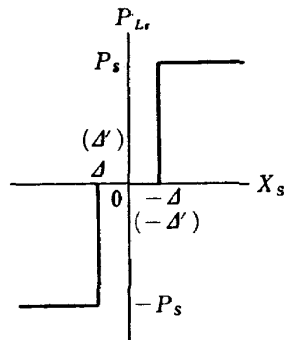
5.3.4 $d < d' < 0$ の場合

(i) 流量方程式

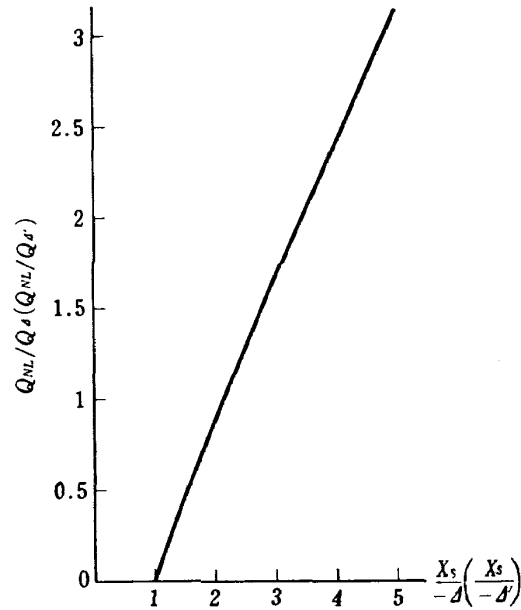
$$Q = c_M W \sqrt{\frac{2P_s}{\rho}} \left[\frac{(X_s + d)(X_s + d')}{\sqrt{(X_s + d)^2 + (X_s + d')^2}} \times \sqrt{1 - \frac{P_L}{P_s}} u(X_s + d) - \frac{(d - X_s)(d' - X_s)}{\sqrt{(d - X_s)^2 + (d' - X_s)^2}} \times \sqrt{1 + \frac{P_L}{P_s}} \{1 - u(X_s - d)\} \right] \quad (5.21)$$

(ii) 無負荷流量方程式

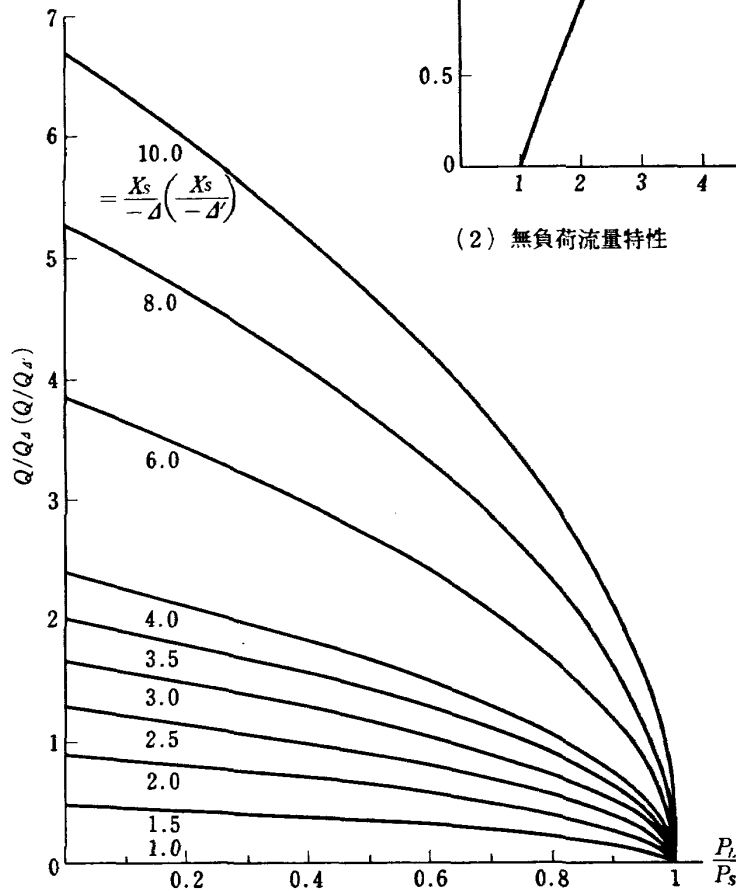
$$Q_{NL} = c_M W \sqrt{\frac{2P_s}{\rho}} \left[\frac{(X_s + d)(X_s + d')}{\sqrt{(X_s + d)^2 + (X_s + d')^2}} u(X_s + d) - \frac{(d - X_s)(d' - X_s)}{\sqrt{(d - X_s)^2 + (d' - X_s)^2}} \{1 - u(X_s - d)\} \right] \quad (5.22)$$



(1) 圧力感度特性



(2) 無負荷流量特性



(3) 流量と負荷圧力の関係

図 5.2 オーバラップ形 4 方弁の特性 ($d < 0$, $d' = 0$ と $d' < 0$, $d = 0$ の場合; 後者はカッコで示す)

(iii) 圧力感度方程式

$$P_{LS} = P_S \{u(X_S + d) + u(X_S - d) - 1\} \quad (5.23)$$

これらの特性は $|X_S| \leq |d'|$ において $Q=0$ となり、 $|X_S| \geq |d'|$ では 5.3.2 節の場合と同一特性を示す。なお、 $d' < d < 0$ の場合は (5.21) ~ (5.23) における d を d' で、 d' を d で置き換えた方程式となる。

 5.3.5 $d' > 0, d = 0$ の場合

(i) 流量方程式

$$\begin{aligned} Q = c_M W \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} & \left[\frac{X_S(X_S + d')}{\sqrt{X_S^2 + (X_S + d')^2}} \right. \\ & \times \sqrt{1 - \frac{P_L}{P_S}} u(X_S - d') + (X_S + d') \\ & \times \sqrt{\frac{P_2}{P_S}} \{u(X_S) - u(X_S - d')\} - (d' - X_S) \\ & \times \sqrt{\frac{P_1}{P_S}} \{u(X_S + d') - u(X_S)\} \\ & + \frac{X_S(d' - X_S)}{\sqrt{X_S^2 + (d' - X_S)^2}} \\ & \left. \times \sqrt{1 + \frac{P_L}{P_S}} \{1 - u(X_S + d')\} \right] \quad (5.24) \end{aligned}$$

(5.24) の P_1 は (5.14) と次式 (5.25) から、 P_2 は (5.14) と次式 (5.26) から X_S と P_L の関数として求める。

$$X_S \sqrt{P_S - P_1} - (d' - X_S) \sqrt{P_1} = (d' + X_S) \sqrt{P_2} \quad (5.25)$$

$$X_S \sqrt{P_S - P_2} + (d' + X_S) \sqrt{P_2} = (X_S - d') \sqrt{P_1} \quad (5.26)$$

(ii) 無負荷流量方程式

$$\begin{aligned} Q_{NL} = c_M W \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} & X_S \left[\frac{X_S + d'}{\sqrt{X_S^2 + (X_S + d')^2}} u(X_S - d') \right. \\ & + \frac{X_S + d'}{\sqrt{X_S^2 + (2d')^2}} \{u(X_S) - u(X_S - d')\} \\ & + \frac{d' - X_S}{\sqrt{X_S^2 + (2d')^2}} \{u(X_S + d') - u(X_S)\} \\ & \left. + \frac{d' - X_S}{\sqrt{X_S^2 + (d' - X_S)^2}} \{1 - u(X_S + d')\} \right] \quad (5.27) \end{aligned}$$

(iii) 圧力感度方程式

$$\begin{aligned} P_{LS} = P_S & \left[u(X_S - d') + \frac{X_S^2}{X_S^2 + (X_S - d')^2} \right. \\ & \times \{u(X_S) - u(X_S - d')\} \\ & - \frac{X_S^2}{X_S^2 + (X_S + d')^2} \{u(X_S + d') - u(X_S)\} \\ & \left. - 1 + u(X_S + d') \right] \quad (5.28) \end{aligned}$$

これらの特性を図示すると図 5.3 のごとくである。ただし、同図における Q_d は次式で定義される。

$$Q_d = c_M W d' \sqrt{2P_S/\rho}$$

なお、 $d > 0, d' = 0$ の場合は (5.24) ~ (5.28) における

d' を d で、 P_1 を $P_S - P_2$ で、 P_2 を $P_S - P_1$ で置き換えた方程式となり、その特性は図 5.3 と同一である。

 5.3.6 $d = d' > 0$ の場合

(i) 流量方程式

$$\begin{aligned} Q = c_M W \sqrt{\frac{P_S}{\rho}} & \left[(d + X_S) \sqrt{1 - \frac{P_L}{P_S}} u(X_S + d) \right. \\ & \left. - (d - X_S) \sqrt{1 + \frac{P_L}{P_S}} \{1 - u(X_S - d)\} \right] \quad (5.29) \end{aligned}$$

(ii) 無負荷流量方程式

$$\begin{aligned} Q_{NL} = c_M W \sqrt{\frac{P_S}{\rho}} & \left[(d + X_S) u(X_S + d) \right. \\ & \left. - (d - X_S) \{1 - u(X_S - d)\} \right] \quad (5.30) \end{aligned}$$

(iii) 圧力感度方程式

$$\begin{aligned} P_{LS} = P_S & \left[u(X_S - d) + \frac{2dX_S}{X_S^2 + d^2} \right. \\ & \left. \times \{u(X_S + d) - u(X_S - d)\} - 1 + u(X_S + d) \right] \quad (5.31) \end{aligned}$$

これらの特性を図示すると図 5.4 のごとくである。ただし、同図における Q_d は次式で定義される。

$$Q_d = c_M W d \sqrt{2P_S/\rho}$$

 5.3.7 $d' > d > 0$ の場合

(i) 流量方程式

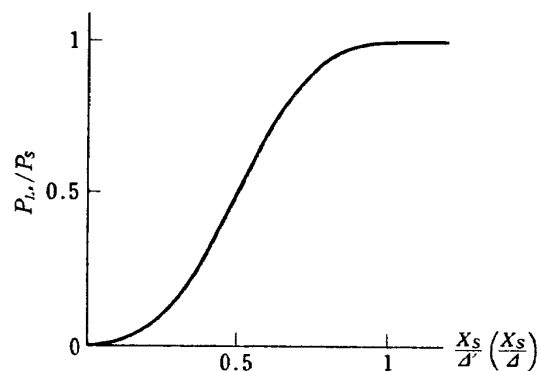
$$\begin{aligned} Q = c_M W \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} & \left[\frac{(X_S + d)(X_S + d')}{\sqrt{(X_S + d)^2 + (X_S + d')^2}} \right. \\ & \times \sqrt{1 - \frac{P_L}{P_S}} u(X_S - d') + (d' + X_S) \\ & \times \sqrt{\frac{P_2}{P_S}} \{u(X_S - d) - u(X_S - d')\} \\ & + \left\{ (d + X_S) \sqrt{1 - \frac{P_1}{P_S}} - (d' - X_S) \sqrt{\frac{P_1}{P_S}} \right\} \\ & \times \{u(X_S + d) - u(X_S - d)\} - (d' - X_S) \\ & \times \sqrt{\frac{P_1}{P_S}} \{u(X_S + d') - u(X_S + d)\} \\ & - \frac{(d - X_S)(d' - X_S)}{\sqrt{(d - X_S)^2 + (d' - X_S)^2}} \sqrt{1 + \frac{P_L}{P_S}} \\ & \left. \times \{1 - u(X_S + d')\} \right] \quad (5.32) \end{aligned}$$

(5.32) の P_2 は (5.14) と次式 (5.33) から、第三項の P_1 は (5.14) と次式 (5.34) から、第四項の P_1 は (5.14) と次式 (5.35) から X_S と P_L の関数として求める。

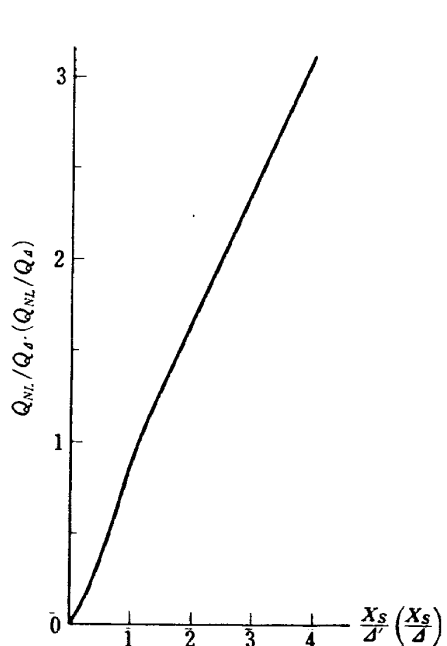
$$(d + X_S) \sqrt{P_S - P_1} - (d' - X_S) \sqrt{P_1} = (d' + X_S) \sqrt{P_2} \quad (5.33)$$

$$(d + X_S) \sqrt{P_S - P_1} - (d' - X_S) \sqrt{P_1} = (d' + X_S) \sqrt{P_2} - (d - X_S) \sqrt{P_S - P_2} \quad (5.34)$$

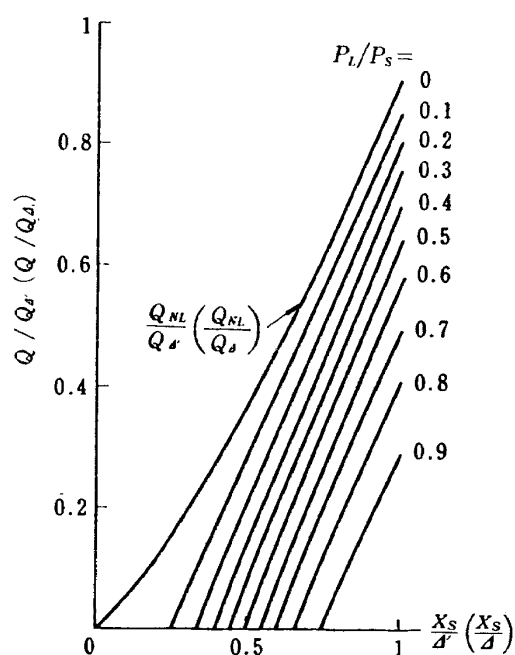
$$(d - X_S) \sqrt{P_S - P_2} - (d' + X_S) \sqrt{P_2} = (d' - X_S) \sqrt{P_1} \quad (5.35)$$



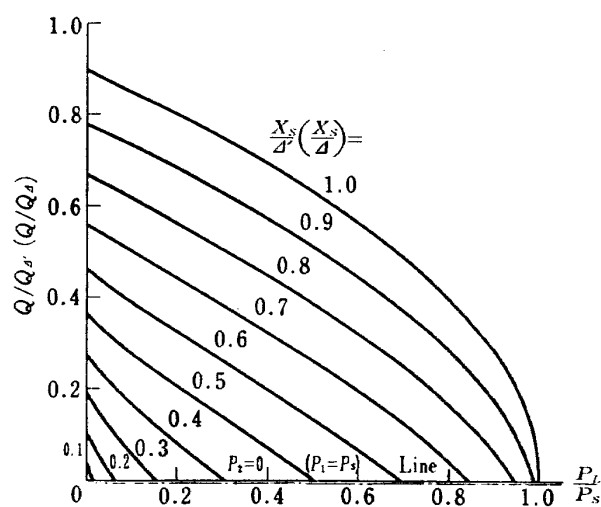
(1) 圧力感度特性



(2) 無負荷流量特性

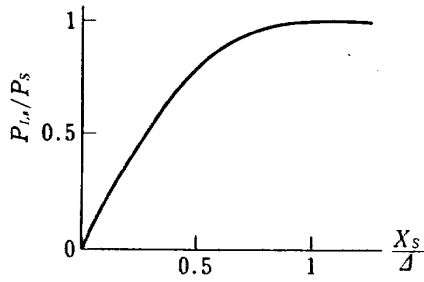


(3) 流量とスプール変位の関係

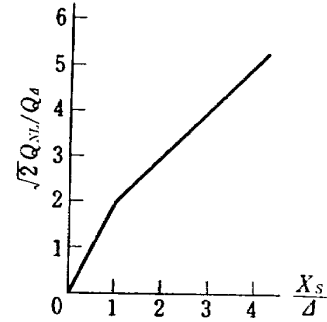


(4) 流量と負荷圧力の関係

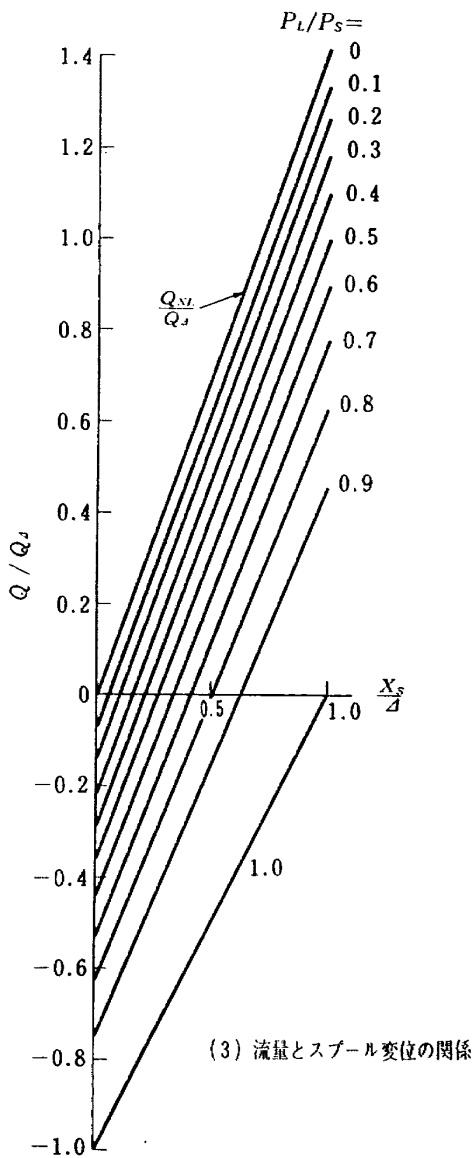
図 5.3 アンダラップ形 4 方弁の特性 ($\Delta' > 0$, $\Delta = 0$ と $\Delta < 0$, $\Delta' = 0$ の場合; 後者はカッコで示す)



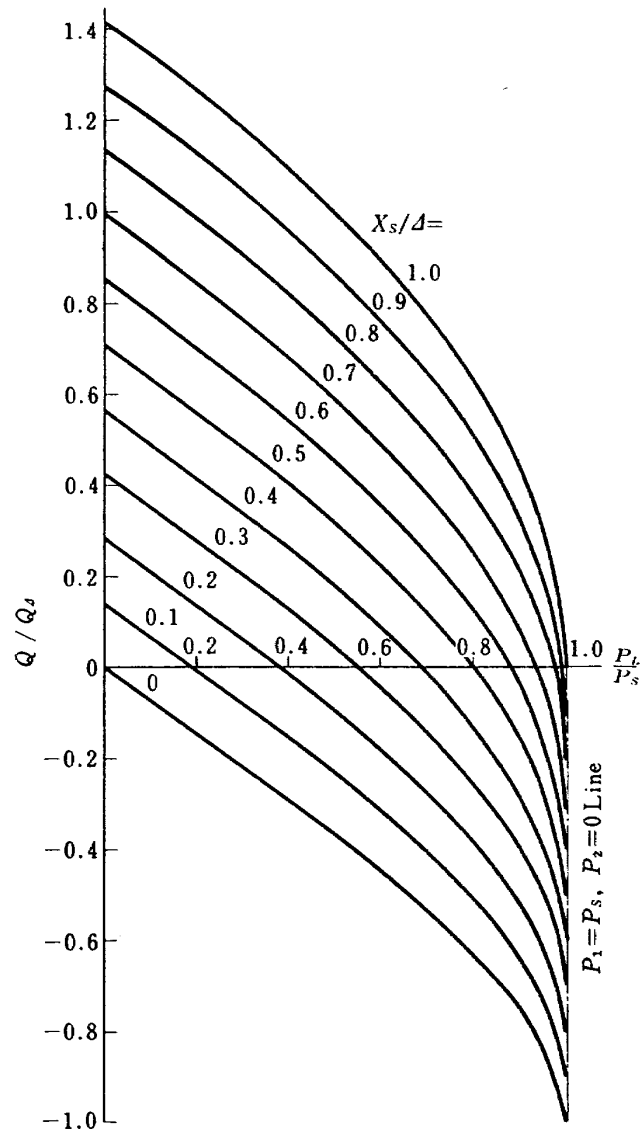
(1) 圧力感度特性



(2) 無負荷流量特性



(3) 流量とスプール変位の関係



(4) 流量と負荷圧力の関係

 図 5.4 アンダラップ形 4 方弁の特性 ($d=d'>0$ の場合)

(ii) 無負荷流量方程式

$$\begin{aligned}
 Q_{NL} = c_H W \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} & \left[\frac{(X_S+d)(X_S+d')}{\sqrt{(X_S+d)^2 + (X_S+d')^2}} u(X_S-d') + \frac{(X_S+d)(X_S+d')}{\sqrt{(X_S+d)^2 + (2d')^2}} \{u(X_S-d) - u(X_S-d')\} \right. \\
 & + \frac{(d+d')X_S}{\sqrt{d^2 + d'^2}} \{u(X_S+d) - u(X_S-d)\} - \frac{(d-X_S)(d'-X_S)}{\sqrt{(d-X_S)^2 + (2d')^2}} \{u(X_S+d') - u(X_S+d)\} \\
 & \left. - \frac{(d-X_S)(d'-X_S)}{\sqrt{(d-X_S)^2 + (d'-X_S)^2}} \{1 - u(X_S+d')\} \right] \quad (5.36)
 \end{aligned}$$

(iii) 圧力感度方程式

$$\begin{aligned}
 P_{LS} = P_S & \left[u(X_S - \Delta') + \frac{(X_S + \Delta)^2}{(X_S + \Delta)^2 + (X_S - \Delta')^2} \{u(X_S - \Delta) - u(X_S - \Delta')\} \right. \\
 & + \frac{(X_S + \Delta)^2 (X_S + \Delta')^2 - (X_S - \Delta)^2 (X_S - \Delta')^2}{\{(X_S + \Delta)^2 + (X_S - \Delta')^2\} \{(X_S - \Delta)^2 + (X_S + \Delta')^2\}} \{u(X_S + \Delta) - u(X_S - \Delta)\} \\
 & \left. - \frac{(X_S - \Delta)^2}{(X_S - \Delta)^2 + (X_S + \Delta')^2} \{u(X_S + \Delta') - u(X_S + \Delta)\} - 1 + u(X_S + \Delta') \right] \quad (5.37)
 \end{aligned}$$

これらの特性を図示すると図 5.5 のごとくである。ただし、同図における Q_Δ は次式で定義される。

$$Q_\Delta = c_H W \Delta \sqrt{2P_S / \rho}$$

なお、 $\Delta > \Delta' > 0$ の場合は (5.32) ~ (5.37) における Δ を

Δ' で、 Δ' を Δ で、 P_1 を $P_S - P_2$ で、 P_2 を $P_S - P_1$ で置き換えた方程式となり、その特性は図 5.5 と同一である。

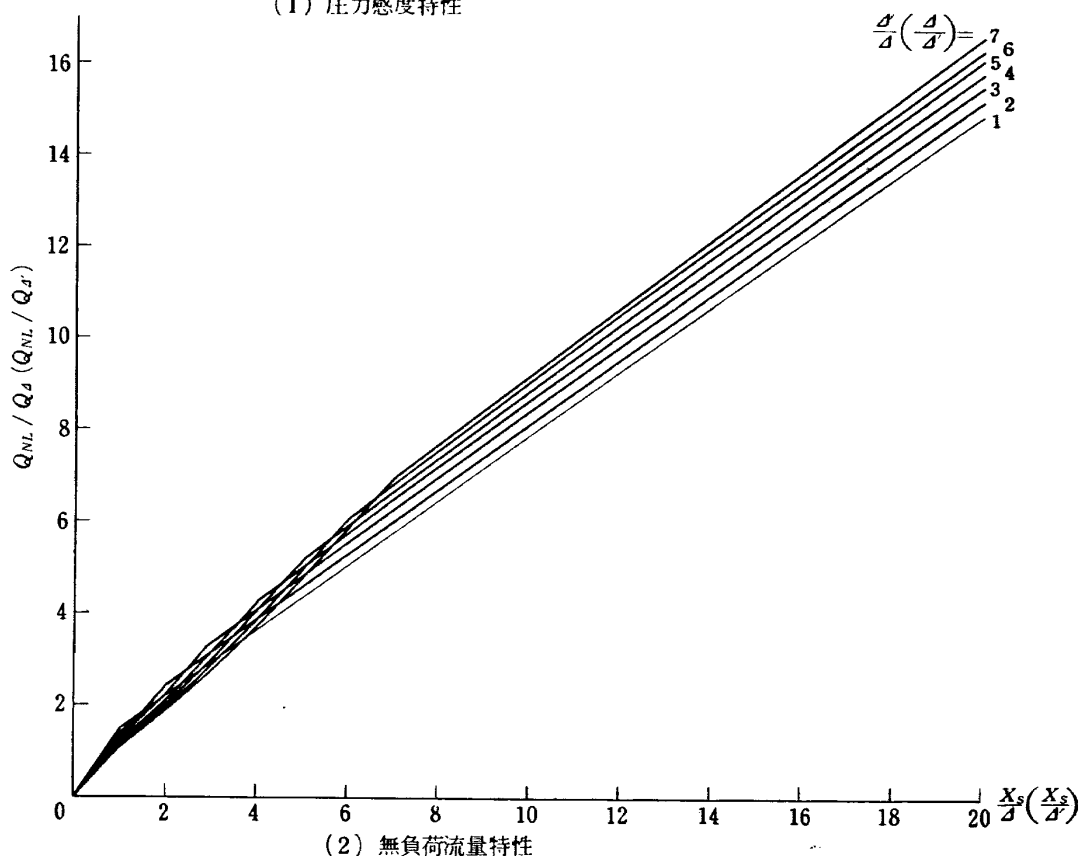
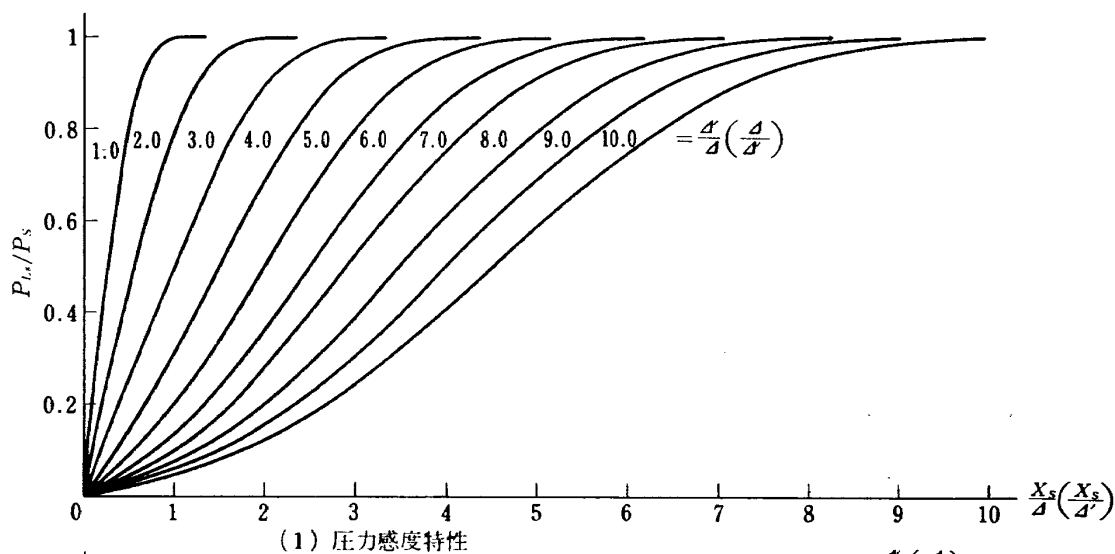
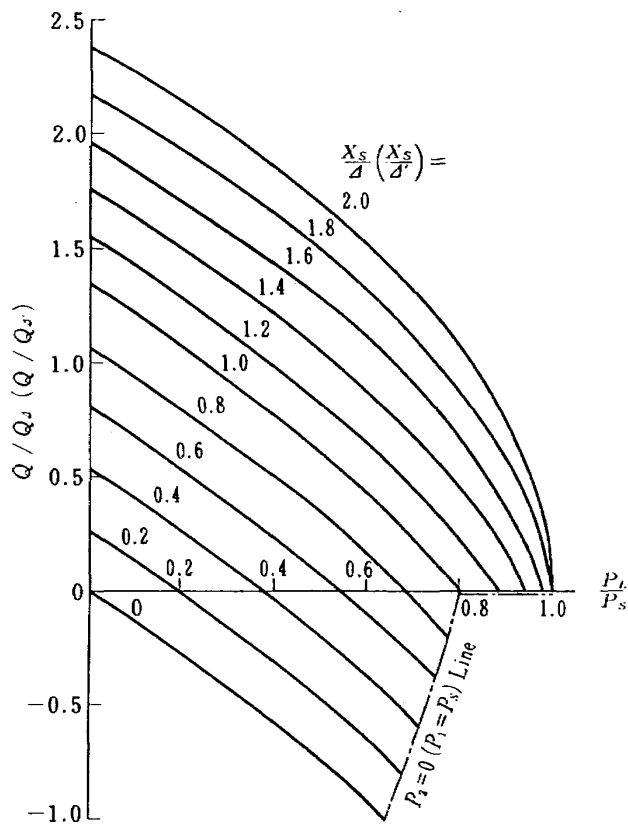
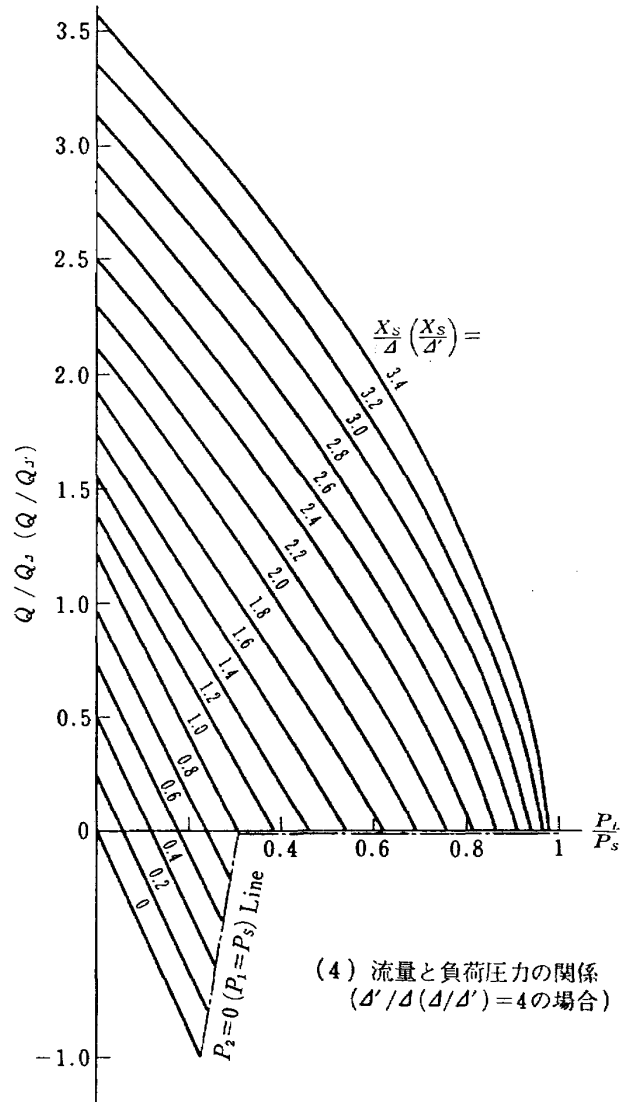


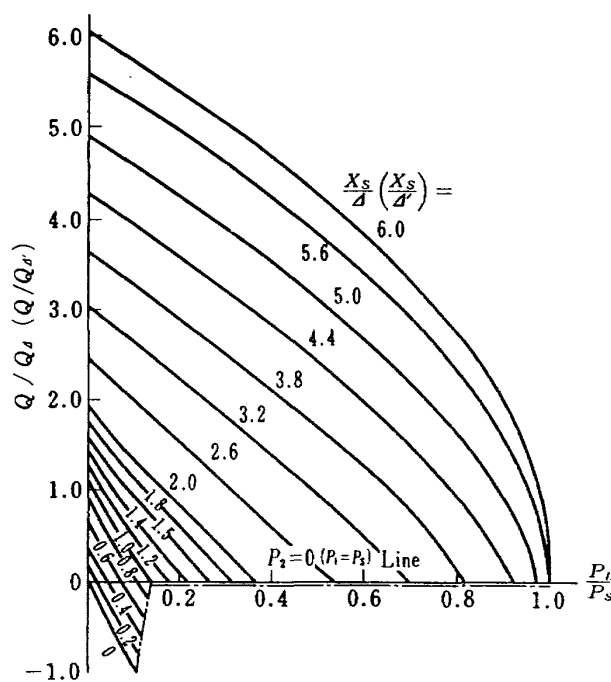
図 5.5 アンダラップ形 4 方弁の特性 ($\Delta \geq \Delta' > 0$ と $\Delta \geq \Delta' > 0$ の場合; 後者はカッコで示す)



(3) 流量と負荷圧力の関係 ($d'/d(d/d')=2$ の場合)



(4) 流量と負荷圧力の関係
($d'/d(d/d')=4$ の場合)



(5) 流量と負荷圧力の関係 ($d'/d(d/d')=6$ の場合)

図 5.5 つづき

5.3.8 $d > 0 > d'$, $d > |d'|$ の場合

(i) 流量方程式

$$Q = c_M W \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \left[\frac{(X_S + d)(X_S + d')}{\sqrt{(X_S + d)^2 + (X_S + d')^2}} \sqrt{1 - \frac{P_L}{P_S}} u(X_S - d) + (d + X_S) \sqrt{1 - \frac{P_L}{P_S}} \{u(X_S + d') - u(X_S - d)\} \right. \\ \left. - (d - X_S) \sqrt{1 - \frac{P_L}{P_S}} \{u(X_S + d) - u(X_S - d')\} - \frac{(d - X_S)(d' - X_S)}{\sqrt{(d - X_S)^2 + (d' - X_S)^2}} \sqrt{1 + \frac{P_L}{P_S}} \{1 - u(X_S + d)\} \right] \quad (5.38)$$

(5.38) の P_1 は(5.14)と次式(5.39)から, P_2 は(5.14)と次式(5.40)から X_S と P_L の関数として求める。

$$(d' + X_S) \sqrt{P_2} - (d - X_S) \sqrt{P_S - P_2} = (d + X_S) \sqrt{P_S - P_1} \quad (5.39)$$

$$(d' - X_S) \sqrt{P_1} - (d + X_S) \sqrt{P_S - P_1} = (d - X_S) \sqrt{P_S - P_2} \quad (5.40)$$

(ii) 無負荷流量方程式

$$Q_{NL} = c_M W \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \left[\frac{(X_S + d)(X_S + d')}{\sqrt{(X_S + d)^2 + (X_S + d')^2}} u(X_S - d) + \frac{(X_S + d)(X_S + d')}{\sqrt{(X_S + d')^2 + (2d)^2}} \{u(X_S + d') - u(X_S - d)\} \right. \\ \left. - \frac{(d - X_S)(d' - X_S)}{\sqrt{(d' - X_S)^2 + (2d)^2}} \{u(X_S + d) - u(X_S - d')\} - \frac{(d - X_S)(d' - X_S)}{\sqrt{(d - X_S)^2 + (d' - X_S)^2}} \{1 - u(X_S + d)\} \right] \quad (5.41)$$

(iii) 圧力感度方程式

$$P_{LS} = P_S \left[u(X_S - d) + \frac{(X_S + d')^2}{(X_S - d)^2 + (X_S + d')^2} \{u(X_S + d') - u(X_S - d)\} \right. \\ \left. - \frac{(d' - X_S)^2}{(d + X_S)^2 + (d' - X_S)^2} \{u(X_S + d) - u(X_S - d')\} - 1 + u(X_S + d) \right] \quad (5.42)$$

これらの特性は $|X_S| \leq -d'$ において $Q=0$, $P_{LS}=0$ であり, $|X_S| \geq -d'$ においては $d > 0$, $d' = 0$ の場合と同じになる。

5.4 圧力感度特性

P_{LS} が供給油圧 P_S に達するまでに必要なスプール変位量の逆数をもって, 4 方弁の感度を定義することができる。すなわち, このスプール変位量が小さい程 4 方弁の感度は高く, 大きい程感度は低い。4 方弁の感度が高いということは十分小さなスプール変位に対しても, 最大のアクチュエータ駆動力 $A_P P_S$ を発生することを意味している。したがって, 感度の高い 4 方弁はパワー増幅部として優れた機能を有することになる。圧力感度特性から, 種々のラップ量を持つ 4 方弁の感度を調べることができる。図 5.1 (1) から明らかなように, ゼロラップ形 4 方弁の感度は無限大である。図 5.2 (1) から, オーバラップ形 4 方弁ではオーバラップ量の増大とともに感度が低下することがわかる。図 5.3(1), 図 5.4(1), 図 5.5(1) から, アンダラップ形 4 方弁では $d'/d=1$ のときに感度が最大となり, d'/d が 1 より大きくなっても小さくなっても感度は低下することがわかる。

また, アクチュエータのピストンを動かし始めるまでに必要なスプール変位量をもって, 4 方弁の不感帯を定義することができる。圧力感度特性にもとづいて, 種々のラップ量を持つ 4 方弁の不感帯はつぎのように説明される。図 5.1(1) から明らかなように, ゼロ

ラップ形 4 方弁の不感帯は零である。図 5.2(1) から, オーバラップ形 4 方弁ではオーバラップ量 d (または d') の不感帯が存在することがわかる。アンダラップ形 4 方弁の不感帯はピストンに作用する負荷力 F_D に応じて定まる。 $F_D=0$ ならば, 図 5.3(1), 図 5.4(1) と図 5.5(1) から明らかなように不感帯は零である。 $F_D \neq 0$ の場合, ピストンを動かし始めるに必要なスプール変位 H は, (5.37) に $P_{LS}=F_D/A_P$ と $X_S=H$ を代入して得られる次式

$$\frac{F_D}{A_P} = \frac{(H+d)^2(H+d')^2 - (H-d)^2(H-d')^2}{\{(H+d)^2 + (H-d')^2\} \{(H-d)^2 + (H+d')^2\}} P_S \quad (0 \leq H \leq d) \quad (5.43)$$

$$= \frac{(H+d)^2}{(H+d)^2 + (H-d')^2} P_S \quad (d' \geq H \geq d) \quad (5.44)$$

から求めることができる。たとえば

(i) $d=d' > 0$ の場合

$$H = \frac{d A_P}{F_D} \left(P_S - \sqrt{P_S^2 - \left(\frac{F_D}{A_P} \right)^2} \right) \quad (5.45)$$

(ii) $d' > 0$, $d=0$ の場合

$$H = 0.5d' \quad (F_D = A_P P_S / 2) \\ = \frac{d' F_D}{2F_D - P_S A_P} \left(1 - \sqrt{\frac{A_P P_S}{F_D} - 1} \right) \quad \left(F_D \neq \frac{A_P P_S}{2} \right) \quad (5.46)$$

となる。図 5.5(1) からわかるように, アンダラップ形 4 方弁の不感帯は $d'/d=1$ のときに最小となり, d'/d が 1 より大きくなっても小さくなっても不感帯は増大

する。このような 4 方弁の不感帯は油圧サーボに定常偏差またはリミットサイクルを発生せしめる原因となる。

5.5 無負荷流量特性

無負荷流量特性にもとづいて、種々のラップ量を持つ 4 方弁の流量ゲイン、その線形性と立上り特性を検討することができる。ここに、立上り特性の良さはアクチュエータ・ピストンの加速性の良さを意味する。図 5.1(2) から明らかなように、ゼロラップ形 4 方弁は線形な無負荷流量特性を呈し、その流量ゲインは (5.16) より

$$Q/X_S = c_M W \sqrt{P_S/\rho} \quad (5.47)$$

である。図 5.2(2) から、オーバラップ形 4 方弁はオーバラップ量 d (または d') のために非常に悪い流量立上り特性を呈することがわかる。図 5.3(2), 図 5.4(2), 図 5.5(2) より、アンダラップ形 4 方弁はゼロラップ形よりも優れた流量立上り特性を呈することがわかる。特に、 $d=d'$ の場合が最も鋭い立上りを示し、その立上りゲインは (5.30) より

$$Q/X_S = 2c_M W \sqrt{P_S/\rho}$$

である。また、図 5.5(2) からわかるように、 $d \leq X_S \leq d'$ (または $d' \leq X_S \leq d$) において、無負荷流量特性は多少非線形であるが、 $X_S \geq d'$ (または $X_S \geq d$) においては線形であって、その流量ゲインは (5.36) から

$$Q/X_S = c_M W \sqrt{P_S/\rho}$$

である。

5.6 流量特性

5.3 節で示したように、4 方弁の出力流量 Q はスプール変位 X_S のみならず負荷圧力 P_L にも依存している。この P_L に関する依存度が少ない程、 Q は無負荷流量特性によってよく近似できることになる。流量特性はこの P_L に関する依存度を検討する上で重要である。図 5.1(2) ~ (3) から明らかなようにゼロラップ形 4 方弁の出力流量は、 $|P_L/P_S|$ が十分小さいとき無負荷流量で近似でき、微少スプール変位のとき負荷圧力に依存せずほぼ一定となる。油圧サーボは常に X_S を零に保つように制御するから、 $|P_L/P_S|$ が十分小さくなるように P_S を設定するならば、ゼロラップ形 4 方弁の Q は無負荷流量で近似できる。以上の議論はオーバラップおよびアンダラップ形 4 方弁に対しても成り立つ。

アンダラップ形 4 方弁の場合にはさらにつぎの検討を加えなければならない。図 5.4(4), 図 5.5(3) ~ (5) から明らかなように、 $0 \leq X_S \leq d$ (または $0 \leq X_S \leq d'$) なる正のスプール変位に対して、4 方弁の出力流量が負

荷圧力に依存して負となる領域が存在し、その最大流量は Q_d (または $Q_{d'}$) である。このことは負荷力によってピストンが動くことを意味している。したがってアンダラップ形 4 方弁はスティフネスを欠く欠点を有するから、その使用においては十分な注意を要する。

また、図 5.3(4), 図 5.4(4), 図 5.5(3) ~ (5) に示した $P_d=0$ (または $P_1=P_S$) Line は P_d が零になる負荷圧力の限界 (または P_1 が P_S になる負荷圧力の限界) を示している。この限界を越えると、帰還ポートからの吸い込み (または油圧源への逆流) を生じるから、4 方弁は正常な作動をしなくなる。これらの図からわかるように、 $d'/d=1$ の場合は負荷圧力によらず正常な作動をするが、 $d'/d \neq 1$ の場合は正常な作動を保証する負荷圧力に限界を生じる。

5.7 設 計

5.7.1 スプールの固有振動数

(5.2) からスプールの固有振動数 ω_s は次式で定義される。

$$\omega_s = \sqrt{2K_S/M_S} \quad (5.48)$$

7 章で論じるように、 ω_s は IDPF サーボバルブの使用目的に応じて規定される。したがって、 M_S をできるだけ小さく設計し、規定された ω_s に対して (5.48) を満すように K_S の値を設計しなければならない。

5.7.2 4 方弁のラップ量

スプール・4 方弁系が IDPF サーボバルブのパワー増幅部としての機能を果たすには、5.4 節で述べたようにゼロラップ形が理想的である。しかし、ゼロラップ形 4 方弁は実際上製作不可能であって、ただその製作精度を規定できるだけである。この精度はつぎのように規定するのがよい。オーバラップ量の存在は 4 方弁の諸特性にとって好ましくないから、ラップ量 d と d' はアンダラップぎみにすべきである。5.4 ~ 5.5 節で示したように、アンダラップ形 4 方弁は $d=d'$ のときに感度が最大となり、不感帯が最小となり、流量立上りゲインが最大となる。したがって、ラップ量 d と d' はできるだけ等しくなるように製作すべきである。5.6 節で述べたように、 $d=d'$ なるアンダラップ形 4 方弁は負荷圧力によらず正常な作動をする。しかし、図 5.4(4) からわかるように、 $X_S=0$ のとき負荷圧力に依存して最大

$$Q_d = c_M W d \sqrt{2P_S/\rho} \quad (5.49)$$

なる流量を発生する。この流量を油圧サーボに要求される制御精度の観点から規定する。(5.49) から、この規定値を満すラップ量 $d=d'$ の値を求め、それをラップ量製作上の精度とする。

5.7.3 スプール・4 方弁系のゲイン

前節で述べた精度でもってラップ量を製作するならば、4 方弁はゼロラップ形と考えることができ、その流量方程式は(5.15)で与えられる。5.6 節で述べたように、供給油圧 P_S を予想される負荷圧力に対して十分大きく設定するならば、(5.15)は無負荷流量方程式(5.16)で近似できる。このとき、スプール・4 方弁系のゲイン K_V は(5.2)と(5.47)から求まり次式となる。

$$K_V = \frac{c_M W}{2K_S} \sqrt{\frac{P_S}{\rho}} \quad (5.50)$$

K_V の値は設計において規定されるから、メータリングオリフィスの幅 W はその規定値に対して(5.50)を満たすように設計する。

5.7.4 スプール・4 方弁系の設計

以上の諸条件にもとづく、スプール・4 方弁系はつぎの手順で設計される。

(i) IDPF サーボバルブの使用目的に応じて、 ω_S , K_V , Q_d の値を規定し、 P_S の値を予想される負荷圧力に対して十分大きく設定する。

(ii) M_S の値をできるだけ小さく設計し、 K_S の値を(5.48)から算定する。

(iii) K_V が規定値になるように、 W の値を(5.50)から算定する。

(iv) Q_d が規定値を越えないように、アンダラップ量 $d=d'$ を(5.49)から算定し、この値をラップ量の製作精度とする。

5.8 ま と め

スプール・4 方弁系は図 3.8 に示した IDPF サーボバルブのパワー増幅部にあたる。パワー増幅部としての機能はメータリングオリフィスのラップ量の大きさによって異なってくる。このため、種々のラップ量を持つ 4 方弁の諸特性を比較検討した上で、ラップ量を決定しなければならない。これらの差異は圧力感度特性と流量特性にもとづいて考察すると明確になる。結局、ゼロラップ形 4 方弁がパワー増幅部として理想的であることがわかる。しかし、ゼロラップ形 4 方弁は実際上製作不可能であって、その製作精度を規定できるだけである。この精度の規定にあたり、アンダラップ形 4 方弁の利点に注目する。すなわち、アンダラップ量 d と d' は、 $d=d'$ のときに 4 方弁の感度を最大にし、不感帯を最小にし、流量立上りゲインを最大にする事実を利用する。また、スプールの固有振動数とスプール・4 方弁系のゲインが IDPF サーボバルブ設計諸定数の関数として得られる。これら諸条件にもとづくスプール・4 方弁系は 5.7.4 節に示した手順で

設計される。

6. IDPF 油圧補償回路の解析

6.1 はじめに

IDPF 油圧補償回路は IDPF サーボバルブの頭脳部にあたり、ノズルの振動を防止する補償機能とノズルの高精度回転位置制御を保証する機能とを合わせ持つ。図 3.8 にもとづいて、その作動原理を説明すると以下のごとくである。オリフィス、バッファピストンおよびバッファスプリングによって構成された DPF 油圧補償回路は負荷圧力を不完全微分し、DPF 圧力を発生する。この圧力がスプールに受圧面積 A_D でもって負帰還され、その効果によってノズルの共振を防止する。さらに、負荷圧力がスプールに受圧面積 A_C でもって正帰還され、その効果によってノズルの高精度回転位置制御を保証する。

DPF 補償法の概念は古く L. H. Geyer⁵⁾ と W. J. Thayer⁶⁾ によって考案され、その機能を有する油圧回路が示された。しかし、その有効性にもかかわらず、DPF 補償法に関する研究は少なく²⁷⁻²⁸⁾、実際に DPF 油圧補償回路を解析し設計した報告はなされていない。このため本章では、DPF 補償機能をさらに改善した IDPF 補償を実現する油圧回路について解析し、それを図 3.8 のごとくサーボバルブ内に内蔵した IDPF 油圧補償回路の設計法について論じる。なお、IDPF 補償定数の決定法については 8 章で、実験的検証については 9 章で述べることにする。

6.2 IDPF 油圧補償回路の流量方程式

図 3.8 に示した IDPF 油圧補償回路において、つぎの流量方程式が成立している。

$$Q_3 = Q_{B1} + Q_{O1} + Q_7 \quad (6.1)$$

$$Q_4 = Q_{C3} + Q_{D1} + Q_0 + Q_8 \quad (6.2)$$

$$Q_{B2} = Q_{D2} + Q_0 \quad (6.3)$$

ここに各流量は次式で表わされる。

$$Q_B \triangleq Q_{B1} = Q_{B2} = A_B \dot{X}_B \quad (6.4)$$

$$Q_O \triangleq Q_{O1} = Q_{O2} = A_O \dot{X}_S \quad (6.5)$$

$$Q_D \triangleq Q_{D1} = Q_{D2} = -A_D \dot{X}_S \quad (6.6)$$

$$Q_0 = c_B A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|P_D|} \text{sign}(P_D) \quad (6.7)$$

$$Q_F \triangleq Q_7 = Q_8 \quad (6.8)$$

ただし

$$A_0 = \frac{\pi d_B^3}{4} \quad (6.9)$$

$$P_D = P_3 - P_2 \quad (6.10)$$

$$\text{sign}(i) = \begin{cases} 1 & (i \geq 0) \\ -1 & (i < 0) \end{cases}$$

とする。(6.1)～(6.8)から次式を得る。

$$Q \triangleq Q_3 = Q_4 \quad (6.11)$$

Q は 5.3 節で述べた 4 方弁の出力流量に相当する。したがって、(6.1)～(6.3)は次式のように書きあらためられる。

$$Q = Q_B + Q_G + Q_F \quad (6.12)$$

$$Q_B = Q_D + Q_0 \quad (6.13)$$

6.3 バッファピストンの運動方程式

バッファピストンに作用する力は $A_B(P_1 - P_3)$ であるから、(5.14)と(6.10)を使うとその運動方程式はつぎのように表わせる。

$$M_B \ddot{X}_B + B_B \dot{X}_B + 2K_B X_B = A_B(P_L - P_D) \quad (6.14)$$

6.4 DPF 油圧補償回路の伝達関数

油圧サーボは常に(6.4)～(6.8)の各流量を零に保つように制御するから、流量、変位および圧力変化は全て微量と考えてよい。また、簡単のために、(6.7)はつぎの線形方程式によって近似するものとする。

$$q_0 = C_0 p_D \quad (6.15)$$

(6.4)、(6.6)と(6.15)を(6.13)に代入しラプラス変換すると次式を得る。

$$A_B s x_B(s) = C_0 p_D(s) - A_D s x_S(s) \quad (6.16)$$

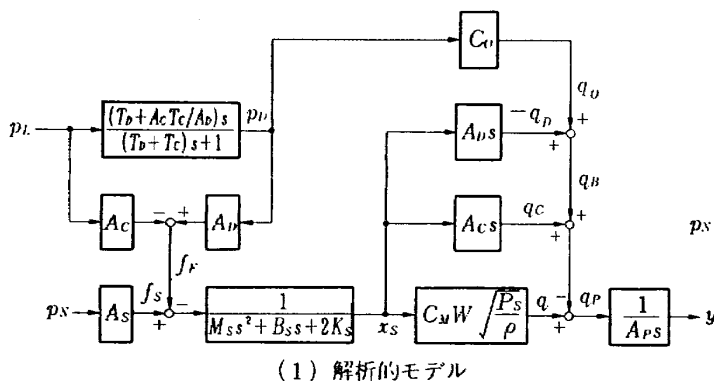
また、(6.14)と(5.2)をラプラス変換すると次式を与える。

$$(M_B s^3 + B_B s + 2K_B) x_B(s) = A_B(p_L(s) - p_D(s)) \quad (6.17)$$

$$(M_S s^3 + B_S s + 2K_S) x_S(s) = A_S p_N(s) - A_D p_D(s) + A_G p_L(s) \quad (6.18)$$

(6.16)～(6.18)から次式を得る。

$$\frac{A_B^2 s(p_L(s) - p_D(s))}{M_B s^3 + B_B s + 2K_B} = C_0 p_D(s) - \frac{A_D s(A_S p_N(s) - A_D p_D(s) + A_G p_L(s))}{M_S s^3 + B_S s + 2K_S} \quad (6.19)$$



バッファピストンとスプールは十分大きな ω までつぎの周波数特性を満たすように設計しなければならない(6.6, 7.5 節参照)。

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{M_B(j\omega)^3 + B_B(j\omega) + 2K_B} &\doteq \frac{1}{2K_B} \\ \frac{1}{M_S(j\omega)^3 + B_S(j\omega) + 2K_S} &\doteq \frac{1}{2K_S} \end{aligned} \right\} \quad (6.20)$$

(6.19)において $p_N(s) = 0$ とすると(6.20)の条件のもとで、DPF 油圧補償回路の伝達関数が得られ次式となる。

$$\frac{p_D(s)}{p_L(s)} = \frac{(T_D + A_G T_G / A_D) s}{(T_D + T_G) s + 1} \quad (6.21)$$

ここに T_D と T_G は次式で表わされる。

$$T_D = \frac{A_B^2}{2K_B C_0} \quad (6.22)$$

$$T_G = \frac{A_D^2}{2K_S C_0} \quad (6.23)$$

6.5 IDPF 油圧補償回路の伝達関数

IDPF 油圧補償回路からスプールに帰還される力 f_F は図 3.8、(5.14)と(6.10)から次式で表わされる。

$$\begin{aligned} f_F &= A_D(P_3 - P_1) - A_G(P_1 - P_3) \\ &= A_D p_D - A_G p_L \end{aligned} \quad (6.24)$$

(6.24)をラプラス変換し(6.21)を代入すると、IDPF 油圧補償回路の伝達関数は次式のように表わせる。

$$\frac{f_F(s)}{p_L(s)} = \frac{(A_D T_D - A_G T_D) s - A_G}{(T_D + T_G) s + 1} \quad (6.25)$$

6.6 設 計

(6.12)～(6.13)、(6.15)、(6.18)、(6.21)、(6.24)および(3.14)と(5.47)にもとづいて、IDPF 油圧補償回路のブロック線図を描くと図 6.1(1)のごとくである。

6.6.1 回路内流量と時定数

IDPF 油圧補償回路はその特性が表 3.1 に示した伝達関数によって表わせるように設計しなければならない。図 6.1(1) から明らかなように、このためにはつぎの条件が必要となる。

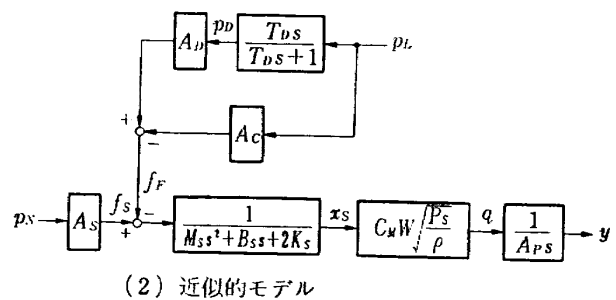


図 6.1 IDPF 油圧補償回路のブロック線図

(a) フィードバック力を発生するための媒体である IDPF 油圧補償回路内流量は十分小さく、アクチュエータへの流量に比べて無視できる。

(b) 時定時 T_D が T_D に比べて無視できる。

条件(a)は次式のように q_0 と q_B の最大値を拘束するならば達成される。

$$|q - q_P| = |q_0 + q_B| \leq |q_0|_{\max} + |q_B|_{\max} = \delta \quad (6.26)$$

ここに、 δ は 4 方弁の出力流量 q とアクチュエータへの流量 q_P との最大差であって、設計において十分小さく規定する。たとへば、 $A_P = 10 \text{ cm}^2$ なるピストンを用いるとき、 $\delta = 1 \text{ cm}^3/\text{sec}$ と規定するならば、 \dot{y} には IDPF 油圧補償回路を付加したことによって最大 0.1 cm/sec の変化しかおこらない。この変化が油圧サーボの応答に影響を及ぼさない程度にサーボアンプゲイン K_A を設定するらば、IDPF 油圧補償回路内流量は無視できる。このように δ を十分小さく規定することは IDPF 油圧補償回路の構成要素を小形に製作することにもつながる。条件 (b) を達成するには

$$\frac{T_D}{T_D} \leq \gamma \quad (6.27)$$

として、 γ を設計において十分小さく規定すればよい。(6.22) ~ (6.23) から (6.27) は IDPF サーボバルブ設計諸定数で表わされ次式となる。

$$\frac{K_B}{K_S} \left(\frac{A_D}{A_B} \right)^2 \leq \gamma \quad (6.28)$$

拘束条件 (6.27) のもとで、(6.21) は次式で近似されることになる。

$$\frac{p_D(s)}{p_L(s)} = \frac{T_D s}{T_D s + 1} \quad (6.29)$$

したがって、(6.26) と (6.27) を満すように設計するならば、IDPF 油圧補償回路のブロック線図は図 6.1(2) のごとくなり、表 3.1 に示した伝達関数が実現される。

6.6.2 IDPF 補償定数

図 6.1(2) に現われる IDPF 補償定数 A_G , A_D および T_D はジンバルエンジン機構の特性に応じて決定しなければならない。これら諸定数の決定法は 8 章において論じる。

6.6.3 オリフィスの線形化流量ゲイン

(6.15) におけるオリフィスの線形化流量ゲイン C_0 は拘束条件 (6.26) からつぎのように規定される。(6.5) ~ (6.6), (6.13) と (6.15) から次式を得る。

$$\begin{aligned} |q_B|_{\max} &= |q_D|_{\max} + |q_0|_{\max} \\ |q_0|_{\max} &= A_G |\dot{x}_S|_{\max} \\ |q_D|_{\max} &= A_D |\dot{x}_S|_{\max} \\ |q_0|_{\max} &= C_0 |p_D|_{\max} \end{aligned}$$

これらを (6.26) に代入して C_0 を求めると次式となる。

$$C_0 = \frac{\delta - (A_G + A_D) |\dot{x}_S|_{\max}}{|p_D|_{\max}} \quad (6.30)$$

ここに、 A_G と A_D は 8 章の方法で決定し、 $|\dot{x}_S|_{\max}$ と $|p_D|_{\max}$ は 8 章で述べるアナログシミュレーションから推定し、 δ は十分小さく規定する。(6.30) を満す C_0 の値が定まると、以下のように補償回路構成要素が設計できる。

6.6.4 オリフィスの直径

オリフィスの流量方程式 (6.7) はつぎの条件のもとで (6.15) のごとく線形近似するのがよい。

$$\int_0^a \left\{ c_B A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_D} - C_0 p_D \right\} dp_D = 0 \quad (6.31)$$

ただし、 $a = |p_D|_{\max}$ とする。(6.31) から次式を得る。

$$c_B A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} = \frac{3C_0}{4} \sqrt{|p_D|_{\max}} \quad (6.32)$$

(6.9) と (6.32) から、オリフィスの直径 d_B を求めると次式となる。

$$d_B = \sqrt{\frac{3C_0}{\pi c_B}} \sqrt{\frac{\rho |p_D|_{\max}}{2}} \quad (6.33)$$

ここに、 C_0 は (6.30) から求まり、 $|p_D|_{\max}$ は 8 章のアナログシミュレーションから推定される。したがって d_B は (6.33) から設計される。

6.6.5 バッファピストンの受圧面積とバッファスプリング定数

バッファピストンに作用する最大差圧を

$$|p_B|_{\max} \triangleq |P_1 - P_3|_{\max} = |p_L - p_D|_{\max}$$

とし、その最大変位を $|x_B|_{\max}$ とするとき、(6.14) から定常状態における釣合いの方程式を求めると次式を与える。

$$A_B |p_B|_{\max} = 2K_B |x_B|_{\max} \quad (6.34)$$

(6.22) と (6.34) から、バッファピストンの受圧面積 A_B を求めると次式となる。

$$A_B = \frac{C_0 T_D |p_B|_{\max}}{|x_B|_{\max}} \quad (6.35)$$

(6.34) ~ (6.35) から、バッファスプリング定数 K_B を求めると次式となる。

$$K_B = \frac{C_0 T_D}{2} \left(\frac{|p_B|_{\max}}{|x_B|_{\max}} \right)^2 \quad (6.36)$$

ここに、 C_0 は (6.30) から求まり、 T_D は 8 章の方法で決定され、 $|p_B|_{\max}$ は 8 章のアナログシミュレーションから推定され、また $|x_B|_{\max}$ は設計寸法として規定する。したがって、 A_B と K_B は (6.35) と (6.36) から設計される。(6.35) と (6.36) を (6.28) に代入すると

$$C_0 \geq \frac{A_D^2}{2\gamma T_D K_S} \quad (6.37)$$

を得る。(6.37)は(6.29)が成立するための条件を表わしているから、(6.30)から定まる C_0 が(6.37)を満たしているか否かを確かめる必要がある。

6.6.6 バッファピストンの固有振動数

(6.14)から、バッファピストンの固有振動数 ω_B は次式で定義される。

$$\omega_B = \sqrt{\frac{2K_B}{M_B}} \quad (6.38)$$

K_B は(6.36)から設計され、 ω_B は設計において規定されるから、 M_B は(6.38)を満たすように設計しなければならない。

6.6.7 IDPF 油圧補償回路の設計

以上の諸条件にもとづくと、IDPF 油圧補償回路はつぎの手順で設計される。

(i) IDPF 油圧補償回路の伝達関数が図 6.1(2)で表わせるように δ と γ の値を十分小さく規定する。

(ii) IDPF 補償定数 A_G , A_D と T_D を 8 章の方法で決定し、アナログシミュレーションによって \dot{x}_S , p_D , p_B の最大値を推定する。

(iii) 設計寸法の観点から、 x_B の最大変位量を規定する。

(iv) オリフィスの線形化流量ゲイン C_0 を(6.30)から算定する。

(v) オリフィスの直径 d_B を(6.33)から算定する。

(vi) バッファピストンの受圧面積 A_B を(6.35)から算定する。

(vii) バッファスプリング定数 K_B を(6.36)から算定する。

(viii) バッファピストンの質量 M_B を(6.38)を満たすように設計する。

6.7 ま と め

IDPF 油圧補償回路は IDPF サーボバルブの頭脳部にあたる。その特性が表 3.1 に示した伝達関数によって表わしえるためには、IDPF 油圧補償回路内流量と時定数に拘束条件(6.26)と(6.27)を課すことが必要である。これらの条件を満たすように設計するならば、そのブロック線図は図 6.1(2)のごとくなり、IDPF 補償定数 A_G , A_D と T_D によって特徴付けられる。これら諸定数を 8 章に示す手法にもとづいて決定するならば、IDPF 油圧補償回路の構成要素は 6.6.7 節に述べた手順で設計される。こうして設計された IDPF 油圧補償回路はノズルの共振を防止する機能と、ノズルの高精度回転位置制御を保証する機能を合せ持つことに

なる。

7. サーボバルブの設計

7.1 はじめに

フラップおよびスプールの固有振動数が規定されると、サーボバルブは 4~5 章の方法にもとづいて設計することができる。IDPF サーボバルブには広帯域周波数応答特性を有するサーボバルブが基本的に要求される。すなわち、サーボバルブを油圧サーボ系の一構成要素と見た場合、その特性は 3 章の(3.3)によって記述できることが必要である。

国産サーボバルブは Moog 社製サーボバルブ²⁹⁾など外国製品に比べるとかなり見劣りがし、ロケットや航空機用など高性能サーボバルブを必要とする場合は輸入品に頼るのが現状である。また、これら製品の設計に関する詳細は報告されていない。このため、IDPF サーボバルブの設計に先立ち、高性能サーボバルブの設計法を確立することが必要である。本章では、サーボバルブの安定性と帯域幅に関する基礎的考察を行ない、広帯域周波数特性を有するサーボバルブを製作するために必要な設計条件を導出し、これら条件にもとづいたサーボバルブの設計法を提案する。

7.2 サーボバルブの伝達関数

4~5 章の解析にもとづくと、サーボバルブのブロック線図は図 7.1(1)のごとく描かれる同図からサーボバルブの伝達関数が得られ次式となる。

$$\frac{q(s)}{i_e(s)} = \frac{a_0}{a_1 s^6 + a_2 s^4 + a_3 s^3 + a_4 s^2 + a_5 s + a_6} \quad (7.1)$$

ここに各定数は次式で与えられる。

$$a_0 = A_S l_1 l_2 \left. \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \right|_0 \left. \frac{\partial F_T}{\partial I_e} \right|_0 c_M W \sqrt{\frac{P_S}{\rho}} \quad (7.2)$$

$$a_1 = \beta J_F M_S \quad (7.3)$$

$$a_2 = J_F M_S + \beta (B_F M_S + B_S J_F) \quad (7.4)$$

$$\begin{aligned} a_3 = & B_F M_S + J_F \left(B_S - A_S \left. \frac{\partial P_N}{\partial \dot{X}_S} \right|_0 \right) \\ & + \beta \left\{ B_F B_S + 2K_S J_F \right. \\ & \left. + M_S \left(K_F - l_1^2 \left. \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \right|_0 + l_2^2 \left. \frac{\partial F_N}{\partial X_F} \right|_0 \right) \right\} \end{aligned} \quad (7.5)$$

$$\begin{aligned} a_4 = & M_S \left(K_F - l_1^2 \left. \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \right|_0 + l_2^2 \left. \frac{\partial F_N}{\partial X_F} \right|_0 + l_3^2 \left. \frac{\partial F_N}{\partial P_N} \right|_0 \left. \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \right|_0 \right) \\ & + 2K_S J_F + B_F \left(B_S - A_S \left. \frac{\partial P_N}{\partial \dot{X}_S} \right|_0 \right) \\ & + \beta \left\{ 2K_S B_F + B_S \left(K_F - l_1^2 \left. \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \right|_0 + l_2^2 \left. \frac{\partial F_N}{\partial X_F} \right|_0 \right) \right\} \end{aligned} \quad (7.6)$$

(7.19)を同時に満すためには、(7.20)からつぎの条件が必要となる。

$$K_F + l_1^2 \frac{\partial F_N}{\partial X_F} \bigg|_0 - l_1^2 \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \bigg|_0 > \frac{2K_S J_F}{M_S} \quad (7.21)$$

したがって、 $B_F = B_S = 0$ の場合、サーボバルブが絶対安定であるための必要十分条件は(7.21)で与えられる。

(ii) $B_F = 0$ を仮定した場合

この場合、(7.10)～(7.14)と(7.17)から H_3 は次式で表わされる。

$$\begin{aligned} H_3 = & J_F l_1^2 \frac{\partial F_N}{\partial P_N} \bigg|_0 \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \bigg|_0 \left(B_S - A_S \frac{\partial P_N}{\partial \dot{X}_S} \bigg|_0 \right) \\ & \times \left\{ M_S B_S l_1^2 \frac{\partial F_N}{\partial P_N} \bigg|_0 \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \bigg|_0 \right. \\ & + M_S \left(B_S - A_S \frac{\partial P_N}{\partial \dot{X}_S} \bigg|_0 \right) \\ & \times \left(K_F - l_1^2 \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \bigg|_0 + l_1^2 \frac{\partial F_N}{\partial X_F} \bigg|_0 \right) \\ & \left. - 2K_S J_F \left(B_S - A_S \frac{\partial P_N}{\partial \dot{X}_S} \bigg|_0 \right) \right\} \quad (7.22) \end{aligned}$$

(7.19)を同時に満すためには、(7.22)からつぎの条件が必要となる。

$$\begin{aligned} & K_F - l_1^2 \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \bigg|_0 + l_1^2 \frac{\partial F_N}{\partial X_F} \bigg|_0 \\ & + \frac{B_S}{B_S - A_S \frac{\partial P_N}{\partial \dot{X}_S} \bigg|_0} l_1^2 \frac{\partial F_N}{\partial P_N} \bigg|_0 \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \bigg|_0 > \frac{2K_S J_F}{M_S} \quad (7.23) \end{aligned}$$

(7.21)が成立していれば(7.23)は満されるから、結局 $B_F = 0$ の場合、サーボバルブが絶対安定であるためには(7.21)が成立すれば十分である。

(i)～(ii)の結果に着目して、一般の場合の絶対安定条件が導出される。すなわち、(7.10)～(7.14)と(7.17)から H_3 を導き、不等式(7.19)を立てると、(7.21)が成立するかぎり(7.19)は同時に満される。したがってサーボバルブが絶対安定であるためには(7.21)が成立すれば十分である。(4.87)、(5.48)と(7.21)から、この十分条件はフラップとスプールの固有振動数 ω_F と ω_S と関連づけて次式のように表現される。

$$\omega_F^2 > \frac{1}{J_F} \left(K_F - l_1^2 \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \bigg|_0 + l_1^2 \frac{\partial F_N}{\partial X_F} \bigg|_0 \right) > \omega_S^2 \quad (7.24)$$

(7.24)はサーボバルブの安定性を保証する設計条件を表わしている。

7.4 サーボバルブの帯域幅

ω_F と ω_S を(4.87)と(5.48)で定義し、 ζ_F と ζ_S を

$$2\zeta_F = \frac{B_F}{\sqrt{J_F \left(K_F - l_1^2 \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \bigg|_0 + l_1^2 \frac{\partial F_N}{\partial X_F} \bigg|_0 + l_1^2 \frac{\partial F_N}{\partial P_N} \bigg|_0 \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \bigg|_0 \right)}} \quad (7.25)$$

$$2\zeta_S = \frac{B_S - A_S \frac{\partial P_N}{\partial \dot{X}_S} \bigg|_0}{\sqrt{2K_S M_S}} \quad (7.26)$$

で定義すると、(7.10)～(7.14)から次式を得る。

$$\frac{b_1}{b_5} = \frac{1}{\omega_F^2 \omega_S^2} \quad (7.27)$$

$$\frac{b_2}{b_5} = \frac{1}{\omega_S^2} \left(\frac{2\zeta_F}{\omega_F} \right) + \frac{1}{\omega_F^2} \left(\frac{2\zeta_S}{\omega_S} \right) \quad (7.28)$$

$$\frac{b_3}{b_5} = \frac{1}{\omega_F^2} + \left(\frac{2\zeta_F}{\omega_F} \right) \left(\frac{2\zeta_S}{\omega_S} \right) + \frac{1}{\omega_S^2} \quad (7.29)$$

$$\frac{b_4}{b_5} = \frac{2\zeta_F}{\omega_F} + \frac{2\zeta_S}{\omega_S} + \frac{A_S l_1^2 \frac{\partial F_N}{\partial P_N} \bigg|_0 \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \bigg|_0 \frac{\partial P_N}{\partial \dot{X}_S} \bigg|_0}{2K_S \left(K_F - l_1^2 \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \bigg|_0 + l_1^2 \frac{\partial F_N}{\partial X_F} \bigg|_0 + l_1^2 \frac{\partial F_N}{\partial P_N} \bigg|_0 \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \bigg|_0 \right)} \quad (7.30)$$

(7.30)の右辺の第三項を無視して考えると、(7.2)、(7.9)、(7.27)～(7.30)からサーボバルブの近似伝達関

数が得られ次式となる。

$$\frac{q(s)}{i_e(s)} = \frac{K_R}{\left(\frac{s}{\omega_F} \right)^2 + 2\zeta_F \left(\frac{s}{\omega_F} \right) + 1} \cdot \frac{K_V}{\left(\frac{s}{\omega_S} \right)^2 + 2\zeta_S \left(\frac{s}{\omega_S} \right) + 1} \quad (7.31)$$

ここに、 K_R と K_V は(4.79)と(5.50)で定義される。したがって、図7.1(2)に示すように、サーボバルブ

の伝達特性は近似的にトルクモータ・ノズルフラップ系とスプール・4方弁系の特性をカスケード結合した

形で表現される。

(7.31)にもとづくと、サーボバルブの近似周波数応答特性はボード線図手法によって容易に検討することができる。ボード線図手法では、ゲインが 3dB 低下する角周波数でもって一次遅れ系の帯域周波数を定義する。ここでは実用上、サーボバルブの帯域周波数 ω_V を(7.31)にもとづいて次式で定義する。

$$20 \log \left| \frac{1}{K_R K_V} \frac{q(j\omega_V)}{i_e(j\omega_V)} \right| = -3 \quad (7.32)$$

一般に $\omega_F, \omega_S \gg \omega_V$ であるから、(7.32)を満たす ω_V の近似値を求めると次式を得る。

$$\omega_V = 1 / \left(\left(\frac{2\zeta_F}{\omega_F} + \frac{2\zeta_S}{\omega_S} \right) \right) \quad (7.33)$$

このとき、 $\omega < \omega_V$ なる周波数領域において、サーボバルブの周波数応答はつぎの一次遅れモデルによって近似できることになる。

$$\frac{q(j\omega)}{i_e(j\omega)} = \frac{K_R K_V}{\left(\frac{j\omega}{\omega_V} \right) + 1} \quad (7.34)$$

(7.34)でサーボバルブの特性を近似した場合、図 7.2 に示す油圧サーボ系の周波数応答は $\omega < \omega_V$ なる周波数領域において

$$\frac{y(j\omega)}{V_i(j\omega)} = \frac{1/K_V}{\left(\frac{j\omega}{\sqrt{K_G \omega_V}} \right)^2 + \left(\frac{j\omega}{K_G} \right) + 1} \quad (7.35)$$

で表現される。ここに、 K_G は次式で定義されるループゲインを表わしている。

$$K_G = K_A K_R K_V K_V / A_P \quad (7.36)$$

(7.32)と同様に、油圧サーボ系の帯域周波数 ω_H を(7.35)にもとづいて次式で定義する。

$$20 \log \left| K_V \frac{y(j\omega_H)}{V_i(j\omega_H)} \right| = -3 \quad (7.37)$$

$\omega_V \gg K_G$ ならば、(7.37)を満たす ω_H の近似値を求めると次式を得る。

$$\omega_H = 1 / \sqrt{\frac{1}{K_G} \left(\frac{1}{K_G} - \frac{2}{\omega_V} \right)} \quad (7.38)$$

このとき、 $\omega < \omega_H$ なる周波数領域において、油圧サーボ系の周波数応答は、

$$\frac{y(j\omega)}{V_i(j\omega)} = \frac{1/K_V}{\left(\frac{j\omega}{K_G} \right) + 1} = \frac{K_A K_R K_V / A_P}{j\omega + K_A K_R K_V K_V / A_P} \quad (7.39)$$

で近似できることになる。すなわち、油圧サーボ系におけるサーボバルブの特性は次式によって記述できることになる。

$$\frac{q(j\omega)}{i_e(j\omega)} = K_R K_V \quad (7.40)$$

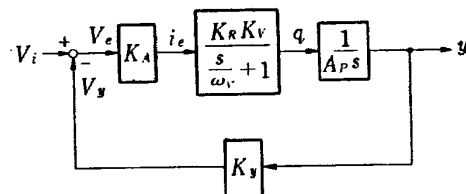


図 7.2 油圧サーボ系

7.5 設 計

IDPF サーボバルブの設計には広帯域周波数特性を有するサーボバルブを必要とする。実際のサーボバルブの伝達特性は(7.1)または(7.9)で記述されるが、それを(7.31)のごとく近似するならば、7.4節の解析にもとづいて広帯域周波数特性を有するサーボバルブを設計することができる。このためにはサーボバルブの近似伝達関数(7.31)を特徴付けるフラップとスプールの固有振動数 ω_F, ω_S をつぎのように規定すればよい。まず、ループゲイン K_G は油圧サーボの使用目的に応じて設定されるから、この K_G の値に対してサーボバルブの帯域周波数 ω_V を

$$\omega_V / K_G = m \quad (m \gg 1) \quad (7.41)$$

とおく。 m の値を十分大きく規定するならば、図 7.2 に示す油圧サーボ系の帯域周波数 ω_H は(7.38)から求まる。このとき、 $\omega < \omega_H$ なる周波数領域において、サーボバルブの周波数応答は(7.40)で記述できる。(7.40)はループゲイン K_G なる油圧サーボの構成要素として、サーボバルブが十分広い帯域幅 ($0 \sim \omega_V$) を持つことを意味している。また、サーボバルブの安定性を保証する(7.24)の条件を満たすために

$$\omega_F / \omega_S = n \quad (n > 1) \quad (7.42)$$

とする。(7.41)~(7.42)と(7.33)から、帯域幅 ($0 \sim \omega_V$) を持つサーボバルブを実現するためには、フラップとスプールの固有振動数 ω_F, ω_S を次式で規定することが要求される。

$$\omega_F = 2m K_G (\zeta_F + n \zeta_S), \quad \omega_S = \omega_F / n \quad (7.43)$$

ここに、フラップのダンピング係数 ζ_F の値は図 3.8 に示した構造において

$$\zeta_F \approx 0.4 \quad (7.44)$$

となることが経験的に知られている⁶⁾。また、スプールのダンピング係数 ζ_S の値を規定するには設計の試行錯誤を必要とするが、筆者の種々の数値実験によると ζ_S は

$$\zeta_S = 2 \sim 3 \quad (7.45)$$

にとるのが適当である。 ζ_S は(7.26)で定義され、その分子の第一項は第二項に比べて無視しうるから、 ζ_S の規定値を実現するためにはスプールの受圧面積 A_S の値を(7.26)を満たすように設計しなければならない。

表 7.1 サーボバルブ設計諸定数の決定法

手順	設計定数	定 決 法
1	ω_F, ω_S	$m=5\sim 7, n=1.5\sim 2, \zeta_F=0.4, \zeta_S=2\sim 3$ の値に規定し, 与えられた K_G の値に対して(7.43)から算定する。
2	K_R, K_V	使用目的に応じて規定する。
	P_S	予想される負荷圧力に対して十分大きく規定する。
	Q_d	油圧サーボに要求される制御精度の観点から規定する。
3	l_1, l_2, l_p, S, X_g	製作寸法の大きさおよび K_R の規定値を考慮して, 適当に規定する。
	μ_r, B_r	選定永久磁石に応じて定まる。
4	J_F, K_F	J_F の値をできるだけ小さく設計し, K_F の値を(4.93)から算定する。
	M_S, K_S	M_S の値をできるだけ小さく設計し, K_S の値を(5.48)から算定する。
5	X_N	(4.88)から算定する。
	d_N	(4.87)から算定する。
	d_0	(4.89)から算定する。
6	A_S	$\zeta_S=2\sim 3, B_S=0$ として, (7.26)から算定する。
7	N	K_R が規定値になるように(4.79)から算定する。
	W	K_V が規定値になるように(5.50)から算定する。
8	d, d'	Q_d が規定値を越えないように, アンダラップ量 $d=d'$ を(5.49)から算定し, これをラップ量の製作精度とする。

4.6.3 節, 5.7.4 節 および 本節に述べた設計法を総合すると, サーボバルブの設計諸定数の値は表 7.1 に示した手順で決定される。なお, (7.30)の右辺の第三項は負の値をとるから, この項を無視してサーボバルブの伝達関数を(7.31)で近似するのは(7.9)によって記述される実際のサーボバルブの周波数特性を過小評価したことになる。実際, 次節の数値設計例で明らかにするように, 本節の方法にもとづいてサーボバルブを設計するならば, 十分な帯域幅を有するサーボバルブが得られる。

7.6 サーボバルブの数値設計

本節では広帯域周波数特性を有するサーボバルブを表 7.1 にもとづいて数値設計した一例を示す。まず,

ほとんどの高速油圧サーボ装置に使用できるサーボバルブを設計するために, ループゲイン K_G の値をつぎのように設定する。

$$K_G=50 \text{ rad/sec} \quad (7.46)$$

m と n の値を

$$m=6, \quad n=2 \quad (7.47)$$

と規定すれば, 設計条件(7.41)と(7.42)は十分満たされる。このとき, (7.38)と(7.41)から

$$\omega_H=60 \text{ rad/sec}, \quad \omega_V=300 \text{ rad/sec} \quad (7.48)$$

を得る。したがって, $\omega < 60$ なる周波数領域においてサーボバルブの特性が(7.40)で記述できうためにはサーボバルブに帯域幅 (0~300) が必要となる。フラップとスプールのダンピング係数を(7.44)と(7.45)にしたがって,

$$\zeta_F=0.4, \quad \zeta_S=3.0 \quad (7.49)$$

と設計する。これらの値を用いて, 帯域幅(0~300)なるサーボバルブを実現するために要求されるフラップとスプールの固有振動数を(7.43)から求めると

$$\left. \begin{aligned} \omega_F &= 3.6 \times 10^3 \text{ rad/sec} \\ \omega_S &= 1.8 \times 10^3 \text{ rad/sec} \end{aligned} \right\} \quad (7.50)$$

を得る。サーボバルブの設計において必要となる他の設計諸定数の値は表 7.2(1) のごとく規定する。同表において, サーボバルブのゲイン $K_R K_V$ の値は Moog 社製 series 31 相当の値である⁶⁾。永久磁石の定数 μ_r, B_r は MK-5 鋼相当の値である²²⁾。また, 空気透磁率 μ_0 ²³⁾, オリフィスの流量係数 c_M, c_0, c_N ²⁴⁾ および作動油の密度 ρ と圧縮率 α ^{30), 31)} はつぎの値を使用する。

$$\left. \begin{aligned} \mu_0 &= 4\pi \times 10^{-7} \text{ Wb/ATm} \\ c_M, c_0, c_N &= 0.6 \\ \rho &= 0.85 \times 10^{-3} \text{ kg sec}^2/\text{cm}^4 \\ \alpha &= 10^{-4} \text{ cm}^3/\text{kg} \end{aligned} \right\} \quad (7.51)$$

以上の諸定数と表 7.2(1) の規定値を用いると, サーボバルブの設計諸定数は表 7.1 にもとづいて表 7.2(1) のごとく決定される。こうして設計されたサーボバルブのブロック線図は図 7.1(1) のごとく描かれるが, 同図に現われる 諸定数の値を表 7.2(1) の値を用いて算定すると表 7.2(2) のごとくである。表 7.2(1)~(2) の値を用いると, サーボバルブ伝達関数の各定数の値は表 7.2(3) のごとくである。同表において, case 1 はサーボバルブを近似伝達関数(7.31)で表現した場合であり, case 2 は作動油の圧縮性を無視して(7.9)によって表現した場合であり, また case 3 は最も一般的な伝達関数(7.1)で表現した場合である。表 7.2(3) の各定数値を用いると, 数値設計したサーボバルブの周

表 7.2 サーボバルブの数値設計例

(1) 設計諸定数の決定値

設計定数	規定値	単位	設計定数	決定値	単位
ω_F	3.6×10^3	rad/sec	$J_F^{*)}$	3.6×10^{-6}	kg cm sec ³
ω_S	1.8×10^3	rad/sec	K_F	84.0	kg cm
K_R	0.15	kg/mA	$M_S^{*)}$	10^{-5}	kg sec ³ /cm
K_V	170.0	cm ³ /kg sec	K_S	20.0	kg/cm
P_S	70.0	kg/cm ²	X_N	1.53×10^{-2}	cm
Q_J	1.0	cm ³ /sec	d_N	6.12×10^{-2}	cm
l_1	1.5	cm	d_0	8.05×10^{-2}	cm
l_2	1.5	cm	A_S	0.2	cm ³
l_p	4.0	cm	N	145	T
S	0.5	cm ²	W	1.25	cm
X_g	10^{-2}	cm	Δ	1.04×10^{-4}	cm
μ_r	4.0×10^{-3}	Wb/ATm	B_F	1.04×10^{-2}	kg cm sec
B_r	1.0	Wb/m ²	B_S	0	kg sec/cm

*) J_F , M_S の値は文献 6) による。

(2) 諸定数の計算値

定数	値	単位
$\left. \frac{\partial F_T}{\partial I_e} \right _0$	4.553×10^{-3}	kg/mA
$\left. \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \right _0$	15.7	kg/cm
$\left. \frac{\partial F_N}{\partial X_N} \right _0$	-14.53	kg/cm
$\left. \frac{\partial F_N}{\partial P_N} \right _0$	4.0×10^{-3}	cm ³
$\left. \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \right _0$	3.44×10^3	kg/cm ³
$\left. \frac{\partial P_N}{\partial \dot{X}_S} \right _0$	-0.5366	kg sec/cm ³
$\beta^{*)}$	1.34×10^{-4}	sec
P_0	52.5	kg/cm ²
Q_0	22.64	cm ³ /sec

*) β の値は $v_0=1$ cm³ として計算

(3) サーボバルブ伝達関数の各定数の計算値

case	case 1		case 2		case 3	
伝達関数	(7.31) 式		(7.9) 式		(7.1) 式	
各係数の値	$K_R K_V$	25.52	a_0/b_5	25.52	a_0/a_6	25.52
	ω_F	3.613×10^3	b_1/b_5	1.915×10^{-14}	a_1/a_6	2.566×10^{-18}
	ω_S	2.0×10^3	b_2/b_5	2.602×10^{-10}	a_2/a_6	2.656×10^{-14}
	ζ_F	0.4	b_3/b_5	0.9186×10^{-6}	a_3/a_6	2.819×10^{-10}
	ζ_S	2.7	b_4/b_5	1.132×10^{-3}	a_4/a_6	0.9483×10^{-6}
					a_5/a_6	1.178×10^{-3}

波数応答特性は図 7.3 のごとくである。図 7.3 の case 1 と case 2 を比較すると明らかなように、近似伝達関数(7.31)にもとづいてサーボバルブを設計するならば、実際にはより広い帯域幅を有するサーボバルブが得られる。このことは表 7.1 に示したサーボバルブの設計諸定数決定法が十分妥当であることを示している。また、図 7.3 の case 2 と case 3 を比較すればわかるように、作動油の圧縮性にもとづく時定数 β の影響は十分無視しえる。このことはサーボバルブの伝達関数

を (7.9) で記述すれば十分であることを示している。なお、図 7.3 に点線で描いた周波数応答は Moog 社製 series 31 の $P_S=210$ kg/cm² におけるカタログ値である²⁹⁾。本節では $P_S=70$ としてサーボバルブを設計したが、 P_S を 210 に高めれば明らかに周波数応答特性は向上するから、数値設計したサーボバルブは Moog 社製 series 31 相当の特性を有することがわかる。以上のことから、表 7.1 に示したサーボバルブの設計法は十分有効であると結論できる。

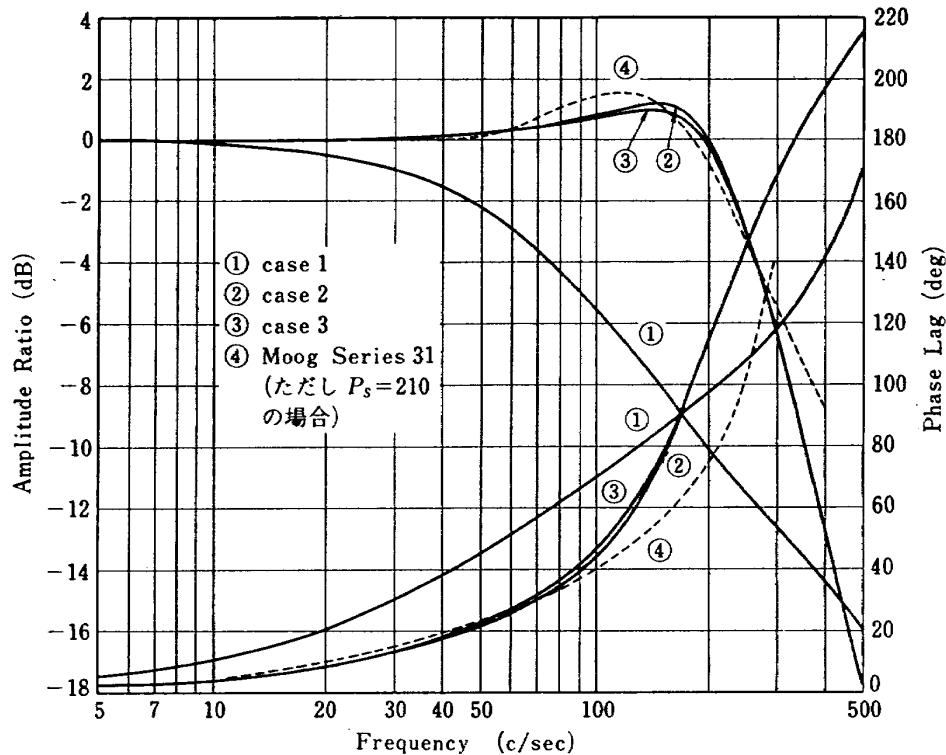


図 7.3 数値設計したサーボバルブの周波数応答特性

7.7 ま と め

IDPF サーボバルブには広帯域周波数応答特性を有するサーボバルブを必要とする。4～5章の解析にもとづいてサーボバルブの伝達関数を導出すると、その近似周波数応答はフラップとスプールの固有振動数およびダンピング係数によって特徴付けられることがわかる。したがって、これらの値を適当に規定するならば、広帯域周波数特性を有するサーボバルブを設計できる。ダンピング係数の値は(7.44)～(7.45)のように規定するのが適当である。また固有振動数はサーボバルブの安定性と帯域幅の解析から導出される設計条件を満たすように、(7.43)にもとづいて規定するとよい。結局、サーボバルブの設計諸定数は表 7.1 に示した手順で決定される。この設計法の有効性は数値設計例によって実証することができる。

8. IDPF サーボバルブの設計

8.1 はじめに

IDPF サーボバルブは広帯域周波数応答特性を有するサーボバルブに、IDPF 油圧補償回路を図 3.8 のごとく付加した構造の油圧制御機器である。それはノズルの共振を防止し、かつ静的外乱力によらずノズルの高精度回転位置制御を保証する機能を持つ。ロケットの姿勢制御系では高精度のノズル回転位置制御が要求されるから、その機能を有しジンバルエンジン駆動用油圧サーボによく適した IDPF サーボバルブの開発が

必要となる。

DPF サーボバルブは古く Moog 社において考察された^{6), 6)}。この DPF サーボバルブはアメリカのジンバルエンジン方式液体ロケットに生じるジンバルエンジン機構の固有振動問題を解決するために実用されているといわれるが⁷⁾、詳細にはなんら報告されていない現状にある。また Moog 社のカタログによると⁶⁾、DPF 油圧補償回路の時定数(6章における T_D)は負荷の共振角周波数の約 1/3 にすべきと記されているが、その理論的根拠は報告されていない。筆者の実験によると、このように設定した時定数を持つ DPF サーボバルブでは共振負荷の振動を防止できなかった。このため、油圧サーボの DPF 補償法を基礎的に研究し、負荷の共振を防止できるように補償定数を決定する手法を確立することが必要である。本章では、DPF 補償法をさらに改善した IDPF 補償法について基礎的解析を行ない、IDPF 補償定数とジンバルエンジン機構の諸定数との関係を明らかにし、その補償定数を決定する手法を確立する。さらに、この手法にもとづいた IDPF サーボバルブの設計法を提案する。

8.2 IDPF サーボバルブを用いたジンバルエンジン駆動用油圧制御系

3～6章の解析にもとづくと、図 3.8 のごとき IDPF サーボバルブを使用したジンバルエンジン駆動用油圧制御系は図 8.1(1) に示すブロック線図で表わせる。7.5 節の手法にもとづいて広帯域周波数応答特性を有する

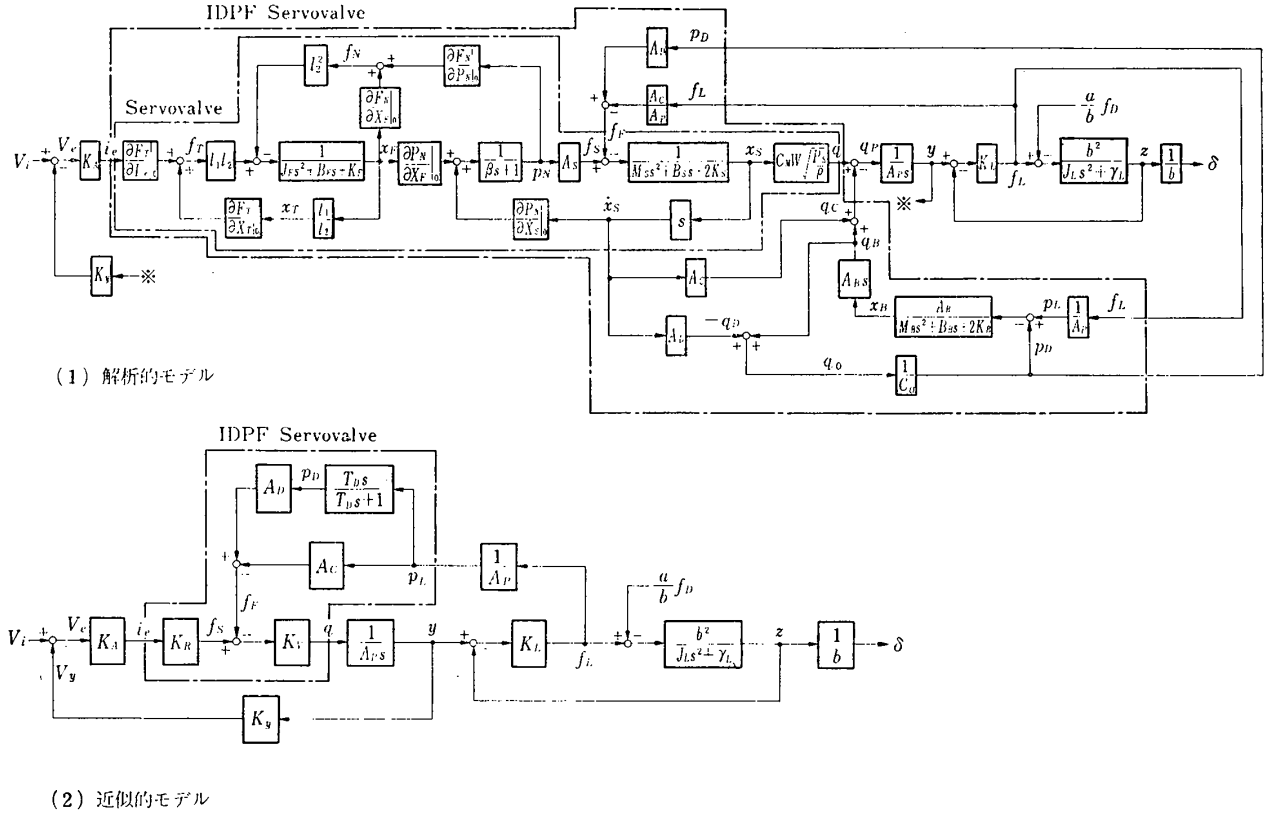


図 8.1 IDPF サーボバルブを用いたジンバルエンジン駆動用油圧制御系のブロック線図

サーボバルブを設計し、6.6 節の手法にもとづいて IDPF 油圧補償回路を設計するならば、図 8.1(1) は図 8.1(2) によって十分よく近似できることになる。図 8.1(2) に現われる定数 K_L , K_R , K_V および T_D は全てすでに導出されており、次式によって定義される。

$$K_L = 1 / \left(\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{v_{A0}}{4\alpha A_P^2} \right) \quad (8.1)$$

$$K_R = \frac{A_S l_1 l_2 \left. \frac{\partial F_T}{\partial I_e} \right|_0 \left. \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \right|_0}{K_F - l_1^2 \left. \frac{\partial F_T}{\partial X_T} \right|_0 + l_2^2 \left. \frac{\partial F_N}{\partial X_F} \right|_0 + l_2^2 \left. \frac{\partial F_N}{\partial P_N} \right|_0 \left. \frac{\partial P_N}{\partial X_F} \right|_0} \quad (8.2)$$

$$K_V = \frac{c_M W}{2K_S} \sqrt{\frac{P_S}{\rho}} \quad (8.3)$$

$$T_D = \frac{A_B^2}{2K_B C_0} \quad (8.4)$$

よく設計された IDPF サーボバルブは図 8.1(2) のときブロック線図で表わされる。その IDPF 補償定数 A_C , A_D および T_D はジンバルエンジン機構の諸定数 J_L , K_L および γ_L に応じて決定されなくてはならない。 A_D と T_D はジンバルエンジン駆動用油圧制御系の動特性を補償する定数であり、その効果によってノズルの共振を防止できる。また、 A_C は静特性を補償する定数であり、その効果によってノズルの高精度

回転位置制御を保証する。

8.3 油圧制御系の動特性解析

容易に推察できるように、DPF と IDPF 補償をほどとした油圧制御系は同一の動特性を示す。また、動特性の解析では外乱力をのぞいて考えればよい。したがって、本節では $A_C = f_D = 0$ として解析を進める。この仮定の妥当性は 8.6 節のアナログシミュレーションによって実証する。

8.3.1 油圧制御系の伝達関数

図 8.1(2) から、 V_e に対する y の開ループ伝達関数を求めると次式を得る。

$$\frac{y(s)}{V_e(s)} = \frac{K_A K_R K_V (s+1/T_D)(s^2 + \omega_L^2)}{A_P s (s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3)} \quad (8.5)$$

ここに、各定数は次式で与えられる。

$$a_1 = \frac{1}{T_D} + \frac{A_D K_V K_L}{A_P^2} \quad (8.6)$$

$$a_2 = \omega_L^2 \quad (8.7)$$

$$a_3 = \frac{\omega_L^2}{T_D} + \frac{A_D K_V K_L \omega_L'^2}{A_P^2} \quad (8.8)$$

ただし、

$$\omega_L = \sqrt{\frac{\gamma_L + b^2 K_L}{J_L}}, \quad \omega_L' = \sqrt{\frac{\gamma_L}{J_L}} \quad (8.9)$$

とする。また図 8.1(2) から、 V_i に対する y の開ループ伝達関数を求めると次式を得る。

$$\frac{y(s)}{V_i(s)} = \frac{K_A K_R K_V (s+1/T_D)(s^2+\omega_L^2)}{A_P(s^4+b_1s^3+b_2s^2+b_3s+b_4)} \quad (8.10)$$

ここに、各定数は次式で与えられる。

$$b_1 = \frac{1}{T_D} + \frac{A_D K_V K_L}{A_P^2} + K_G \quad (8.11)$$

$$b_2 = \omega_L^2 + \frac{K_G}{T_D} \quad (8.12)$$

$$b_3 = \frac{\omega_L^2}{T_D} + \frac{A_D K_V K_L \omega_L'^2}{A_P^2} + K_G \omega_L^2 \quad (8.13)$$

$$b_4 = \frac{K_G \omega_L^2}{T_D} \quad (8.14)$$

ただし、 K_G は次式で定義されるループゲインを表わす。

$$K_G = \frac{K_A K_R K_V K_Y}{A_P} \quad (5.15)$$

8.3.2 パラメータ λ , ζ と ω_n の導入

油圧制御系の動特性は根軌跡法によって考察することができる。考察を容易にするために、まず次式によって定義されるパラメータ λ , ζ および ω_n を導入する。

$$s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3 \triangleq (s + \lambda/T_D)(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2) \quad (8.16)$$

上式の左辺は (8.5) の分母の三次式である。(8.6)~(8.8) と (8.16) から、これらパラメータは次式を満たしていなければならない。

$$\begin{aligned} & \frac{A_D K_V K_L \omega_L'^2}{A_P^2} + \frac{\omega_L^2}{T_D} - \frac{\lambda}{T_D} \\ & \times \left\{ \omega_L^2 - \frac{\lambda}{T_D} \left(\frac{1-\lambda}{T_D} + \frac{A_D K_V K_L}{A_P^2} \right) \right\} = 0 \end{aligned} \quad (8.17)$$

$$2\zeta\omega_n = \frac{1-\lambda}{T_D} + \frac{A_D K_V K_L}{A_P^2} \quad (8.18)$$

$$\omega_n^2 = \omega_L^2 - \frac{\lambda}{T_D} \left(\frac{1-\lambda}{T_D} + \frac{A_D K_V K_L}{A_P^2} \right) \quad (8.19)$$

(8.17) から次式を得る。

$$\frac{A_D K_V K_L}{A_P^2} = \frac{\lambda-1}{T_D} \frac{\lambda^2 + T_D^2 \omega_L^2}{\lambda^2 + T_D^2 \omega_L'^2} \quad (8.20)$$

(8.18)~(8.19) から次式を得る。

$$\omega_n^2 = \omega_L^2 - \frac{2\lambda\zeta\omega_n}{T_D} \quad (8.21)$$

(8.21) から T_D は次式で表わされる。

$$T_D = \frac{2\lambda\zeta\omega_n}{\omega_L^2 - \omega_n^2} \quad (8.22)$$

(8.22) を (8.20) に代入すると次式を得る。

$$\frac{A_D K_V K_L}{A_P^2} = \frac{(\lambda-1)(\omega_L^2 - \omega_n^2)}{2\lambda\zeta\omega_n} \frac{(\omega_L^2 - \omega_n^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_L')^2}{(\omega_L^2 - \omega_n^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_L')^2} \quad (8.23)$$

(8.22)~(8.23) を (8.18) に代入すると、 λ は ζ と ω_n の関数として表わされ次式となる。

$$\lambda = 1 / \left\{ 1 - \frac{(\omega_L^2 - \omega_n^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_L')^2}{(\omega_L^2 + \omega_n^2)(\omega_L^2 - \omega_L'^2)} \right\} \quad (8.24)$$

(8.24) を (8.22) と (8.23) に代入すると、結局 T_D と A_D は ζ と ω_n の関数として得られ次式となる。

$$T_D = \frac{2\zeta\omega_n(\omega_L^2 - \omega_L'^2)}{(\omega_L^2 - \omega_n^2)(\omega_L^2 - \omega_L'^2) - (\omega_L^2 - \omega_n^2)^2 - (2\zeta\omega_n\omega_L')^2} \quad (8.25)$$

$$A_D = \frac{A_P^2 \{ (\omega_L^2 - \omega_n^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_L')^2 \}}{2\zeta\omega_n K_V K_L (\omega_L^2 - \omega_L'^2)} \quad (8.26)$$

こうして、 T_D と A_D の最適な値を求める問題は最適なパラメータ ζ と ω_n を求める問題に変換される。(8.5) と (8.16) から明らかなように、図 8.1(2) で示される油圧制御系の根軌跡図における極と零点はパラメータ λ , ζ と ω_n によって表わされる。したがって、最適なパラメータ ζ と ω_n を求める問題は極と零点の最適な配置を求める問題と等価になる。

8.3.3 パラメータ λ の性質

油圧制御系が安定であるためには $\lambda, \zeta > 0$ でなければならない。また (8.9) から、ジンバルエンジン機構の定数 ω_L と ω_L' の間には $\omega_L > \omega_L'$ なる関係がある。したがって、 $T_D > 0$ であるから、(8.22) から $\omega_L > \omega_n$ なる関係を得る。このとき、 λ のとりえる値の範囲は (8.24) から求まり、

$$1 < \lambda \leq \infty \quad (8.27)$$

となる。ここで、 $\lambda = \infty$ となる ω_n の値を $\bar{\omega}_n$ で表わすならば、(8.24) から次式を得る。

$$(\omega_L^2 - \bar{\omega}_n^2)^2 + (2\zeta\bar{\omega}_n\omega_L')^2 = (\omega_L^2 - \bar{\omega}_n^2)(\omega_L^2 - \omega_L'^2) \quad (8.28)$$

すなわち、 ω_n と λ の間には

$$\omega_n \rightarrow \bar{\omega}_n - 0 \text{ のとき } \lambda \rightarrow \infty$$

なる関係が成立する。この関係によって、(8.25)~(8.26) から次式を得る。

$$\lim_{\lambda \rightarrow \infty} T_D = \infty \quad (8.29)$$

$$\tilde{A}_D \triangleq \lim_{\lambda \rightarrow \infty} A_D = \frac{A_P^2 (\omega_L^2 - \bar{\omega}_n^2)}{2\zeta\bar{\omega}_n K_V K_L} \quad (8.30)$$

このとき、表 3.1 に示した DPF 補償法の伝達関数は次式のごとくなる。

$$\lim_{\lambda \rightarrow \infty} \frac{A_D T_D s}{T_D s + 1} = \tilde{A}_D \quad (8.31)$$

(8.31)から、 λ の値が増大すると共に DPF 補償の特性は PF 補償の特性に接近することがわかる。以上をまとめるつぎのことがいえる。

(i) 油圧制御系が安定であるとき、 λ は $1 < \lambda \leq \infty$ なる範囲の値をとる。

(ii) $1 < \lambda < \infty$ なる λ は DPF 補償を意味する。

(iii) $\lambda = \infty$ は PF 補償を意味する。

このように、パラメータ λ を導入すると、PF 補償法は DPF 補償法の特種な場合として取り扱うことがで

きる。

8.3.4 油圧制御系の動特性

(8.10) の分母の四次式は図 8.1(2) に示した油圧制御系の特性方程式を表している。(8.25)～(8.26)を(8.11)～(8.14)に代入すると、この四次式の各定数は ζ と ω_n の関数として表わすことができる。したがって、 ζ と ω_n をパラメータとし、 K_θ を変数として、特性方程式の根を求めると油圧制御系の根軌跡が描かれる。この根軌跡図における極と零点を p_i, z_i で表わすならば、それらは(8.5)と(8.16)から次式のごとく与えられる。

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= 0, & p_2 &= \omega_n(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}), \\ p_3 &= \omega_n(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1}), & p_4 &= -\frac{\omega_L^2 - \omega_n^2}{2\zeta\omega_n}, \\ z_1 &= j\omega_L, & z_2 &= -j\omega_L \\ z_3 &= -\frac{(\omega_L^2 - \omega_n^2)(\omega_L^2 - \omega_L'^2) - (\omega_L^2 - \omega_n^2)^2 - (2\zeta\omega_n\omega_L')^2}{2\zeta\omega_n(\omega_L^2 - \omega_L'^2)} \end{aligned} \right\} \quad (8.32)$$

これら極と零点の配置はつぎのように ζ と ω_n の値に依存して定まる。 $0 < \zeta < 1$ のとき、 p_2 と p_3 は原点を中心とする半径 ω_n の円と、原点を通る勾配 $\pm \sqrt{1 - \zeta^2}/\zeta$ なる直線との交点に位置する。 $\zeta \geq 1$ のとき、 p_2 と p_3 は実軸上に位置し、 $z_3 > p_2 \geq p_3$ なる大小関係が成立す

る。 $\zeta \gg 1$ のときには $p_2 > p_4$ となる。 $\zeta \gg 1$ でかつ

$$\left(\frac{\omega_L}{\omega_n} \right)^2 < \left. \begin{aligned} & 2\zeta(\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) + 1 \end{aligned} \right\} \quad (8.33)$$

$$\left(\frac{\omega_L}{\omega_n} \right)^2 = \left. \begin{aligned} & 2\zeta(\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) + 1 \end{aligned} \right\} \quad (8.34)$$

$$\left(\frac{\omega_L}{\omega_n} \right)^2 > \left. \begin{aligned} & 2\zeta(\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) + 1 \end{aligned} \right\} \quad (8.35)$$

のとき、それぞれに対応して $p_2 > p_4$, $p_2 = p_4$, $p_2 < p_4$

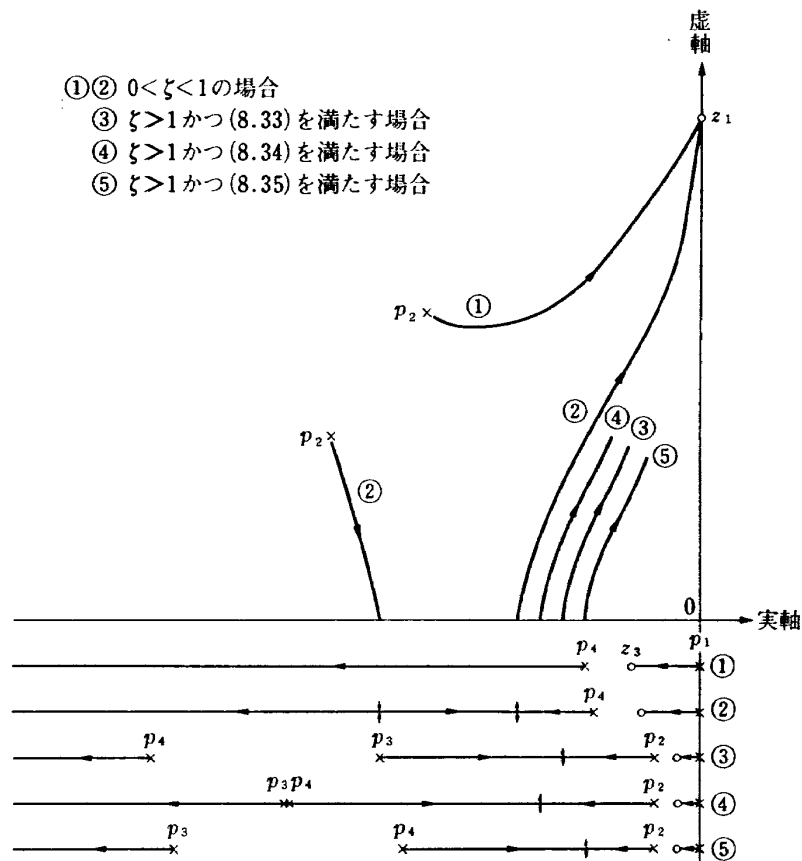


図 8.2 ジンバルエンジン駆動用油圧制御系の根軌跡 ($1 < \lambda < \infty$)

なる大小関係が成立する。これらの事実にもとづいて、図 8.1(2) で示される油圧制御系の根軌跡を描くと図 8.2 のごとくである。図 8.2 からわかるように、DPF サーボバルブを用いた油圧制御系は適当にループゲイン K_G を設定することによって、ジンバルエンジン機構の固有振動を防止することができる。同様のことが $\lambda = \infty$ の場合についてもいえる。前節で述べたように、 $\lambda = \infty$ は $\omega_n = \bar{\omega}_n$ に対応するから、この場合には (8.32) ~ (8.35) における ω_n は $\bar{\omega}_n$ で置き換えられる。このとき (8.32) から明らかのように、極 p_1 と零点 z_3 は互に相殺する。したがって、 $\lambda = \infty$ の場合の根軌跡は図 8.2 において p_1 から z_3 に向う軌跡を取りのぞいた形になる。以上のことから、 λ を十分大きくとると DPF 補償をほどこした油圧制御系の根軌跡は PF 補償した場合の根軌跡に接近するが、 p_1 から z_3 に向う軌跡上に非常に整定の悪い根を持つことがわかる。PF 補償をほどこした油圧制御系がよく負荷の振動を防止することは上述の根軌跡からわかる。DPF 補償法は本来この PF 補償法の利点を生かすものであるから、DPF 補償の動特性をできるだけ PF 補償の動特性に近づけるという意味において最適な補償定数 T_D と A_D を決定しなければならない (決定法については 8.5 節参照)。以上の議論は DPF の言葉を IDPF で置き換えても正しい。

8.4 油圧制御系の静特性解析

前節の議論によって、IDPF サーボバルブを用いた油圧制御系はノズルの共振を防止しえることがわかった。したがって、図 8.1(2) に示した油圧制御系の静特性解析は意味をなす。その解析はすでに 3.4 節において論じた。すなわち、静的外乱力の有無にかかわらず、ノズルの高精度回転位置制御を保証するためには、 A_G の値を次式から決定すればよい。

$$A_G = \frac{A_P K_V K_A K_R}{K_L} \quad (8.36)$$

8.5 IDPF 補償定数の決定法

IDPF 補償定数の内、 A_G の値は (8.36) から決定される。 A_D と T_D の値は 8.3 節の議論にもとづくと以下のように決定することができる。

8.5.1 仮 定

ジンバルエンジン機構におけるノズルの自由運動方程式は図 3.2 から次式で表わせる。

$$J_L \ddot{\delta} + a M_L g \sin \delta = 0$$

ノズルの回転角は普通 $\pm 10^\circ$ 以内に制限されるから、 $\sin \delta \approx \delta$ は十分成立する。このとき、上式は (3.9) を使って次式のごとく近似される。

$$J_L \ddot{z} + a M_L g z = 0$$

したがって、ノズルとジンバル点の結合部におけるばね定数 γ_L は近似的に次式で与えられる。

$$\gamma_L = a M_L g \quad (8.37)$$

(8.9) と (8.37) から

$$\left(\frac{\omega_L'}{\omega_L} \right)^2 = \frac{a M_L g}{a M_L g + b^2 K_L} \quad (8.38)$$

を得る。ジンバルエンジン機構では通常、(8.38) の値は十分小さい。本節ではまず、

$$\omega_L' = 0 \quad (8.39)$$

の仮定のもとに A_D と T_D の値を決定する方法を論じ、つぎに ω_L' が無視できない場合にこの決定法を拡張する。

8.5.2 極と零点の最適配置

(8.39) の仮定のもとで、(8.24) ~ (8.26) は次式のように簡単化される。

$$\lambda = \left(\frac{\omega_L'}{\omega_n} \right)^2 \quad (8.40)$$

$$T_D = \frac{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}}{(\lambda-1)\omega_L} \quad (8.41)$$

$$A_D = \left\{ \frac{(\lambda-1)^2}{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}} + \frac{2\zeta}{\sqrt{\lambda}} \right\} \frac{A_P^2 \omega_L}{K_V K_L} \quad (8.42)$$

油圧制御系が安定であるとき、(8.40) で表わされるパラメータ λ は $1 \leq \lambda < \infty$ の範囲の値をとる。 $1 < \lambda < \infty$ において、 λ は 8.3.3 節で述べた性質を持つ。(8.39) を仮定するときには、 λ は $\lambda = 1$ の値をとることが許される。8.3.3 節と同様な議論にもとづいて、 $\lambda = 1$ は (8.41) から PF 補償を意味することがわかる。このとき、(8.42) からつぎの関係を得る。

$$\bar{A}_D \triangleq \lim_{\lambda \rightarrow 1+0} A_D = \frac{2\zeta\omega_L A_P^2}{K_V K_L} \quad (8.43)$$

また、(8.41) ~ (8.42) を (8.11) ~ (8.14) に代入すると次式を得る。

$$b_1 = \frac{(\lambda-1)\omega_L}{2\zeta\sqrt{\lambda}} + \frac{2\zeta\omega_L}{\sqrt{\lambda}} + K_G \quad (8.44)$$

$$b_2 = \omega_L^2 + \frac{(\lambda-1)\omega_L K_G}{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}} \quad (8.45)$$

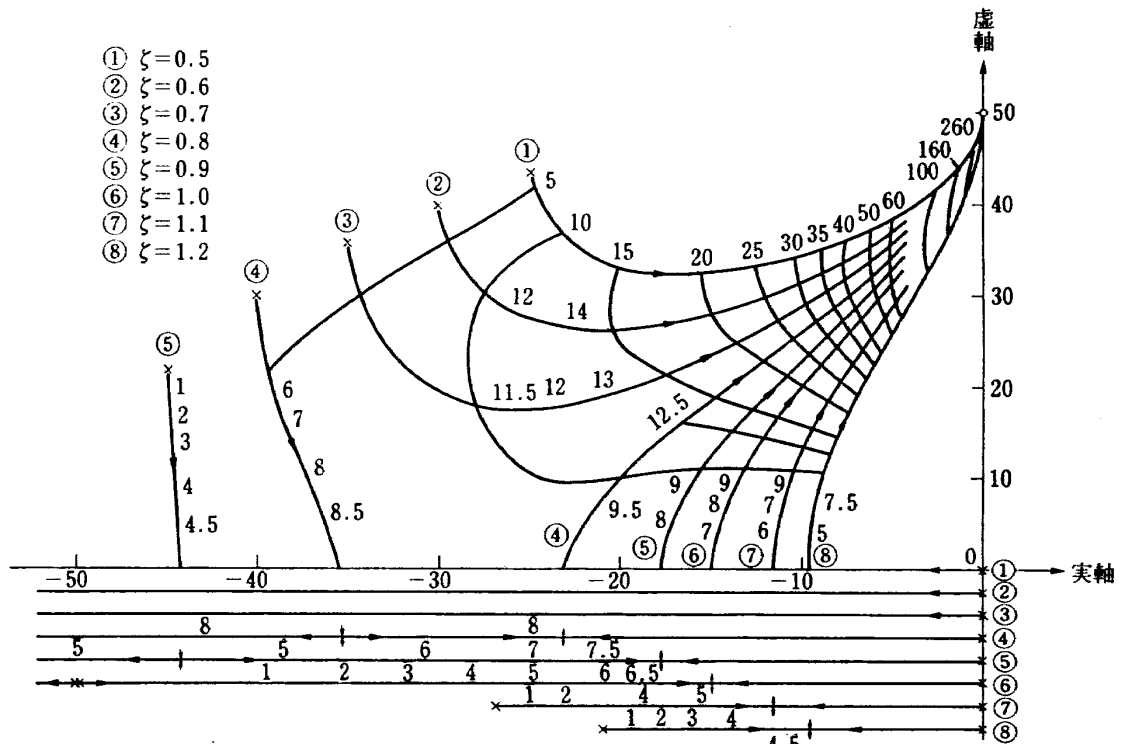
$$b_3 = \frac{(\lambda-1)\omega_L^3}{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}} + K_G \omega_L^2 \quad (8.46)$$

$$b_4 = \frac{(\lambda-1)K_G \omega_L^3}{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}} \quad (8.47)$$

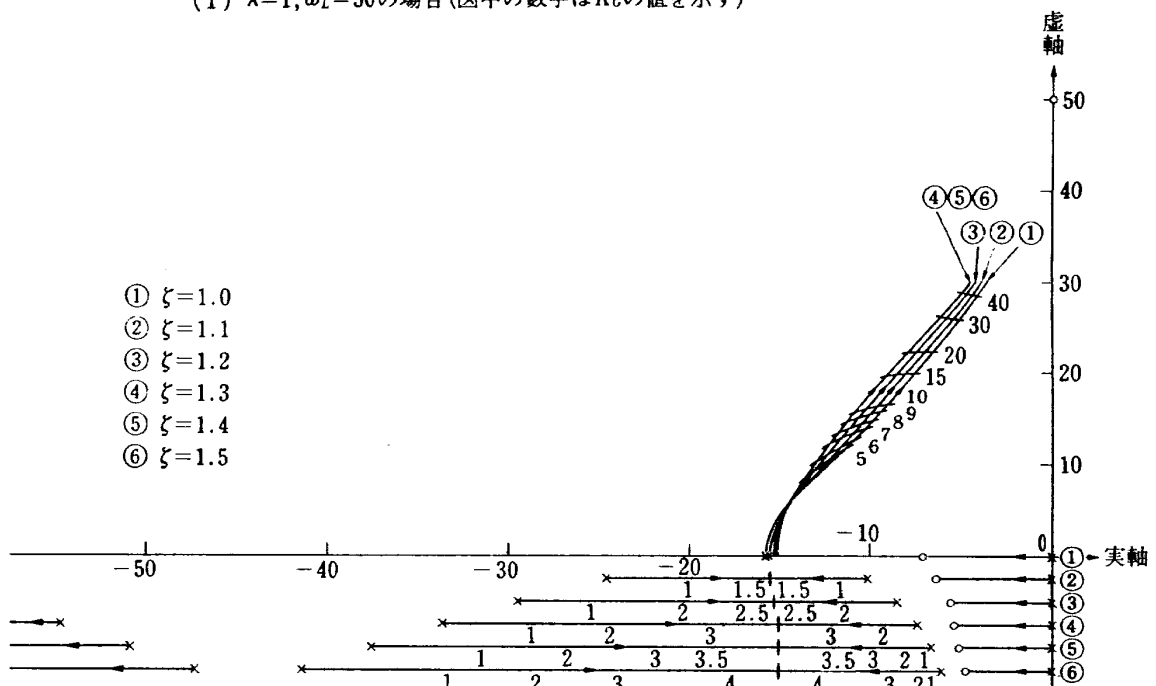
このように油圧制御系の特性方程式の各定数は λ と ζ の関数として表わされる。したがって、 λ と ζ をパラメータとし K_G を変数として、特性方程式の根を求めると根軌跡が描かれる。その根軌跡図における極と零点は (8.32) から次式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned}
 p_1 &= 0, & p_2 &= \frac{\omega_L}{\sqrt{\lambda}}(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) \\
 p_3 &= \frac{\omega_L}{\sqrt{\lambda}}(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1}) \\
 p_4 &= -\frac{(\lambda - 1)\omega_L}{2\zeta\sqrt{\lambda}} \\
 z_1 &= j\omega_L, & z_2 &= -j\omega_L \\
 z_3 &= -\frac{\lambda - 1}{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}}
 \end{aligned} \right\} (8.48)$$

$\lambda=1$ の場合、極 p_4 と零点 z_3 は互に相殺し、その根軌跡は $\omega_L=50$ の場合図 8.3(1) のごとくなる。同図から、できるだけ大きなループゲイン K_G に対して油圧制御系の応答が無振動的であるためには、 $\zeta=1$ と規定するのがよいことがわかる。8.3.4 節の議論にもとづいて、この $\lambda=1, \zeta=1$ に対応する(8.48)の値が極と零点の最適配置となる。IDPF 補償の場合、 λ は $1 < \lambda < \infty$ なる範囲の値をとるが、 $\lambda=2\zeta(\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) + 1$



(1) $\lambda=1, \omega_L=50$ の場合 (図中の数字は K_G の値を示す)



(2) $\lambda=10, \omega_L=50$ の場合 (図中の数字は K_G の値を示す)

図 8.3 ジンバルエンジン駆動油圧制御系の根軌跡 ($\omega_L'=0$)

の拘束のもとに λ を無限大に近づけるならば, IDPF 補償油圧制御系の極と零点は最適配置にいくらかでも接近する。その理由は以下のごとくである。(8.40)を使うと(8.34)は,

$$\lambda = 2\zeta(\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) + 1 \quad (8.49)$$

となる。(8.49)の関係を保って λ を無限大に近づけるならば, (8.48)からつぎの関係が成立している。

$$\lambda \rightarrow \infty \text{ のとき } \begin{cases} p_3 < z_3 \text{ かつ } p_3, z_3 \rightarrow 0 \\ p_3 = p_1 \rightarrow -\omega_L \end{cases}$$

極限において, これは $\lambda=1, \zeta=1$ に対応する極と零点の配置に等しい。図 8.3(2) はこの状況をよく示している。

8.5.3 A_D と T_D の決定法

ノズルの共振を防止しかつ応答に速応性を持たせる

$$A = \frac{\omega_L^2/T_D}{\mu_1\mu_2\mu_3} = \frac{1}{K_G^\circ} \quad (8.52)$$

$$C = \frac{3\mu_3^2 + \omega_L^2 - 2\mu_2/T_D}{\mu_2(\mu_2 - \mu_1)(\mu_3 - \mu_2)} + \frac{\{3\mu_2^2 - 2(\mu_1 + \mu_3)\mu_2 + \mu_1\mu_3\}(\mu_2^2 + \omega_L^2)(\mu_2 - 1/T_D)}{\mu_2^2(\mu_1 - \mu_2)^2(\mu_2 - \mu_3)^2} \quad (8.54)$$

$$D = \frac{(\mu_2 - 1/T_D)(\mu_2^2 + \omega_L^2)}{\mu_2(\mu_1 - \mu_2)(\mu_3 - \mu_2)} \quad (8.55)$$

(8.51)をラプラス逆変換すると, 単位ステップ入力 V_i に対するピストン変位 y の時間応答が得られ次式となる。

$$y(t) = \frac{K_G^\circ}{K_Y} \{A + Be^{-\mu_1 t} + (C + Dt)e^{-\mu_2 t} + Ee^{-\mu_3 t}\} \quad (8.57)$$

μ_1 は K_G° の増大と共に $1/T_D$ の値に近づくから(図 8.3(2)参照), (8.53)で表わされる B の値は K_G° が増大すると共に零に近づく。もし K_G° における B の値が十分小さく, (8.57)において第二項が無視できるならば, $y(t)$ は PF 補償をほどこした油圧制御系の応答と同等になる(図 8.3(1)参照)。このように, DPF 補償した動特性を PF 補償した動特性に近づけることは, ノズルの共振を防止するためだけでなく, 応答に速応性を得るためにも必要となる。

以上の議論にもとづくと, T_D と A_D はつぎのようにして決定される。(8.50)を満たす μ_1, μ_2, μ_3 は明らかに λ と共に依存して求まる。したがって, $B \sim E$ は λ と共に依存して定まるが, それら定数はディジタル計算機で求めることができる。このためにまず, (8.49)を満たす λ と ζ の組 (λ^*, ζ^*) を計算する。つぎに, ζ^* (または λ^*) をパラメータとし K_G を変数として, 定数(8.44)~(8.47)を持つ(8.10)の特性方程式の根を求める。この過程において, K_G の値は重根 $-\mu_3$ を速やかに探索するように自動的に変化させる。

必要上, DPF 補償をほどこした油圧制御系の根軌跡において振動根が実軸上で重根になるループゲインに注目する。それをクリティカル・ループゲイン K_G° とよぶことにする。ループゲインが K_G° の値をとるとき, (8.10)は次式のように書くことができる。

$$\frac{y(s)}{V_i(s)} = \frac{K_G^\circ(s+1/T_D)(s^2 + \omega_L^2)}{K_Y(s+\mu_1)(s+\mu_2)^2(s+\mu_3)} \quad (8.50)$$

ここに, $-\mu_1, -\mu_2, -\mu_3$ は K_G° に対する(8.10)の特性方程式の根であって, $0 < \mu_1 < \mu_2 < \mu_3$ とする。 $V_i(s) = 1/s$ として, (8.50)を変形すると次式を得る。

$$y(s) = \frac{K_G^\circ}{K_Y} \left\{ \frac{A}{s} + \frac{B}{s+\mu_1} + \frac{C}{s+\mu_2} + \frac{D}{(s+\mu_2)^2} + \frac{E}{s+\mu_3} \right\} \quad (8.51)$$

ここに各定数は次式で与えられる。

$$B = \frac{(\mu_1 - 1/T_D)(\mu_1^2 + \omega_L^2)}{\mu_1(\mu_3 - \mu_1)(\mu_2 - \mu_1)^2} \quad (8.53)$$

$$E = \frac{(\mu_3 - 1/T_D)(\mu_3^2 + \omega_L^2)}{\mu_3(\mu_1 - \mu_3)(\mu_2 - \mu_3)^2} \quad (8.56)$$

こうして得られた根 $-\mu_1, -\mu_2, -\mu_3$ を(8.53)~(8.56)に代入すれば, ζ^* (または λ^*) に対する定数 $B \sim E$ の関係が求まり, 同時に ζ^* に対する K_G° の関係が求まる。種々の ω_L の値に対して, これらの関係を実際に求めると図 8.4(1) と図 8.5(1)のごとくである。さらに, (λ^*, ζ^*) の値を(8.41)~(8.42)に代入すれば, ζ^* (または λ^*) に対する T_D と A_D の関係が得られる。これらの関係を求めると図 8.6(1)のごとくである。

ここで, B の値につぎの条件を課して, $y(t)$ の整定時間を支配する項 $Be^{-\mu_1 t}$ の大きさを制限する。

$$\varepsilon = -B/A = -K_G^\circ B \quad (8.58)$$

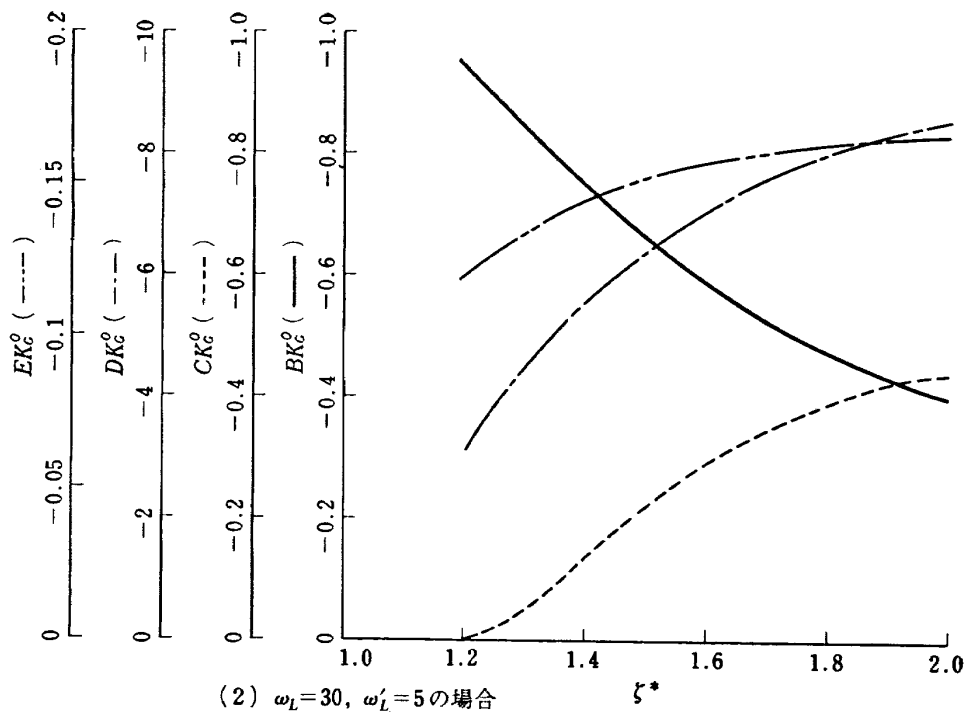
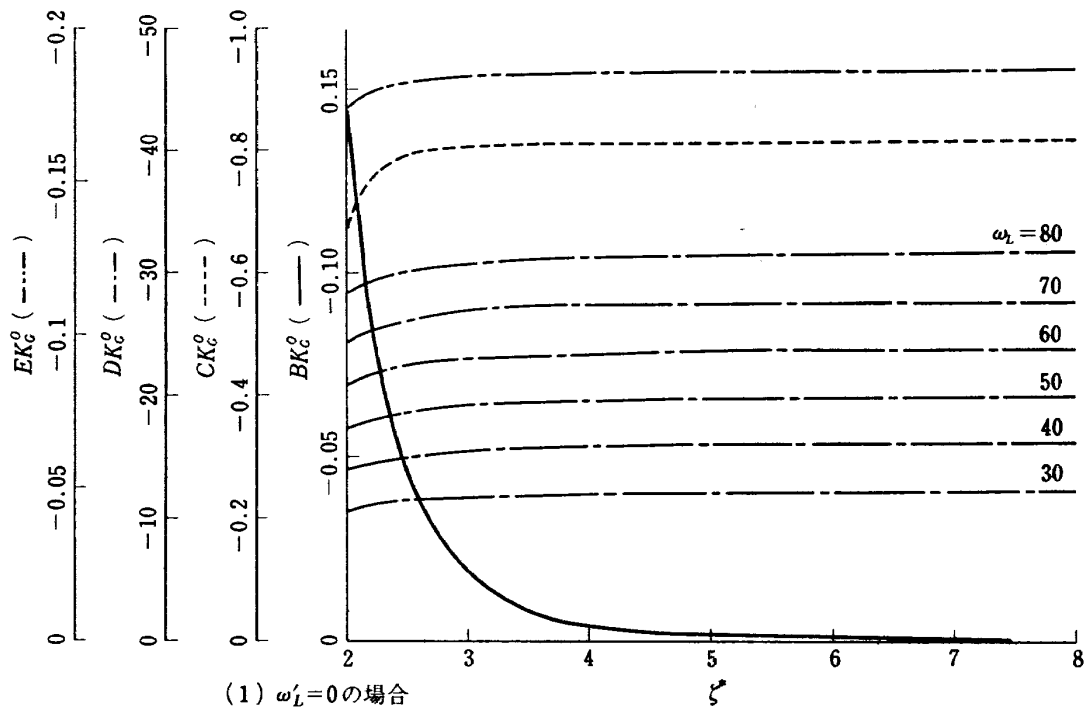
λ^* が十分大きいとき, $\mu_1 \ll \mu_2 \ll \omega_L \ll \mu_3$ の関係が成立するから(図 8.3(2)参照), (8.58)は次式で十分近似される。

$$\varepsilon = 1 - T_D \mu_1 \quad (8.59)$$

ζ^* と共に K_G° は増大し, K_G° の増大と共に μ_1 は $1/T_D$ に近づくから(図 8.5(1) と図 8.3(2)参照), (8.59)は ζ^* の増大と共に ε が零に近づくことを示している。このことは図 8.4(1)の $BK_G^\circ \sim \zeta^*$ 曲線における傾向を説明している。

以上をまとめると, T_D と A_D はつぎの手順で決定することができる。

(i) ジンバルエンジン機構の定数 ω_L と K_L を推定する。

図 8.4 B, C, D および E と ζ^* の関係

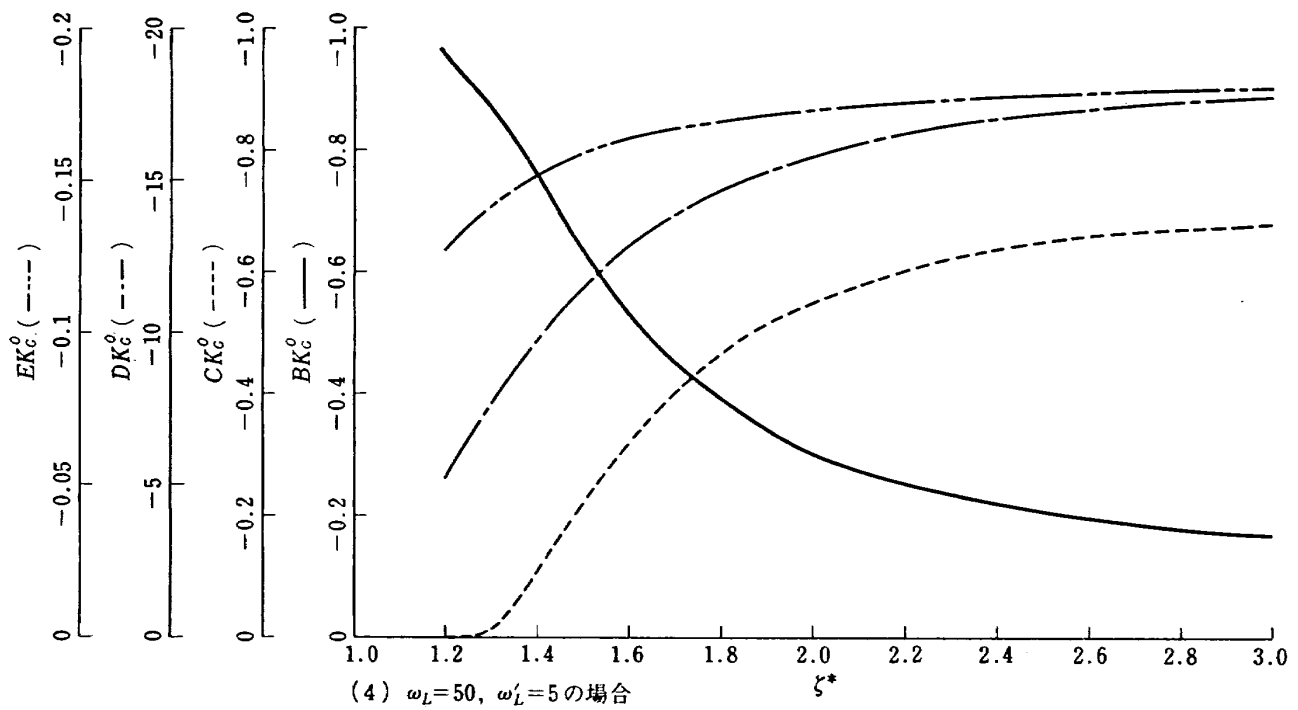
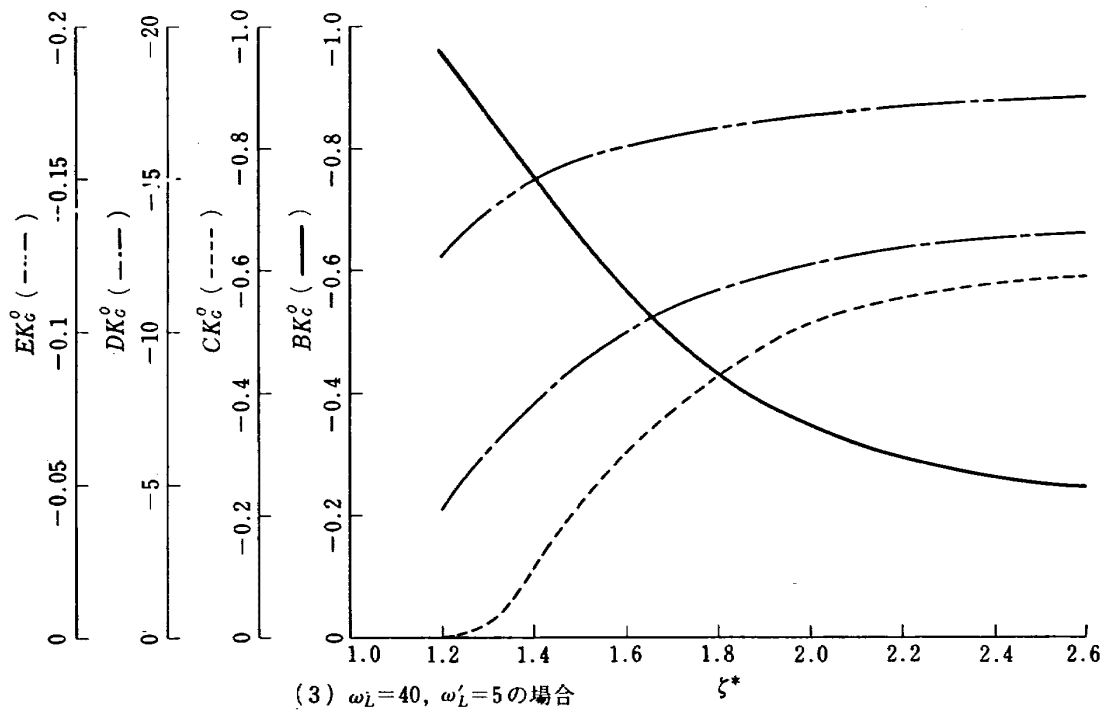


図 8.4 つづき

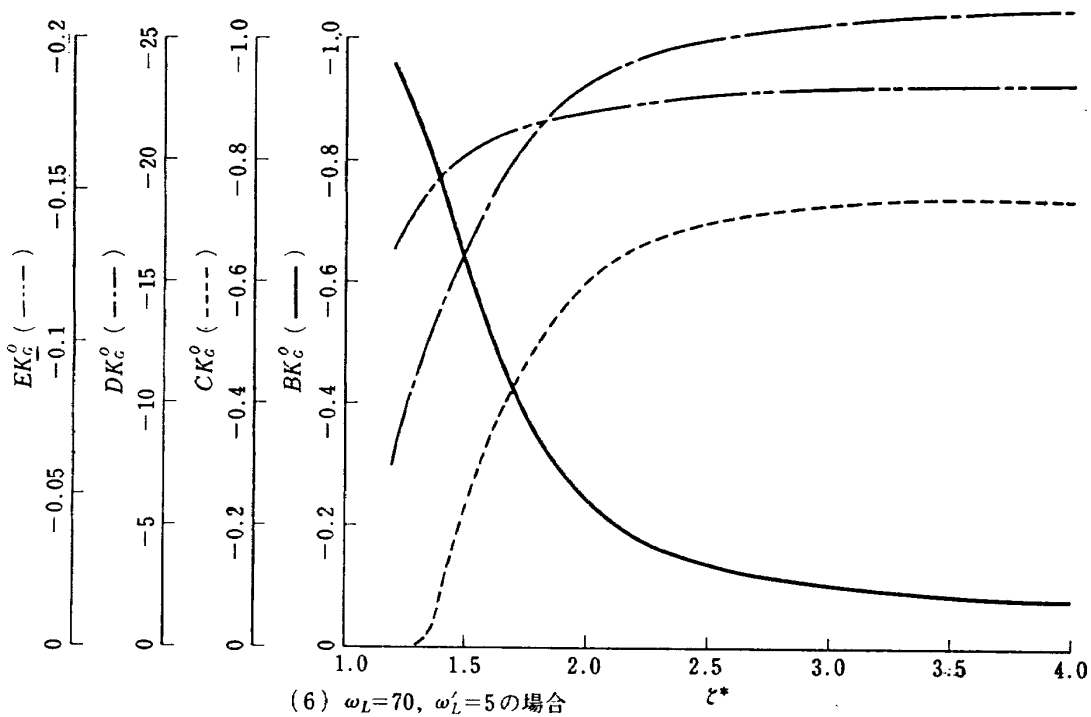
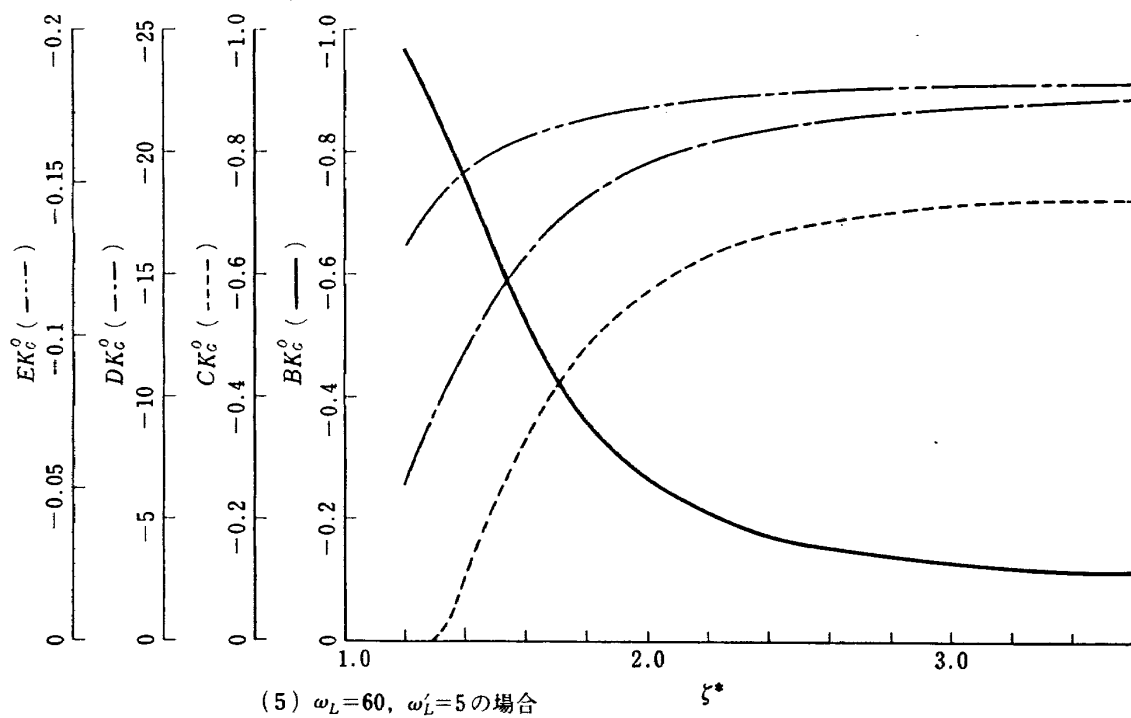


図 8.4 つづき

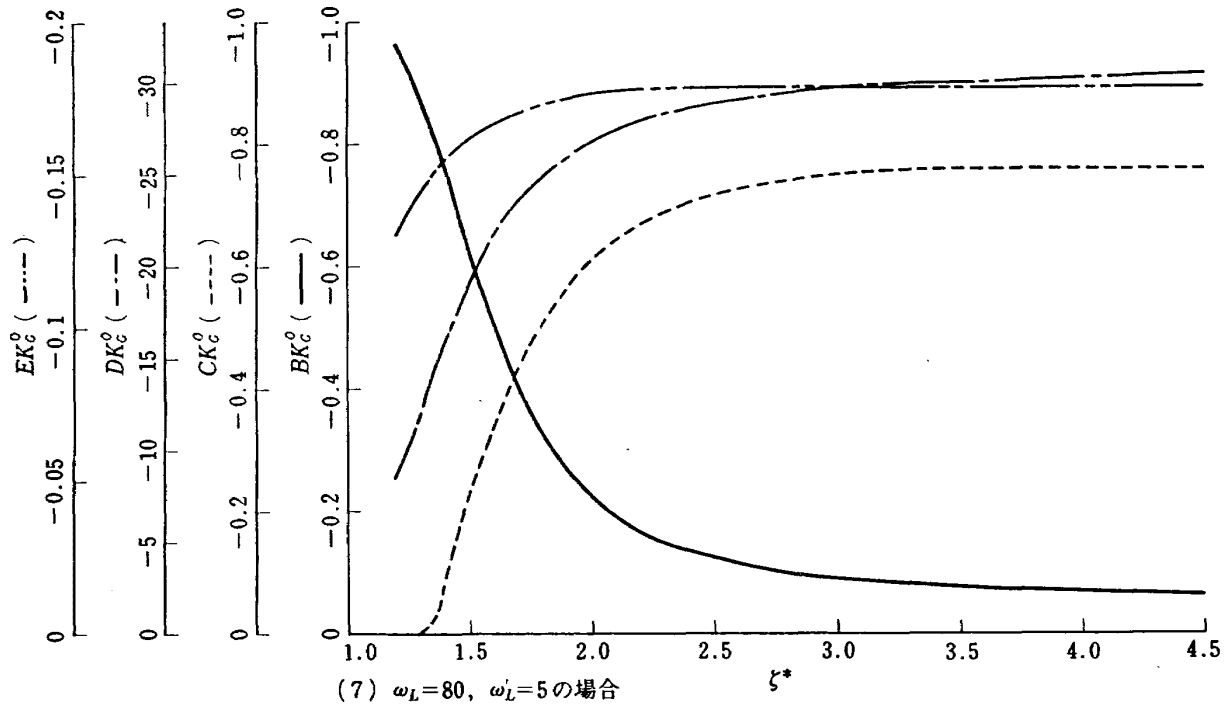


図 8.4 つづき

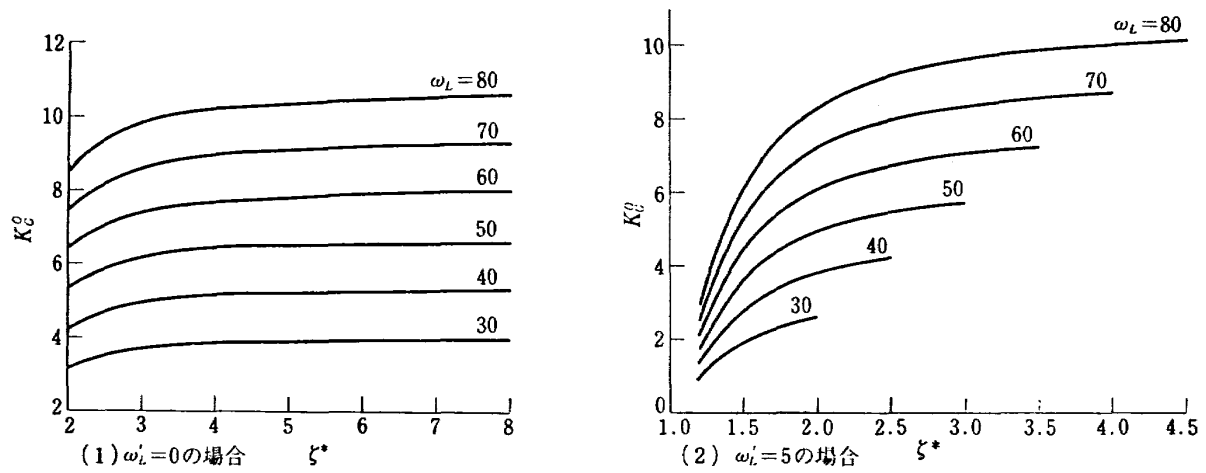


図 8.5 K_c^0 と ζ^* の関係

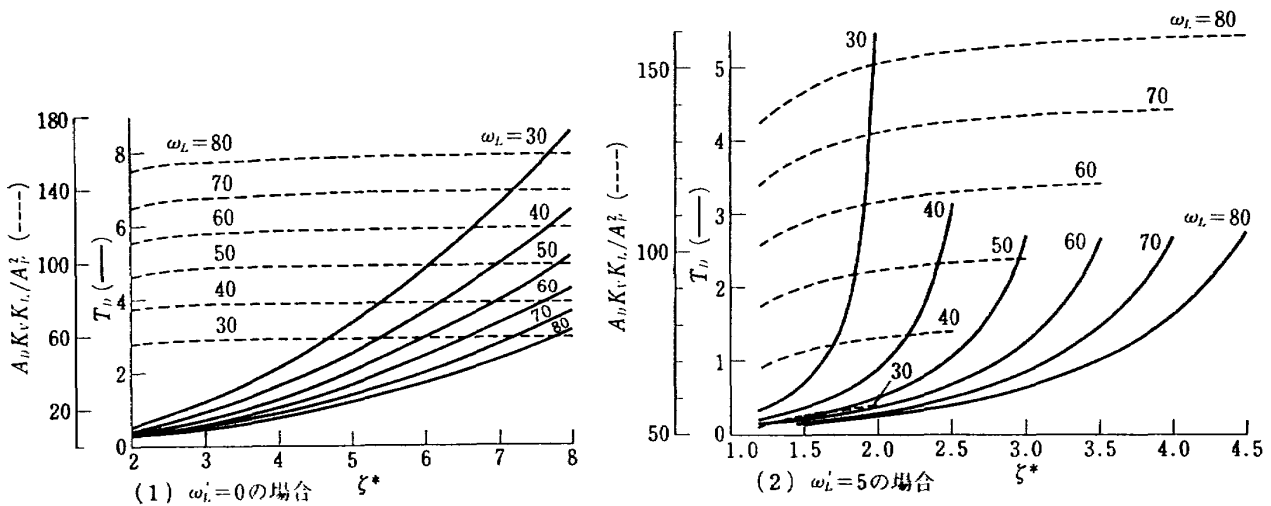


図 8.6 補償定数 T_D および A_D と ζ^* の関係

(ii) ε の値を規定する。

(iii) 図 8.4(1) から, この ε の値に対応する ζ^* の値を求める。

(iv) 図 8.6(1) から, この ζ^* の値に対応する T_D と A_D の値を算定する。

8.5.4 決定法の一般化

前節で述べた T_D と A_D の法定法は一般化して, $\omega_L' \neq 0$ の場合, 8.3.3 節で示したように, $\lambda = \infty$ は PF 補償を意味し, これに対応して (8.28) を満す $\bar{\omega}_n$ の値が求まる。この $\bar{\omega}_n$ を (8.34) に代入して次式を満す $\bar{\zeta}$ の値を定める。

$$\left(\frac{\omega_L}{\bar{\omega}_n}\right)^2 = 2\bar{\zeta}(\bar{\zeta} + \sqrt{\bar{\zeta}^2 - 1}) + 1 \quad (8.60)$$

これら $\bar{\omega}_n$, $\bar{\zeta}$ に対応する極と零点を (8.32) から求めると次式となる。

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= 0, & p_2 &= \bar{\omega}_n(-\bar{\zeta} + \sqrt{\bar{\zeta}^2 - 1}) \\ p_3 &= p_4 = \bar{\omega}_n(-\bar{\zeta} - \sqrt{\bar{\zeta}^2 - 1}) \\ z_1 &= j\omega_L, & z_2 &= -j\omega_L, & z_3 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (8.61)$$

8.3.4 節の議論にもとづいて, (8.61) で与えられる極と零点が $\omega_L' \neq 0$ の場合の最適配置となる。8.5.2 節の議論と同様にして, (8.34) の拘束のもとに λ を無限大に近づけるならば, DPF 補償をほどこした油圧制御系の極と零点は最適配置にいくらかでも近づくことがわかる。その接近の度合を 8.5.3 節の議論と同様にして規定するならば, T_D と A_D の値が決定される。すなわち, ω_n の値を $\omega_L > \omega_n > \bar{\omega}_n$ の範囲に制限して, (8.34) を満す ω_n と ζ の組 (ω_n^* , ζ^*) を計算する。この (ω_n^* , ζ^*) をパラメータとし K_G を変数として, 定数 (8.11) ~ (8.14) を持つ (8.10) の特性方程式から (8.50) を満す根 $-\mu_1$, $-\mu_2$, $-\mu_3$ をディジタル計算機で求める。こうして得られた根を (8.53) ~ (8.58) に代入すると, ζ^* に対する定数 $B \sim E$ の関係が得られる。また, (ω_n^* , ζ^*) を (8.25) ~ (8.26) に代入して, ζ^* に対する T_D と A_D の関係を図示する。 $\omega_L' = 5$ の場合について, これらの関係を図示すると図 8.4(2) ~ (7), 図 8.5(2) および図 8.6(2) のごとくである。ジンバルエンジン機構の定数 ω_L , ω_L' と K_L を推定し, (8.58) で定義される ε の値を規定するならば, これらの図から ε に対応する ζ^* の値が求まり, この ζ^* に対応する T_D と A_D の値が決定される。

8.6 アナログシミュレーション

ジンバルエンジン機構の諸定数が与えられると, 8.5 節の手法にもとづいて IDPF 補償定数 A_G , A_D および T_D が決定される。本節では 2 つのジンバルエン

ジン機構の数値例にもとづいて IDPF 補償定数を決定する手順を示すと共に, その決定法の有効性をアナログシミュレーションによって実証する。まず, 図 8.1(2) における油圧サーボの定数はつぎのように与えられているものとする。

$$\left. \begin{aligned} K_R &= 0.15 \text{ kg/mA}, & K_V &= 170 \text{ cm}^3/\text{kg sec} \\ A_P &= 10 \text{ cm}^2, & K_V &= 1 \text{ V/cm} \end{aligned} \right\} \quad (8.62)$$

ここに, K_R と K_V の値は 7.6 節において数値設計したサーボバルブのゲイン定数を用いている。また, 図 8.1(2) におけるジンバルエンジン機構の数値例として, つぎの 2 つの場合を考える。

case (i)

$$\left. \begin{aligned} \omega_L &= 50 \text{ rad/sec}, & \omega_L' &= 0 \\ K_L &= 125 \text{ kg/cm}, & a=b &= 50 \text{ cm} \end{aligned} \right\} \quad (8.63)$$

case (ii)

$$\left. \begin{aligned} \omega_L &= 50 \text{ rad/sec}, & \omega_L' &= 5 \text{ rad/sec} \\ K_L &= 125 \text{ kg/cm}, & a=b &= 50 \text{ cm} \end{aligned} \right\} \quad (8.64)$$

このとき, case (i) の場合には $J_L = 126 \text{ kg cm sec}^2$, $\gamma_L = 0$ が相当し, case (ii) の場合には $J_L = 126 \text{ kg cm sec}^2$, $\gamma_L = 3150 \text{ kg cm}$ が相当する。

case (i) のごときジンバルエンジン機構に適した IDPF 補償定数は 8.5 節の手法にもとづいてつぎのように決定される。まず, $\varepsilon = 0.005$ と規定する。図 8.4(1) から, この ε の値に対応して $\zeta^* = 4.0$ が求まる。図 8.6(1) から, この ζ^* に対応して

$$T_D = 1.3 \text{ sec} \quad (8.65)$$

$$\frac{A_D K_V K_L}{A_P^2} = 100 \quad (8.66)$$

が決定される。(8.66) に (8.62) ~ (8.63) の数値を代入すると, A_D の値はつぎのように決定される。

$$A_D = 0.471 \text{ cm}^2 \quad (8.67)$$

また, (8.36) に (8.62) ~ (8.63) の数値を代入すると次式を得る。

$$A_G = 0.012 K_A \quad (8.68)$$

このように, A_G の値は K_A 応じて定まる。 K_A の一つの目安として, クリティカル・ループゲイン K_A° に対応する K_A の値を求めると, 図 8.5(1) および (8.15) と (8.62) から

$$K_A^\circ = 2.53 \text{ mA/V} \quad (8.69)$$

となる。この K_A° に対する A_G の値は (8.68) からつぎのように決定される。

$$A_G = 0.03036 \text{ cm}^2 \quad (8.70)$$

また, case (ii) のごときジンバルエンジン機構に適した IDPF 補償定数は同様にしてつぎのように決定される。まず, $\varepsilon = 0.17$ と規定するならば, 図 8.4(4) か

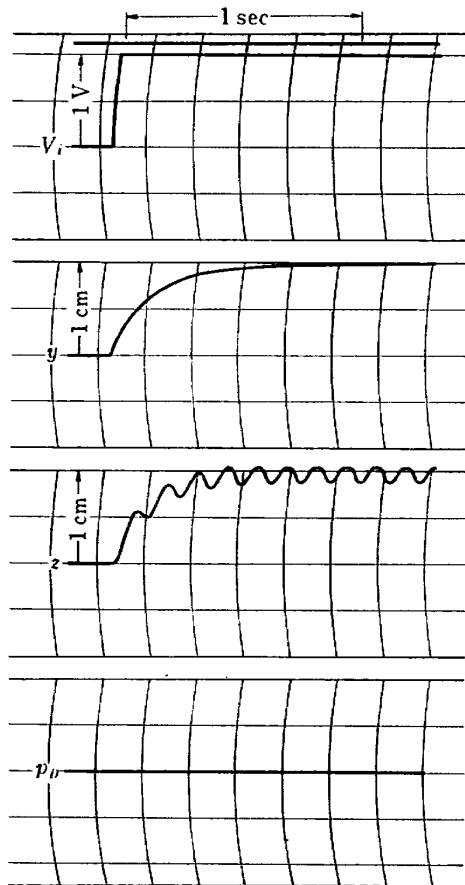
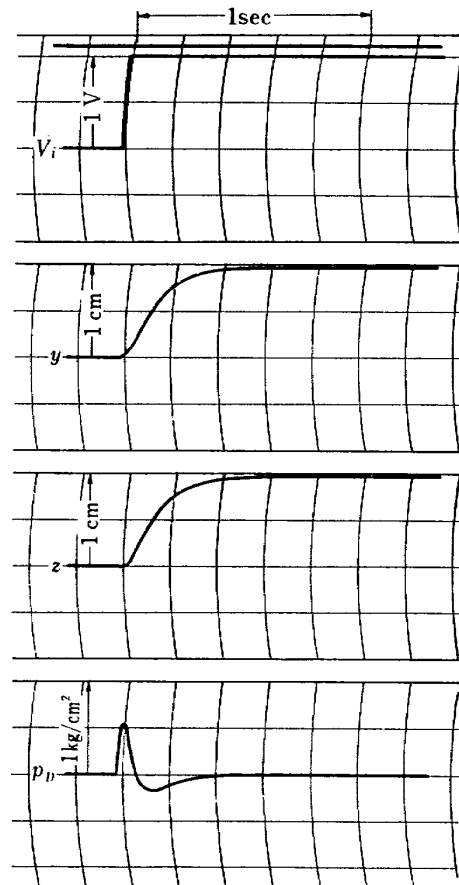
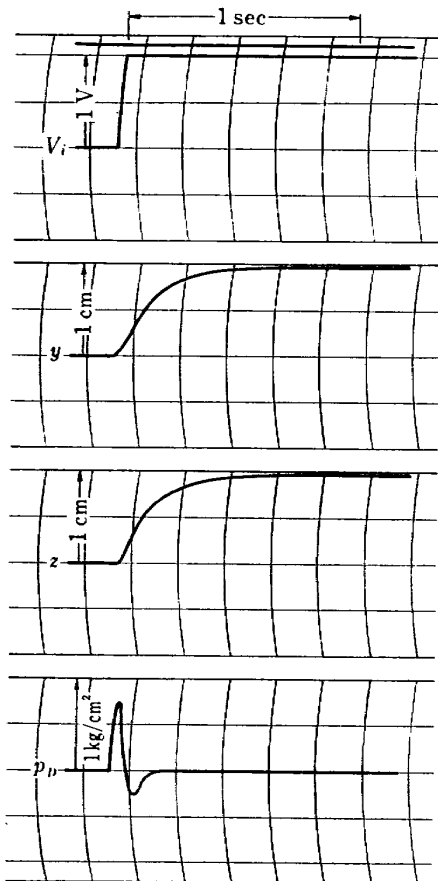
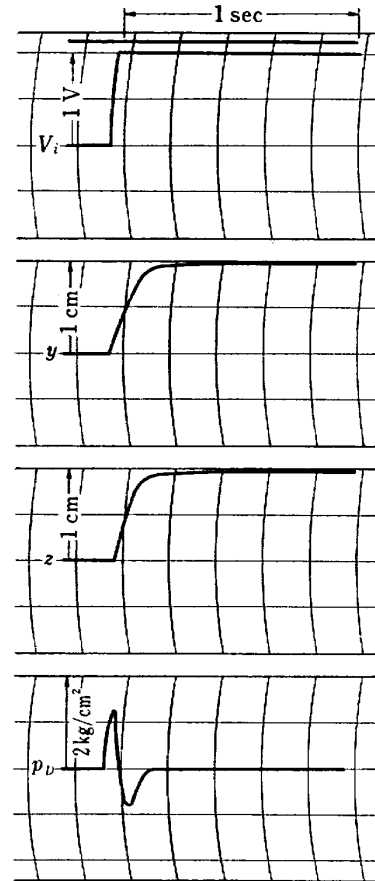

 (1) $A_c=0$, $A_b=0$, $K_A=2.53$

 (2) $A_c=0.03036$, $A_b=0.471$, $T_b=1.3$, $K_A=2.53$

 (3) $A_c=0.03036$, $A_b=0.0942$, $T_b=1.3$, $K_A=2.53$

 (4) $A_c=0.06072$, $A_b=0.0942$, $T_b=1.3$, $K_A=5.06$

図 8.7 ジンバルエンジン駆動用油圧制御系のアナログシミュレーション (case (i) の場合)

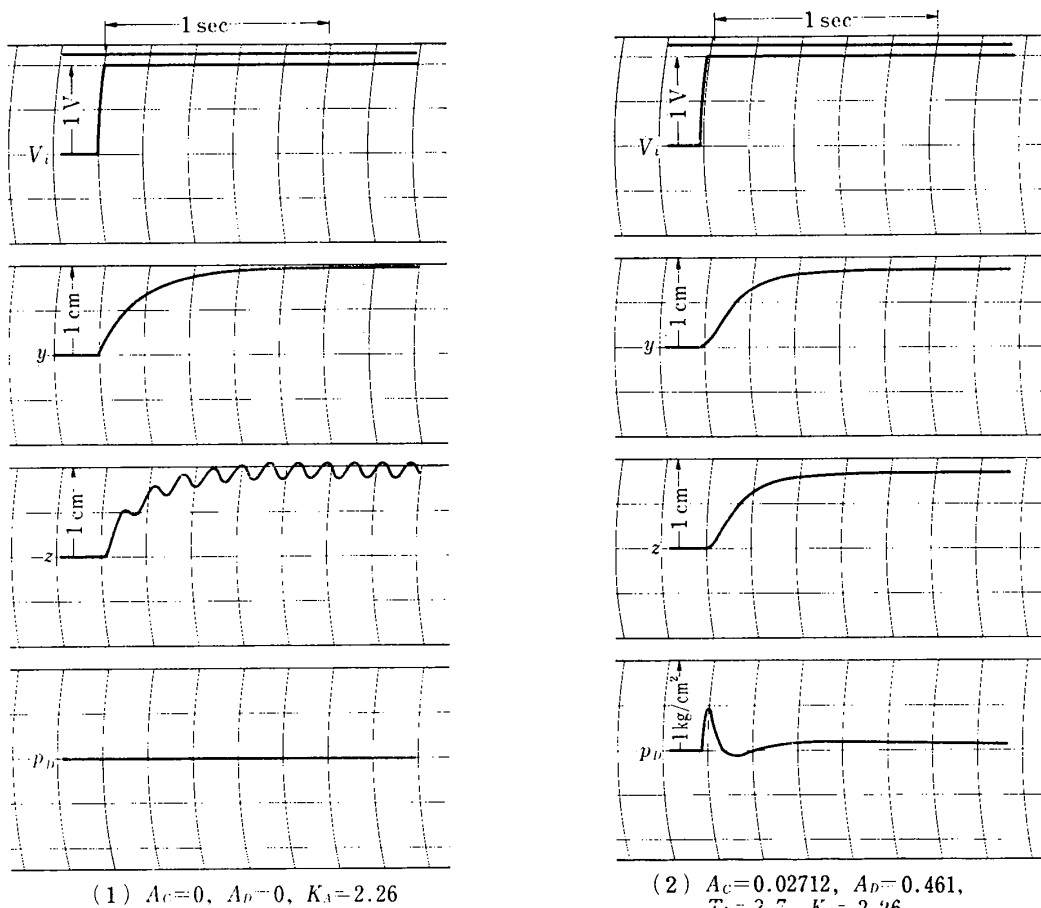


図 8.8 ジンバルエンジン駆動用油圧制御系のアナログシミュレーション (case (ii) の場合)

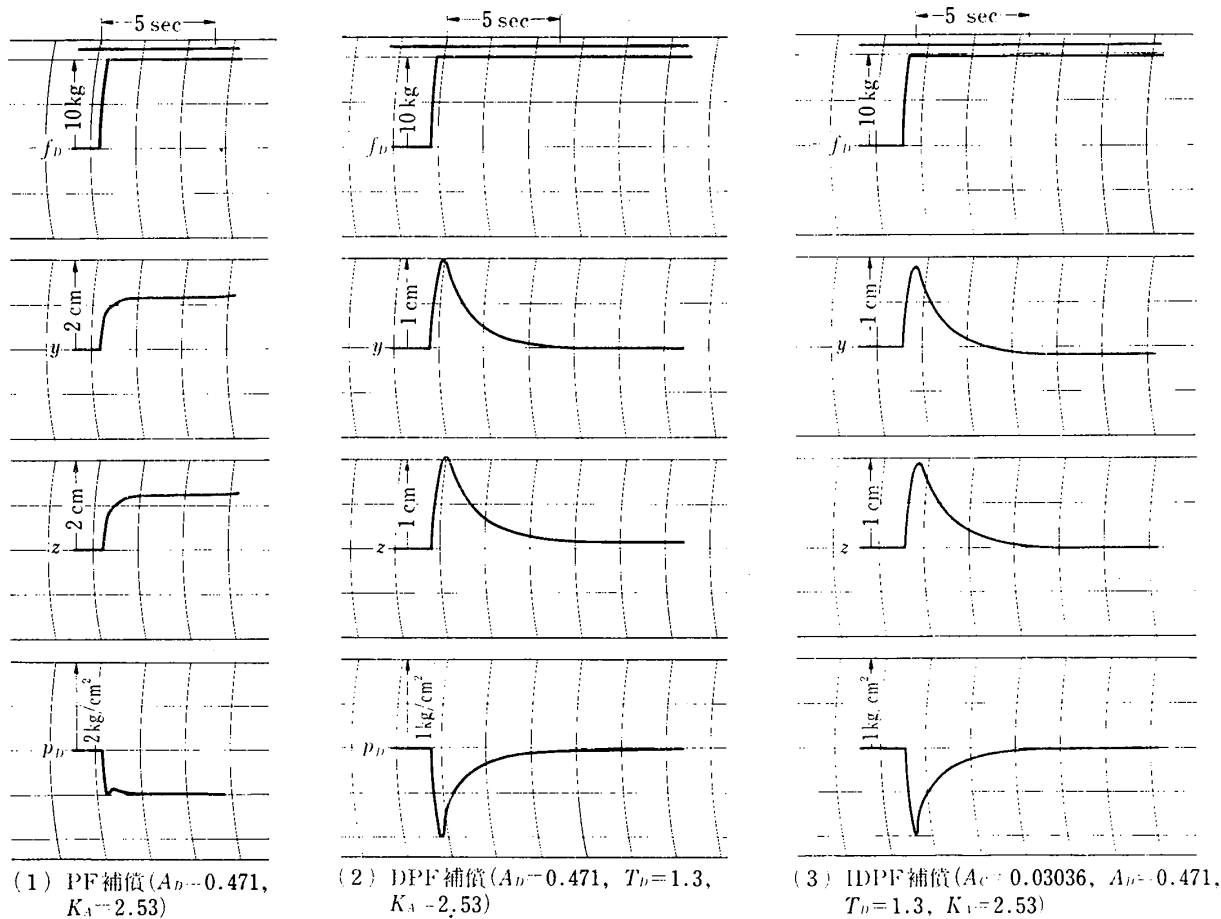


図 8.9 PF, DPF および IDPF 補償機能の比較 (case (i) の場合)

ら、この ϵ に対応して $\zeta^*=3.0$ が求まる。図 8.6(2) および (8.62) と (8.64) から、この ζ^* に対応して

$$T_D = 2.7 \text{ sec} \quad (8.71)$$

$$A_D = 0.461 \text{ cm}^3 \quad (8.72)$$

が決定される。 A_D の値は K_A に応じて (8.68) から求まるが、その一つの目安として K_{θ° に対応する K_A の値を求めると図 8.5(2) および (8.15) と (8.62) から

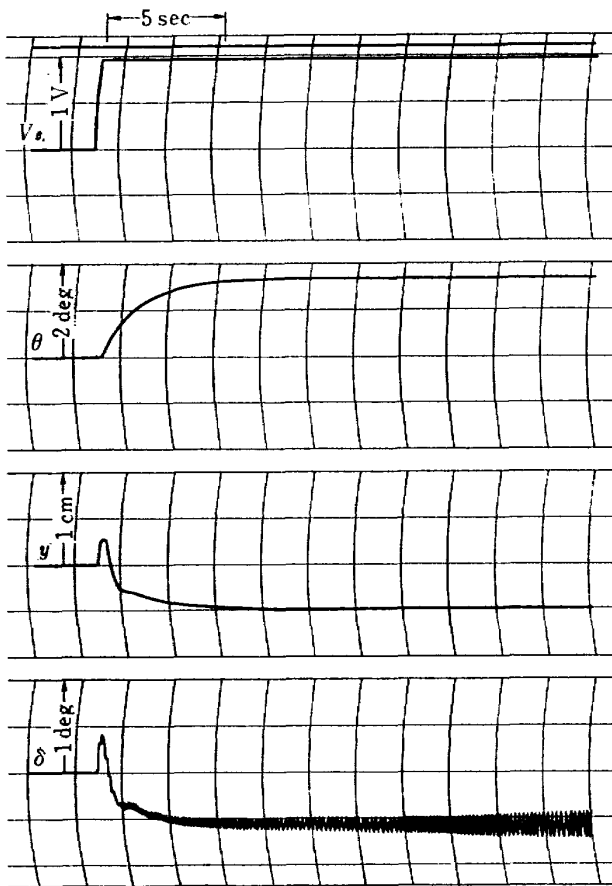
$$K_A^\circ = 2.26 \text{ mA/V} \quad (8.73)$$

となる。この K_A° に対する A_D の値はつぎのように決定される。

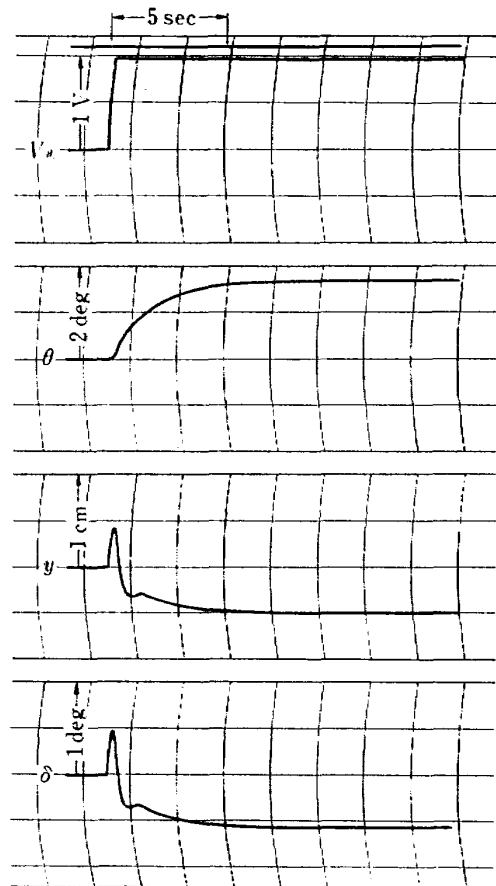
$$A_D = 0.02712 \text{ cm}^3 \quad (8.74)$$

こうして決定された IDPF 補償定数を用いて、図 8.1(2) に示したジンバルエンジン駆動用油圧制御系をアナログシミュレーションすると図 8.7~8.9 のごとき応答特性を得る。case (i) のごときジンバルエンジン機構に対して、駆動用油圧制御系を補償しなければ、ノズルは図 8.7(1) のごとき共振する。この共振は上述のように決定された諸定数を持つ IDPF 補償をほどこすことによって、図 8.7(2) のごとき防止できる。この際、図 8.7(3) から明らかなように、補償定数 A_D の

値を (8.67) の値の 0.2~1.0 倍にしても油圧制御系の応答にはほとんど変化が見られない。このことは A_D の値を 0.0942~0.471 の任意の値に定めても最適な応答特性が得られることを示している。また、図 8.7(2) と (4) を比較すると明らかなように、サーボアンプゲイン K_A の値を (8.69) の値の数倍にすることによって、油圧制御系は十分な速応性を呈する。case (ii) の場合も同様に、無補償の油圧制御系では図 8.8(1) のごときノズルが共振するが、上述のように決定された諸定数を持つ IDPF 補償をほどこすことによってこの共振は図 8.8(2) のごとき防止される。また、図 8.9 は表 3.1 に示した 3 つの補償法の差異を明らかにしている。すなわち、PF 補償では外乱力の影響によってノズル位置に図 8.9(1) のごとき定常偏差を生じるが、DPF 補償をほどこすことによってこの定常偏差は図 8.9(2) のごとき著しく改善され、さらに IDPF 補償では静的な外乱力の有無にかかわらず定常偏差を図 8.9(3) のごとき零にしえる。このことは IDPF 補償をほどこすことによってノズルの高精度回転位置制御が可能になることを示している。



(1) $A_c=0$, $A_D=0$, $K_A=2.53$



(2) $A_c=0.03036$, $A_D=0.471$, $T_D=1.3$, $K_A=2.53$

図 8.10 ロケットのピッチ姿勢制御系のアナログシミュレーション
(case (i), $K_\theta=0.67$, $K_\theta=K_\phi=1.0$, $a=b=50$ の場合)

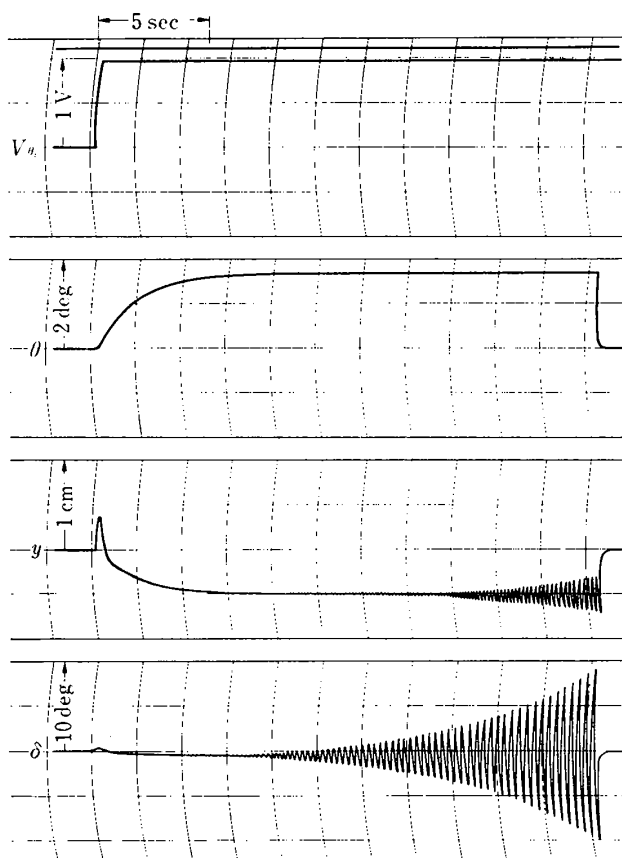
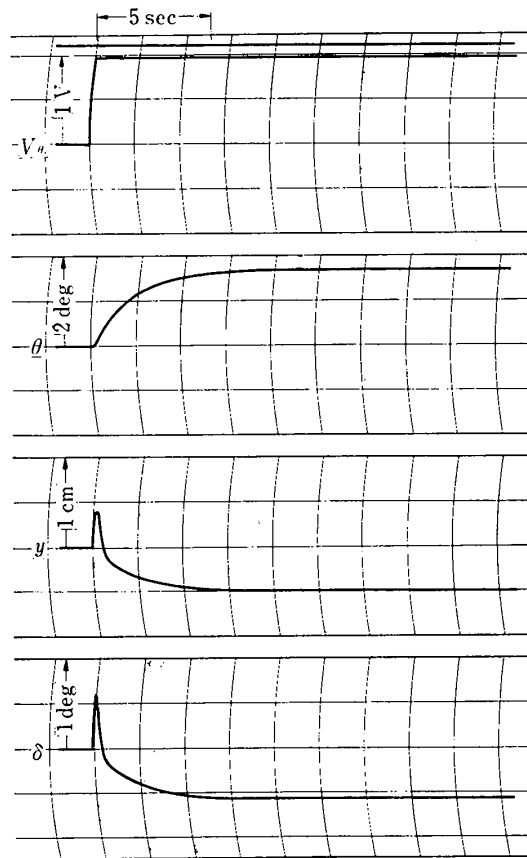
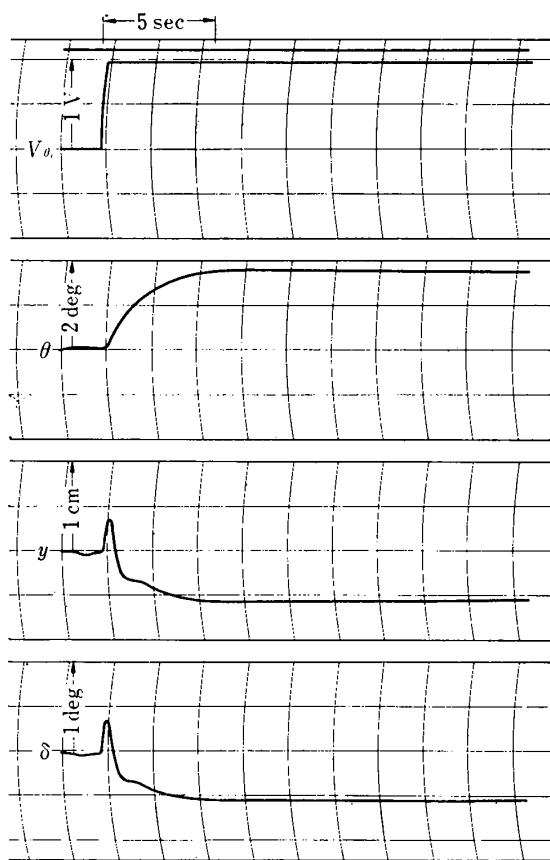
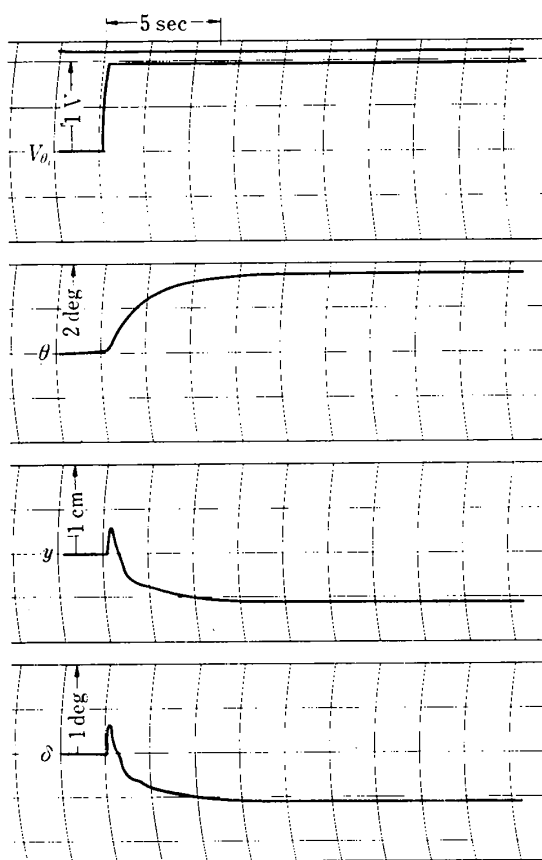
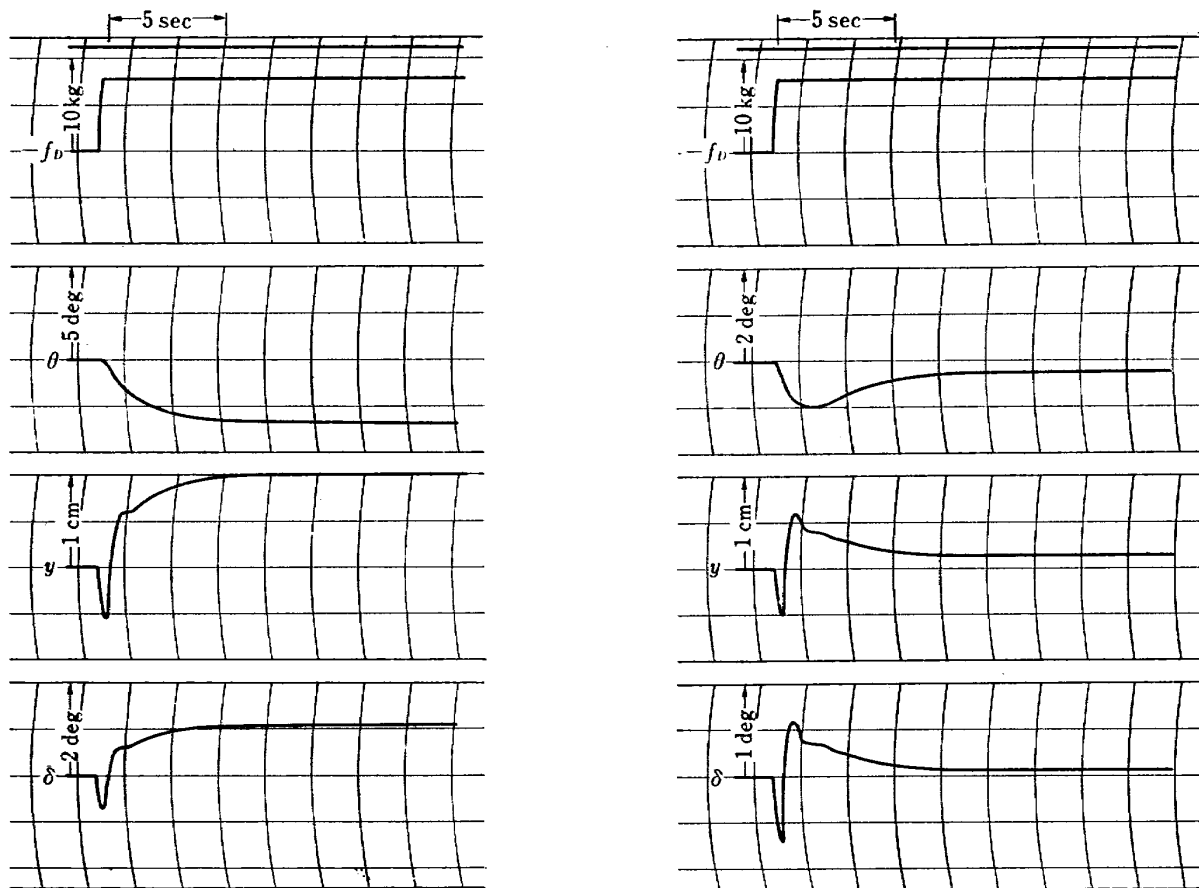
(3) $A_c=0, A_d=0, K_A=5.06$ (4) $A_c=0.06072, A_d=0.0942, T_d=1.3, K_A=5.06$

図 8.10 つづき

(1) $A_c=0.02712, A_d=0.461, T_d=2.7, K_A=2.26$ (2) $A_c=0.05424, A_d=0.0922, T_d=2.7, K_A=4.52$ 図 8.11 ロケットのピッチ姿勢制御系のアナログシミュレーション
(case (ii), $K_c=0.67, K_\theta=K_{\dot{\theta}}=1.0, a=b=50$ の場合)


 (1) PF補償 ($A_D=0.471$, $K_A=2.53$)

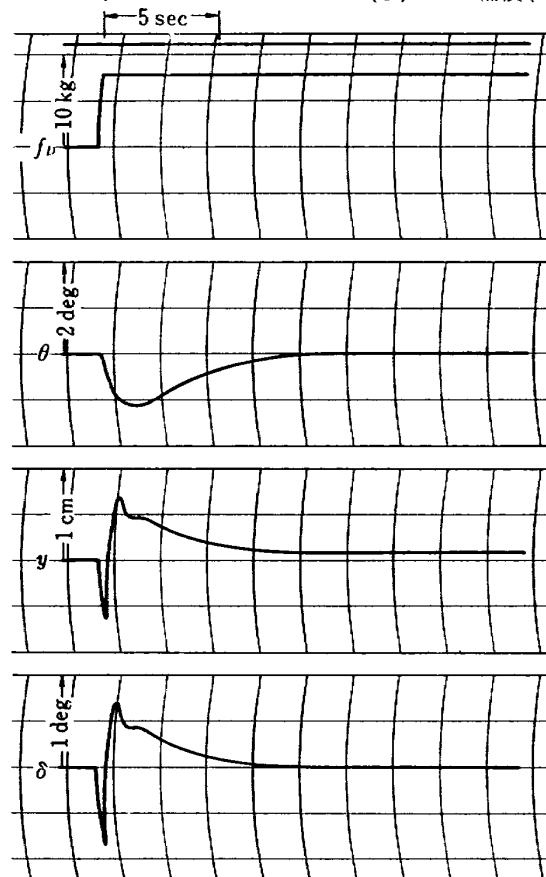
 (2) DPF補償 ($A_D=0.471$, $T_D=1.3$, $K_A=2.53$)

 (3) IDPF補償 ($A_C=0.03036$, $A_D=0.471$, $T_D=1.3$, $K_A=2.53$)

 図 8.12 PF, DPF および IDPF 補償機能の比較
 (case (i), $K_\theta=0.67$, $K_{\dot{\theta}}=K_{\ddot{\theta}}=1.0$, $a=b=50$ の場合)

また、図 8.1(2)に示したジンバルエンジン駆動用油圧制御系と、(3.15)で記述されるロケットのピッチ軸運動方程式を図 3.5 に適用して、ジンバルエンジン方式液体ロケットのピッチ姿勢制御系をアナログシミュレーションすると図 8.10~8.12 のごとく応答特性を得る。case (i) なるジンバルエンジン機構に対して、駆動用油圧制御系を補償しなければ、姿勢制御系は図 8.10(1) と図 8.10(3) のごとく発散する。そこで、上述のように決定された諸定数を持つ IDPF 補償をほどこすならば、姿勢制御系は図 8.10(2) と図 8.10(4) のごとく安定化される。case (ii) の場合も同様に、無補償の油圧制御系では姿勢制御系が発散するが、上述のように決定された諸定数を持つ IDPF 補償をほどこすことによって姿勢制御系は図 8.11(1)~(2) のごとく安定化される。また、表 3.1 に示した 3 つの補償法の差異は図 8.12 によって明らかにされる。すなわち、PF 補償の場合には外乱力の影響によってピッチ姿勢角に図 8.12(1) のごとく定常偏差を生じるが、DPF 補償をほどこすことによってこの定常偏差は図 8.12(2) のごとく著しく改善され、さらに IDPF 補償では静的な外乱力の有無にかかわらず定常偏差を図 8.12(3) のごとく零に示える。

以上のことから、ジンバルエンジン駆動用油圧制御系に IDPF 補償をほどこすことによって、ピッチ姿勢制御系は安定化され、かつ静的な外乱力の有無にかかわらず高精度のピッチ姿勢角制御が保証されることがわかる。

8.7 IDPF サーボバルブの設計

IDPF サーボバルブの基礎となる広帯域周波数応答特性を有するサーボバルブは 7 章において設計した。また、IDPF 油圧補償回路の設計において必要となる補償定数 A_G , A_D および T_D の最適値は 8.5 節に論じた手法にもとづいて決定することができる。その決定法の有効性は 8.6 節のアナログシミュレーションによって実証されている。したがって、6.6.7 節に示した手順で IDPF 油圧補償回路の設計諸定数を決定するならば、図 3.8 に示した IDPF サーボバルブが設計される。IDPF サーボバルブの設計諸定数の決定法をまとめると表 8.1 のごとくである。

8.8 IDPF サーボバルブの数値設計

本節では、8.6 節におけるジンバルエンジン機構 (case (i) および case (ii)) に適した IDPF サーボバルブを数値設計した一例を示す。まず、サーボバルブは 7.6 節のごとく数値設計されているものとする。8.6 節の case (i) および case (ii) のごとくジンバルエン

表 8.1 IDPF サーボバルブ設計諸定数の決定法

手順	設計定数	決定法
1~8	—	表 7.1
9	ω_L, ω_L', K_L	与えられたジンバルエンジン機構について推定する。
10	A_P, K_V	規定する。
11	K_A	ε の値を規定し、図 8.4 からこの値に対応する ζ^* の値を求め、図 8.5 からこの ζ^* に対応する K_{θ^0} の値から K_A^0 を算定する。 K_A の値は油圧制御系の応答速度の観点から、 $K_A = K_A^0 \sim 3K_A^0$ が適当である。
12	T_D, A_D	図 8.6 からこの ζ^* に対応する T_D と A_D の値を算定する。 A_D の値は算定値の 0.2~1.0 倍の範囲の任意の値に定める。
	A_G	(8.36) から算定する。
13	$\begin{matrix} p_B _{\max} \\ p_D _{\max} \\ \dot{x}_B _{\max} \end{matrix}$	図 8.1(2) のアナログシミュレーションから推定する。
	$ x_B _{\max}$	製作寸法の大きさを考慮して規定する。
	δ, γ	$\delta=1\sim 2, \gamma=10^{-3}$ 程度に規定する。
14	C_0	(6.30) から算定する。
15	d_B	(6.33) から算定する。
	A_B	(6.35) から算定する。
	K_B	(6.36) から算定する。
	M_B	ω_B を規定し、(6.38) から算定される値程度に設計する。

ジンバルに適した IDPF 補償定数 A_G , A_D および T_D の値は表 8.2 のごとく決定されている。ただし、サーボアンプゲインの値は油圧制御系の応答速度の観点から、 $K_A = 2K_A^0$ としている。また、 A_D の値はスプール設計上の考察から、(8.67) および (8.72) の 0.2 倍にとっている。このように A_D を設計しても、最適補償をほどこした油圧制御系の応答とほとんど差異がない (8.6 節のアナログシミュレーション参照)。設計において必要となる他の規定値を表 8.2 のように定めた場合、IDPF 油圧補償回路の設計諸定数は表 8.2 のごとく決定される。ただし、 c_B と ρ の値としては

$$c_B = 0.6, \quad \rho = 0.85 \times 10^{-6} \text{ kg sec}^2/\text{cm}^4$$

を用いて計算している。これらの決定値を (6.28) と (6.37) に代入すると、IDPF 油圧補償回路の設計条件

表 8.2 IDPF サーボバルブの数値設計例

case		case (i)	case (ii)	単 位
ジンの ンジ定 バン数 ル機 構	ω_L	50	50	rad/sec
	ω_L'	0	5	rad/sec
	K_L	125	125	kg/cm
規定値	$A_P=10\text{ cm}^2$, $K_V=1\text{ V/cm}$, $ \dot{x}_S _{\max}=5\text{ cm/sec}$, $ p_B _{\max}= p_D _{\max}=5\text{ kg/cm}^2$, $ x_B _{\max}=0.5\text{ cm}$, $\delta=1\text{ cm}^3/\text{sec}$, $\tau=10^{-2}$			
サーボ アンプ	K_A	2×2.53	2×2.26	mA/V
設計定数の 決定値	T_D	1.3	2.7	sec
	A_D	0.2×0.471	0.2×0.461	cm^3
	A_G	0.06072	0.05424	cm^3
	C_G	0.07544	0.08068	$\text{cm}^3/\text{kg sec}$
	d_B	0.0132	0.0137	cm
	A_B	0.981	2.178	cm^3
	K_B	4.904	10.892	kg/cm

は十分満されていることがわかる。したがって、表 7.2(1)と表 8.2のごとく諸定数を設計するならば、case (i) および case (ii) のごときジンバルエンジン機構に適した IDPF サーボバルブが数値設計される。このように数値設計された IDPF サーボバルブの有効性は 9 章において実験的に検証する。

8.9 ま と め

IDPF サーボバルブは広帯域周波数応答特性を有するサーボバルブ内に、IDPF 油圧補償回路を図 3.8のごとく付加した構造の油圧制御機器である。それはジンバルエンジン機構の共振を防止し、かつノズルの高精度回転位置制御を保証するように設計しなければならない。このために、まず IDPF サーボバルブを用いたジンバルエンジン駆動用油圧制御系の基礎的モデル(図 8.1(2))を確立し、このモデルに現われる IDPF 補償定数 A_G , A_D および T_D とジンバルエンジン機構の諸定数 ω_L , ω_L' および K_L の関係を明らかにしなければならない。これらの関係の内、 A_G は油圧制御系の静特性を解析することによって求め、(8.36)のごとく数式化される。 A_D と T_D はパラメータ λ , ζ と ω_n を導入することによって(8.25)と(8.26)のごとく数式化される。油圧制御系の動特性は根軌跡によって解析でき、その根軌跡図における極と零点の配置はこれらパラメータに依存して定まる。したがって、極と零点の最適配置を 8.3 節の考察にもとづいて定義

し、その最適配置への接近の度合を 8.5 節の議論にもとづいて規定するならば、最適なパラメータの値が求まり、(8.25)と(8.26)から A_D と T_D の最適値が決定される。このように決定された IDPF 補償をほどこすことによって、油圧制御系は必要とされる上記制御機能を十分果すことがアナログシミュレーションによって実証できる。このように IDPF 補償定数を決定するならば、図 3.8 に示した IDPF サーボバルブの設計諸定数は表 8.1 にもとづいて決定することができる。

9. IDPF サーボバルブの基礎実験

9.1 はじめに

IDPF サーボバルブはジンバルエンジン駆動用油圧制御系によく適した油圧機器である。すなわち、8 章の方法で設計された IDPF サーボバルブはジンバルエンジン機構の共振を防止し、かつノズルの高精度回転位置制御を保証する。このような制御機能は IDPF 油圧補償回路によってもたらされる。この回路を図 3.8のごとくサーボバルブに組み込んだ後に、設計定数の値を変更するのは困難である。特に、スプールの受圧面積 A_G と A_D の変更は不可能である。したがって、IDPF サーボバルブの製作に先立ち、IDPF 油圧補償回路が実際に上記制御機能を果たすか否かを実験的に確かめる必要がある。

IDPF サーボバルブが古く Moog 社で考案されて以来^{6)~6)}, その定性的有用性はよく知られている。しかし IDPF 油圧補償回路の設計および実験に関する研究は報告されておらず、その実際の有用性はまだ確かめられていない。このため本章では、8 章の方法にもとづいて IDPF 油圧補償回路を設計製作し、その有用性と設計法の有効性を実験によって検証する。さらに IDPF 補償機能を実験しえるサーボ装置を構成し、スプールの受圧面積 A_G と A_D の有効値を求め、設計値と比較検討し、IDPF サーボバルブ設計上の基礎資料を提供する。

9.2 実験方法

ジンバルエンジン機構が与えられ、その諸定数が推定されたならば、IDPF サーボバルブは 8 章の方法にもとづいて設計される。その IDPF サーボバルブは図 9.1のごとく構成された油圧サーボ装置によって基礎的に実験できる。同図の IDPF 油圧補償回路は(6.29)で表わされる時定数 T_D を機械的に実現し、また定数 K_m と K_n はスプールの受圧面積 A_D と A_G に相当している。ジンバルエンジン機構の固有振動数 ω_L' が ω_L に比べて十分無視できる場合、ジンバルエンジン機構は図 9.1のごとく重荷重の負荷と負荷ばねによ

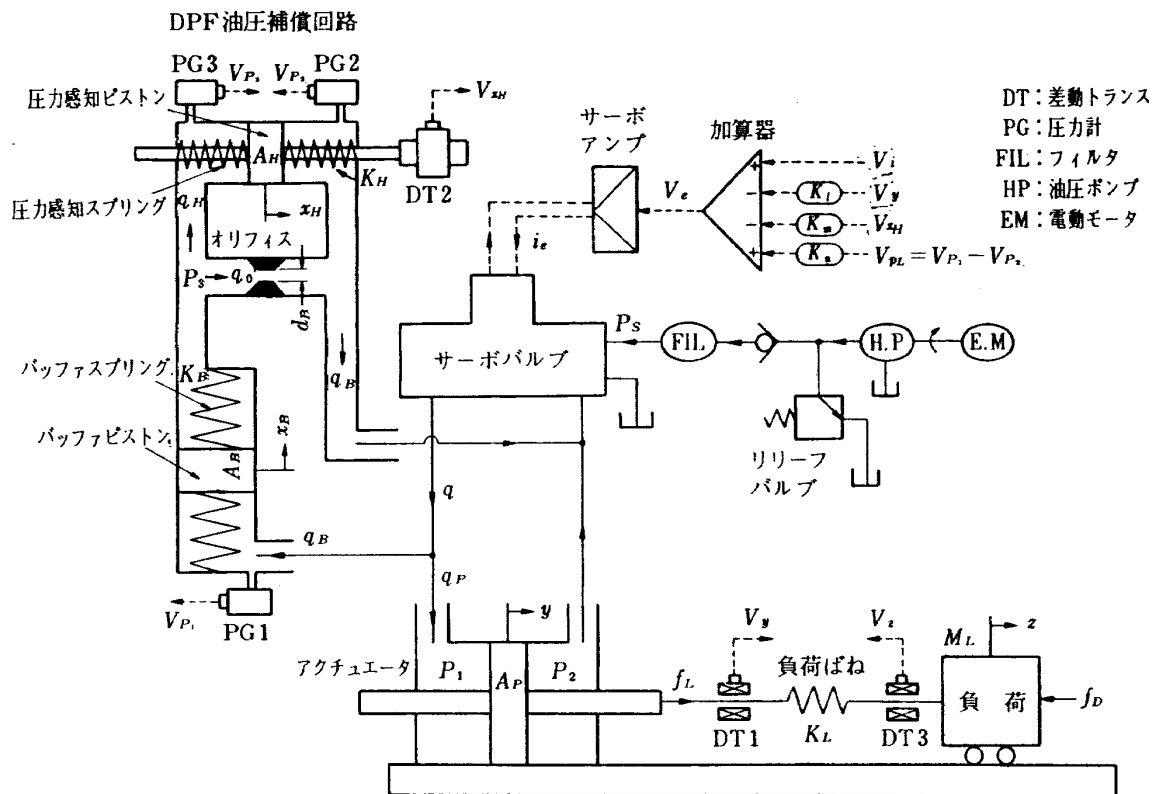


図 9.1 IDPF サーボバルブの基礎実験装置構成図

て模擬できる。このとき、図 9.1 のごとき DPF 油圧補償回路を一つのブロックに製作し、それを広帯域周波数応答特性を有するサーボバルブとアクチュエータの間にサンドイッチ状に結合し、ピストン変位信号 V_y と圧力感知ピストン変位信号 V_{x_H} とを加算器に負帰還するならば、DPF サーボバルブを用いたジンバルエンジン駆動用油圧制御系が模擬できる。さらに、負荷圧力信号 V_{PL} を加算器に正帰還するならば、IDPF サーボバルブを用いたジンバルエンジン駆動用油圧制御系が模擬できる。次節で示すように、図 3.8 のスプール受圧面積 A_C と A_D は実験回路定数から換算して等価的に求めることができる。したがって、IDPF 補償定数の内、 T_D の効果はこの装置によって直接的に実験され、 A_C と A_D の効果は間接的に実験される。

8 章で明らかにしたように、IDPF 油圧補償回路の設計はジンバルエンジン機構の特性に依存しているから、実験装置製作にあたり共振負荷系の諸定数を規定しておかねばならない。アメリカの衛星打上げ用ロケットの調査報告によると²⁾、ジンバルエンジン機構の固有振動数 ω_L は通常 10 cps 以下である。そこで、 $\omega_L = 8 \text{ cps}$ ($= 50 \text{ rad/sec}$) なるジンバルエンジン機構を想定して、負荷と負荷ばねをつぎのように製作する。

$$\left. \begin{aligned} M_L g &= 50 \text{ kg} \\ K_L &= 125 \text{ kg/cm} \\ \omega_L &= \sqrt{K_L/M_L} = 50 \text{ rad/sec} \end{aligned} \right\} \quad (9.1)$$

ここに、 M_L と K_L はそれぞれ 3 章における J/b^2 と (3.12) の K_L に相当している。また、供給油圧

$$P_S = 70 \text{ kg/cm}^2 \quad (9.2)$$

のもとで、アクチュエータに作用する負荷力 $f_L = \pm 100 \text{ kg}$ を想定し

$$\frac{|p_L|}{P_S} = \frac{|f_L|}{A_P P_S} < 0.15 \quad (9.3)$$

が成立するように、アクチュエータピストンの受圧面積 A_P をつぎのように製作する。

$$A_P = 10 \text{ cm}^2 \quad (9.4)$$

広帯域周波数応答特性を有するサーボバルブとしては Moog 社製サーボバルブ series 31 を使用する³⁾。その特性は (9.2) ~ (9.3) のもとで 3 章の (3.3) によって記述でき、つぎのゲイン定数を持つ。

$$K_R K_V = 25 \text{ cm}^3/\text{mA sec} \quad (9.5)$$

また、作動油は航空機用 MIL-H-5606 を使用し^{30), 31)}、実験装置油圧系統の油温は約 40°C に保つようにする。この油温における作動油の密度 ρ は

$$\rho = 0.85 \times 10^{-6} \text{ kg sec}^2/\text{cm}^4 \quad (9.6)$$

である。以上のように実験装置を製作しておくこと、DPF 油圧補償回路ブロックのみを交換することによって、種々の補償定数を持つ IDPF サーボバルブの基礎実験ができる。

9.3 実験装置の設計

実験装置の諸定数が前節のように規定されたなら

ば、負荷の共振を防止しかつ高精度負荷位置制御を保証するように、DPF 油圧補償回路を設計し定数 K_m と K_n の値を定めなければならない。本節では、8章の方法にもとづいて DPF 油圧補償回路を設計し、IDPF サーボバルブ基礎実験装置を最適に構成する手順を示す。

9.3.1 DPF 油圧補償回路の伝達関数

図 9.1 に示した DPF 油圧補償回路内流量の間にはつぎの関係が成立している。

$$q = q_P + q_B \quad (9.7)$$

$$q_B = q_0 + q_H \quad (9.8)$$

ここに、各流量は次式で表わされる。

$$q_B = A_B \dot{x}_B \quad (9.9)$$

$$q_H = A_H \dot{x}_H \quad (9.10)$$

$$q_0 = c_B A_0 \sqrt{2|\rho|} \sqrt{|p_D|} \text{sign}(p_D) \quad (9.11)$$

ただし

$$A_0 = \pi d_B^2/4 \quad (9.12)$$

$$p_D = P_3 - P_1 \quad (9.13)$$

$$\text{sign}(i) = \begin{cases} 1 & (i \geq 0) \\ -1 & (i < 0) \end{cases}$$

とする。上式の x_B と x_H はつぎの釣合いの方程式を満している。

$$A_B(p_L - p_D) = 2K_B x_B \quad (9.14)$$

$$A_H p_D = 2K_H x_H \quad (9.15)$$

ただし

$$p_L = P_1 - P_2 \quad (9.16)$$

とする。(9.9)～(9.10) と (9.14)～(9.15) から次式を得る。

$$q_B = \frac{A_B^2}{2K_B} (\dot{p}_L - \dot{p}_D) \quad (9.17)$$

$$q_H = \frac{A_H^2}{2K_H} \dot{p}_D \quad (9.18)$$

q_0 は p_D の非線形関数であるが、簡単のためにつぎの線形方程式で近似する。

$$q_0 = C_0 p_D \quad (9.19)$$

(9.17)～(9.19) を (9.8) に代入すると次式を得る。

$$\frac{A_B^2}{2K_B} \dot{p}_L = \frac{2K_H}{A_H} \left\{ C_0 x_H + \left(\frac{A_B^2}{2K_B} + \frac{A_H^2}{2K_H} \right) \dot{x}_H \right\} \quad (9.20)$$

(9.20) をラプラス変換すると、図 9.1 に示した DPF 油圧補償回路の伝達関数が得られ次式となる。

$$\frac{x_H(s)}{p_L(s)} = \frac{A_H}{2K_H} \frac{T_D s}{(T_D + T_H)s + 1} \quad (9.21)$$

ここに T_D と T_H は次式で与えられる。

$$T_D = \frac{A_B^2}{2K_B C_0} \quad (9.22)$$

$$T_H = \frac{A_H^2}{2K_H C_0} \quad (9.23)$$

このように、 T_D は 6 章の (6.22) と同一である。

9.3.2 実験装置のブロック線図

図 3.4 と図 9.1 および 9.3.1 節の諸式にもとづくと IDPF サーボバルブ基礎実験装置のブロック線図は図 9.2(1) のごとく描かれる。6.6.1 節と同様な議論によって、DPF 油圧補償回路は q_B が q_P に比べて無視でき、 T_H が T_D に比べて無視できるように設計しなければならない。これら設計条件はつぎのように q_0 と q_H の最大値を拘束するならば達成される。

$$1 = |q_0|_{\max} = 2|q_H|_{\max} \quad (9.24)$$

この条件のもとで、(9.7)～(9.8) からつぎの関係を得る。

$$\begin{aligned} |q - q_P| &= |q_B| = |q_0 + q_H| \leq |q_0|_{\max} + |q_H|_{\max} \\ &= 1.5 \end{aligned} \quad (9.25)$$

$A_P = 10$ であるから、(9.25) は DPF 油圧補償回路を付加したために生じる $\dot{y}(t)$ の変化が最大 0.15 cm/sec であることを示している。この変化が制御系の応答に影響を及ぼさない程度に K_A を設定するならば、 q_B は十分無視しうる。このとき、図 9.2(1) の q_B と T_H を無視しさらに等価変換すると図 9.2(2) を得る。図 9.2(2) を図 8.1(2) と同一視するならば、スプールの受圧面積 A_D と A_G は等価的に実験装置の諸定数をもって次式のように表わされる。

$$A_D \triangleq \frac{K_A K_R K_m K_{x_H} A_H}{2K_H} \quad (9.26)$$

$$A_G \triangleq K_A K_R K_n K_{p_L} \quad (9.27)$$

したがって、 K_m と K_n の値を調整することによって、 A_D と A_G の効果に関する実験ができることになる。(9.22) と (9.26)～(9.27) は本実験装置が IDPF サーボバルブをよく模擬していることを示している。

9.3.3 共振負荷の最適制御条件

図 9.2(2) を図 8.1(2) と同一視して 8 章の方法を適用するならば、負荷の共振を防止し、かつ高精度負荷位置制御を保証するための最適条件が以下のようにして導出される。まず、実験装置の共振負荷系は $\omega_L' = 0$ であることに注意する。この場合、8.5.2 節の (8.41) と (8.42) が成立するから、それらに (9.22) と (9.26) を代入すると次式を得る。

$$T_D = \frac{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}}{(\lambda-1)\omega_L} \quad (9.28)$$

$$\frac{K_A K_R K_V K_L K_m K_{x_H} A_H}{2K_H A_P^2} = \left\{ \frac{(\lambda-1)^2}{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}} + \frac{2\zeta}{\sqrt{\lambda}} \right\} \omega_L \quad (9.29)$$

また、(8.36) の K_V を $K_I K_V$ で置き換え、(9.27) を

代入すると次式を得る。

$$K_n = -\frac{A_P K_L K_y}{K_{p_L} K_L} \quad (9.30)$$

(9.30)から A_C に相当する K_n の値が定まり、その効果によって高精度負荷位置制御が保証される。 T_D と A_D に相当する K_m の値は(9.28)と(9.29)におけるパラメータ λ と ζ を8.5.3節の方法によって規定するならば決定される。このために、(8.58)の ε を

$$\varepsilon = 0.005 \quad (9.31)$$

と規定する。この ε の値に対応する ζ^* と λ^* の値は図8.4(1)と(8.49)から求まり

$$\zeta^* = 4.0, \quad \lambda^* = 64.0 \quad (9.32)$$

となる。 $\omega_L = 50$ であるから、(9.32)を(9.28)と(9.29)に代入すると次式を得る。

$$T_D = 1.3 \quad (9.33)$$

$$K_m = \frac{200 K_H A_P^2}{K_A K_R K_V K_L K_{x_H} A_H} \quad (9.34)$$

このように T_D と A_D に相当する K_m の値を定めることによって、負荷の共振は十分防止できる。また、 $\zeta^* = 4.0$ に対応して、8.5.3節で定義したクリティカル・ループゲインの値が図8.5(1)から求まり、 $K_G^0 = 6.44$ となる。これを実験装置の諸定数で表わすと

$$\frac{K_A K_R K_V K_L K_y}{A_P} = 6.44 \quad (9.35)$$

となる。(9.35)から求まる K_A の値はサーボンプのゲインを設定するときの目安となる。

9.3.4 DPF 油圧補償回路の設計条件

設計条件(9.24)は6.6節と同様な議論にもとづいてもっと明確な形に表現できる。まず、(9.18)~(9.19)を使って q_H と q_0 の最大値を求めると次式を得る。

$$|q_H|_{\max} = \frac{A_H^2}{2K_H} |\dot{p}_D|_{\max} \quad (9.36)$$

$$|q_0|_{\max} = C_0 |p_D|_{\max} \quad (9.37)$$

上式の p_D と \dot{p}_D の最大値を評価するために、前節で

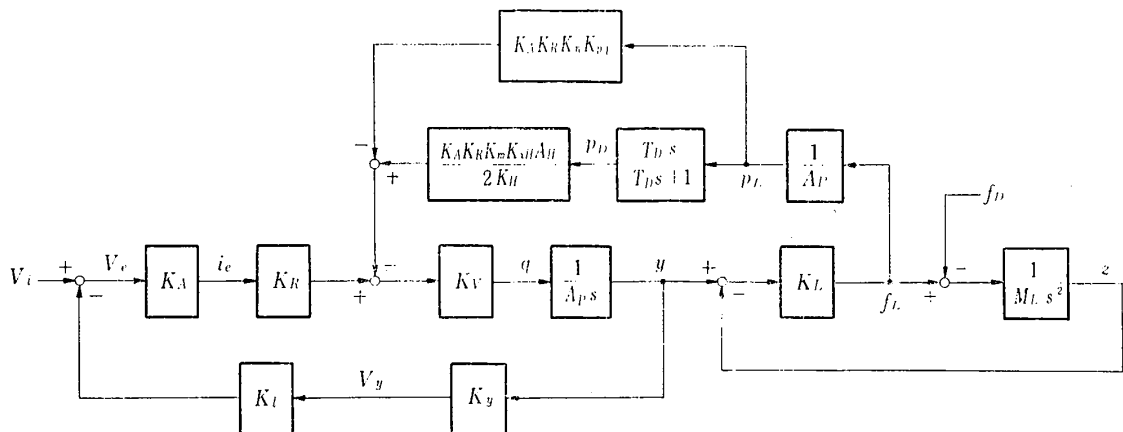
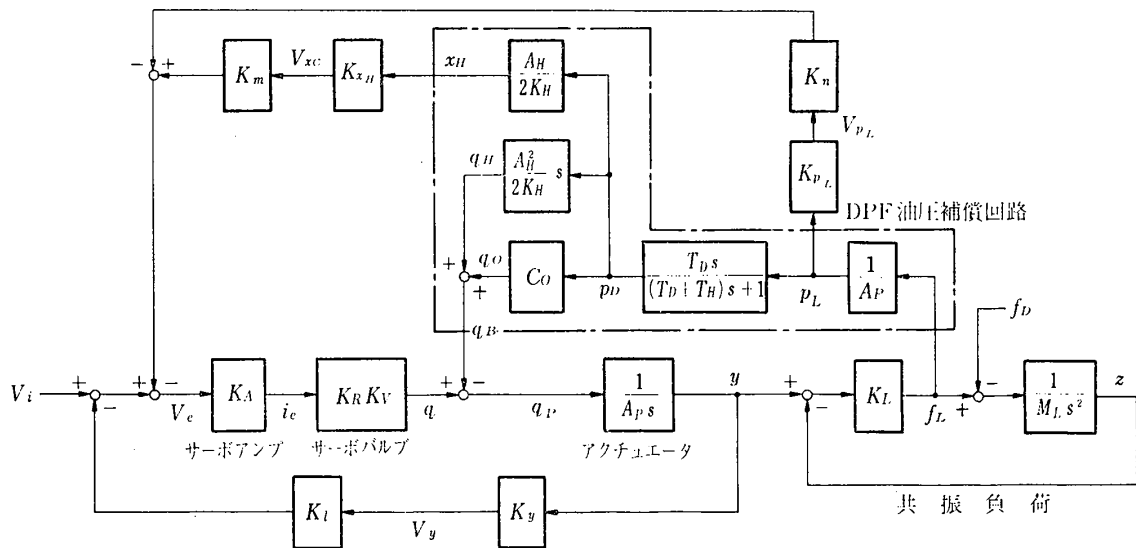


図 9.2 IDPF サーボバルブ基礎実験装置のブロック線図

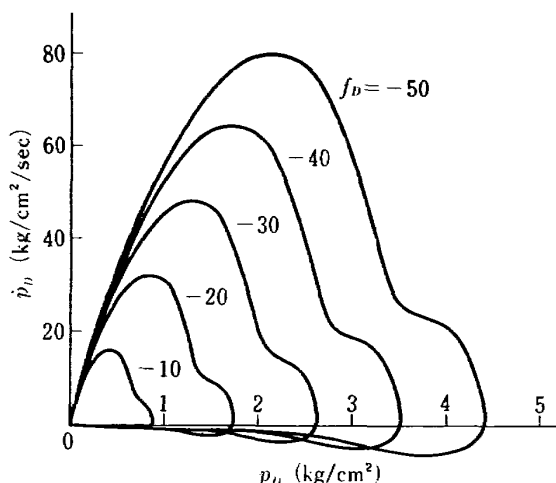


図 9.3 アナログシミュレーションによる p_D と \dot{p}_D の関係

導出した最適条件のもとに図 9.2(2) のアナログシミュレーションを行なう。このため

$$K_I K_V = 1 \quad (9.38)$$

を仮定し、(9.1)、(9.4)～(9.5)と(9.38)を使って、(9.30)と(9.34)～(9.35)からつぎの値を定める。

$$\left. \begin{aligned} K_n K_{p_L} &= 0.08 \\ K_A &= 2.58 \\ \frac{K_m K_{x_H} A_H}{2K_H} &= 1.24 \end{aligned} \right\} \quad (9.39)$$

こうして、図 9.2(2) の諸定数がすべて仮定できたから、アナログシミュレーションが可能となる。その一例として、種々の f_D を作用した場合 ($V_i = 0$ とする)、 p_D と \dot{p}_D の関係が図 9.3 のごとく得られる。図 9.3 を参考にして、DPF 油圧補償回路が十分大きな外乱力に対しても正常に作動するように p_D と \dot{p}_D の最大値を規定する。本装置の実験状況ではつぎのように規定すれば十分である。

$$|p_D|_{\max} = 10, \quad |\dot{p}_D|_{\max} = 100 \quad (9.40)$$

(9.36)～(9.37)を(9.24)に代入して(9.40)を使えば、DPF 油圧補償回路の設計条件として次式が得られる。

$$C_0 = 0.1 \quad (9.41)$$

$$A_H^2 = 0.01 K_H \quad (9.42)$$

9.3.5 DPF 油圧補償回路の設計

DPF 油圧補償回路の設計に必要な T_D の値および設計条件が(9.33)と(9.41)～(9.42)のように求められたから、油圧回路構成要素の諸定数が 6.6 節と同様な議論にもとづいて決定できる。

(i) オリフィスの直径

6.6.4 節と同様にして、オリフィスの直径 d_B は次式から決定される。

$$d_B = \sqrt{\frac{3C_0}{\pi c_B}} \sqrt{\frac{\rho |p_D|_{\max}}{2}} \quad (9.43)$$

$c_B = 0.6$ であることが知られているから³²⁾、(9.6)、(9.40)と(9.41)を使って算定すると、 d_B はつぎのように設計される。

$$d_B = 0.018 \text{ cm} \quad (9.44)$$

(ii) バッファピストンの受圧面積とバッファスプリング定数

6.6.5 節と同様にして、バッファピストンの受圧面積 A_B とバッファスプリング定数は次式から決定される。

$$A_B = \frac{C_0 T_D |p_B|_{\max}}{|x_B|_{\max}} \quad (9.45)$$

$$K_B = \frac{C_0 T_D}{2} \left(\frac{|p_B|_{\max}}{|x_B|_{\max}} \right)^2 \quad (9.46)$$

ここに、 $|p_B|_{\max}$ と $|x_B|_{\max}$ は 6.6.5 節と同様に定義する。前者の値は DPF 油圧補償回路が十分大きな外乱力に対しても正常に作動するように規定する。本装置では 9.3.4 節と同様につぎのように規定すれば十分である。

$$|p_B|_{\max} = 10 \quad (9.47)$$

また、後者の値は DPF 油圧補償回路の製作寸法を考慮して規定する。ここでは使用サーボバルブの寸法内におさまるようつぎの値で規定する。

$$|x_B|_{\max} = 1 \quad (9.48)$$

(9.33)、(9.41)、(9.47)と(9.48)を使って算定すると、 A_B と K_B はつぎのように設計される。

$$A_B = 1.31 \text{ cm}^2, \quad K_B = 6.5 \text{ kg/cm} \quad (9.49)$$

(iii) 圧力感知ピストンの受圧面積とスプリング定数

圧力感知ピストンに作用する最大差圧は $|p_D|_{\max}$ であるが、その最大変位を $|x_H|_{\max}$ とするならば、つぎの釣合いの方程式が成立する。

$$A_H |p_D|_{\max} = 2K_H |x_H|_{\max} \quad (9.50)$$

(9.42)と(9.50)から圧力感知ピストンの受圧面積 A_H とスプリング定数を求めると次式を得る。

$$A_H = 0.005 \frac{|p_D|_{\max}}{|x_H|_{\max}} \quad (9.51)$$

$$K_H = 0.0025 \left(\frac{|p_D|_{\max}}{|x_H|_{\max}} \right)^2 \quad (9.52)$$

$|x_H|_{\max}$ は任意に規定できるが、ここでは A_H の大きさとの関連でつぎのように規定する。

$$|x_H|_{\max} = 0.15 \quad (9.53)$$

(9.40)と(9.53)を使って算定すると、 A_H と K_H はつぎのように設計される。

$$A_H = 0.333 \text{ cm}^2, K_H = 11.1 \text{ kg/cm} \quad (9.54)$$

以上の設計値と(9.22)と(9.23)から、つぎの関係が得られる。

$$T_H/T_D < 0.04 \quad (9.55)$$

(9.55)は T_H が T_D に比べて十分無視できることを示している。

9.4 実験装置の製作

実際に製作した IDPF サーボバルブ基礎実験装置は図9.4のごとき構造をしている。負荷は滑らかに移動するように、スライドボールベアリングを用いたガイド機構で支えた。また、ばねおよびスプリングはすべて圧縮状態で働くように製作した。9.2節と9.3.5節で規定し設計した値にもとづいて製作した実験装置の各構成要素は単体試験の結果、表9.1のごとき値を示した。

各構成要素単体試験の詳細は以下のようである。負荷に衝撃を与えその振動波形から推定すると、負荷系の共振角周波数は $\omega_L \approx 50$ であり、そのダンピング係数は 0.01 以下である。差動トランス、圧力計、サーボアンプ、負荷ばねおよび圧力感知スプリングの特性は十分線形である。使用サーボバルブの無負荷流量特性、オリフィスの流量特性およびバッファスプリング

の特性は図9.5～9.7に示すごとくである。図9.7のヒステリシスはバッファスプリングの座屈によるもので、(9.48)で規定したバッファピストンの最大変位量が大きすぎたことを示している。表9.1に示したオリフィスの流量係数 c_B の値は次のようにして推定した。 q_0 の方程式(9.11)をフィティング曲線とし、図9.6に示した実験値を使うと、最小2乗法の意味で最適な c_B は次式から推定される。

$$c_B = \frac{\sum_{i=1}^{12} (q_{1i} + q_{2i}) \sqrt{|p_{Di}|}}{\frac{\pi d_B^2}{2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sum_{i=1}^{12} |p_{Di}|} \quad (9.56)$$

ここに、 p_{Di} は p_D の測定圧を表わし、 q_{1i} と q_{2i} は p_{Di} に対する測定流量を表わしている。図9.6の実験値、表9.1の d_B の値および(9.6)を使って c_B を算定すると

$$c_B = 0.668 \quad (9.57)$$

となる。(9.57)と表9.1の d_B の値を使うと、 q_0 の理論曲線は図9.6の実線のごとくである。また、(9.40)、(9.57)と表9.1の d_B の値を使うと、オリフィスの線形化流量ゲイン C_0 は(6.32)から

$$C_0 = 0.121 \quad (9.58)$$

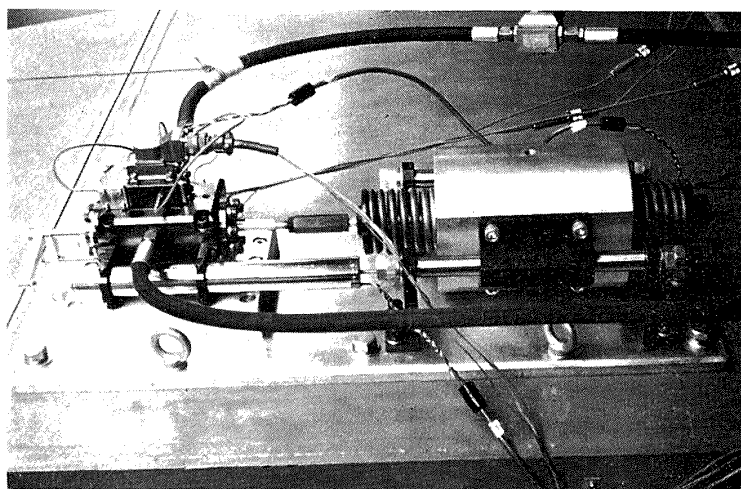


図 9.4 IDPF サーボバルブ基礎実験装置

表 9.1 実験装置構成要素の諸製作値

記 号	値	単 位	記 号	値	単 位	記 号	値	単 位
A_B	1.3	cm ²	K_B	6.7	kg/cm	K_y	0.5	V/cm
A_H	0.332	cm ²	K_H	11.0	kg/cm	$K_R K_V$	25.0	cm ³ /mA sec
A_P	10.1	cm ²	K_L	121.7	kg/cm	$M_L g$	50.6	kg
c_B	0.668	—	K_{pL}	0.0024	V cm ² /kg	P_S	70.0	kg/cm ²
d_B	0.019	cm	K_{xH}	2.45	V/cm	ω_L	49.0	rad/sec

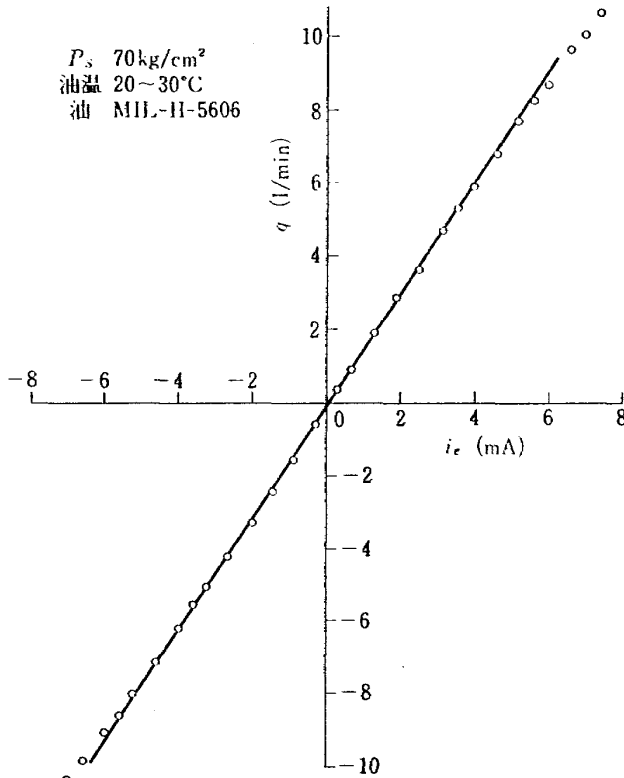


図 9.5 使用サーボバルブの無負荷流量特性

となる。したがって、線形化流量曲線は図 9.6 の点線のごとくである。また、表 9.1 の値と (9.58) を (9.22) と (9.23) に代入すると

$$T_D = 1.03, \quad T_H = 0.041 \quad (9.59)$$

を得る。このように、 T_D の値は設計値と多少異なっている。

9.5 実験

IDPF サーボバルブ基礎実験回路を講成する際、図 9.2(1)に示した調整用ゲイン K_A , K_I , K_m と K_n の値を指定しなければならない。このため、9.3.3 節の解析結果と本装置による実験結果との比較を容易にするために、つぎの値を定めておく。実験はすべて K_I の値を

$$K_I = 0.4 \quad (9.60)$$

と設定して行なう。このとき、表 9.1 の値と (9.60) を (9.30), (9.34) と (9.35) に代入して、 K_A , K_m , K_n の値を求めると、

$$K_A^\circ = 13.0, \quad K_m^\circ = 7.0, \quad K_n^\circ = 7.0 \quad (9.61)$$

となる。記号 K_A° , K_m° と K_n° は 9.3.3 節の方法で定まる解析値を表わしている。以下に与える実験結果はこれら解析値と比較のもとに表示することにする。

9.5.1 IDPF サーボバルブの基礎実験

9.3.2 節で示したように、試作 IDPF 油圧補償回路を用い、定数 K_m と K_n の値を種々に変えて実験すると、IDPF サーボバルブの定数 T_D , A_D と A_0 の

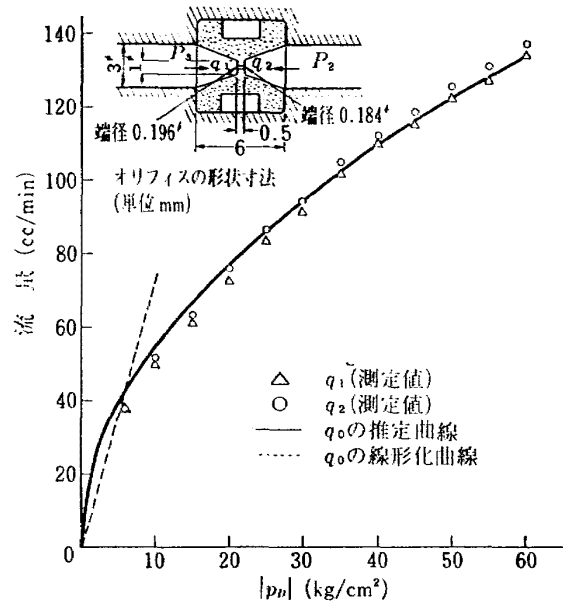


図 9.6 オリフィスの流量特性

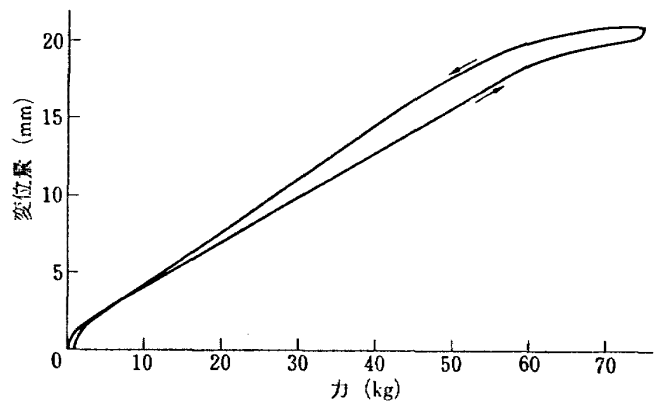


図 9.7 バッファスプリングの特性

効果を实际的に調べることができる。その効果はステップ入力 V_i に対する本装置の応答を実験するとつぎのように明確になる。図 9.4 の装置を水平に置いて実験すると ($f_D = 0$ に相当)、ステップ応答特性は図 9.8 ~ 9.11 のごとくである。 K_m を図に示した値より小さくしていくと共に応答は振動的になり、 $K_m = 0$ では 50 rad/sec の振動数で負荷が共振する。また、 K_m を図に示した値より大きくしていくと共に応答は無振動であるが、整定時間が増大する。これら応答特性は $K_n = 0$ としてもほとんど変わらない。図 9.4 の装置を垂直に置くと、負荷には自重による静的外乱力 $f_D = M_L g$ が作用する。この状態のもとで実験すると、ステップ応答特性は図 9.12 のごとくである。図 9.12 から明らかなように、 $K_n = K_n^\circ$ の場合には静的外乱力によらず高精度負荷位置制御ができる。 $K_n = 0$ とした場合には負荷位置に $y_s = M_L g / K_L$ なる定常偏差が残る。

以上の実験結果によって、負荷の共振は適当な K_m の値のもとで十分防止でき、さらに $K_n = K_n^\circ$ の値の

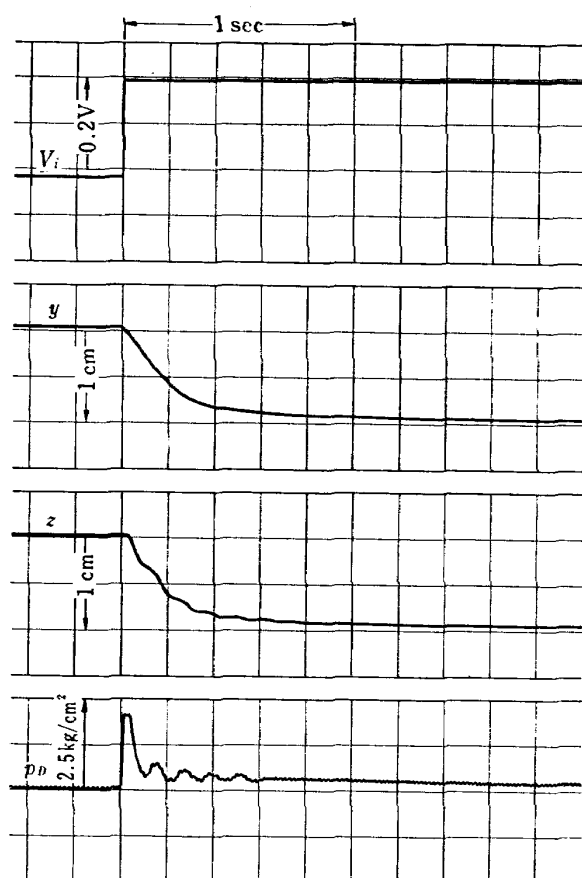


図 9.8 ステップ応答特性
($K_A = K_A^\circ$, $K_m = 0.17K_m^\circ$, $K_n = K_n^\circ$ の場合)

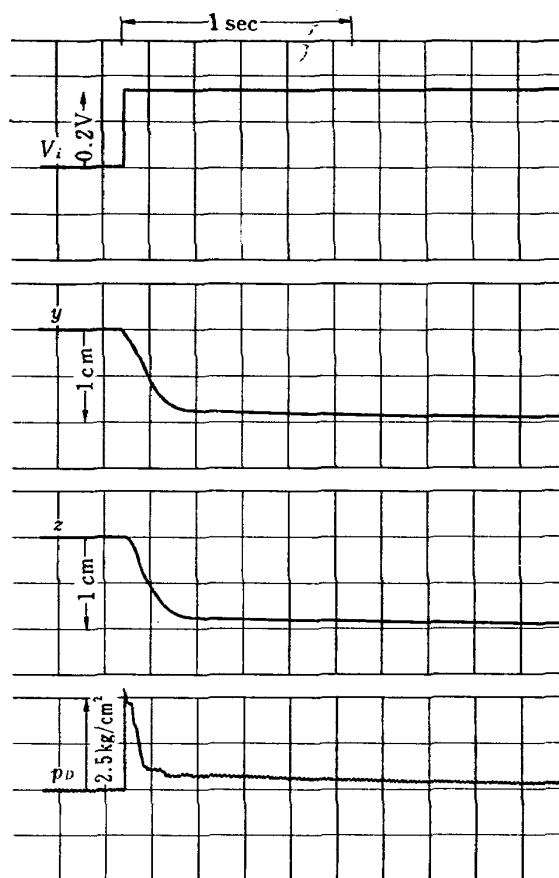


図 9.10 ステップ応答特性
($K_A = 2K_A^\circ$, $K_m = 0.37K_m^\circ$, $K_n = K_n^\circ$ の場合)

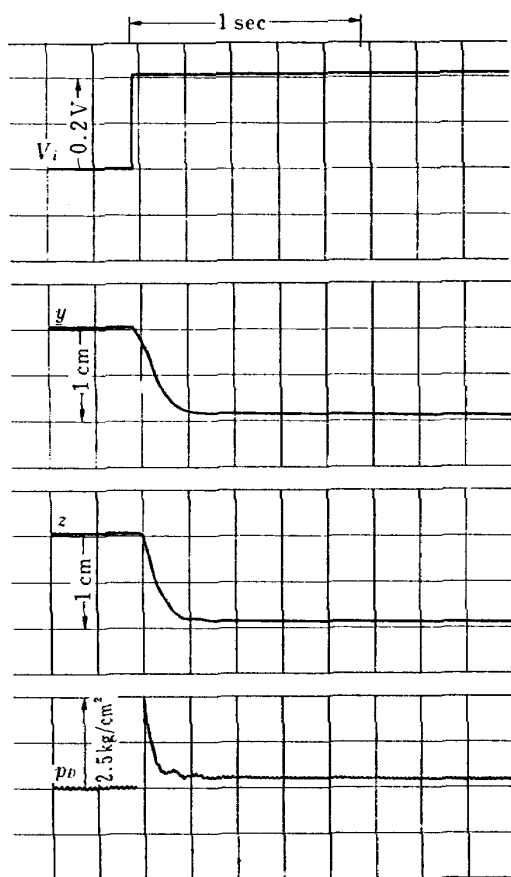


図 9.9 ステップ応答特性
($K_A = 1.5K_A^\circ$, $K_m = 0.29K_m^\circ$, $K_n = K_n^\circ$ の場合)

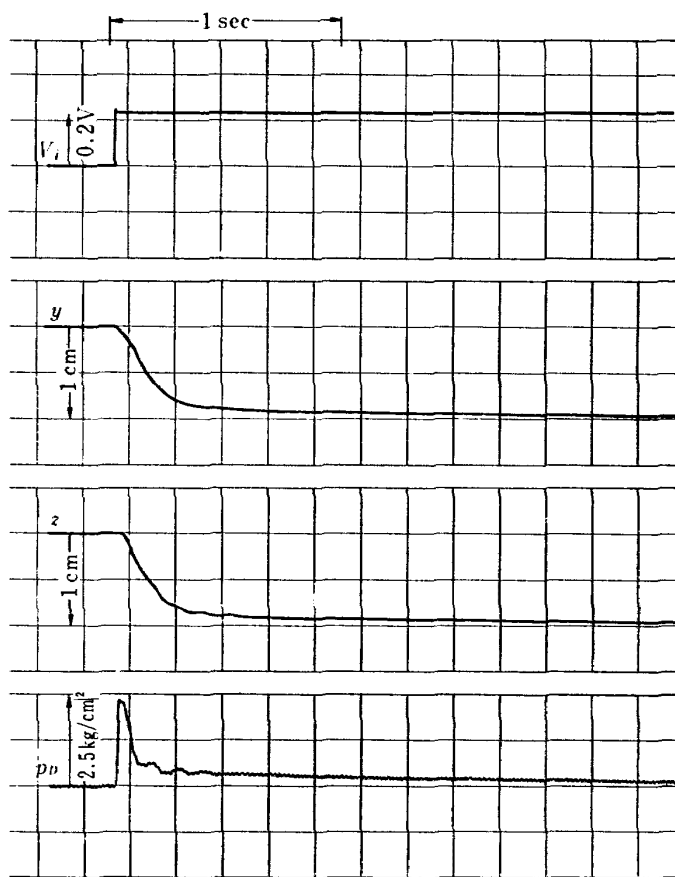


図 9.11 ステップ応答特性
($K_A = 2.5K_A^\circ$, $K_m = 0.43K_m^\circ$, $K_n = K_n^\circ$ の場合)

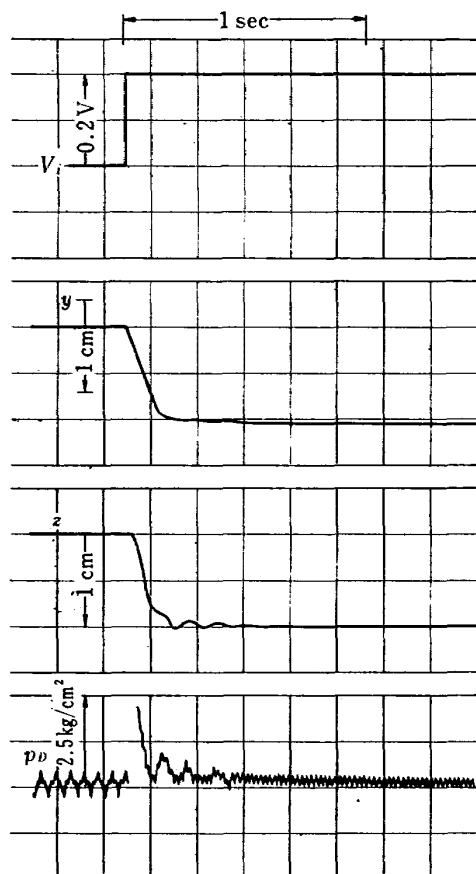


図 9.12 負荷自動作用状態におけるステップ応答特性
 $(K_A=2K_A^*, K_m=0.27K_m^*, K_n=K_n^* \text{ の場合})$

もとで高精度負荷位置制御を保証しうることが結論づけられる。これら最適な応答を示す K_m と K_n の値と表 9.1 の値を (9.26) と (9.27) に代入すれば、最適なスプール受圧面積 A_D と A_G の値が实际的に決定される。また、 $K_n=K_n^*$ と $K_n=0$ の場合において、応答の動特性にほとんど変化がないという事実は、8.3 節に論じた油圧制御系の動特性解析法が十分妥当であることを实际的に示している。

9.5.2 ピッチ姿勢制御系の模擬実験

9.2 節で述べたように、本実験装置はジンバルエンジン機構と IDPF サーボバルブを用いた駆動用油圧制御系をよく模擬している。したがって、本装置を図 3.5 における「ジンバルエンジンと駆動用油圧サーボ」に見立てることができる。図 3.5 における「ロケットのピッチ運動方程式」として (3.15) を考えるならば、本装置とアナログ計算機を連動して、ジンバルエンジン方式液体ロケットのピッチ姿勢制御系の模擬実験回路を構成することができる。図 9.13 はその実験の一例を示す。ただし、実験は図 9.4 の装置を垂直に置いて、自重による静的外乱力 $f_D=M_Lg$ が作用している状態で行なった。なお、 $K_m=0$ とした場合には 3 章の

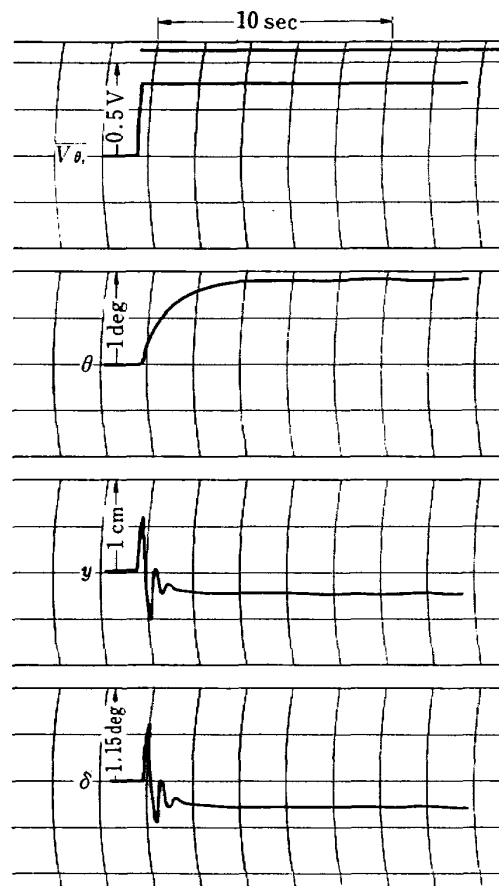


図 9.13 ピッチ姿勢制御系の模擬実験
 $(K_c=0.67, K_\theta=K_\delta=1.0, a=b=50; K_A=2K_A^*, K_l=0.4, K_m=0.26K_m^*, K_n=K_n^* \text{ の場合})$

議論のように、負荷の共振の影響で姿勢制御系は発散した。以上の実験結果によって、IDPF サーボバルブを用いた油圧制御系でノズルを駆動するならば、ジンバルエンジン機構の固有振動問題は解決され、ロケットの姿勢を安定に保持しえることが結論づけられる。

9.6 実験結果の検討

q_0 の非線形流量特性の影響を調べるために、表 9.1 の値と (9.59) ~ (9.60) を使い図 9.2(1) の C_0 の換りに (9.11) を適用して、IDPF サーボバルブ基礎実験装置の解析的モデルをデジタルシミュレーションすると図 9.14 のごときステップ応答特性が得られる。同図と実験結果とは比較的よく一致している。また、図 9.2(2) をシミュレーションして図 9.14 と比較すると、応答にはほとんど差異がない。したがって、本装置は図 9.2(2) のブロック線図でよく表現しえるから、実験結果は実際上解析とよく一致しているといえる。

また、図 9.2(2) と (3.15) を図 3.5 に適用して、9.5.2 節と同様なジンバルエンジン方式液体ロケットのピッチ姿勢制御系をアナログシミュレーションすると、図 9.15 ~ 9.18 のごとき応答特性が得られる。駆動用油

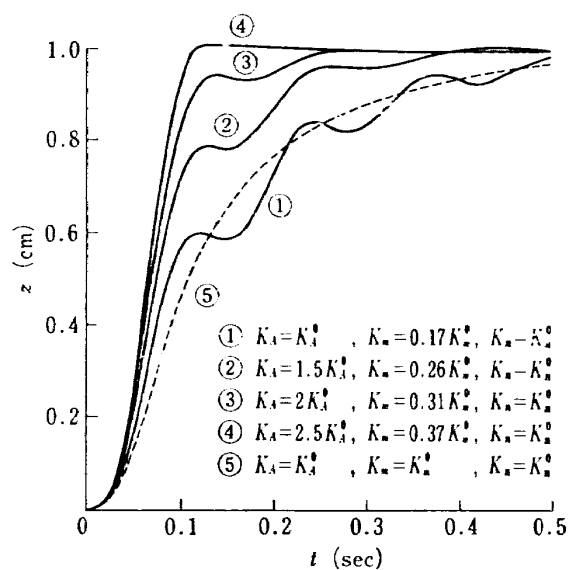


図 9.14 デジタルシミュレーション

圧制御系に補償をほどこさない場合 ($K_m=K_n=0$), 姿勢制御系は図 9.15 のごとく不安定であるが, IDPF サーボバルブを用いるならば姿勢制御系は図 9.16 のごとく安定化される。またジンバルエンジンに静的外

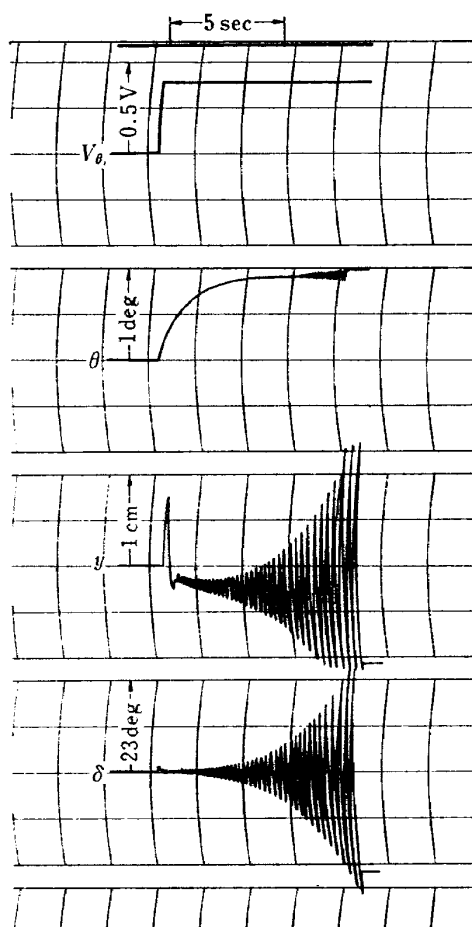


図 9.15 ピッチ姿勢制御系のアナログシミュレーション
 ($K_A=2K_A^0$, $K_I=0.4$, $K_m=K_n=0$; $K_c=0.67$, $K_\theta=K_{\dot{\theta}}=1.0$, $a=b=50$ の場合)

乱力 f_D が作用する場合, DPF サーボバルブを用いるならば ($K_n=0$), 図 9.17 のごとくピッチ姿勢角に定常偏差を生じるが, IDPF サーボバルブを用いるならば図 9.18 のごとくこの定常偏差を零にしえる。なお, 図 9.16 は図 9.13 に示した実験結果とよく一致している。

また, A_D に相当する K_m の値を最適値 K_m^0 として実験すると, 9.5.1 節で示したように補償効果がききすぎて応答の整定時間が大きくなりすぎる。このため, K_m の実際の最適値は実験にもとづいて決定しなければならない。図 9.8~9.11 は実際の最適応答を示しているから, K_A と K_m の最適組合せは図 9.19 のごとく表わせる。同図からつぎの実験式が得られる。

$$K_m=0.19K_m^0K_A/K_A^0=0.1K_A \quad (9.62)$$

(9.62) から, 設定された K_A の値に対応して実際に最適な K_m の値が定まる。この K_m の値を (9.26) に代入すると, スプールの受圧面積 A_D の最適値が実験的に決定されることになる。なお, スプールの受圧面積

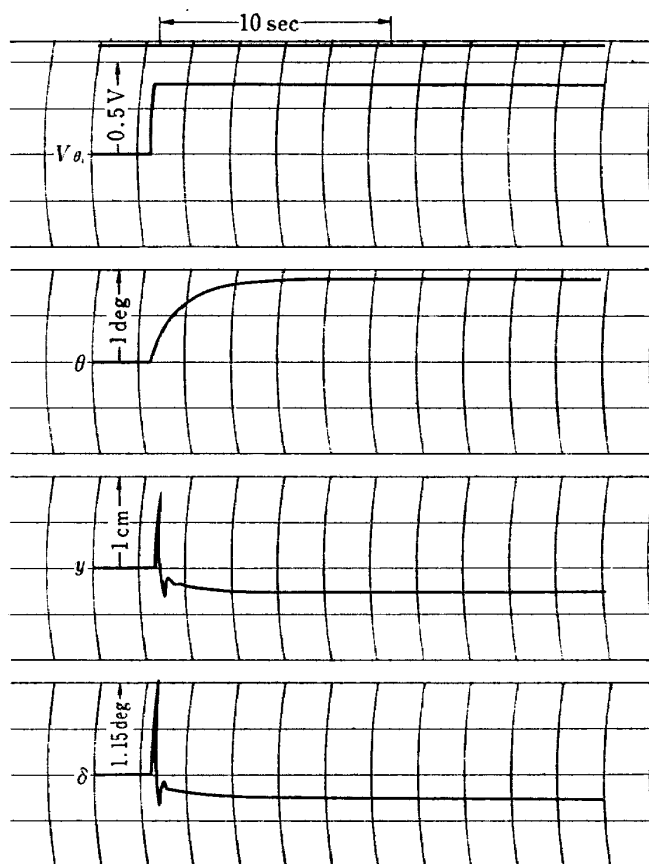


図 9.16 ピッチ姿勢制御系のアナログシミュレーション
 ($K_A=2K_A^0$, $K_I=0.4$, $K_m=0.26K_m^0$, $K_n=K_n^0$; $K_c=0.67$, $K_\theta=K_{\dot{\theta}}=1.0$, $a=b=50$ の場合)

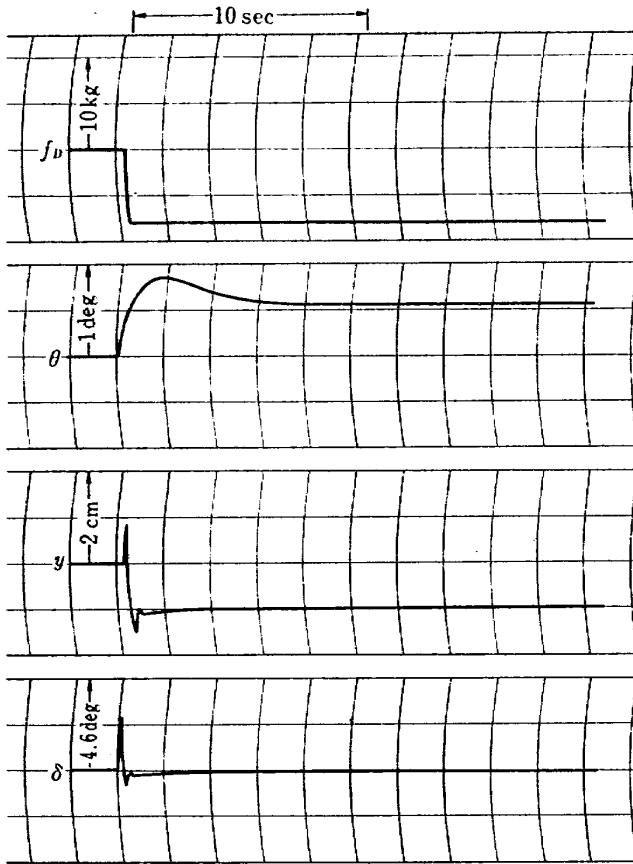


図 9.17 ピッチ姿勢制御系のアナログシミュレーション
 $(K_A=2K_A^\circ, K_I=0.4, K_m=0.26K_m^\circ, K_n=0; K_c=0.67, K_\theta=K_\theta^\circ=1.0, a=b=50 \text{ の場合})$

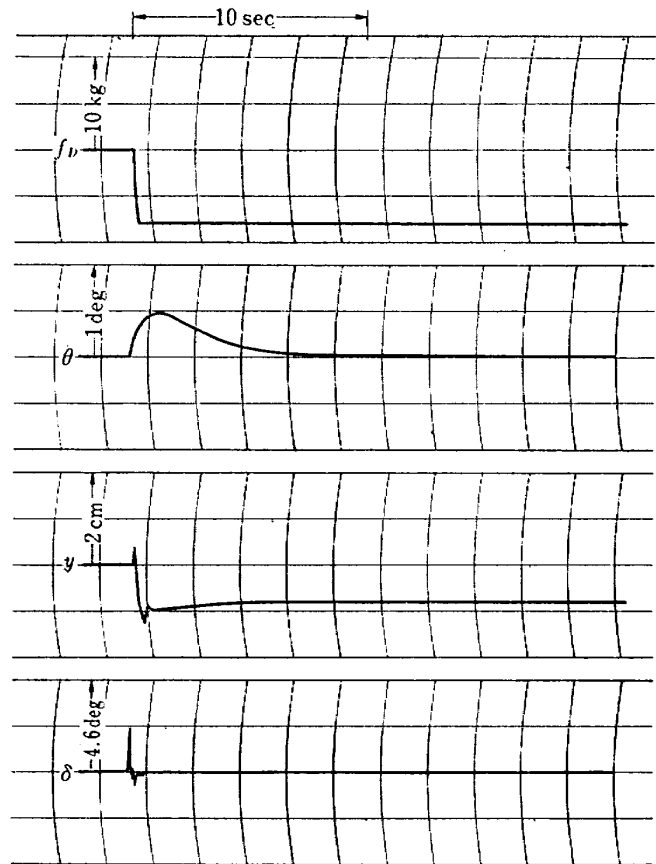


図 9.18 ピッチ姿勢制御系のアナログシミュレーション
 $(K_A=2K_A^\circ, K_I=0.4, K_m=0.26K_m^\circ, K_n=K_n^\circ; K_c=0.67, K_\theta=K_\theta^\circ=1.0, a=b=50 \text{ の場合})$

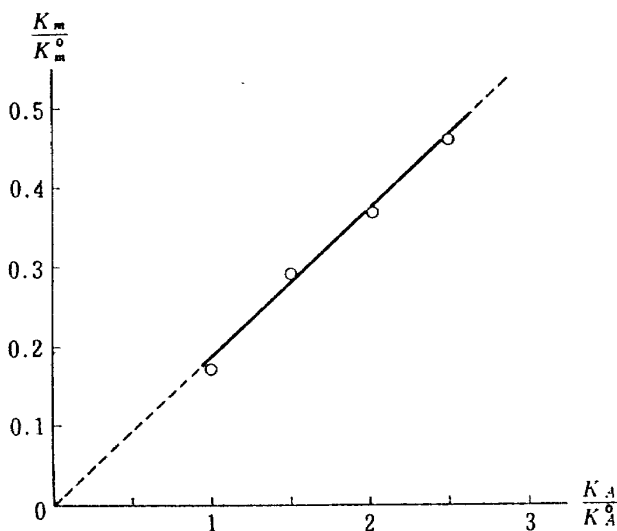


図 9.19 最適応答を与える K_m と K_A の実験的關係

は解析値が最適であることが実験的に確かめられている。

9.7 ま と め

IDPF サーボバルブの基礎的実験を行なうために、ジンバルエンジン機構を負荷と負荷ばねからなる共振

系で模擬し、この共振を防止しうる DPF 油圧補償回路を 8 章の方法にもとづいて設計し製作した。試作油圧補償回路を用いて図 9.1 のごとき油圧サーボ装置を構成して、IDPF サーボバルブの基礎実験を行なった。この実験によって、IDPF 補償定数の内 T_D の効果は直接的に実験され、 A_G と A_D の効果は間接的に実験される。IDPF サーボバルブの基礎実験結果から、8 章の方法で DPF 油圧補償回路を設計するならば、負荷の共振は K_m の値を適当に定めることによって十分防止でき、さらに (9.36) から定まる K_n の値のもとで高精度負荷位置制御が保証できることが検証された。また、本装置を用いたジンバルエンジン方式液体ロケットのピッチ姿勢制御系の模擬実験結果から、8 章の方法で設計された IDPF サーボバルブを用いるならば、ジンバルエンジン機構の固有振動問題は解決され、ロケットの姿勢を安定かつ高精度に保持しえることが検証された。さらに、実験結果から実際に最適なスプール受圧面積を決定するための実験式を与えた。

10. 結 言

液体ロケットの推力方向制御にはジンバルエンジン方式が最もよく使用されている。ロケットノズルを揺動するには相当の駆動力が必要であり、その応答には精度と速応性が要求されることから、ジンバルエンジン駆動には油圧サーボが必然的に必要となる。また、ロケットの設計においては構造重量を軽減することが非常に重要であって、この要請は当然ジンバルエンジン支持機構にも課せられる。このため、ノズル支持機構は普通剛性を欠き、ジンバルエンジン機構にメカニカル・コンプライアンスをもたらす原因となる。

3章において、このメカニカル・コンプライアンスに起因するジンバルエンジン機構の固有振動を解析し、この固有振動の影響によって通常のジャイロ系のみによるロケットの姿勢制御系は不安定になることを示した。このためジンバルエンジン駆動用油圧制御系にはノズルの共振を防止するという重要な機能が要求されるが、この課題は油圧制御系に PF, DPF または IDPF 補償をほどこすことによって解決できる。この内、IDPF 補償法はノズルの共振を防止できるのみでなく、ノズルの高精度回転位置制御をも保証しえることを示した。さらに、この IDPF 補償機能を有する油圧制御機器を考案して、それを IDPF サーボバルブと名付けた。

IDPF サーボバルブを開発するには、第一に、広帯域周波数応答特性を有する流量制御サーボバルブ（普通単にサーボバルブとよぶ）を製作しうる技術が必要である。その解析的基礎を与えるために、4章において、サーボバルブの前段増幅部にあたるトルクモータ・ノズルフラップ系の設計法を、5章において、そのパワー増幅部にあたるスプール・4方弁系の設計法を示した。7章において、これらを総合してサーボバルブの伝達関数を求め、安定性と帯域幅の解析にもとづいて設計条件を導出し、これら条件のもとでサーボバルブの設計諸定数を決定する手順を示し、数値設計例によってこの手法の有効性を実証した。第二に、こうして設計された広帯域周波数応答特性を有するサーボバルブ内に、IDPF 補償機能を持つ油圧回路を組み込む技術が必要となる。このため6章において、この IDPF 油圧補償回路の伝達特性を解析し、この回路が IDPF 補償機能を実現するために必要となる設計条件を導出

し、この条件にもとづいた IDPF 油圧補償回路の設計法を示した。

IDPF 油圧補償回路の設計諸定数は IDPF 補償定数に依存して決定される。この IDPF 補償定数の値はジンバルエンジン機構の共振を防止し、かつノズルの高精度回転位置制御を保証しうる意味で最適に定めなければならない。このため8章において、ジンバルエンジン駆動用油圧制御系の静および動特性を解析し、IDPF 補償定数とジンバルエンジン機構の特性との関係を明らかにし、最適な IDPF 補償定数を決定する手法を確立し、アナログシミュレーションによってこの手法の有効性を実証した。さらに、4~8章の解析を総合して、与えられたジンバルエンジン機構によく適した IDPF サーボバルブを設計する手法を確立した。

こうして設計された IDPF サーボバルブの有効性を検証するために、9章において、ジンバルエンジン機構を共振負荷系によって模擬した実験装置を製作し、その負荷の共振を防止しうる DPF 油圧補償回路を8章の方法にもとづいて設計試作し、この試作 DPF 油圧補償回路を用いて IDPF サーボバルブの基礎実験を行なった。その実験結果から、8章の方法にもとづいて設計した IDPF サーボバルブは負荷の共振を十分防止し、かつ高精度負荷位置制御を保証することが検証された。さらに、本装置を用いてジンバルエンジン方式液体ロケットのピッチ姿勢制御系の模擬実験を行ない、8章の方法で設計された IDPF サーボバルブを使用することによってジンバルエンジン機構の固有振動問題は解決され、通常のジャイロ系のみによってロケットの姿勢を安定かつ高精度に保持しえることを検証した。

結論として本報告は、IDPF サーボバルブを使用することによって、ジンバルエンジン方式液体ロケットにおいて提起されるジンバルエンジン機構の固有振動問題が解決され、かつ高精度の姿勢角制御が保証されうことを理論的実験的に証明した。国産実用衛星の打上げにはジンバルエンジン方式液体ロケットを使用することが決定されているが、それには同様な固有振動問題が生じることは十分予想される。このため、本報告で開発した IDPF サーボバルブを用いてジンバルエンジン駆動用油圧制御系を設計することが必要となるであろう。

補足 A サーボバルブ内 4 方弁の ラップ量推定法

A.1 はじめに

5 章で述べたように, IDPF サーボバルブ内 4 方弁のラップ量 Δ と Δ' は規定された精度でもってアンダラップぎみ, かつ $\Delta = \Delta'$ となるように設計しなければならない。ここでは, このように設計し製作されたサーボバルブ内 4 方弁のラップ量を実験的に推定する方法を論じる。ラップ量の推定は製品の良不良を判定する上で必要になる。すなわち, ラップ量の設計値と推定値の差が小さい程, 4 方弁はよく製作されている。しかし, スプールとスリーブに存在する切欠きやそれらの嵌合度など製作上の問題によって, この差が大幅に異なる場合がある。このときは 4 方弁の製作工程改善の必要性を示唆している。また, 実際の油圧サーボを解析する場合, 4 方弁のラップ量は設計値よりも推定値を用いる方がより实际的である。

なお, ラップ量推定には図 3.8 に示した IDPF 油圧補償回路を取りのぞいて考えれば十分である。また, サフィクス 's' は定常状態を表わすものとする。

A.2 ラップ量の推定法

ラップ量の推定は図 A.1 に示した実験装置において, 重り W_L とアクチュエータピストン変位 y との関係を求めることによってなされる。この実験装置のブロック線図は 3~5 章の解析にもとづいて図 A.2 のごとく表わせる。 $V_i = 0$, $W_L = 0$ のとき, ピストンは $y = 0$ の位置に静止している。 $V_i = 0$ のままで重量 W_L

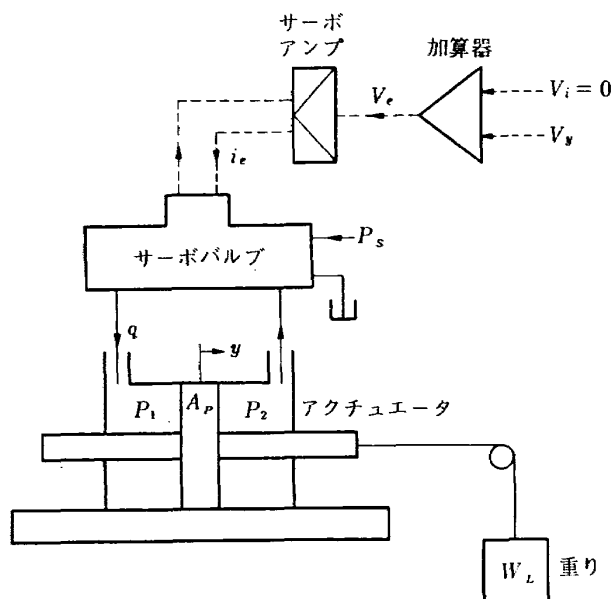


図 A.1 ラップ量推定実験装置

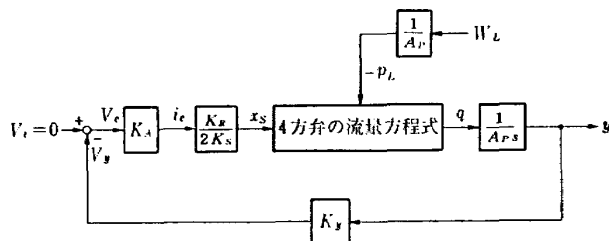


図 A.2 ラップ量推定実験装置のブロック線図

なる重りを図 A.1 のごとくかけると, アクチュエータに負荷圧力

$$p_L = P_1 - P_2 = -W_L/A_P \quad (A.1)$$

が作用し, サーボバルブ内 4 方弁のラップ量効果によってピストンが変位する。このピストン変位の定常値を y_s とするならば, y_s に対応するスプール変位 x_{ss} は図 A.2 から次式のように表わせる。

$$x_{ss} = -K_y K_A K_R y_s / 2K_S \quad (A.2)$$

このとき, 図 3.8 に示したアンダラップ形 4 方弁では (5.3)~(5.4) と (5.9) から次式が成立している。

$$Q_{1s} = Q_{2s}, \quad Q_{3s} = Q_{4s}, \quad Q_s \triangleq Q_{1s} = Q_{2s} = Q_{3s} = Q_{4s} = 0 \quad (A.3)$$

A.2.1 $\Delta = \Delta'$ の場合

この場合, 明らかに $0 \geq x_{ss} \geq -\Delta$ であるから, 4 方弁の各流量は (5.5), (5.7), (5.10) と (5.12) で表わされる。これら各流量を (A.3) に代入すると次式が導出される。

$$P_1 + P_2 = P_S \quad (A.4)$$

(A.1) と (A.4) から, P_1 と P_2 は次式で表わされる。

$$P_1 = \frac{P_S + p_L}{2}, \quad P_2 = \frac{P_S - p_L}{2} \quad (A.5)$$

(A.5) を (5.5) と (5.10) に代入し (A.3) を使うと次式を得る。

$$\frac{\Delta - x_{ss}}{\Delta + x_{ss}} = \sqrt{\frac{P_S - p_L}{P_S + p_L}} \quad (A.6)$$

(A.6) から Δ を求め (A.2) を使うと, 結局ラップ量 Δ は次式によって与えられる。

$$\Delta = \frac{K_y K_A K_R y_s}{2K_S} \frac{\sqrt{A_P P_S + W_L} + \sqrt{A_P P_S - W_L}}{\sqrt{A_P P_S + W_L} - \sqrt{A_P P_S - W_L}} \quad (A.7)$$

したがって, 図 A.1 に示した実験装置によって W_L に対する y_s を測定するならば, ラップ量 Δ は (A.7) から推定できる。

A.2.2 $\Delta > \Delta'$ の場合

この場合, 明らかに $0 \geq x_{ss} \geq -\Delta$ であるから, 4 方弁の各流量は (5.5), (5.7), (5.10), (5.12) と (5.13) で表わされる。これら各流量を (A.3) に代入して P_1 と P_2 を求め (A.1) に代入すると, 結局次式を得る。

$$\frac{W_L}{A_P P_S} = \frac{(\Delta - x_{ss})^2}{(\Delta' + x_{ss})^2 + (\Delta - x_{ss})^2} - \frac{(\Delta + x_{ss})^2}{(\Delta + x_{ss})^2 + (\Delta' - x_{ss})^2} \quad (0 \geq x_{ss} \geq -\Delta') \quad (\text{A.8})$$

$$\frac{W_L}{A_P P_S} = 1 - \frac{(\Delta + x_{ss})^2}{(\Delta + x_{ss})^2 + (\Delta' - x_{ss})^2} \quad (-\Delta' \geq x_{ss} \geq -\Delta) \quad (\text{A.9})$$

したがって、重り W_L , W_L' に対するピストン変位 y_s , y_s' を測定し、(A.2) から x_{ss} , x_{ss}' を算定するならば、連立方程式の解としてラップ量 Δ と Δ' が (A.8) または (A.9) から推定できる。

A.2.3 $\Delta' > \Delta$ の場合

この場合、明らかに $0 \geq x_{ss} \geq -\Delta'$ であるから、4 方弁の各流量は (5.5), (5.6), (5.7), (5.10) と (5.12) で表わされる。これら各流量を (A.3) に代入して P_1 と P_2 を求め (A.1) に代入すると、結局次式を得る。

$$(\text{A.8}) \text{ 式} \quad (0 \geq x_{ss} \geq -\Delta) \quad (\text{A.10})$$

$$\frac{W_L}{A_P P_S} = \frac{(\Delta - x_{ss})^2}{(\Delta' + x_{ss})^2 + (\Delta - x_{ss})^2} \quad (-\Delta \geq x_{ss} \geq -\Delta') \quad (\text{A.11})$$

したがって、A.2.2 節と同様な実験を行なえば、連立方程式の解としてラップ量 Δ と Δ' が (A.10) または (A.11) から推定できる。

A.3 ラップ量の推定例

前節のラップ量推定法を明らかにするため、Moog 社製サーボバルブ series 31²⁹⁾ のラップ量を推定した実験例を以下に示す。このサーボバルブは、入力電流 10mA に対してスプールが線形的に 0.381mm (= 0.015 inch) 変位することが知られている⁶⁾。したがって

$$K_R/2K_S = 0.0381 \text{ mm/mA} \quad (\text{A.12})$$

を得る。実験は表 A.1 に示す諸定数のもとで行なった。表 A.1 と (A.12) から (A.2) は次式となる。

$$x_{ss} = -0.02045 y_s \quad (\text{A.13})$$

表 A.1 の諸定数のもとで、図 A.1 の重りを種々かえてピストン変位を測定すると図 A.3 のごとき結果を得た。同図の実験値を用いてサーボバルブ内 4 方弁のラップ量を推定するとつぎのごとくである。

表 A.1 ラップ量推定実験装置諸定数

記号	値	単位
A_P	400	mm ²
K_A	3.6	mA/V
K_V	0.1491	V/mm
P_S	0.7	kg/mm ²

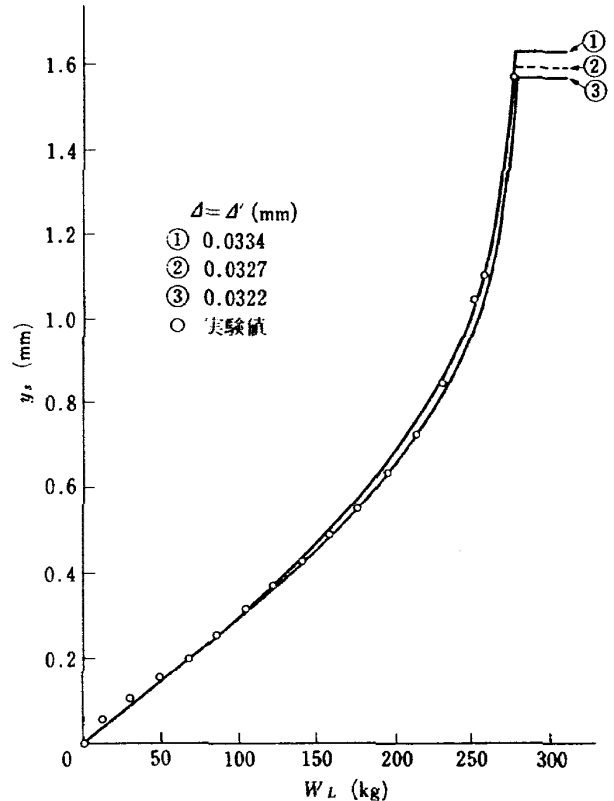


図 A.3 重りとピストン変位の関係

$\Delta = \Delta'$ を仮定した場合、実験値 $W_L = 86.0 \text{ kg}$ のとき $y_s = 0.2573 \text{ mm}$ を使って、(A.7) からラップ量を推定すると

$$\Delta = 0.0334 \text{ mm} \quad (\text{A.14})$$

を得る。実験値 $W_L = 141.5 \text{ kg}$ のとき $y_s = 0.4342 \text{ mm}$ を使うと

$$\Delta = 0.0327 \text{ mm} \quad (\text{A.15})$$

を得る。実験値 $W_L = 196 \text{ kg}$ のとき $y_s = 0.6419 \text{ mm}$ を使うと

$$\Delta = 0.0322 \text{ mm} \quad (\text{A.16})$$

を得る。このように推定されたラップ量に対して、 $y_s \sim W_L$ の理論曲線は (A.7) から図 A.3 の実線のごとくなる。図 A.3 は理論と実験がよく一致していることを示している。

補足 B 流量係数、ノズルの flat 効果とベルヌーイ力

B.1 オリフィスの流量係数

4~6 章において、オリフィスの流量係数はすべて一定と仮定した。流量係数が一定となるようなオリフィスの形状は T. Y. Feng によって研究されている¹⁷⁾。S. Y. Lee によると¹⁷⁾, short tube オリフィスの流量係数には一般につぎのような傾向がある。低速流において、作動油の流れは tube に付着する。このため、

縮流係数は1に近づき、速度係数は摩擦効果のために比較的小さい。したがって、流量係数は約0.7なる一定値をとる。流れの速度が増大すると共に、速度係数は大きくなるが、縮流係数には変化がない。したがって、流量係数は流れ速度の増大と共に大きくなり、レイノルズ数が 3×10^3 に達したとき（作動油流で約50 cm/sec）、流量係数は最大値0.82なる値をとる。レイノルズ数がさらに増大すると、流れは tube の境界を離れるため、縮流係数は sharp-edged orifice の値0.62に近づく。したがって、流量係数は急激に減少する。なお、sharp-edged orifice では流速によらず流量係数はほぼ一定である。

B.2 ノズルの flat 効果

flat-tipped nozzle では定常流不連続現象を起こしたり、動的不安定を起こしたりする傾向がある。この flat 効果を最小にする flat-tipped nozzle の設計法は T. Y. Feng によって研究されている¹⁷⁾。

B.3 スプールに作用するベルヌーイ力

5.2 節に述べたスプールの運動方程式をさらに詳細に検討するには、スプールに作用するベルヌーイ力を考慮しなければならない。このベルヌーイ力はメタリングオリフィス近傍における流れの乱流によって生じる軸力であって、この力は常にメタリングオリフィスを閉じる方向に作用する。ベルヌーイ力の存在は S. Y. Lee と J. F. Blackburn によって発見された³³⁾。彼等はベルヌーイ力を実験によって定量的に測定した。また、R. N. Clark はこのベルヌーイ力を除去するためのスプールとスレーブの幾何学的形状を考案した³⁴⁾。

引用文献

- 1) 科学技術庁研究調整局編：宇宙開発委員会月報，“宇宙開発計画について”，Vol. 1, No. 7, pp. 3-4 (1970).
- 2) W. J. D. Escher and R. W. Foster: A Sequence Diagram Analysis of the Vanguard Satellite Launching Vehicle, NASA TN D-782 (1961).
- 3) E. D. Geissler and W. Haeussermann: Saturn Guidance and Control, Astronautics, pp. 44-92, Feb. (1962).
- 4) J. G. R. Collette: Analysis and Design of Space Vehicle Flight Control Systems; Vol. XI—Component Dynamics, NASA CR-830 (1967).
- 5) L. H. Geyer: Controlled Damping through Dynamic Pressure Feedback, Technical Bulletin 101, Moog Servocontrols, Inc. (1958).
- 6) W. J. Thayer: Transfer Functions for Moog Servovalves, Technical Bulletin 103, Moog Servocontrols, Inc. (1958).
- 7) 人工衛星調査団報告 (1966).
- 8) 畑山：共振負荷制御用油圧サーボの DPF 補償法，制御工学，Vol. 14, No. 1, pp. 11-19, Jan. (1970).
- 9) 畑山，奥石：DPF バルブを用いたジンバルエンジン駆動用油圧制御系の基礎的解析，航空宇宙技術研究所報告 TR-166 (1968).
- 10) J. W. Blanton: Mechanical Feedback Improves Hydraulic Servovalves, Control Engineering, pp. 111-113, July (1959).
- 11) 畑山：共振負荷制御に適した IDPF 方式油圧サーボの試作，制御工学，Vol. 14, No. 1, pp. 20-30, Jan. (1970).
- 12) 畑山，奥石：ジンバルエンジン駆動用 DPF 方式油圧サーボの試作研究，航空宇宙技術研究所報告 TR-213 (1970).
- 13) 遠藤編：ロケット工学，日刊工業新聞社 (1960).
- 14) R. J. Harris: Trajectory Simulation Applicable to Stability and Control Studies of Large Multi-Engine Vehicles, NASA TN D-1838 (1963).
- 15) J. H. Blacklock: Automatic Control of Aircraft and Missiles, John Wiley and Sons, Inc. (1965).
- 16) B. E. Duff: Torque Motor Design for Space Environment, Hydraulics and Pneumatics, pp. 92-93, June (1965).
- 17) T. Y. Feng: Static and Dynamic Control Characteristics of Flapper-Nozzle Valves, Trans. ASME, Basic Engineering, Vol. 81, No. 3, pp. 275-284, Sep. (1959).
- 18) J. W. Schaefer: An Electrically Operated Hydraulic Control Valve, Bell Systems Technical Journal, Vol. 36, No. 3, pp. 711-736, May (1957).
- 19) R. G. Rausch: Analysis of Valve Controlled Hydraulic Servovalve, Bell Systems Technical Journal, Vol. 38, No. 1, pp. 1513-1549, Nov. (1959).
- 20) 大島：サーボ弁，自動制御，Vol. 4, No. 3, pp. 198-204 (1957).
- 21) 富成：サーボ弁の解析と設計法，自動制御，Vol. 8, No. 4, pp. 232-241 (1961).
- 22) 金子，吉田，破魔：サーボ弁の解析，制御工学，Vol. 7, No. 9, pp. 27-33 (1963).
- 23) 近角：電磁気学，新物理学講座 A-6，ダイヤモンド社 (1963).
- 24) J. F. Blackburn: Contributions to Hydraulic Control. 3. Pressure-Flow Relationships for Four-Way Valves, Trans. ASME, Vol. 75, pp. 1163-1170, Aug. (1953).
- 25) 池辺：油圧サーボモータの周波数特性，自動制御，Vol. 4, No. 1, pp. 21-31 (1957).
- 26) 池辺：パイロット弁方式油圧サーボモータの力学，自動制御，Vol. 4, No. 3, pp. 191-197 (1957).
- 27) T. R. Welch: The Use of Derivative Pressure

- Feedback in High Performance Hydraulic Servomechanisms, Trans. ASME, Engineering for Industry, Vol. 84, No. 1, pp. 8-14 (1962).
- 28) D. A. Engeles and K. R. Fletcher: A Method of Synthesizing Hydromechanical Compensation Networks for Hydraulic Servomechanisms, Trans. IEEE, Automatic Control, Vol. 9, No. 4, pp. 575-577 (1964).
 - 29) Catalog 315: Standard and Stock Type 30 Servovalves, Moog Servocontrols, Inc.
 - 30) Military Spec.: MIL-H-5606B, USAF (1963).
 - 31) T. N. Deane: New 5606 Fluid-"Shear Stability up, Contamination down", Hydraulics and Pneumatics, pp. 130-133, Oct. (1964).
 - 32) 佐野, 有江: 水力学および水力機械, 工学図書 (1962).
 - 33) S. Y. Lee and J. F. Blackburn: Contributions to Hydraulic Control-1. Steady-State Axial Forces on Control-Valve Pistons, Trans. ASME, Vol. 74, No. 6, pp. 1005-1016 (1952).
 - 34) P. N. Clark: Compensation of Steady-State Flow Forces in Spool Type Hydraulic Valves, Trans. ASME, Vol. 79, No. 8, pp. 1784-1788, Nov. (1957).
 - 35) 畑山: サーボバルブ用アンダラップ形 4 方弁の解析, システムと制御 (印刷中)
 - 36) 畑山: 高性能サーボバルブの解析的設計, 計測自動制御学会論文集 (投稿中)
 - 37) 畑山: IDPF サーボバルブの研究——ジンバルエンジン駆動用油圧サーボへの応用, 計測と制御 (投稿中)

参 考 文 献

- 1) G. R. Rich: Hydraulic Transients, McGraw-Hill (1955).
- 2) G. F. Keller: Aircraft Hydraulic Design, The Industrial Publishing Corporation (1957).
- 3) J. F. Blackburn, G. Reethof and J. L. Shearer: Fluid Power Control, Technology Press and Wiley (1960).
- 4) G. Merrill: Systems Preliminary Design, Van Nostrand Co. (1960).
- 5) A. C. Morse: Electrohydraulic Servomechanisms, McGraw-Hill (1963).
- 6) S. Y. Lee and J. F. Blackburn: Contributions to Hydraulic Control-2. Transient-Flow Forces and Valve Instability, Trans. ASME, Vol. 74, pp. 1013-1016 (1952).
- 7) H. Gold, E. W. Otto and V. L. Ranson: An Analysis of the Dynamics of Hydraulic Servomotors under Inertia Loads and the Application to Design, Trans. ASME, Vol. 75, No. 8, pp. 1383-1394, Oct. (1953).
- 8) S. Y. Lee: Contributions to Hydraulic Control-6. New Valve Configurations for High-Performance Hydraulic and Pneumatic Systems, Trans. ASME, Vol. 76, p. 905 (1954).
- 9) J. L. Shearer: Dynamic Characteristics of Valve-Controlled Hydraulic Servomotors, Trans. ASME, Vol. 76, No. 6, pp. 895-903, Aug. (1954).
- 10) A. C. Hall: Application of Frequency Analysis Techniques to Hydraulic Control Systems, Trans. ASME, Vol. 76, No. 8, pp. 1245-1252 (1954).
- 11) Y. Ikebe and K. Nakano: Researches on Fluid Servomotors (2), proc. of the 5th Japan National Congress for App. Mech., pp. 191-197 (1955).
- 12) D. V. Stollard: Analysis and Performance of a Valve Controlled Hydraulic Servomechanisms, Trans. IRE-PGAC, pp. 75-85, May (1956).
- 13) E. I. Reeves: Contributions to Hydraulic Control-7. Analysis of the Effects of Non-linearity in a Valve-Controlled Hydraulic Drive, Trans. ASME, Vol. 79, No. 2, pp. 427-432, Feb. (1957).
- 14) D. P. Eckman, C. K. Taft and R. H. Schuman: Electrohydraulic Servomechanisms with a Ultra-high Frequency Response, Trans. ASME, Vol. 79, No. 3, pp. 455-463 (1957).
- 15) E. Bahniuk and S. Y. Lee: The Design and Analysis of a Servovalve with Flow Feedback, Trans. ASME, Basic Engineering, Vol. 82, No. 1, pp. 73-80, Mar. (1960).
- 16) R. K. Wang: Mathematical Models for Time Domain Design of Electrohydraulic Servomechanisms, Trans. IRE-PGAC, pp. 252-260, Nov. (1961).
- 17) S. S. L. Chang: Transient Effects of Supply and Connecting Conduits in Hydraulic Control Systems, J. F. I., Dec. (1956).
- 18) F. D. Ezekiel: Effect of a Hydraulic Conduit with Distributed Parameters on Control-Valve Stability, Department of Mechanical Engineering, MIT, Jun. (1955).
- 19) F. D. Ezekiel: Effect of an End Chamber on the Surge Frequency in a Hydraulic Conduit, Trans. ASME, paper No. 56-A-158 (D) (1957).
- 20) F. W. Ainsworth: The Effects of Oil Column Acoustic Response on Hydraulic Valve "Squeal", Trans. ASME, Vol. 78, No. 4 (1956).
- 21) F. D. Ezekiel: The Effect of Conduit Dynamics on Control-Valve Stability, Trans. ASME, Vol. 80, No. 4, pp. 904-908, May (1958).
- 22) C. Cooke: Optimum Pressure for a Hydraulic System, Product Engineering, p. 162, May (1956).
- 23) W. Groen: Power Sources for Spaceborne Hydraulics, Applied Hydraulics and Pneumatics, p. 82, Sep. (1958).
- 24) A. B. Billet: Space Vehicle Control, Ordnance, p. 674, May (1963).

- 25) R. Shefke: Electromechanical Actuator for Advanced Missile Control, Space and Aeronautics, p. 135, Jun. (1963).
- 26) 西原: ある油圧式制御装置の定量的解析と周波数応答試験, 自動制御, No. 3 (1955).
- 27) 大島, 金井: 工作機械用サーボ弁の解析と特性, 日立評論別冊 25 号, pp. 34-40 (1958).
- 28) 木村, 蘇田: パイロット弁の一現象, 自動制御, Vol. 6, No. 3, p. 167 (1959).
- 29) 稲葉, 清水, 白藤: サーボ弁について, 自動制御, Vol. 6, No. 2, pp. 67-72 (1959).
- 30) 池辺: 油圧サーボモータ設計の基礎, 機械の研究, Vol. 12, No. 1, pp. 155-162 (1960).
- 31) 石川: ハイドロリックサーボバルブの評価はいかにすべきか, 油圧, Vol. 3, No. 2, pp. 506-511, May (1960).
- 32) 大島, 荒木: 油圧平衡方式サーボ弁, 日本機械学会誌, Vol. 63, No. 495, pp. 38-46, Apr. (1960).
- 33) 池辺: サーボ弁, 油圧, Vol. 4, No. 1, pp. 693-704 (1961).
- 34) 沢村, 花房: 任意入力に対する案内弁機構の応答の解析, 日本機械学会論文集, Vol. 27, No. 6, pp. 523-530 (1961).
- 35) 富成: 高速油圧サーボ機構の設計における配管の取り扱いとおよび計算法, 自動制御, Vol. 8, No. 6, pp. 371-381 (1961).
- 36) 斎藤: 油圧制御弁管路の自励振動, 日本機械学会誌, Vol. 64, No. 515, pp. 1681-1688, Dec. (1961).
- 37) 香取, 金子, 吉田, 破魔: 電気油圧サーボ装置, 三菱電機技報, Vol. 36, No. 12, pp. 1-5, Dec. (1962).
- 38) 花房: 直動形油圧駆動の力学, 油圧, Vol. 6, No. 3, pp. 1439-1447 (1963).
- 39) 沢村, 花房: 流量制御弁を用いた油圧駆動装置の動特性, 制御工学, Vol. 7, No. 3, pp. 133-140 (1963).
- 40) 兵藤: 油の圧縮性に起因するサーボ弁の発振について, 日本機械学会誌, Vol. 66, No. 532, pp. 613-620, May (1963).
- 41) 岡田: 誘導弾のサーボ機器, 航空学会誌, Vol. 12, No. 126, pp. 237-254, Jul. (1964).

NAL TR-303 正 誤 表

頁 列 行	誤	正
6 右 11	結果部	結合部
16 右 1	Δ (または Δ')	Δ (または Δ') > 0
26 左 29	異なっくる	異なってくる
29 右 24	描かれる	描かれる。
35 右 2	考察	考案
35 右 23	もづく	もとづく
38 右 4	表して	表わして
41 右 25	$Be^{-\mu_2 t}$	$Be^{-\mu_1 t}$
57 右 9	スプリング定数	スプリング定数 K_B
57 右 33	スプリング定数	スプリング定数 K_H
62 右 19	受圧面積	受圧面積 A_G

- | | | | |
|---------|---|-----------|--------------------------------------|
| T R-295 | 自機搭載型軌道保持システムのための軌道
決定と制御
Orbit Determination and Control Method for
Self-Contained Station-Keeping System | 1972年 8 月 | 松島 弘一 |
| T R-296 | 航空用ガスタービン燃焼器のライナ壁面の
冷却
Liner Cooling of the Aeronautical Gas
Turbine Combustor | 1972年 8 月 | 相波 哲朗 |
| T R-297 | Green 関数を二次元ラプラス方程式に適用
した解法による冷却タービン翼の温度分
布の計算 (境界条件として温度勾配を与
える場合)
A Calculation of Temperature Distribution
by Applying Green's Function to a Two-
Dimensional Laplace's Equations.
(The Case in which the Temperature
Gradients on the Boundary are Given) | 1972年 8 月 | 西村 英明, 臼井 弘 |
| TR-255T | The Study on the Motion of an Artificial
Satellite in the Earth's Gravitational Field | Aug. 1972 | Sumio TAKEUCHI,
Koichi MATSUSHIMA |
| T R-298 | 航空機用対気速度計の位置誤差について
Experiment on Airspeed Calibration Pro-
cedure | 1972年12月 | 幸尾 治朗, 岡 遠一
塚野 雄吉, 矢沢 健司
小野 孝次 |
| T R-299 | 遷音速における二次元翼の抵抗発散
On the Drag Divergence of Two Dimensio-
nal Airfoils at Transonic Speeds | 1973年 1 月 | 神谷 信彦, 西 武徳
伊藤 忠, 瀬川 晋策
小此木 時雄 |
| T R-300 | そり角の小さい遷音速二重円弧二次元翼列
実験
Experimental Investigation of Two-Dimen-
sional Cascade Performance with Thin
and Low-Cambered Double-Circular-Arc
Blade Sections at Transonic Inlet Mach
Number Range | 1972年10月 | 坂口 一, 近藤 博
高森 晋, 岩下 敬吾 |
| T R-301 | 観測系の評価に関するひとつの数学的理論
A Mathematical Theory on Evaluation of
Observation Systems | 1972年 9 月 | 木村 武雄 |
| T R-302 | Kalman-Bucy フィルターによる誘導誤差の
推定
Estimation of Guidance Errors by Kalman-
Bucy Filtering Technique | 1972年10月 | 村田 正秋 |

航空宇宙技術研究所報告 303 号

昭和 47 年 11 月 発行

発行所	航空宇宙技術研究所 東京都調布市深大寺町 1880 電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)●182
印刷所	有限会社啓文堂 松本印刷 東京都文京区水道 2-7-5
