

船舶における省エネルギーのための

推進システムの研究

伊藤 雄 著

報告番号 乙第 3999 号

①

船舶における省エネルギーのための
制御システムの研究

伊藤雅則

目次

	(ページ)
1. 緒論	1
2. 船舶概論	2
2.1 緒言	2
2.2 普通船舶	2
2.3 特殊船舶	2
2.4 その他	3
3. 一般船舶における省エネルギー問題	4
4. 最適自動操舵システム	5
4.1 緒言	5
4.2 操舵系統	6
4.3 オートパイロット	6
4.4 最適化保針制御	7
4.5 変針制御	11
4.6 結言	15
5. 帆装商船の制御システム	24
5.1 緒言	24
5.2 新しい帆船の概念	24
5.3 操帆制御	25
5.4 主機制御	28
5.5 帆装商船の建造	31
5.6 結言	33

	(ページ)
6. 船用中速ディーゼルエンジンの電子制御燃料噴射システム	48
6.1 緒言	48
6.2 燃料噴射システム	48
6.3 制御方式	50
6.4 実機試験	53
6.5 実用化の検討	54
6.6 結言	56
7. 軸発電機/電動機, タービン発電機, ディーゼル発電機の最適運転	72
7.1 緒言	72
7.2 船舶の発電システム	72
7.3 発電システムの制御	73
7.4 最適負荷分担装置	76
7.5 軸発電機を装備する発電システムの制御	78
7.6 実施例	80
7.7 結言	81
8. 荒天航行における省エネルギー	93
8.1 緒言	93
8.2 荒天航行時の推進用エンジンの回転数制御	93
8.3 制御方式	94
8.3.1 概要	94
8.3.2 制御方式の定式化	95
8.4 制御性能	98
8.5 結言	101

	(ページ)
9. 船舶の省エネルギーと制御手法	111
9.1 緒言	111
9.2 船舶における省エネルギー問題	111
9.3 省エネルギーのための制御手法	114
9.4 結言	119
10. 結論	123
謝辞	125
参考文献	126
付録	128

1. 緒論

タンカー、コンテナ船などの海上での輸送手段としての船舶、あるいは石油掘削船・しゅんせつ船などの海上での作業を行う船について昨今の顕著な動向の一つとして自動化の推進が挙げられる。

この動向は、一般商船では昭和40年代に始まる。当初は、運行費の低減のため乗組員の削減を行うことと、厳しい作業環境の改善を目的として自動化が進められたが、50年代のオイルショックを契機として、省エネルギーにより運行費用の削減を目指すことが主眼となり、その後の業界の不況期間を経て、最近では省エネルギーと完全無人化が志向されるなど、社会状況により様々に形を変えてきた。

一方、作業船の分野では特に省人化に焦点を当てた自動化が進められている。

筆者は、このような動きの中で商船や作業船について自動化システムの研究開発を行い、操船から機関装置さらに荷役装置など船舶全般について機能の向上に努めてきた。

本論文ではその中で特に一般商船の省エネルギーを目的とした制御システムの研究についてまとめる。

一般に船舶の制御問題は、(a) 強い非線形系、(b) 非定常問題、(c) 非常に大きい外乱、(d) 状況により変化する系の特性、(e) 多変数問題 等の特徴を持っている。

しかし、これらに対応出来る一般的な制御手法はまだ確立されておらず、従って実システムの構築に当たっては制御理論と共に最適化制御のような実用的な手法が多用された。特に最適化制御は古典的な手法として昨今顧みられることのなかったものであるが、筆者の研究の結果、現代制御や古典制御手法の上位機能として有効な手法であることが明らかになった。

こうして開発された制御システムにより船舶の運行費の大幅な削減が可能となり、最近の船舶ではもはやこれらの自動化システム抜きに建造することは有り得なくなっている。

2. 船舶概論

2.1 緒言

船舶についての諸問題に言及するに当たり、関係する用語の概念を明確にする。

「船舶」とは、水上あるいは水中で何らかの用途に供され、かつ自己移動が可能なものを言うが、用途によってまたいくつかに分類される。

最も大きな割合を占めているのが人や品物を運搬するために使用されるもので「一般商船」といわれる。また、軍用として用いられるものは「艦艇」、海洋工事などの作業をする専用船は「特殊船舶」という。¹⁾

船舶を構成する要素は、上記のいずれについても、「船体」・「推進装置」・「機関装置」・「甲板諸設備」である。

2.2 一般商船

一般商船は、タンカーやコンテナ船その他貨物船のような大型のものから遊覧船のような小型のものまで、人や品物の移送などの商行為に使用される船舶を総称するものである。

一般商船の運航は、港で荷を積み目的地へ向かい、荷を降ろして次の積み荷港へ向かうのが基本的なパターンとなっている。これを作業内容で分類すると、

- (a) 港での荷役作業
- (b) 港への入出港および離接岸作業
- (c) 通常航海

に分かれる。

本研究では、この一般商船の運航における省エネルギー問題を取り上げたが、これは通常航海を対象とするもので、荷役作業や入出港・離接岸作業については、作業を行う時間が短いことから、省人化の対象となっても省エネルギーに対する寄与は少ない。

2.3 特殊船舶

特殊船舶は、特定の作業を行うことを目的とするため、作業内容に応じた各種の設備が装備される。しかし、船舶として航行するための機能も併せ持ち、その程度は、必要最小限のものから一般船舶と同等のものまで多様である。

この分野の船舶は、石油掘削船やしゅんせつ船・海底ケーブル敷設船等多岐にわたっており機能を集約できない。しかし、いずれも乗組員の削減問題を抱えており、自動化による対応が今後の大きな課題となっている。²⁾

2.4 その他

それ自体推進器は持たないが、海洋作業に供される専用浮体も多数建造されている。船舶の建造や修理に使用される浮きドックは広い作業甲板を持ち、甲板を水中に沈めて船舶をその上に引き入れ、水上に浮上させて作業を行う設備である。

また、クレーン船は海上における架橋作業のような重量物の上げ降ろしを行う専用設備で、巨大なクレーンアームを甲板上に装備している。

これらの作業浮体についても省エネルギーよりはむしろ多数の作業員を必要とすることから、自動化による省人化の推進が課題となっている。³⁾

3. 一般商船における省エネルギー問題

一般商船における省エネルギーは、航海における燃料の消費を少なくすることである。このための方策として、船体やプロペラ形状・エンジン構造など固定設備の改良と、それらを活用する制御システムの採用がある。また、問題の対象として、航海中の船体運動にともなう抵抗や航路長の増加等を抑えることと、機関部における燃料消費を効率よくすることに大別される。

本論文では船体運動と機関部の制御システム化に関して、筆者等が研究開発し実用化した種々のシステムと共に、実システムへの適用に当たり整備を進めた制御手法についてまとめる。

以下にそのシステム名を示し、次章以下でその各々について詳説する。

船体運動の制御システム

- (a) 最適自動操舵システム
- (b) 帆装商船の自動操帆制御システム

機関部制御システム

- (a) エンジンの電子式燃料噴射制御システム
- (b) 可変ピッチプロペラとエンジンの最適組み合わせ制御システム
- (c) 発電装置の最適運転制御システム
- (d) 荒天航行におけるエンジンのダイナミック制御

4. 最適自動操舵システム^{3), 4)}

4.1 緒言

船舶の操船に関わる問題は、

- (a) 大洋中あるいは広い海域を航行する場合
- (b) 海峡、湾内のような狭水路を航行する場合
- (c) 港内で、岸壁に接舷あるいは岸壁から離舷する場合

に大別される。

この中で、(c) 港内での操船については、船の大きさにもよるが、タグボートの支援を受けたり、錨あるいは岸壁との間に張られたロープの巻き取りや繰り出しを行う複雑なものとなる。一方、(a) と (b) についてはいずれもプロペラと舵によって船を目標の航路に従って直進あるいは曲進させるものとなる。

船の運動を制御するためには船位の測定が不可欠であるが、従来技術では十分な精度での船位の測定が出来ないため、(b) や (c) の問題については自動化は進んでいない。また、(a) についても数時間毎に船位を測定し、その結果により船の進行方向（方位）を決めこれを保つ制御を行うのが一般的であった。

設定された方位を維持するように舵を自動操作するシステムを自動操舵装置（オートパイロット）と言う。

このオートパイロットは、方位についての維持機能はあっても船位については無制御である。したがって、潮流や風により、方位は維持されても船位は予定航路を外れていることが起こるため、操船者は目標方位の設定に際し外的因子の影響を常に考慮する必要がある。

また、船体方位の制御についても、舵の効果が載貨状態や波の方向、船の速度などにより大きく変化するものであるため、潮流に逆らって進む場合には効いた舵が、潮流に乗って進む場合には効かなくなるのは良く知られた事実である。

穏やかな海では制御できたものが、荒れた海では頻繁に舵を動かし、しかも方位も安定しなくなる。これも舵角に対する方位変化の動特性が変わることにより生じるもので、タンカーや鉱石運搬船のような肥大船形船では一般的な問題である。

さらに、船の進行方向を変更する場合（変針）、この動特性の変化は、新しい方位に落ち着くまでにオーバーシュートを生じたり、軌跡がその都度変わることになり、変針完了点の予測ができないなど、安全上ゆゆしい問題を来していた。

本研究では、従来のオートパイロットが持つこれらの問題を考慮し、設定方位を維持する操船（保針）では必要最小限の舵操作により進路の安定を保つとともにエネルギー損失を最小限度に抑え、変針時には船体特性や外的条件の変化によらず所定の軌跡を描くことのできる新しいオートパイロットを開発した。

4.2 操舵系統⁶⁾

船舶の操舵系統は、

- (a) 船尾に取り付けられた舵
 - (b) 舵を電気油圧式サーボ機構により動かす操舵機
 - (c) 舵輪などの舵角設定器
- から構成される。

操舵機には油圧モータと油圧シリンダによるものがある。大型船で一般的な後者は、図4-1に示すように直線運動をする油圧シリンダとこの直線運動を回転運動に変換する機構から成り、その回転軸が舵に直結されている。この舵の角度はフィードバックされ、舵輪による設定値との比較の結果に基づいて電磁弁を操作し右あるいは左に回るように油圧シリンダへの油の流れを切り替える。

この操舵システムの特性をブロック図で表すと図4-2の様になる。

図中の不感帯は、電磁弁の頻繁なON-OFFを避けるために設けたもので、 T_p は、サーボモータの時定数を示す。また、リミッタは舵角偏差の上限値としての急激な動作を制限し、 T_e は油圧シリンダの容積に相当する舵の旋回時定数である。

4.3 オートパイロット（自動操舵装置）

オートパイロットは、先にも述べたように、船の進行方向（船体方位）を設定しこれを維持するように舵を自動操作するシステムである。

システムの構成は

- (a) ジャイロコンパスなどの船体方位の計測装置
- (b) 目標船体方位の設定器
- (c) 設定方位と実方位の差に基づき制御量である舵角設定値を演算するコントローラ（制御器）

から成る。

制御量の演算方式として最も基本的なものが、方位偏差に比例する量とその時間変化の積分量及び微分量をそれぞれに重みを考慮して加え合わせる、比例+積分+微分（PID）方式によるものである。

このPID制御器を含めた自動操舵システムのブロック図を図4-3に示す。

なお、舵に対する船体方位の変化すなわち船体特性は厳密には非線形性を考慮する必要があるが、一般的な議論では最も簡単な2次遅れ系として扱うことができる。

オートパイロットを用いた操船は、船を直進させる場合（保針）には、現在位置と目標位置から決まる方向に潮流や風の影響を加味して設定方位とし、これを維持していく。また、針路を変更する場合（変針）は新航路と旧航路の交点（変針点）において設定方位の変更を行うのが一般的である。ただ、この変針については先に述べたように、新方位に滑らかに移行しなかったり、方位は変わっても新航路に乗らない場合が多いことなどから、日本では諸外国と異なり、舵輪を直接操作する手動操船を行ってきた。

4.4 最適化保針制御

4.4.1 概要

PID方式によるオートパイロットが使用されるようになって以来、操船作業は大幅に省力化され、昨今の船舶にとって不可欠なものとなっている。しかしまたその不具合点多々指摘されこれまで種々の対策が考案されてきた。

特に省エネルギーが強く叫ばれるようになってからは、操舵による抵抗増加の抑制に注意が払われ、穏やかな海ではそれほど舵を操作することなく保針が出来た

ものが、荒天になると大きな舵角で舵を頻繁に操作するようになる問題が最も大きな課題として取り上げられるようになった。

これは、波や風のような外乱により一時的に方位がずれることに対しても制御動作を厳密に行おうとするために生じるものである。また、舵による方位変化の特性が、載貨状態・船速・外乱等によって変化し、安定系から不安定系に移行する結果ハンティングの形で起こる場合もある。

これらはいずれもPIDの各ゲインを固定して使用することが原因となっており、状況に応じてその都度ゲイン調整を行えば回避できるものである。

これまで行われた試みの最初のもは、あらかじめ荒天—平水の2種類のゲインを用意しておき、乗組員が状況により切り替えて使用するものであるが、多様な状況には十分に対応することが出来なかった。

また、最適制御問題として、線形船体運動モデルの同定・最適ゲインの算出を繰り返し行うもの、あるいは、適応制御の問題として、線形モデルをオンライン同定しつつ最適ゲインを求めるもの等が考案されたが、いずれも本来非線形性の強い特性を線形化しており最適性に疑問の残るものであった。

筆者らはこれらの諸問題を考慮して、

- (a) 非線形系であっても最適状態が保証された制御が行なえること。
- (b) マイクロコンピュータのような小型装置で実現でき、価格の上でも採算に見合う実用性の高いものであること。

という条件を満足するシステムの開発を行った。

4.4.2 制御アルゴリズム

船舶の運行中に生じる船体特性や外乱の変化は、非常に大きな変化範囲を持つものの、入出港時を除けばそれほど急激なものではないことから、本システムでは最適化制御を適用することとした。すなわち、PID制御のゲインの最適値を最も確実な直接探索法により求めた。

ここで、最適化を進めるための評価関数として、本システムの目的が航行時の省エネルギーを図るものであることから、船体運動に関係するエネルギー損失量を表す関数を採用した。

図4-3に於いてPIDコントローラを離散系で表現すると(4-1)のようになる。

$$u_0(k) = \frac{(k_p + k_i + k_d) - (k_p + 2k_d)z^{-1} + k_d z^{-2}}{1 - z^{-1}} e(k) \quad (4-1)$$

また、評価関数Jは

$$J = \left[\sum_{k=1}^n (e(k)^2 + \lambda u(k)^2) \right] / n \quad (4-2)$$

で与える。(7), (8)

ここで、 k_p, k_i, k_d はそれぞれコントローラの比例ゲイン、積分ゲイン、微分ゲインである。

評価関数は操舵による抵抗の増加と、方位のずれによる航行距離の増加の観点からエネルギー損失を評価するもので、重み係数 λ は方位誤差の重要度を勘案することができるようにしたものである。

制御方法は、船体方位が目標値に一致するようにPID制御を働かせながら、その k_p, k_i, k_d 等のゲインの値を上記のJが最小になるように調整していく。このゲイン調整の具体的な方法は以下の通りである。

保針制御を行う上で、特に動的な変化に対する安定性に大きな影響を持つ比例ゲイン k_p と微分ゲイン k_d を可調整とし、影響度の少ない k_i については、アルゴリズムの簡略化のため固定とする。

ここで、 k_p と k_d に図4-4に示すように、

k_p を Δp 大きくした時、 k_d について Δd 大きくした場合と Δd 小さくした場合の2水準、

k_p を Δp 小さくした時、 k_d について同様の2水準、

合計4水準の摂動を与え、各々について評価関数を測定し、その結果に基づいて各ゲインの摂動の中心値を逐次変更していく。

このゲインの変更アルゴリズムの一例として下記のような方式が考えられる。

$$\begin{aligned}
k_{pb}(n+1) &= k_{pb}(n) \\
&\quad + G_p[(J_3(n) + J_4(n)) - (J_1(n) + J_2(n))] \\
k_{db}(n+1) &= k_{db}(n) \\
&\quad + G_d[(J_2(n) + J_4(n)) - (J_1(n) + J_3(n))]
\end{aligned}
\tag{4-3}$$

ここで k_{pb} , k_{db} は、それぞれ比例ゲイン、微分ゲインの摂動の中心値、
 G_p , G_d は摂動中心値変更ゲイン、 $J_1 \sim J_4$ は図 4-4 における各区間の評価関数の実測値、 n は n 回目の試行であることを示す。

4.4.3 実船試験

(1) 試験概要

本制御の性能確認の為、マイクロコンピュータにより制御装置を製作し、実船に図 4-5 に示すように従来型のオートパイロットと並列に設置し、随時切り替えて使用できるようにした。

供試船は、船体長(L) = 230 m, 船幅(B) = 38 m, 船高(D) = 20 m
 載貨重量 = 86,000 DWT のばら積船で、日豪及び北米航路に就航している。

試験は 1 年間にわたって行われ、4 時間毎に従来型オートパイロットと本装置を切り替えて使用するとともに、制御性および省エネルギー効果の評価のために、針路偏差・舵角・船速・主機軸馬力・風向・風速・波浪等のデータを収集した。

(2) 試験結果

図 4-7 にゲインの最適化を行った結果を示す。従来方式に比べ評価関数 J の値が 30% 以上も低くなっており、円滑な制御が行われていることが判る。

また、図 4-8 は制御性の比較のため連続して行った本装置と従来型装置の適用試験結果について、針路偏差と舵角の時間変化を示したものである。

本装置による制御の特徴として、従来型に比べ操舵量および操舵回数が非常に少なくなっているが、一方針路偏差はそれほど大きくなっていないことが挙げられる。大角度の操舵は船体抵抗の増大につながるものであるから、本装置によるこのような操舵は省エネルギーを図る方式として有効なものと考えられる。

省エネルギー効果の定量的な把握のためには、航行中の船速と主機軸馬力の関係を調べれば良い。

本実験では、主機軸馬力 P が船速 V の3乗に比例するという関係(4-4)を利用してその比例定数 C について比較を行った。

$$P = C \cdot V^3 \quad (4-4)$$

図4-9は約1年間の航海によって得られたデータについて、満船時と空船時とに分け、船速 V と軸馬力 P の20分間の平均値を、本装置と従来型装置の区別をしてプロットしたものである。

なお、実験中の気象や海象の変化の影響は、実験と並行して測定した風や波のデータより、軸馬力 P を平水中の場合に換算することで除去している。

この結果について、両者の比例定数 C を最小二乗法により求めると、本装置についての比例定数 C は従来型に比べ、満船時で約3.5%、空船時で約1%小さくなっている。このことはとりもなおさず等量の省エネルギーが効果があったことを示すものである。

満船時と空船時の効果の差は、後者の方が船体特性が安定しており、従来型のオートパイロットでも十分な制御が行えたことを示している。

4.5 変針制御

4.5.1 適応型変針制御

オートパイロットの機能として変針制御は不可欠のものであるが、前述のように従来のオートパイロットでは、保針制御のゲインのPIDコントローラで方位設定値を変更していたので、その時々条件により軌跡が定まらないことがあり狭水路あるいは過密海域での操船の安全上重大な問題となっていた。

このため本システムでは軌跡が規定できることを第一要件とし、モデル規範型適応制御による変針制御システムを開発した。

図4-10に変針制御系の構成を示す。

制御装置は、規範モデル・適応機構・コントローラから構成される。

制御の考え方は、変針の軌跡を円弧とすることが乗組員にとって自船の動きを最も把握しやすいことから、船速が一定の場合円弧軌跡となる、等角速度変針を行うこととした。

したがって、規範モデルは、設定方位 y_r のステップ的な変化を受けランプ状に変化する目標値を発生する。これに対して適応機構は系の特性を線形モデルとして同定し、コントローラはこの特性について目標値を実現する舵角設定値を計算する。

以下にそのアルゴリズムを定式化する。

図4-10に於ける舵角設定値 u_0 から船体方位 y に至る操舵系の特性を外乱も含め次式で表すものとする。

$$\begin{aligned} A(z^{-1})y(k) &= z^{-d}B(z^{-1})u_0(k) + u_d + v(k) \\ A(z^{-1}) &= 1 + a_1z^{-1} + a_2z^{-2} + \dots + a_nz^{-n} \\ B(z^{-1}) &= b_0 + b_1z^{-1} + b_2z^{-2} + \dots + b_mz^{-m} \quad (b_0 \neq 0) \end{aligned} \quad (4-5)$$

ここで $u_d + v(k)$ は波・風・潮流等の外乱を示し、 u_d はその定値成分（一定の慣性モーメント） $v(k)$ は変動成分である。 z^{-d} の d は操舵系の無駄時間を表す。パラメータ a_1 、 b_1 及び外乱 u_d 、 $v(k)$ は未知である。また、(4-5)式に関し

次の仮定を設ける。

- (a) $A(z^{-1})$ 、 $B(z^{-1})$ は互いに既約である。
- (b) $A(z^{-1})$ 、 $B(z^{-1})$ の次数 n 、 m 及び無駄時間 d は既知である。
- (c) $B(z^{-1})$ は漸近安定である。（すなわち、零点が z 平面の単位円内に存在する最小位相系）

ここで、制御の目的が変針時の各瞬間における船体方位 y を理想的な特性を持つ規範モデルの出力 y^* に追従させることであるので、操舵系の無駄時間 d だけ先の時刻 $(k+d)$ に得られる目標値を $y^*(k+d)$ とすれば、この目的は、

$$y^*(k+d) - y(k+d) = 0 \quad (4-6)$$

と表される。

この時、この目的を達成する制御則 u_0 は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} u_0(k) &= \{y^*(k+d) - P_0^T \phi_0(k)\} / b_0 \\ \phi_0^T(k) &= (u_0(k-1), \dots, u_0(k-m-d+1), \\ &\quad y(k), \dots, y(k-n+1), 1) \end{aligned} \quad (4-7)$$

$$P_0^T = (\beta_1, \dots, \beta_{m+d-1}, \alpha_1, \dots, \alpha_n, \gamma)$$

なお、実際には (4-7) 式のパラメータ P_0 及び b_0 は未知であるので、これらを推定値 $P_0(k)$, $b_0(k)$ に置き換えた (4-8) 式を用いる。

$$\begin{aligned} u_0(k) &= \{y^*(k+d) - P_0^T \phi_0(k)\} / b_0 \\ P_0^T &= (\beta_1, \dots, \beta_{m+d-1}, \alpha_1, \dots, \alpha_n, \gamma) \end{aligned} \quad (4-8)$$

$P_0(k)$, $b_0(k)$ の推定方法の一例として以下のパラメータ調整則 (適応則) によるものを紹介する。

$$\begin{aligned} P(k) &= P(k-1) \\ &\quad + \frac{F(k-1) \phi(k-d) \{y(k) - P^T(k-1) \phi(k-d)\}}{1 + \phi^T(k-d) F(k-1) \phi(k-d)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P^T(k) &= (b_0(k); P_0^T(k)) \\ \phi^T(k) &= (u_0(k); \phi_0^T(k)) \end{aligned} \quad (4-9)$$

$$\begin{aligned} F(k) &= (1 / \lambda_1) [F(k-1) \\ &\quad + \frac{\lambda_2 F(k-1) \phi(k-d) \phi^T(k-d) F(k-1)}{\lambda_1 + \lambda_2 \phi^T(k-d) F(k-1) \phi(k-d)}] \end{aligned}$$

$$(0 < \lambda_1 \leq 1, 0 < \lambda_2 \leq 2, F(0) > 0)$$

ここで、 $P(k)$ は推定パラメータベクトル、 $\phi(k)$ は入出力信号ベクトル、

$F(k)$ は適応ゲインマトリックスである。

4.5.2 実船試験

(1) 試験概要

本システムの機能確認のため幾隻かの実船を用いて試験を行った。制御装置については図4-6の制御装置に変針用ソフトウェアを組み込んだものを使用した。

前述の制御方式の具体化に際し、操舵系のモデル構造、すなわち(4-5)式の次数 n 、 m 及び無駄時間 d を決める必要がある。事前に行ったシミュレーションテストの結果によれば、操舵系モデルとしてARMAモデルを用いた場合、対象によっては推定されるプラントが非最小位相系(前述の仮定(c)が成立しないプラント)になることもあるため、“無駄時間+ARモデル”⁴⁻⁶⁾を採用し、モデル次数を $n=3$ 、 $m=0$ とした。また、使用する制御用コンピュータの演算速度がサンプリング周期に比して無視できないことを考慮し、モデル次数を $n=3$ 、 $m=1$ とする場合についても試験を行った。

無駄時間 d については、シミュレーションテスト及び船のステップ応答等に基づいて $d=5$ (サンプリング周期:3sec)とした。

また、実験の安全と操舵機の保護のため舵角設定値 $u_0(k)$ の振幅に制限値を設けることとし、実用システムで一般的な $\pm 10^\circ$ に設定した。⁴⁻⁷⁾

実験では、先ず舵を中央(舵角=0)と針路を安定させた上で船体方位の設定値をステップ的に変化させ、船体方位がその設定値に到達した後再び方位設定値を開始時の値にステップ的に戻すことを行った。

試験結果の一例を図4-11(a)、(b)に示す。

これらは、船体長 $L=214$ m、船幅 $B=32$ m、甲板高さ $H=18$ m、載貨重量64,000DWTのばら積み船についてのもので、試験時の載貨条件は空船、船速は6~6.5m/s(12~13ノット)である。

図4-11(a)はコンピュータの演算速度を考慮しない場合、図4-12(b)は演算速度を考慮した場合の結果である。

制御性能は、いずれの場合にも最初の変針では目標値 y^* に対し船体方位 y がややオーバーシュートやアンダーシュートを生じているが、二回目の変針につい

てはほぼ旋回角速度一定の変針を実現している。これはコントローラパラメータの推定が、最初の変針ではまだ十分に進んでいなかったのが、二度目の変針では完了したことを示すものである。

また、両図の比較結果より、コンピュータの演算時間を考慮した場合の方が舵の動きが小さくなり良好な制御性を示すことが明らかになった。

4.6 結言

船舶の操船における省エネルギーのための制御問題としてオートパイロットを取り上げ、保針時にはPID制御における比例ゲインと微分ゲインをエネルギー損失が最小となるように最適化し、変針時には適応制御により操舵による船体運動特性がどのように変わっていても船速が一定に保たれるならば定められた円弧軌跡により新しい船体方位に移行することができる新しい操舵制御システムを開発した。

本装置は、豪州及び北米航路に就航する船舶に一年間にわたって搭載され、従来のシステムとの比較試験の結果当初の目的を十分に満足させることが明らかになった。これにより本装置は実用化されることとなりその後200台を越える国内外の船舶に搭載されるに至っている。

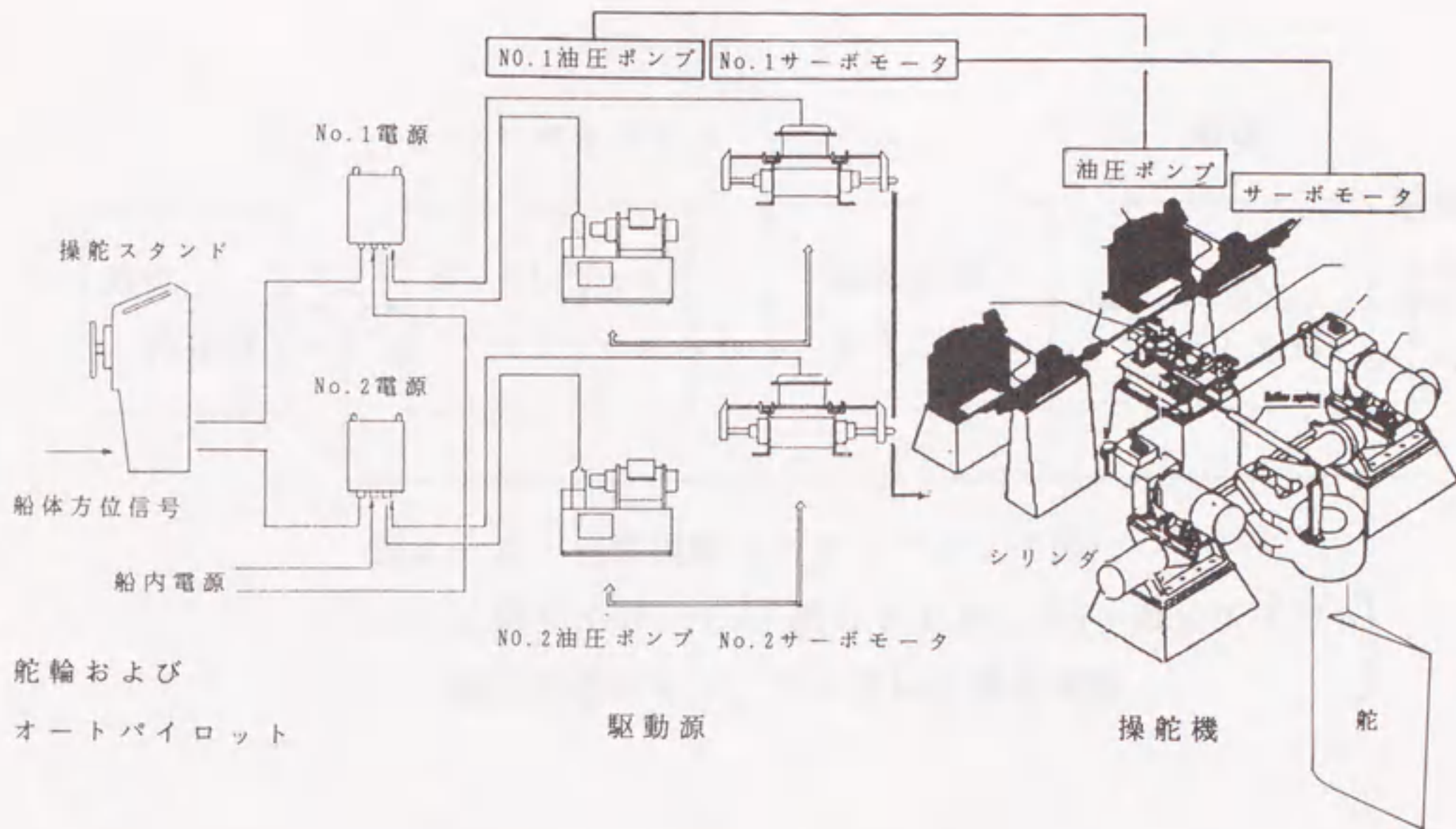


図4-1 操舵システム

舵輪

操舵装置

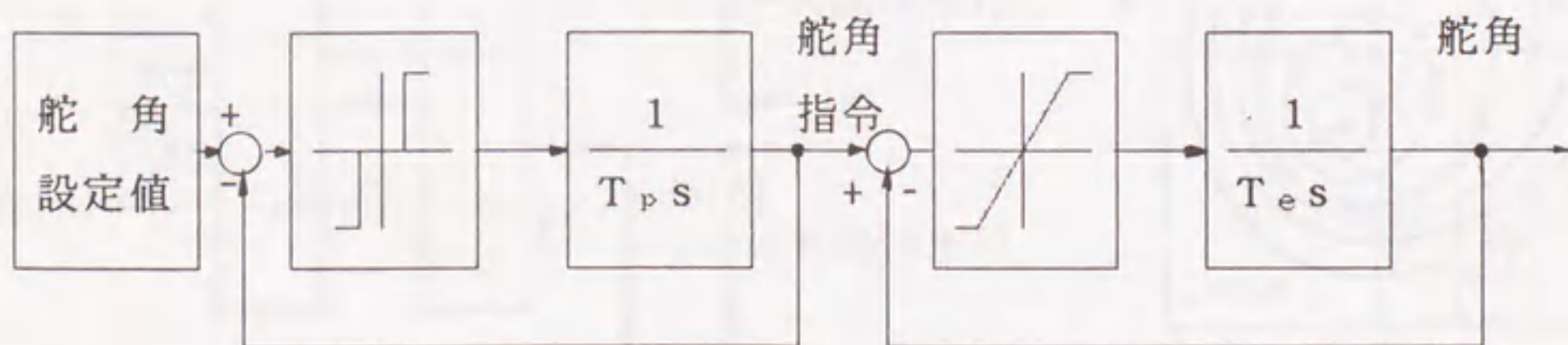


図4-2 操舵システム ブロック図

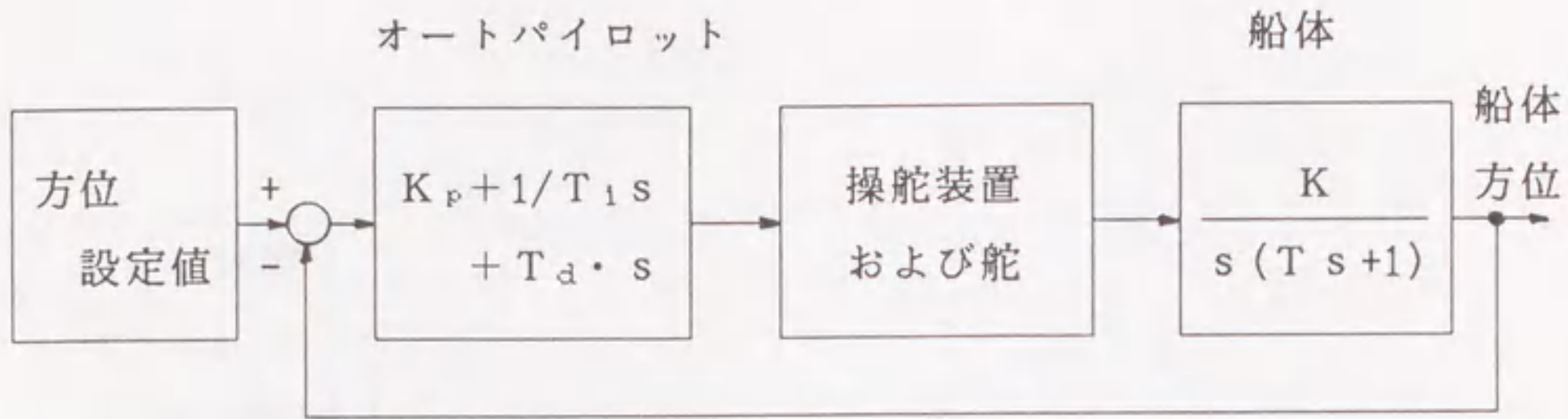
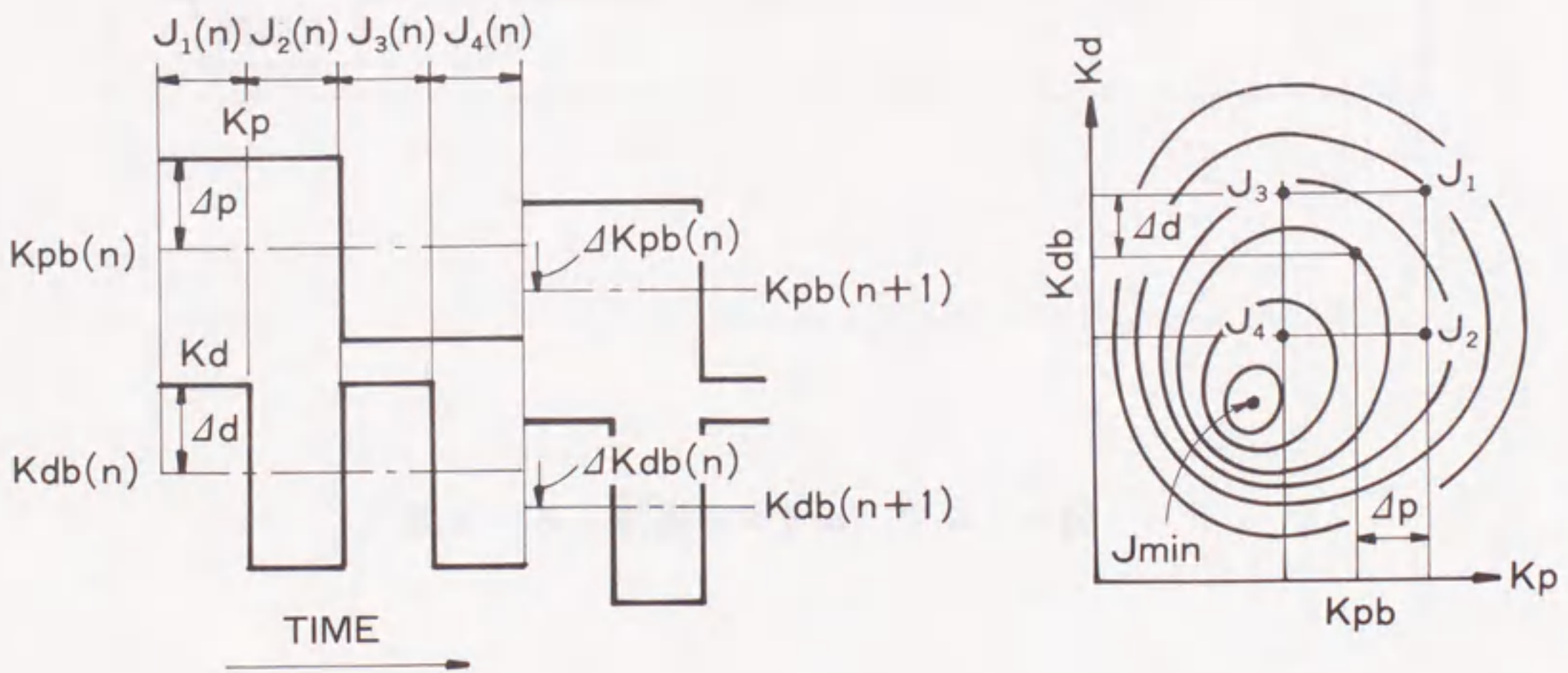


図4-3 自動操舵システムブロック図

$\left[\begin{array}{l} K_p : \text{比例ゲイン, } T_i : \text{積分ゲイン, } T_d : \text{微分ゲイン} \\ K : \text{船体応答ゲイン, } T : \text{船体応答時定数} \end{array} \right]$



(a) パラメータ摂動

(b) 評価関数

図4-4 ゲイン最適化概念図

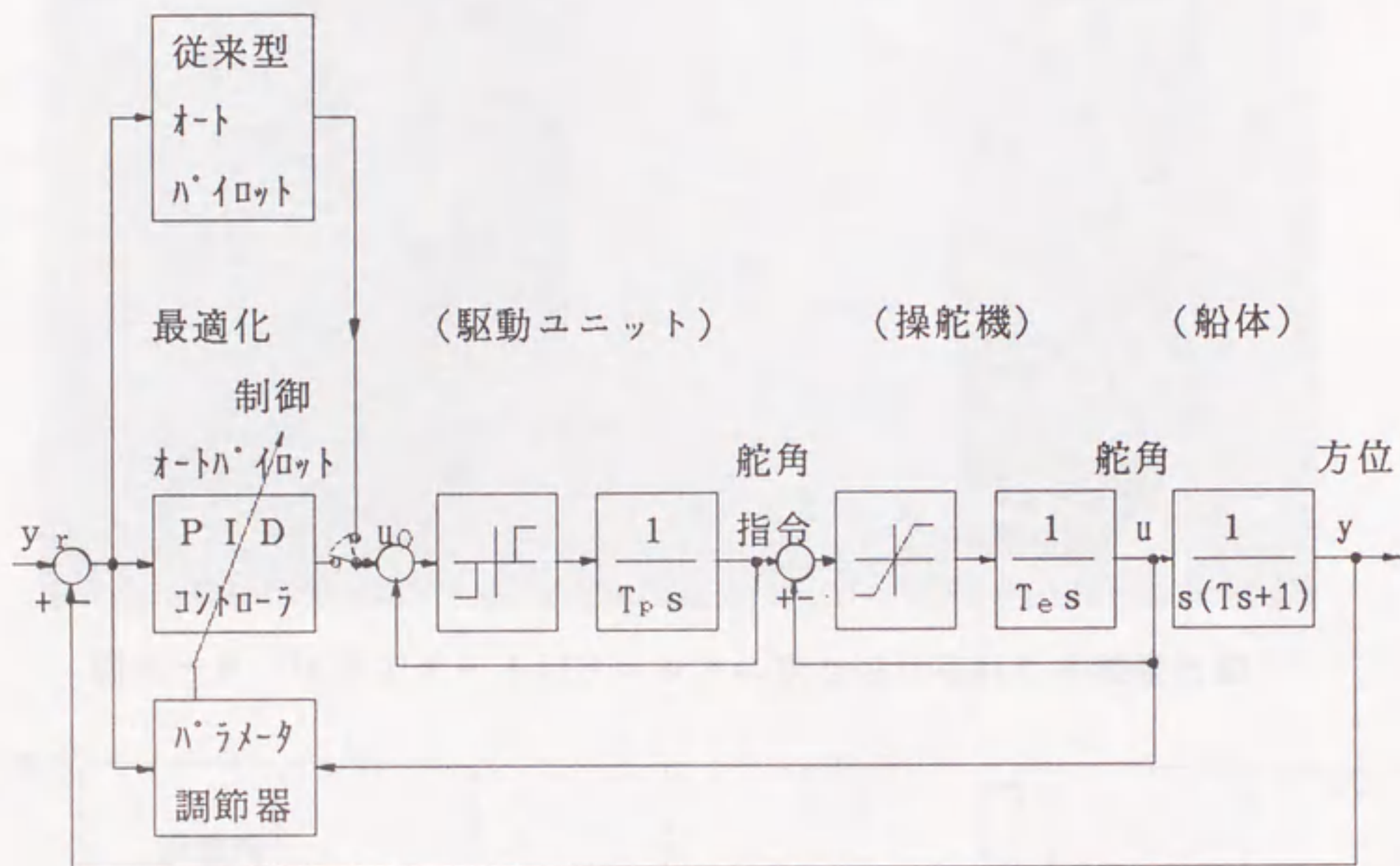


図4-5 試験システム ブロック図

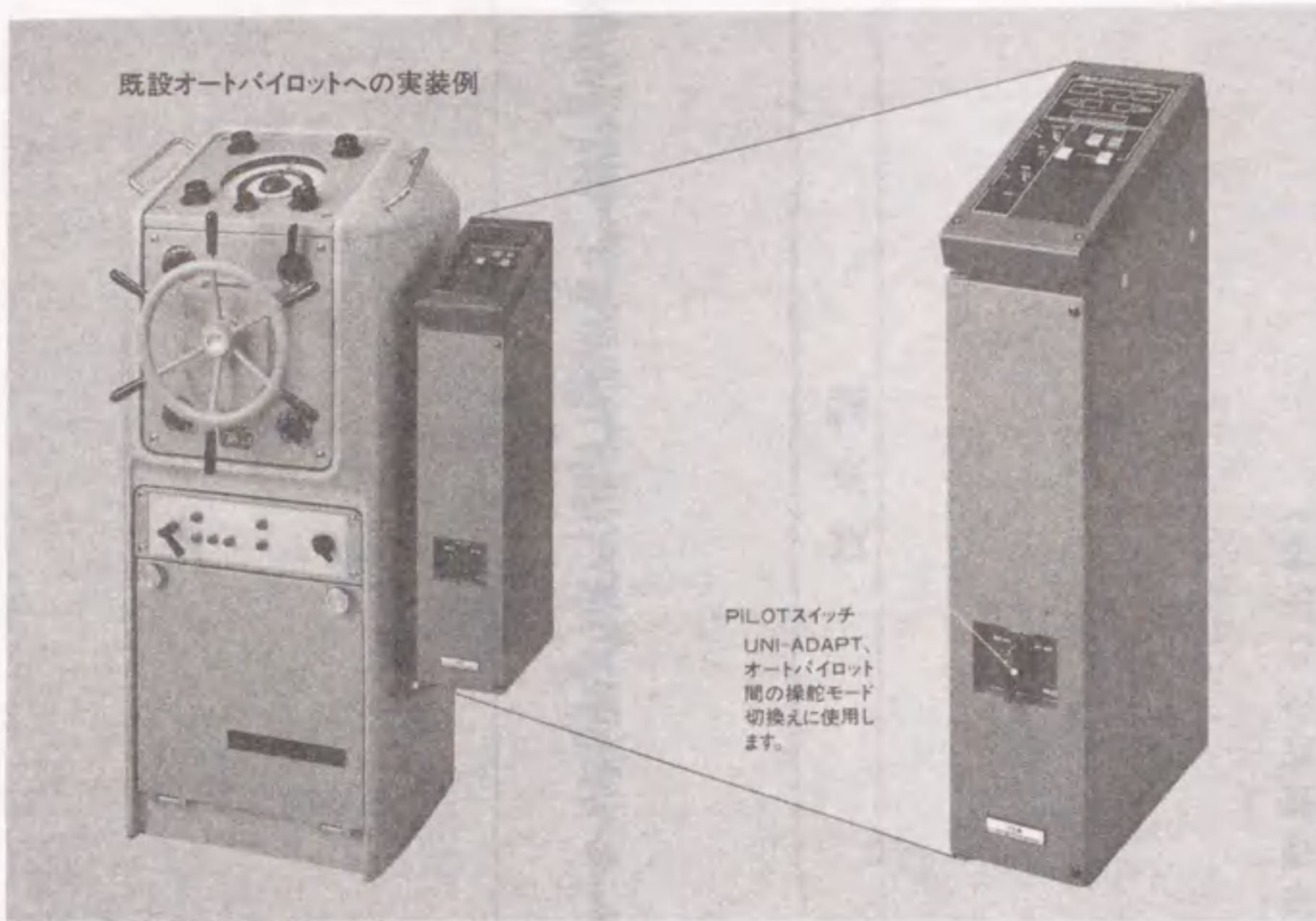


図4-6 従来型オートパイロットに取り付けられた本装置外観

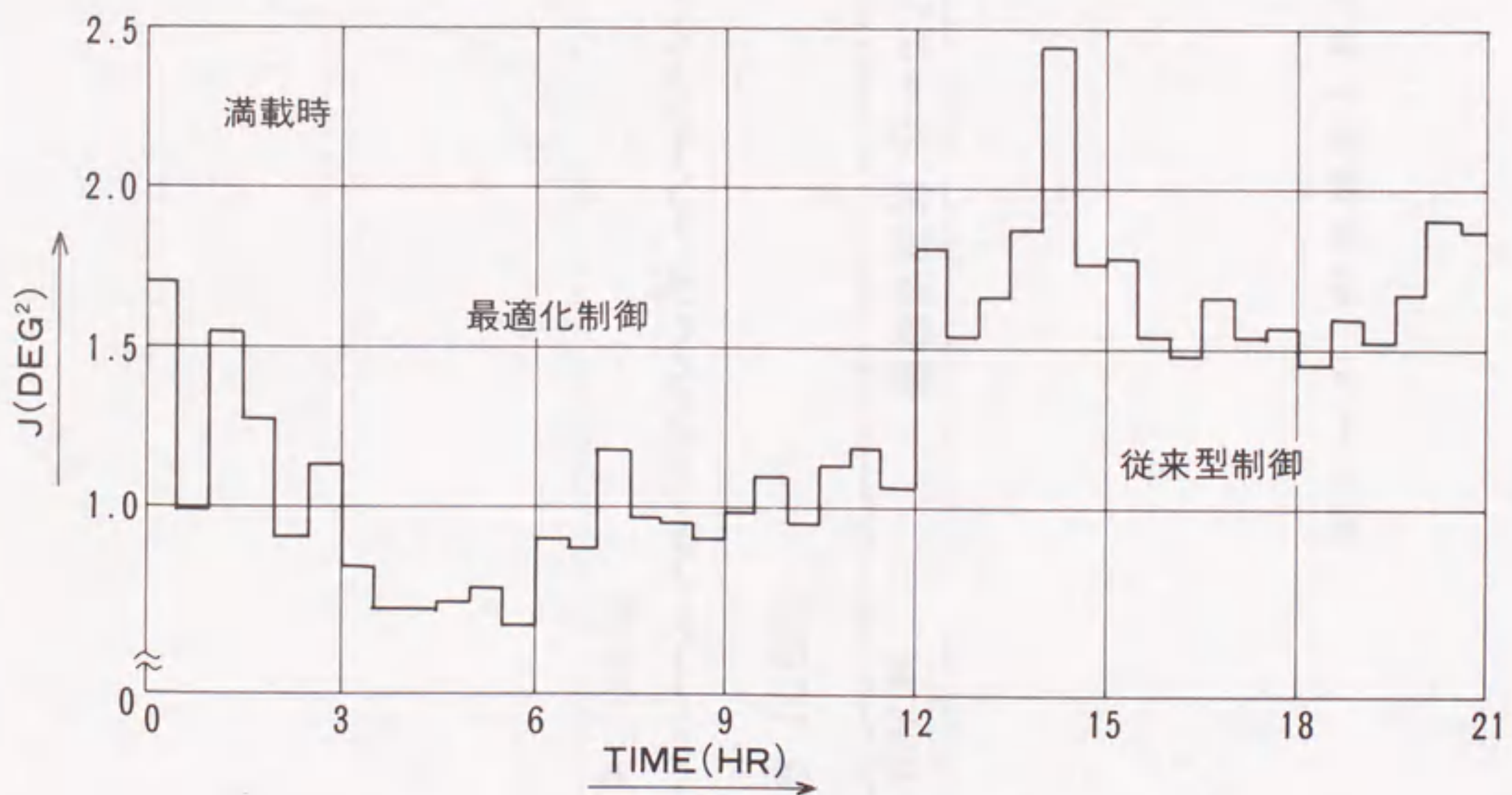


図4-7 評価関数の経時変化の比較

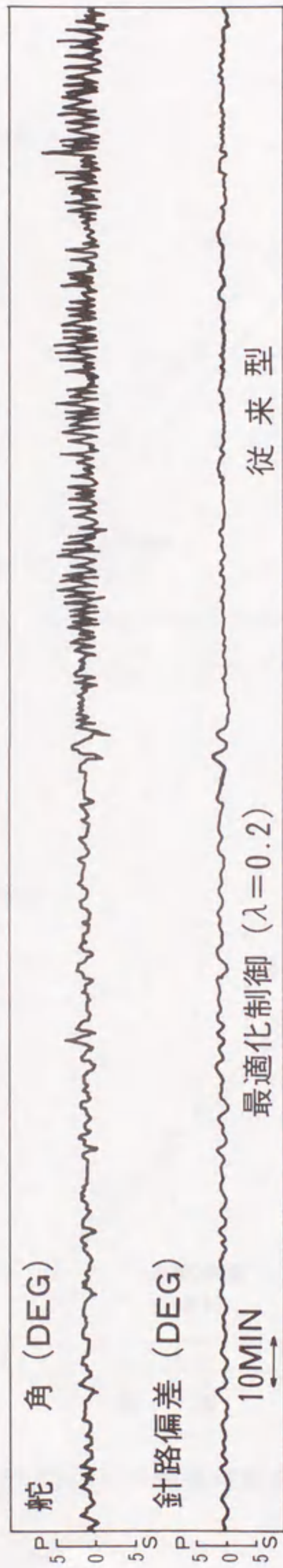


図 4 - 8 針路偏差と舵角 (従来型制御との比較)

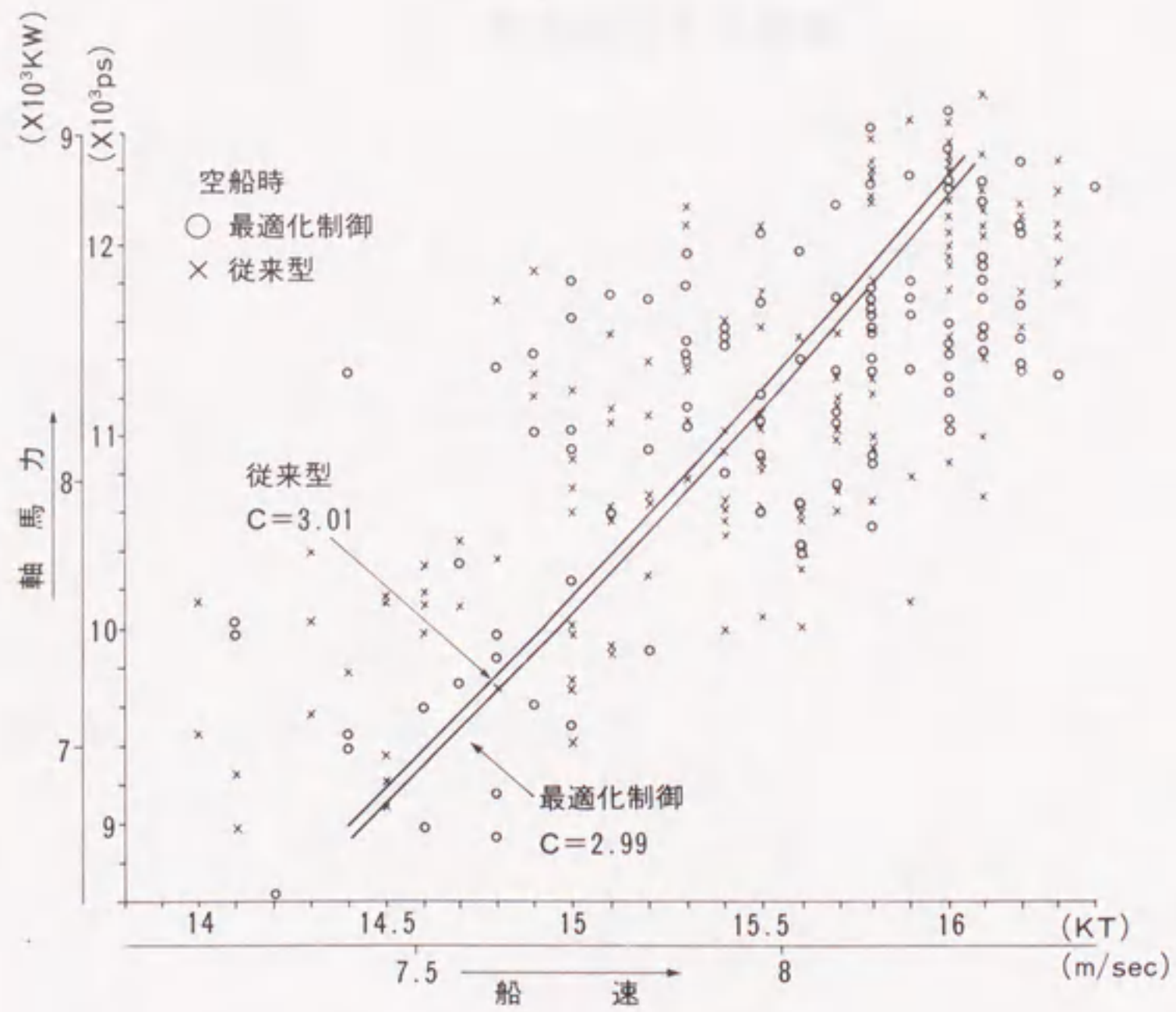
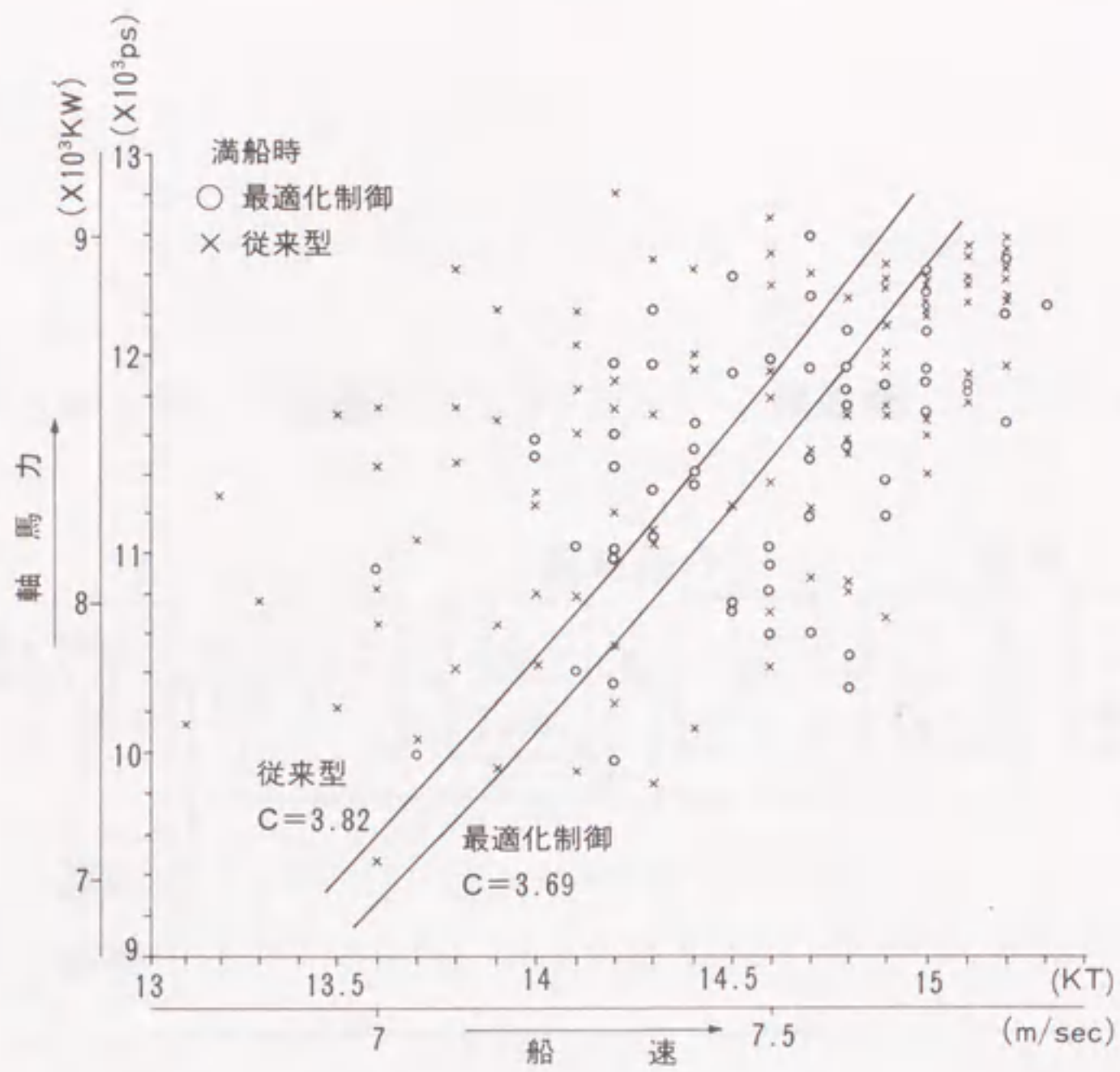


図4-9 船速と軸馬力の関係 (従来型との比較)

オートパイロット 駆動ユニット 操舵機 船体

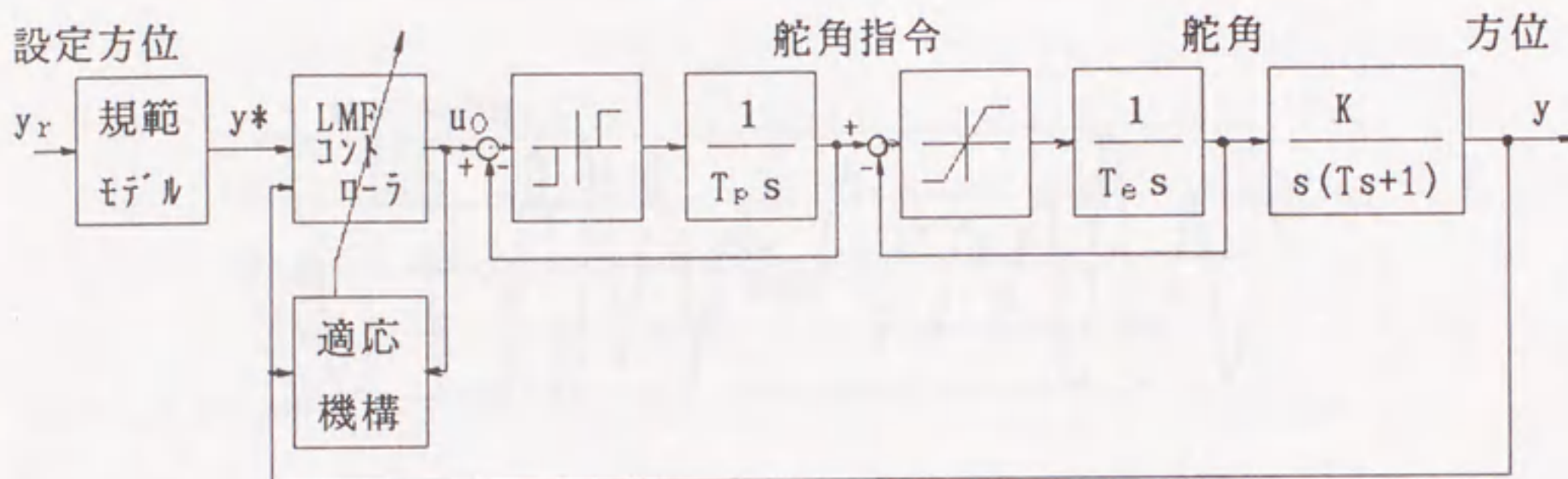


図4-10 変針制御系の構成

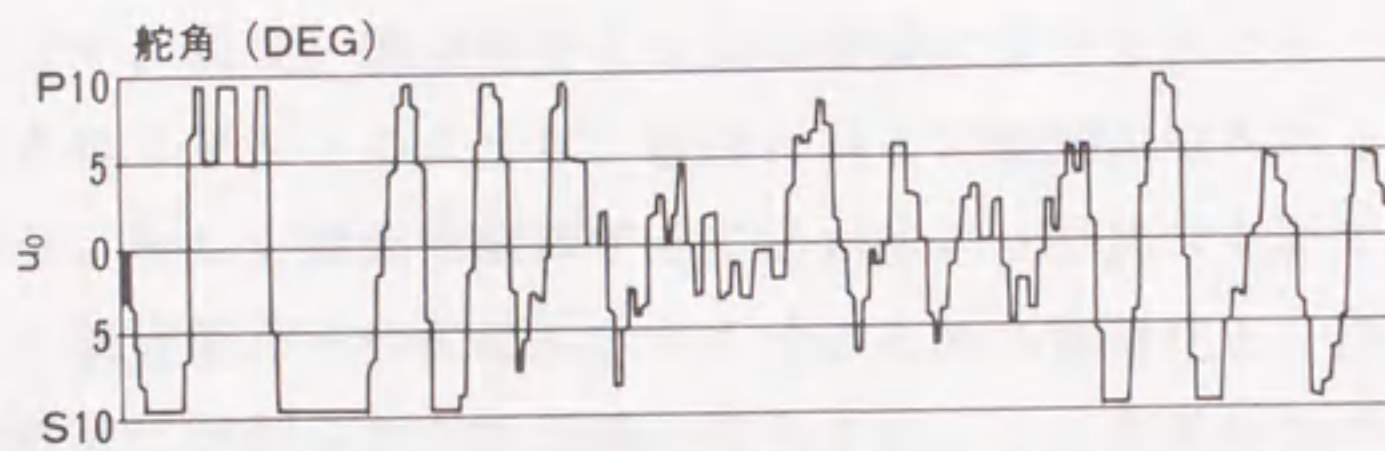
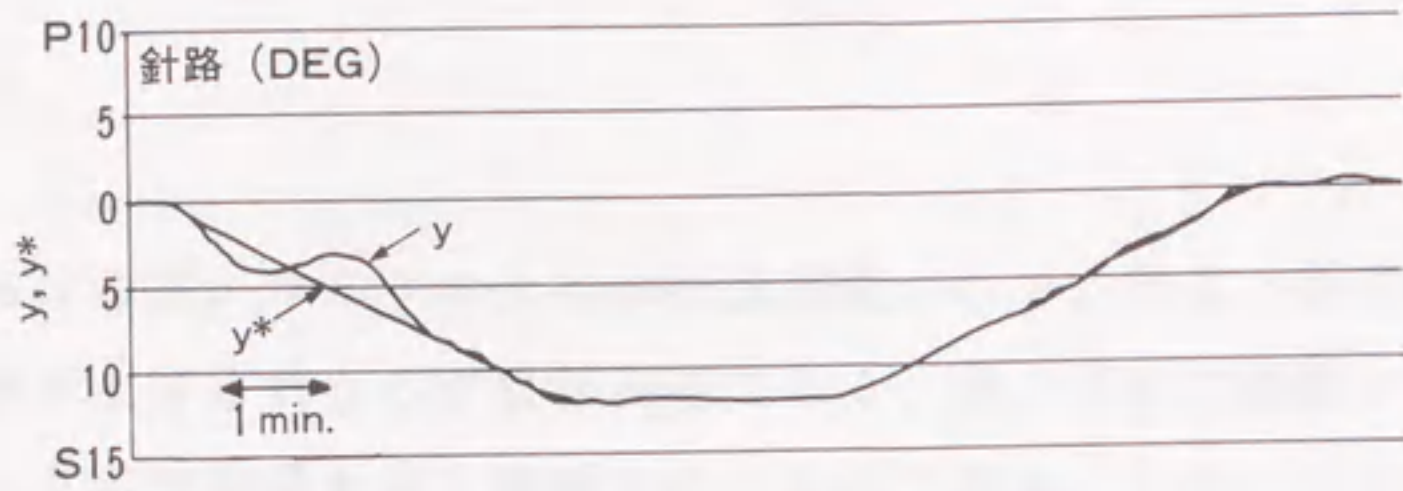


図 4 - 1 1 (a) 変針試験結果 ($n = 3$, $m = 0$, $d = 5$)
 y^* : 目標値

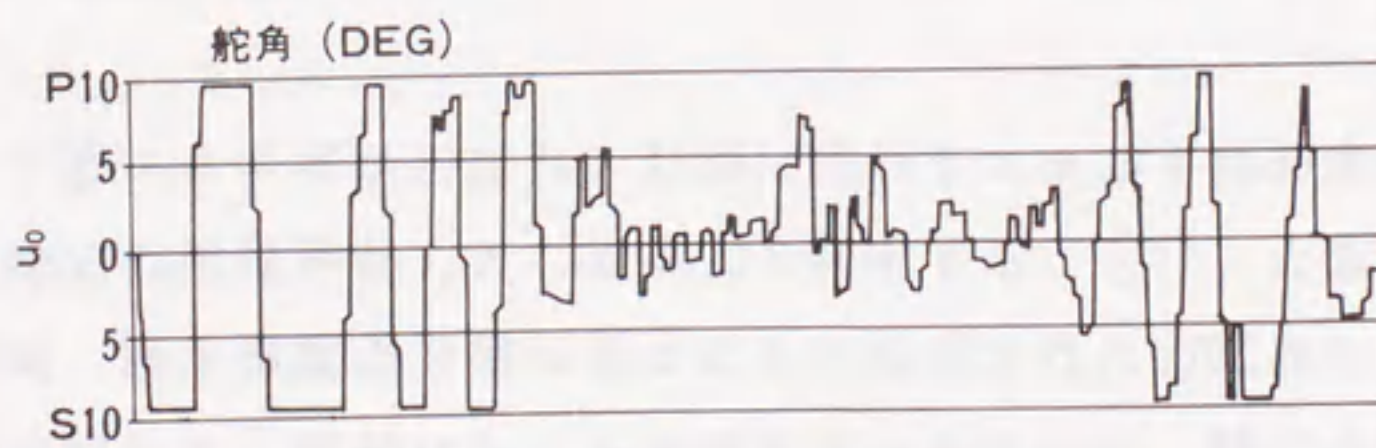
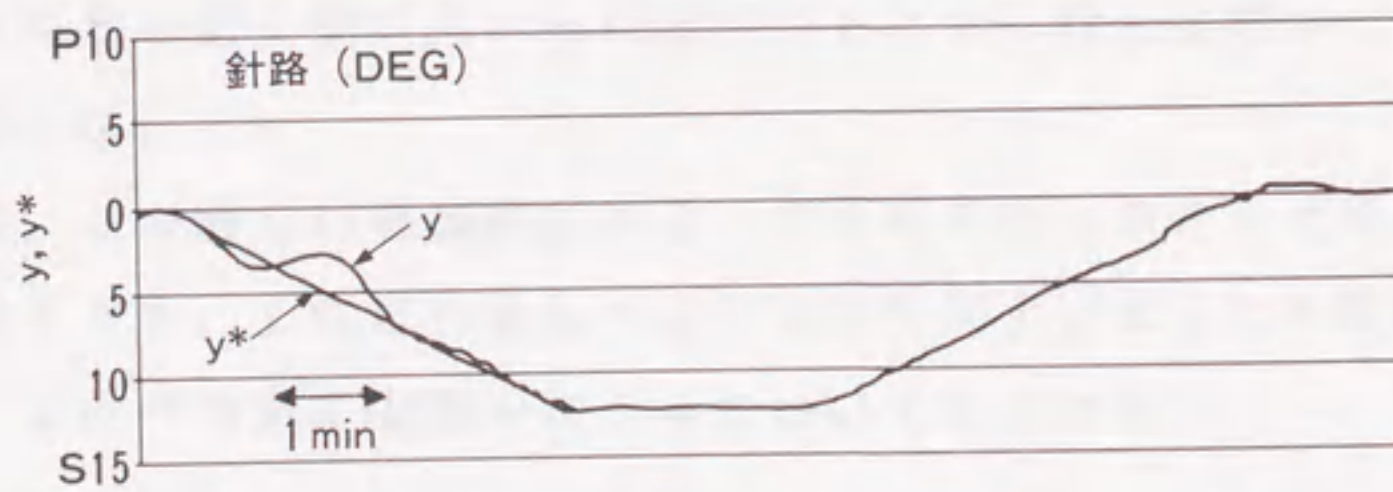


図 4 - 1 1 (b) 変針試験結果 ($n = 3$, $m = 1$, $d = 5$)
 y^* : 目標値

5. 帆装商船の制御システム^{11) .12)}

5.1 緒言

船舶における省エネルギーのための技術開発の中で、効果と話題性の観点から最も大きく取り上げられたのが帆装商船である。風力だけで運航される帆船は省エネルギーという点では最も良く理解されるものである。しかしこの帆船を現代商船の中へ取り込むためには、蒸汽船に移行するまでの間、海上交通の花形であったそのイメージや、現在、練習船として船員養成に使用されたり、スポーツやレジャーに使用されるヨットのような、経済行為とは無関係なものとなっている帆船の概念を破り、新しい概念を構築することが何より必要なことであった。

こうして、載貨能力への影響を少なくするための軽量化と、操作に人力を要しないための機械化が図られた帆装置が開発され、これを最も効率良く使用するため、常時、風の変化を監視し帆の状態を最適なものとする自動操帆システムが適用された。

この結果、新しい帆装商船は従来の帆船の持っていた詩情性を失うこととなったが、その概念は広く受け入れられ国内はもとより欧米に於いても多数の実用化を見るに至った。

本章では、この新しい帆装商船にとって不可欠のものとして位置付けられた操帆制御システムと、これに付随してより効率を向上させるため開発し適用されたエンジン・プロペラ系の制御システムについてまとめる。

5.2 新しい帆船の概念

世を挙げて省エネルギーが叫ばれ、石油に代わるエネルギー源を求める産業界の動きの中で、船舶の推進用動力として風力を利用することは、太陽熱発電、風力発電、波力発電、海水温度差発電などとともに注目された方式の一つである。しかしその利用に際して、帆船はかつて全盛を誇ったものの、時代の要求にそぐわなくなりついには廃れた技術であることを踏まえ、衰退原因の分析から次のような新しい概念に基づいた利用形態を考えた。

- (a) 現代の商船運航の基本であるスケジュール運航を保証するため、風力が利用できなくても定格船速が維持できる出力のエンジンを装備し、帆はこれを補助する「機主帆従」の機帆船とする。
- (b) 帆を使用する際の展帆、使用を止める際の縮帆作業および帆を風向に対し最適な角度に向ける旋回作業等の操帆作業に人手を要しないものとする。
- (c) 帆は空力特性を考慮した効率の良いものとし、必要最小限の大きさとするとともに設置に際しても甲板上の占有面積を極力小さくする。
- (d) 帆装置及び操帆システムは大型船舶への適用も可能なものとする。
- (e) 帆の装備による転覆・船体の破損等安全を損なうことがないよう十分な安全対策を施す。

風力を船舶の推進力として利用することは、D Y N A S H I P に代表されるように欧米諸国で日本に先行して検討や試設計が進められてきたが、これらの構想についてはこれまで実現に至っていない。その理由の最も大きなものは基本概念の相違にある。すなわち、欧米で検討された帆装商船は、極力、風力のみによる推進を行う「帆主機従」の考えに立つもので、初期投資額が大きく採算見通しが立てにくいことによるものである。

5.3 操帆制御

5.3.1 帆装置

新しい帆装商船の概念を満たす帆装置として、効率・操作性・耐久性・価格等の観点から検討を進めた結果、図5-1に示すように展帆時の基本形状は左右両縁部に翼形の膨らみを持つ縦長の矩形であるが、縮帆時には中央部及び左右両縁部と、縦に3分割し三角形の形に折り畳んで小さくすることが出来る構造のものとした。

帆面は周囲を鋼製のフレームで固定した帆布で形成されている。また帆の中央部はマストに固定されており、マスト基部の旋回装置により、マストと一体になって旋回する。

帆の展縮はマストに取り付けられた油圧シリンダの上下動をリンク機構により

開閉アームの動きに変えて行う。また旋回は、マスト基部に取り付けられた油圧モータにより行う。

5.3.2 操帆システム

新しい帆装商船の概念の重要なポイントの一つとして考えられているのが、操帆に人手を要しないことである。このため帆の展縮・旋回操作はすべて操舵室からの遠隔操作により行うことを前提としてシステムが構成されている。(図5-2)

帆の展縮・旋回を行う動力として前述のように油圧を用いる。油圧源としては、航行中は推進用エンジン、また、停船中は発電機用エンジンに直結して設置された油圧ポンプから供給されており、操舵室に設けられたスイッチの操作により、油圧系統の電磁弁が動作して、シリンダの上下動による展縮あるいはモータの回転による旋回を行なわせる。

なお、一般に油圧駆動のシステムは、実際に仕事をしない場合でも油圧ポンプは絶えず運転されているものであるが、本システムではその場合の損失も考慮にいれ、無駄のないように、必要以外は油圧ポンプを停止することとした。

5.3.3 制御システム

帆が風を受けて推力を発生する仕組みは、(a) 帆面に発生する揚力を利用する場合と、(b) 抗力を利用する場合とに分けることができる。

前者は、帆が翼と同じ効果を発揮する場合で、風に対し迎角を持たせて帆を置くと、翼と同様にその周りの流れにより揚力と抗力を発生するが、それらの力の船首方向成分が推力として利用できる場合である。

船の針路と絶対風向のなす角度即ち相対風向を θ_A 、迎角を α 、揚力を L 、抗力を D とすると推力 T は次式で与えられる。

$$T = L(\alpha)\sin\theta_A - D(\alpha)\cos\theta_A \quad (5-1)$$

また船が後方より風を受ける場合は、抗力そのものが推力となる。

前者では推力の大きさは迎角 α によって変わり、最初は α が大きくなるにともない増大するが、ある角度を越えると失速により急激に小さくなる。(図5-4)したがって、揚力を利用する場合は、常時、最大揚力が得られるように迎角を調整する必要がある。

また、抗力を利用する場合は、最大抗力=最大推力であるため、風に対し受圧面積が最大となるよう帆の角度を調整する必要がある。

一方、風が弱すぎたり、強すぎて転覆の危険性があり、推力として利用できない場合は、抵抗による推力の損失や風圧の影響を極力小さくする必要があるため、帆を畳みその角度を調整する。

すなわち、風が推力として利用できる場合は、帆を開き最大推力が得られるように風向に対し帆角を制御し、利用できない場合は、縮帆して抵抗が最小となるように風向に対し帆角を制御し、損失を抑えるとともに安全の維持を図る。

前者を適帆制御、後者を向風制御と名付ける。この概念を図5-5に示す。

(1) 適帆制御

任意の相対風向に対して常に最大推力が得られるように帆角を制御するためには、上述のように相対風向毎に最適迎角が存在するので、これに従って帆角を決めて行けば良い。すなわち、帆面の中心に立てた垂線の方角と船首方位のなす角度を帆角 θ_s と定義すると、

$$\theta_s = 90 - (\theta_A - \alpha) \quad (5-2)$$

なる関係がある。

最も大きな推力が得られる最適帆角は、ローリングなどの船体運動や、載貨条件(喫水)の影響等によって、最適な迎角 α の値が異なるため簡単には定まらない。しかし、第一次近似として、それらの影響は小さいものとして無視することで、模型を用いた静的な風洞実験により、相対風向と迎角を変えながら推力を測定して得られる最適迎角 α_{opt} を用いることが出来る。

すなわち、風洞実験による最適迎角 $\alpha_{opt} (= f(\theta_A))$ を用いて、最適帆角 θ_{sopt} は

$$\theta_{\text{sopt}} = 90 - (\theta_A - \alpha_{\text{opt}})$$

(5-3)

で与えられる。

この最適帆角に基づく操帆制御は、図5-6に示す開ループ制御である。

(2) 向風制御

風速が安全上定めた上限値を越えたとき、あるいは、相対風向が正面となり推力の発生が不可能となったとき、帆をたたみ、受圧面積を小さくして、安全の維持や抵抗の軽減を図る。

基本的な考え方は、帆角の正面を相対風向に向かわせるもので、最適帆角は、(5-3)式により与えられる。

操帆制御は適帆制御と同様に、図5-6に従って行う。

5.4 主機制御

5.4.1 概要

先にも述べたように、帆によって得られた推力を船の推進に反映させる方法として、(a) 推進用エンジン（以下主機と言う）の出力を一定に保つ場合と、(b) 船速が一定になるように主機出力を制御する場合が考えられる。

一般に船舶の運航は、海峡・水道・運河の通過、入出港、荷揚げ等時間に制約される要素が多く、スケジュールを守る運航が心がけられている。

したがって、(a) の帆によって得られた推力をエンジン推力に加算することは、船速を早めることになり、目的地への到達時間が短縮されることになるが、時間待ちを強いられ船の運航効率の向上には必ずしもつながらない。一方 (b) の船速を制御する場合は帆の推力に見合った分の燃料消費量の低減が図られることになる。

船の運航条件から要求される船速を一定に保つように自動制御を行うこのモードを定船速制御と言う。

なお、帆装商船ではより運航効率を高めるため、ねじり角が変更出来る可変ピッチプロペラを採用することが多くなっている。この場合は、推力を変化させる方法として、回転数変更とピッチ変更の二通りが可能となることから、エンジンとプロペラの両方について高い効率の運転状態を得ることが出来る。ただ、帆による推力が加味され場合は、最適な運転条件がその大小により変わるため逐次その変化を把握する必要がある。本システムでは最適化制御によりこの最適運転を実現した。

主機制御の概要を図5-8に示す。

5.4.2 定船速制御

(1) 固定ピッチプロペラ船

帆装商船ではプロペラにピッチ（ねじり角）が変更可能な可変ピッチプロペラを採用することが多いことを述べたが、これを装備することはコストアップにつながるため、プロペラとしては一般的な固定ピッチプロペラを採用することもある。この場合、定船速制御を行うにはプロペラの回転数すなわちこれと直結したエンジン回転数を操作する。

この系統図を図5-9に示す。

本システムで、船速の偏差から回転数設定値を演算するアルゴリズムとして、PID制御を使用するが、この系は非常に時定数が大きくしかも載貨重量によって100%近い差が現れること。さらに、波浪外乱により船速信号が乱れるなど信号の信頼性の問題があり、場合によっては制御が不安定になる可能性もあることから、特に各信号のフィルタリングに配慮が必要である。

(2) 可変ピッチプロペラ船

プロペラとして可変ピッチプロペラを装備する船では、船速を制御する操作量としてプロペラピッチとエンジン回転数を利用することが出来る。

可変ピッチプロペラは図5-10に示すように、油圧サーボ系によりプロペラ軸の中を通る接続棒を前後動させ、この動きをプロペラ翼の回転につなげる構造となっている。これを用いる船速制御の系統図を図5-11に示す。

制御の方式は、船速の偏差からP I D制御により回転数設定値あるいはピッチ設定値を演算するカスケード制御である。

操作量として、回転数にはエンジンの特性により以下のような制約がある。

(a) 構造上定格回転数の110%以上に上げることはできない

(b) 回転方向は固定されており逆転できない

(c) 燃焼の安定のため、低回転数での長時間運転や頻繁な変更は望ましくない
一方、プロペラピッチは、前進側後進側いずれにも自由に設定でき、また、対応も早い。したがって、通常の範囲内ではプロペラピッチにより船速を制御し、その調整域を越えた条件のとき初めて回転数を操作する方式を使用する。

外乱や特性の変化への対応は、固定ピッチプロペラの場合と同様に行う。

5.4.3 最適化制御

エンジン・プロペラ系では、エンジンについて出力に対応して効率が最大となる最適回転数が存在し、またプロペラについても船速に対応して効率の良い回転数とピッチの組み合わせが存在する。したがって、可変ピッチプロペラを装備する船舶ではこの両者を組み合わせることにより、より効率の高い最適運転が実現できる。

帆装商船では、風により推力が変化するため、この最適条件は探索法により求めるのが最も確実な方法である。これを踏まえ、以下の最適化制御を採用した。

(a) 評価量はエンジンの燃料消費量またはこれに相当する量とする。

(b) 最適化のための条件変更はエンジン回転数について行うものとし、プロペラピッチにより定船速を維持する。すなわち、エンジン回転数設定値を所定のステップ的に変化させ、回転数を整定させた後、船速の変化をピッチにより補正する。

(c) 船速が設定値に復帰した時、燃料消費量についての評価を行う。

(d) 第一回の試行において燃料消費量が初期値よりも増加の方向にあれば回転数変更方向を逆にして第二回の試行を行う。

(e) 上記のように試行を重ね、最適点に到達した後も一定の周期で回転数設定値についての摂動を行い最適状態を維持する。

5.5 帆装商船の建造

5.5.1 概要

前述のように、新しい帆装商船を実現させる上で不可欠とされる自動操帆制御システムと、より高い効率を得る主機制御システムは、帆装商船建造の具体化とともに装置開発が進められ、マイクロコンピュータシステムとして実用化されることとなった。

帆装商船は、1980年に第一船の「新愛徳丸」が建造されたが、その後「愛徳丸」、「扇蓉丸」、「日産丸」と建造が相継ぎ、現在、就航船は二十数隻に上っている。その中の主要な船舶について写真を図5-13、要目を表5-1に示す。

これらの経験を通して制御システムには改良が加えられ、より完成度の高いシステムとなっている。

5.5.2 制御システム

新愛徳丸、扇蓉丸、日産丸に搭載された制御システムは、8bitマイクロコンピュータ使用して、操帆制御と主機制御を同時に行うものとなっている。(図5-13)

適用された操帆制御及び主機制御はいずれも前述の方式によるものであるが、その具体化に際し帆装の効果をより大きなものとするため以下のような考慮を施している。

(a) 操帆制御 風は風向や風速が常時多少の変化をする特性を持っている。これを風のゆらぎと言っているが、風力を最大限利用するためにはこのゆらぎに合わせた操帆が必要となる。しかし、帆を動かす動力として油圧を用いているため、数秒の周期で生じるゆらぎに追従させるためには大容量の油圧ポンプと油圧モータが要ることになり、その消費エネルギーは風からの利得を上回るものとなりかねない。また逆に、動力としての消費を抑えすぎると風の大きな変化をも逃すことになり、これも利得が得られない。この観点から、平均風向の変化速度の最大値

に追従するように駆動モータの容量を決め、その上で制御周期についての最適値を求めた。図5-14は制御周期・風向の平均時間・帆角制御の不感帯の大きさ等の制御パラメータの影響を検討したものである。

なお、風のゆらぎの原因には、ローリングやピッチングのような船体運動も含まれるがこれらは風自身の変動に比べれば小さいものである。

一方、帆装の効果として船体のローリングが減少するという新しい事実が明らかになった。これは、帆に作用する力が船体の横方向のモーメントを抑制することによるもので、これにより航行の安定性が増し、従来は危険回避のため待機したような海象でも航海することが可能となり、年間稼働日数が増すという効果を生んでいる。

また、帆が使用できない場合に行う向風制御については、縮帆した帆の正面を風上に向けるとカルマン渦が発生し、縮帆状態の帆がフラッタリングを起こす問題を生じた。

このため、帆角を、投影面積が増加しない程度に風上から少しずらして設定し、カルマン渦の発生を防止している。

適帆制御による操帆の状況を図5-15、向風制御による操帆状況を図5-16に示す。

主機制御については、ディーゼルエンジンが、一般に50%以下の出力では不完全燃焼を起こし安定した運転が出来なくなるという問題を考慮して、風により大きな推力が得られ、定船速を維持するためエンジン出力を低減して下限値まで到達した場合、定船速制御を止めエンジン出力をその状態に維持する定出力制御を行うこととした。

これらの制御モードの実行条件を図5-17に、制御状況を図5-18に示す。帆装による省エネルギー効果の一例を表5-2に示す。

これは、第一船の新愛徳丸の日本海における3回の航海についてまとめたもので、それぞれの航海における平均船速と平均エンジン出力を求め、この船が帆を装備しなかった場合に、同じ載貨条件で、同じ海象を、同じ船速で航行する場合必要となるエンジン出力と比較して利得馬力としている。

5.7 結言

一般商船の運航の省エネルギーのため、帆を装備するという着想の実現には、現代の商船としての帆装のあり方についての概念作りから始まり、操帆が容易でしかも効率が高い矩形硬帆を開発するとともに、その能力を最大限に生かす自動操帆システムの構築まで、システムティックな対応が不可欠であった。

この帆装商船は、第一船の新愛徳丸に始まり、愛徳丸、扇蓉丸、日産丸と、いわゆる、小型船舶での実績を踏まえて中型船舶へと拡大した。

これらの一連の動きの中で、制御システムについていえば、

(1) コンピュータコントロールによる操帆システムが適用されたこと。

(2) 帆と機関を総合して最も効率の高くなるシステム化が行われたこと。

を特徴として挙げるができる。

前者は、昨今、一般的となっているが、後者については、可変ピッチプロペラを用いてシステムの自由度を増すことにより、可能性を徹底的に引き出そうとしたもの、で新しい試みといえる。

ここで採用された最適化制御は、最適操舵における「制御パラメータの最適化」とは異なり、状態変数を直接最適化するものであるが、船体運動に関わるものであるため時定数が大きく、また無駄時間もあり、さらに、波や風のような大きな外乱を受けるという極めて条件の悪い問題に対しても、ノイズ処理等の対策をほどこすことで十分有用な手法であることを証明した。

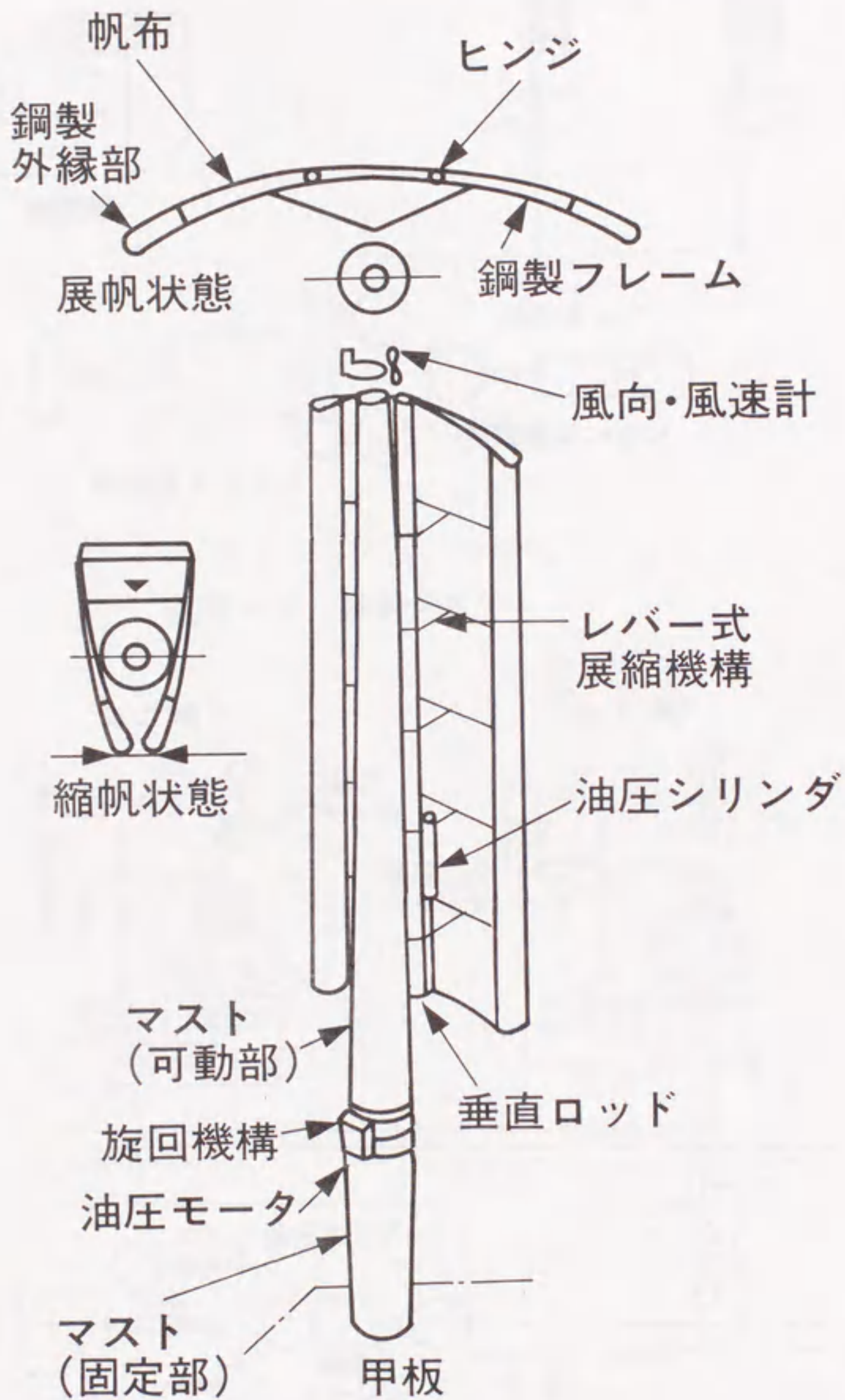


図5-1 帆装置

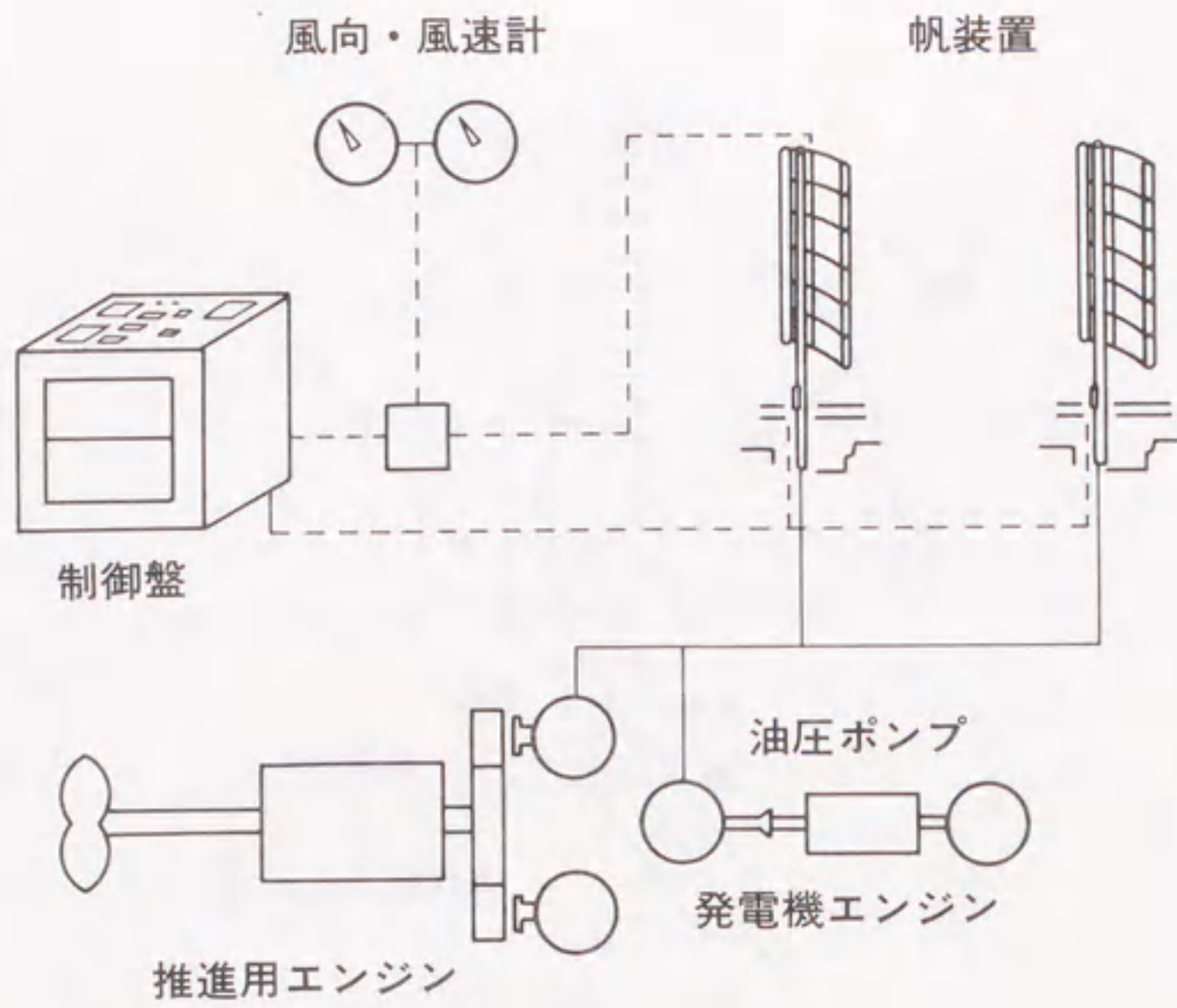


図5-2 操帆システム

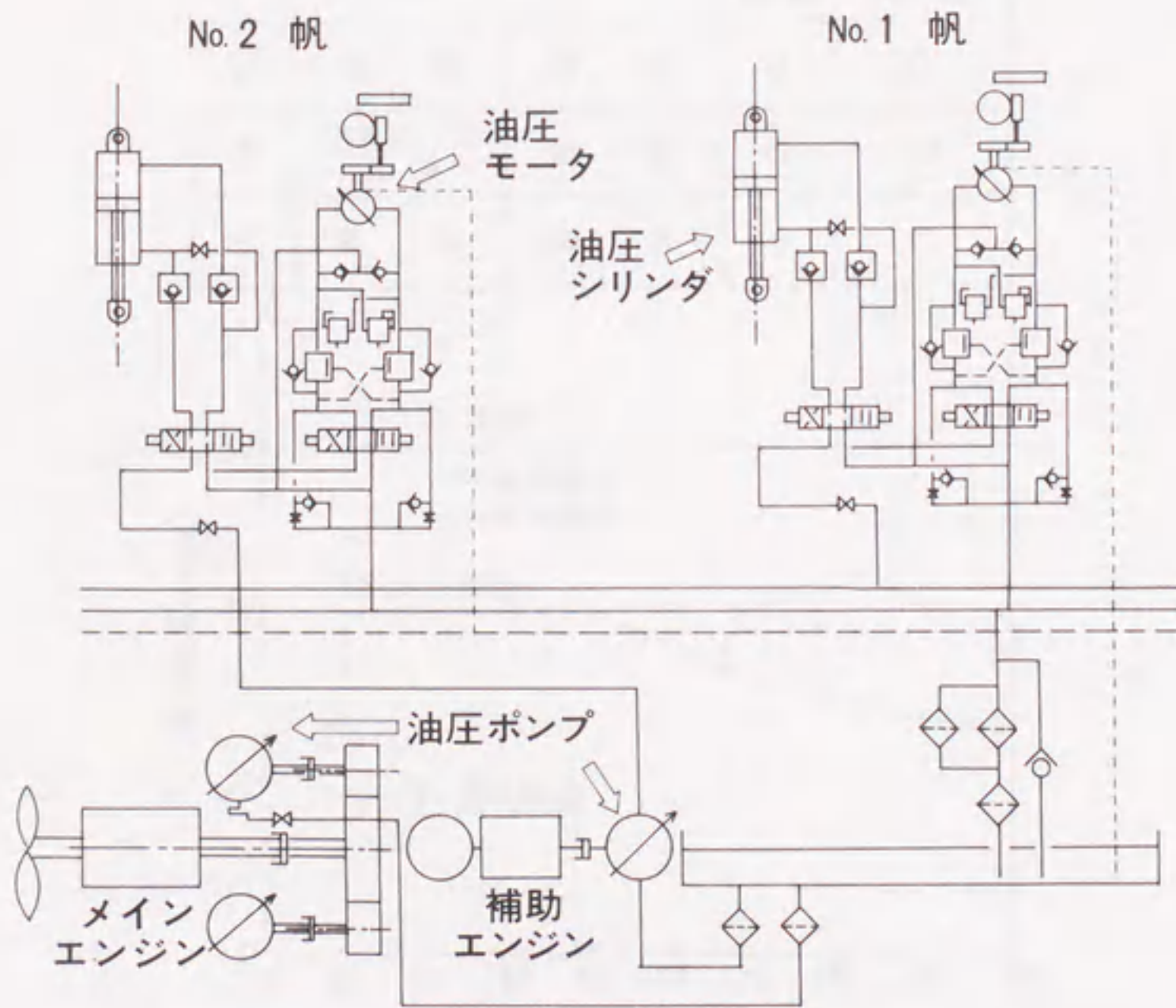


図5-3 油圧系統

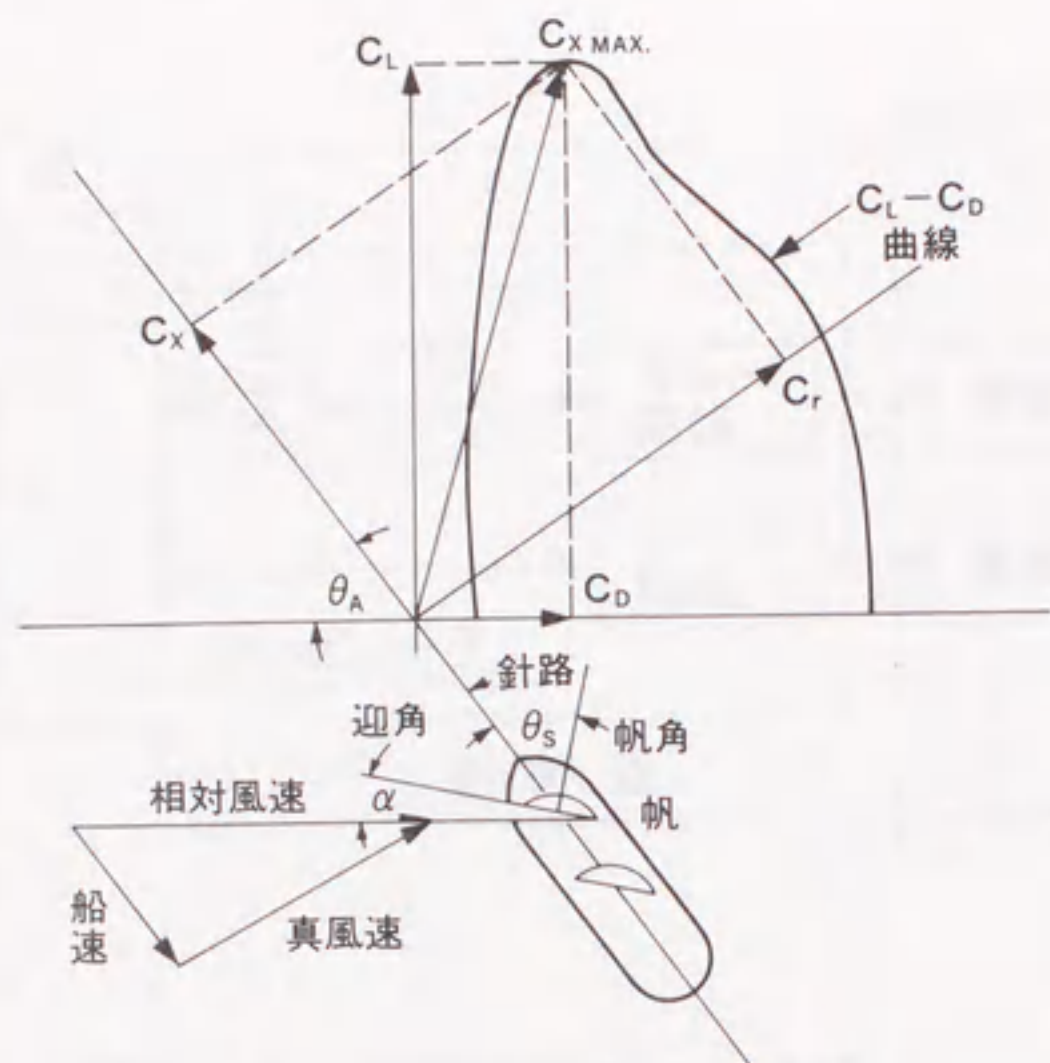


図5-4 帆走の力学¹³⁾

No.	風の条件	帆の状態	自動操帆	手動操帆
①	順風	展帆	○	○
②	逆風または強風	縮帆	○	○
③	暴風	縮帆	×	○

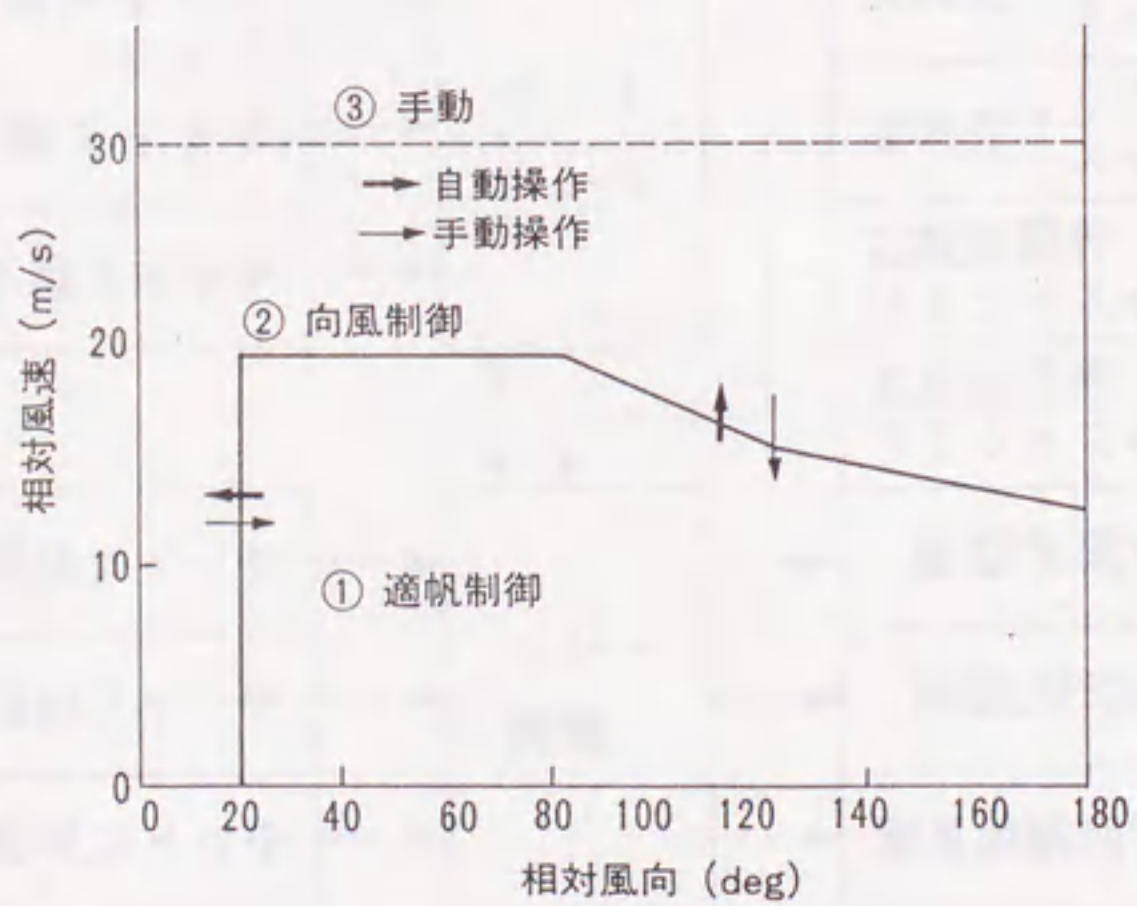


図5-5 自動操帆の概念

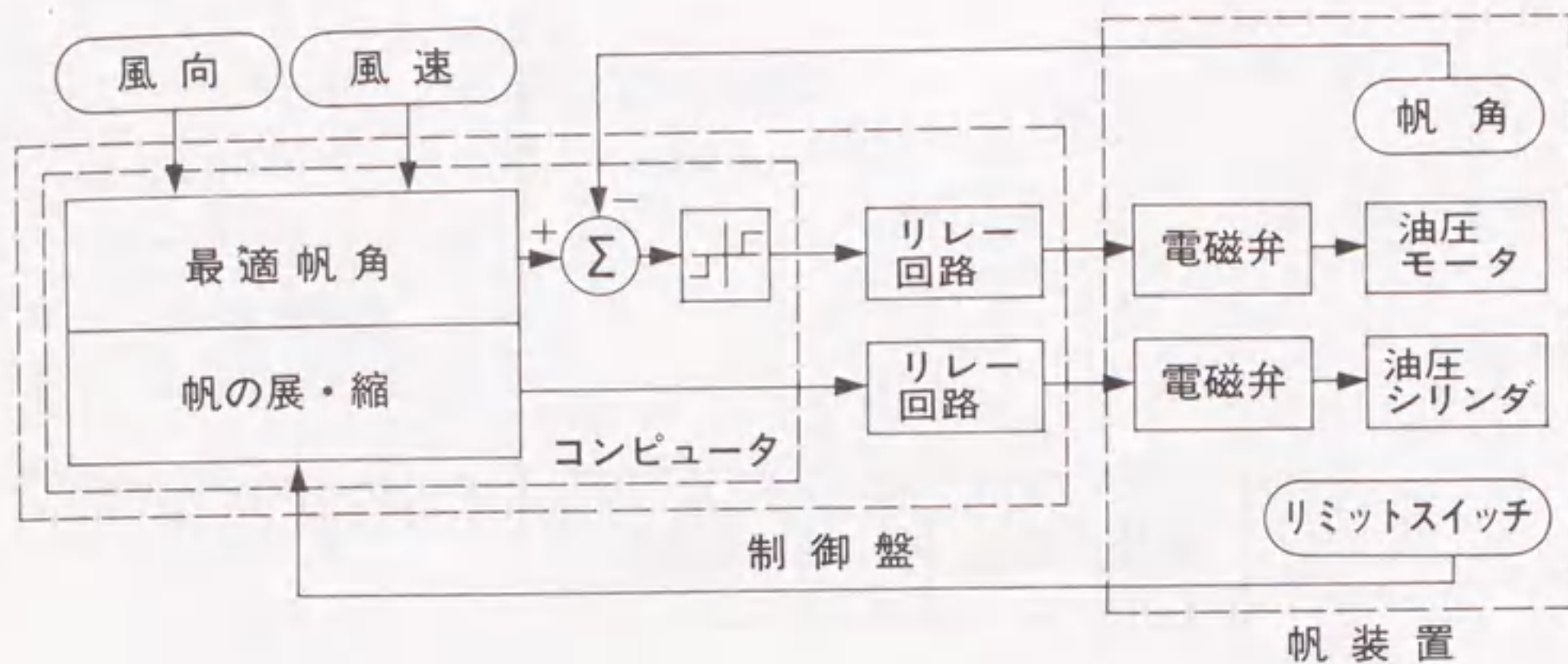


図5-6 操帆制御ブロック図

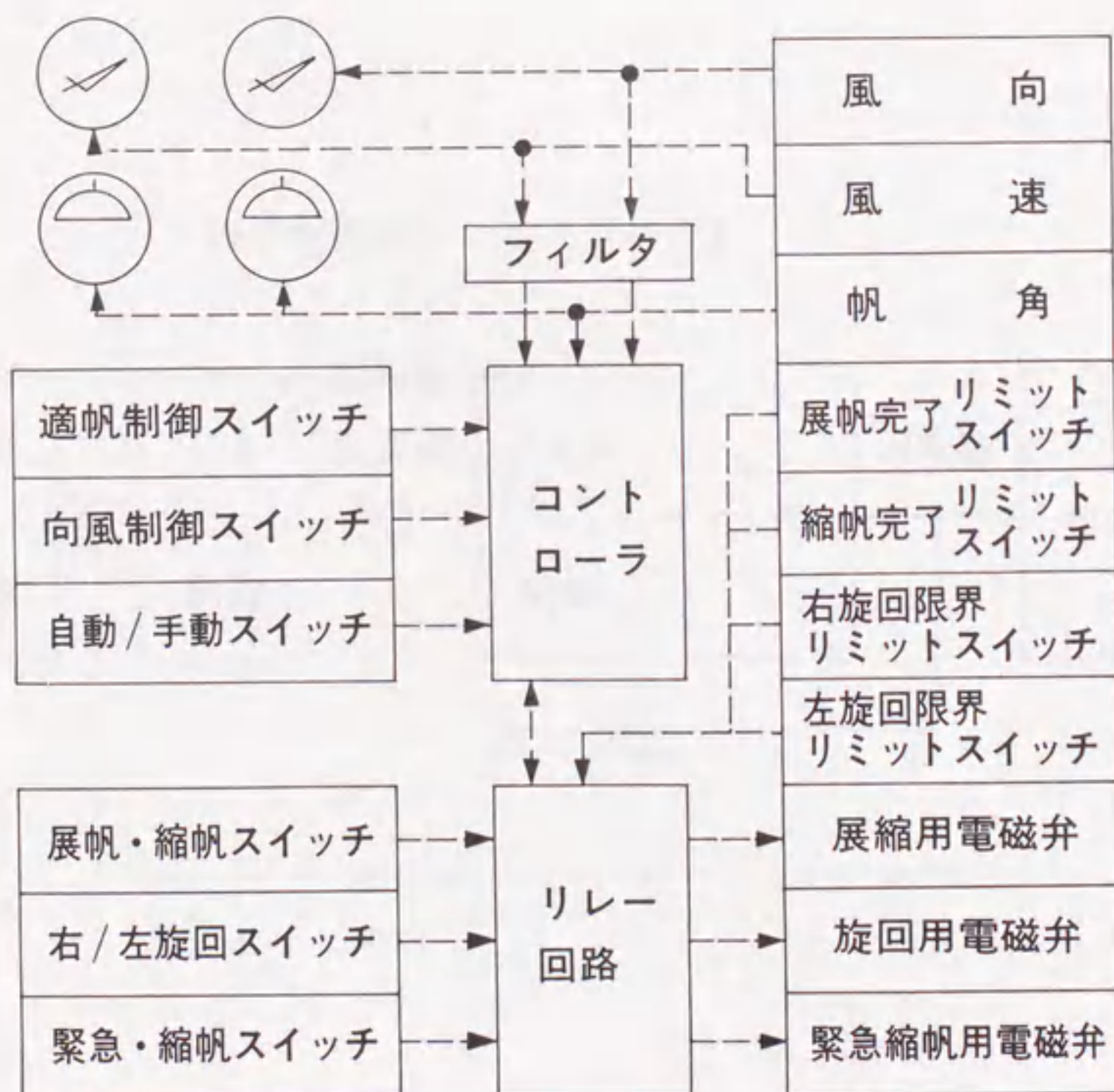


図5-7 操帆システム信号系統図

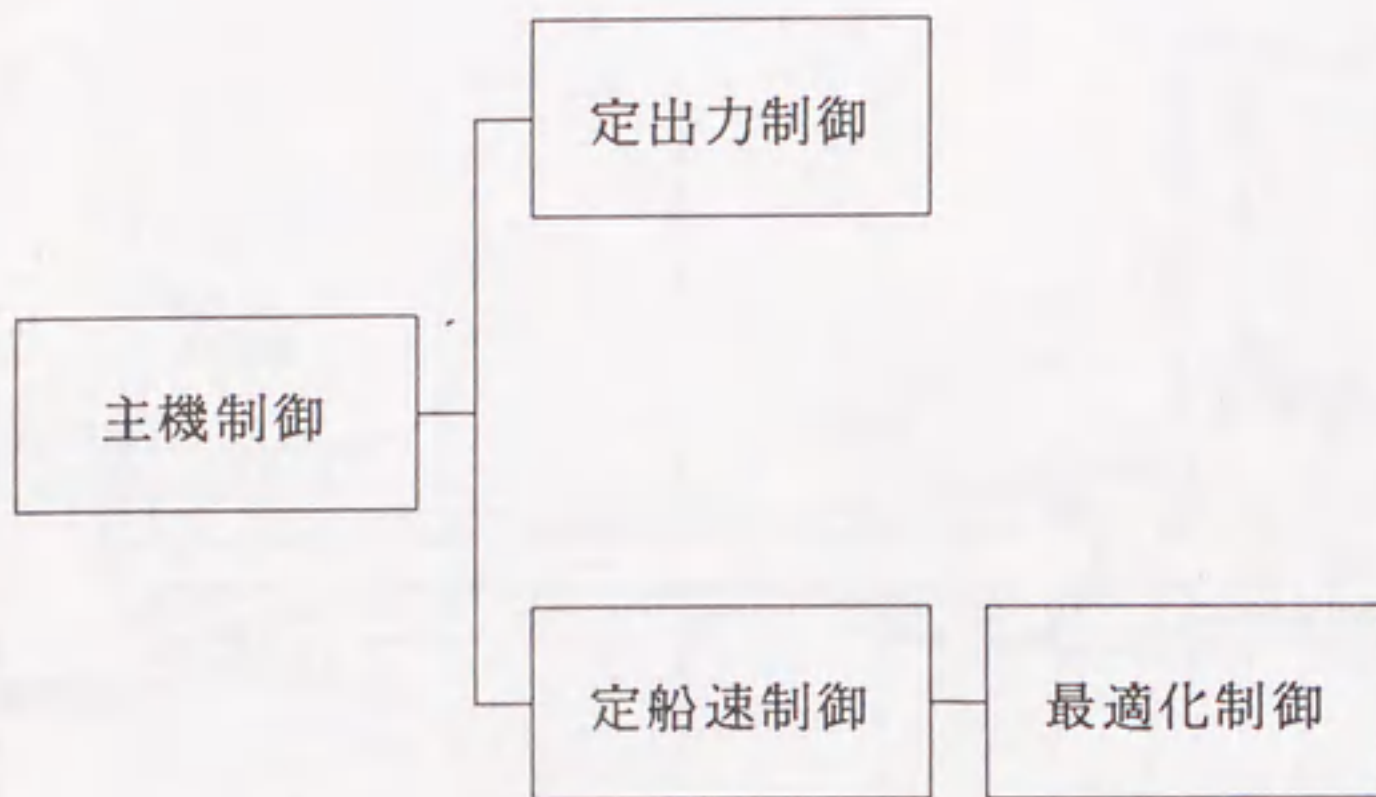


図5-8 主機制御概要

(船速制御器) (ガバナ)

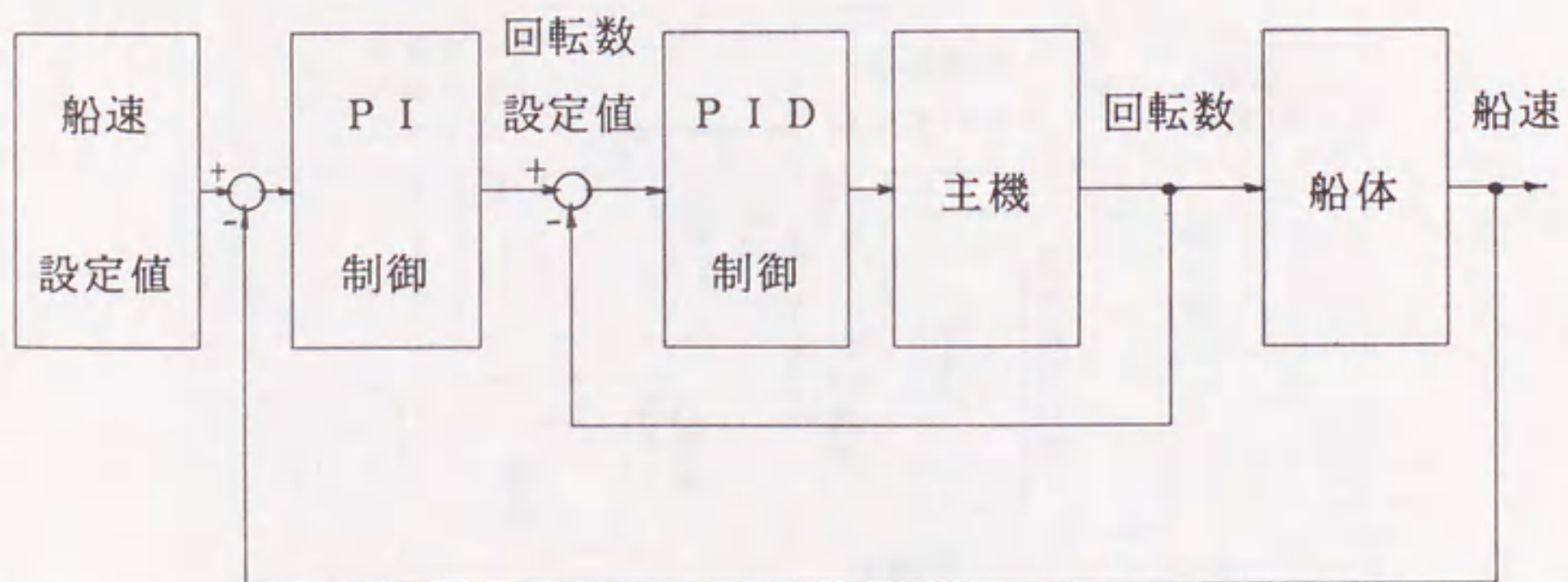
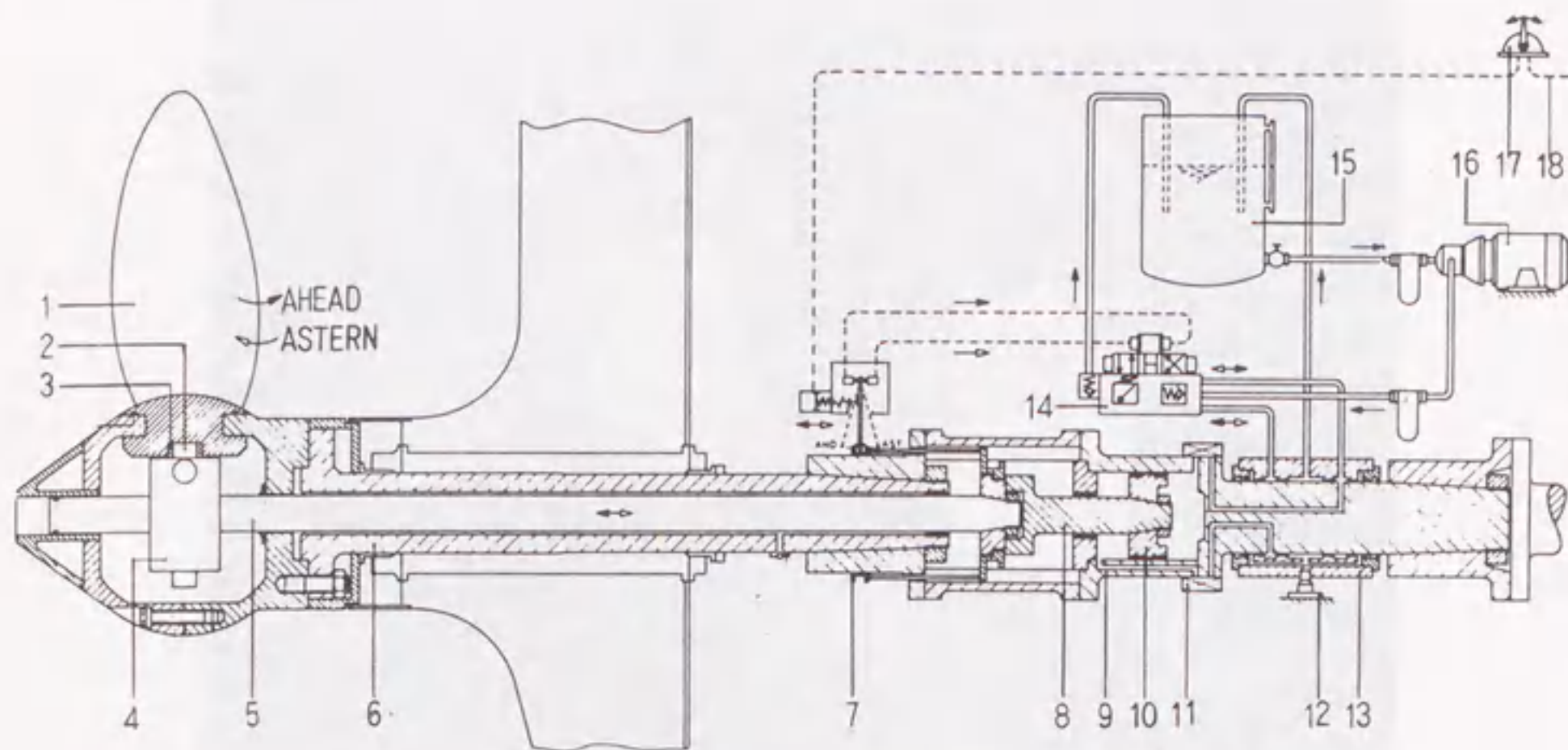


図5-9 固定ピッチプロペラ船の船速制御



- | | | | |
|----------|-----------------|------------|------------|
| 1. プロペラ翼 | 6. プロペラ軸 | 11. 逆止弁 | 16. 油圧ポンプ |
| 2. ヨークピン | 7. 翼角フィードバックリンク | 12. 給油軸固定具 | 17. 翼角設定器 |
| 3. 滑り金具 | 8. ピストンロッド | 13. 給油軸 | 18. エンジン制御 |
| 4. ヨーク | 9. シリンダ | 14. 制御弁 | |
| 5. 接続棒 | 10. ピストン | 15. 油タンク | |

図5-10 可変ピッチプロペラの構成

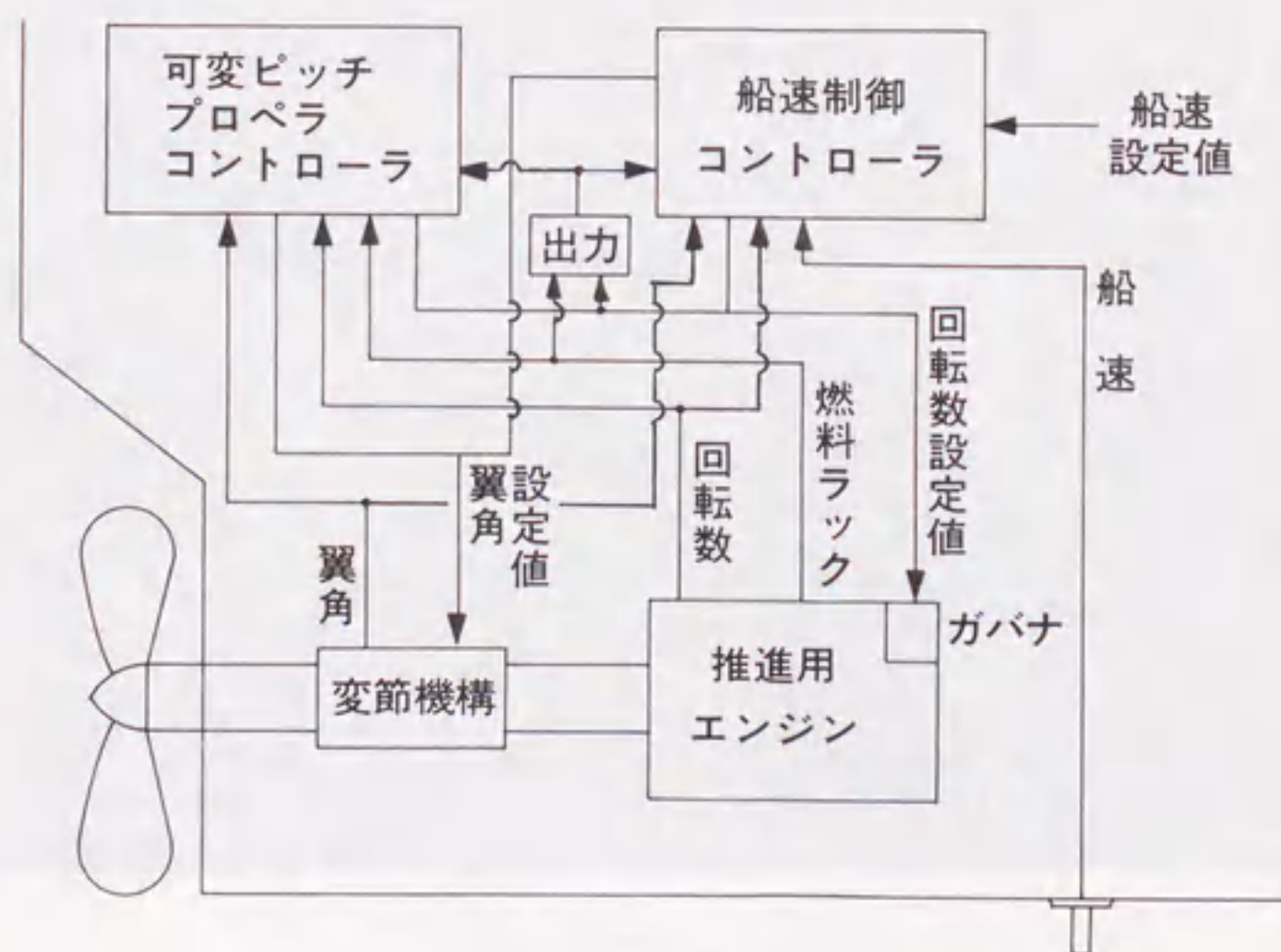
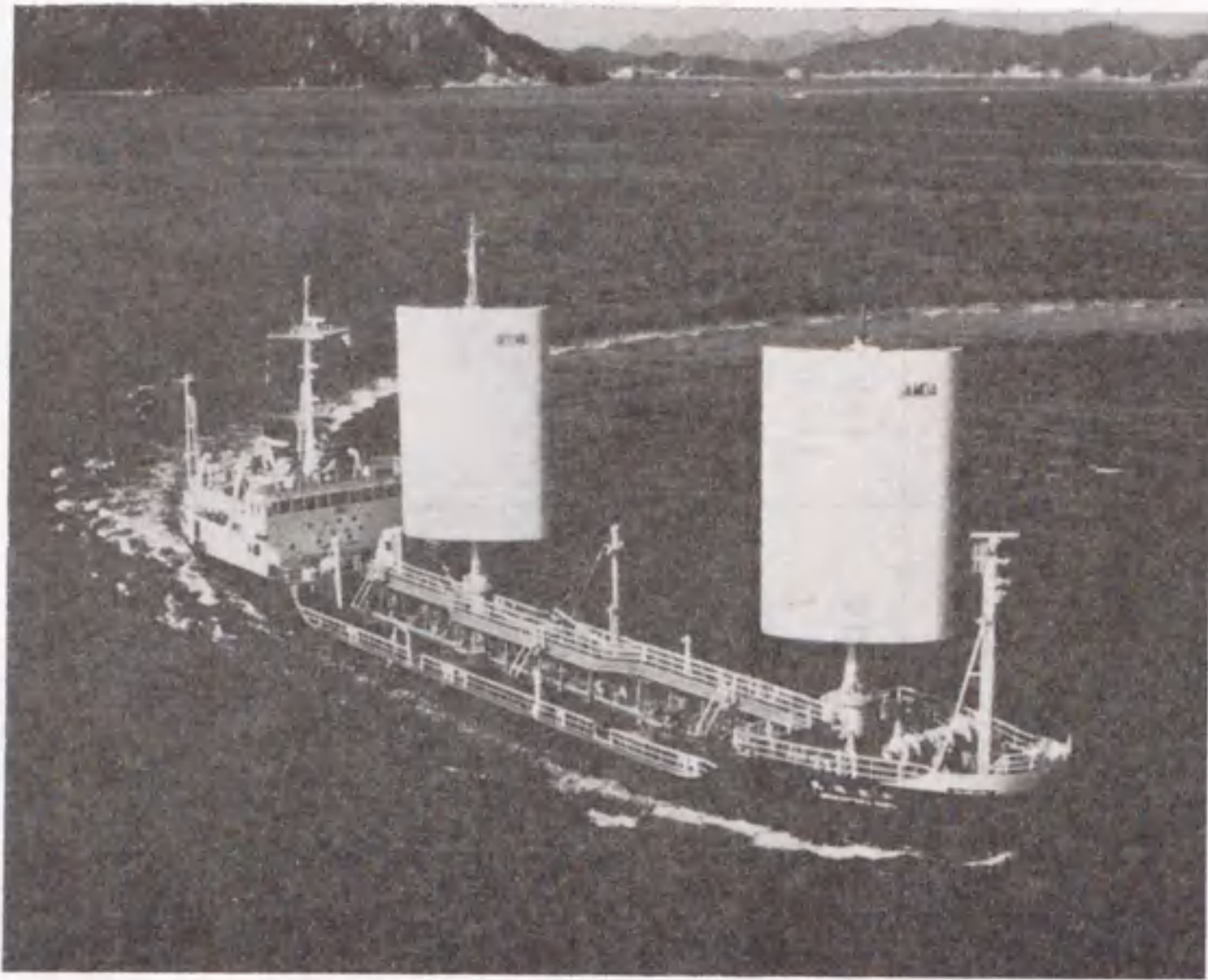
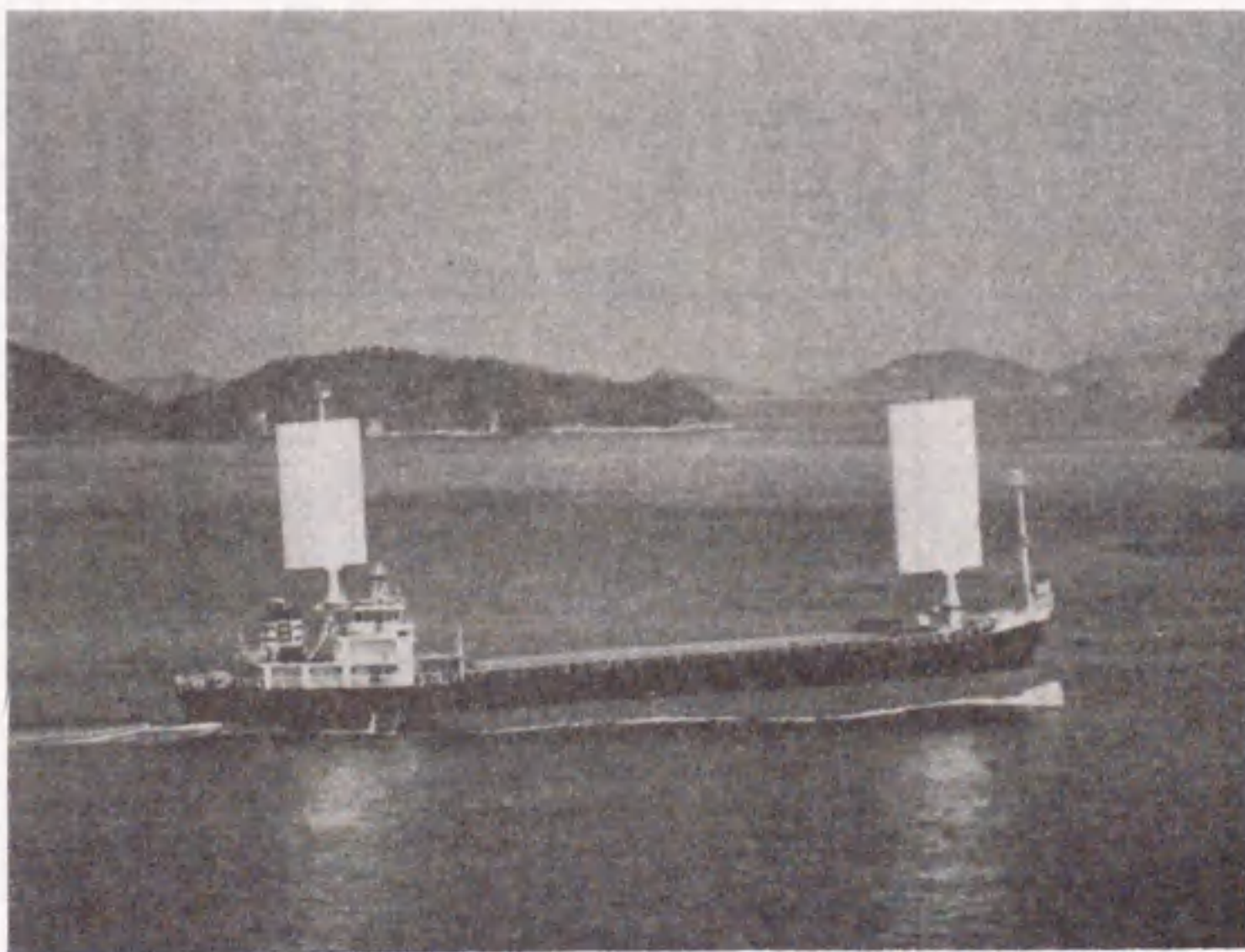


図5-11 可変ピッチプロペラ船の船速制御



(a) 新愛徳丸

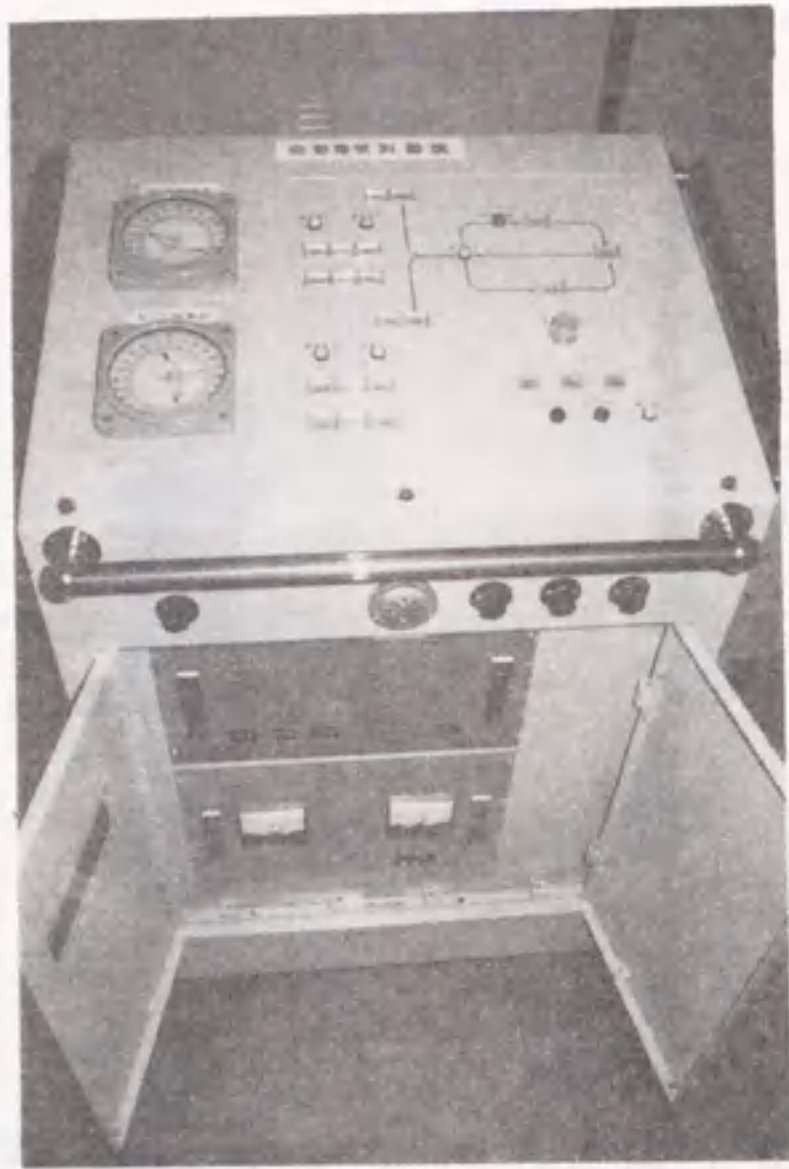


(b) 日産丸

図5-12 帆装商船

表5-1 帆装商船の要目

	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5
船名	新愛徳丸	愛徳丸	扇蓉丸	日産丸	日徳丸
船種	タシカ	ケミカ	貨物船	貨物船	タンカー
就航時期	1980年9月	1982年4月帆装	1983年3月	1983年6月	1983年6月
主要目					
長さ (m)	66.0	66.0	72.0	72.0	52.5
幅 (m)	10.6	10.6	12.6	12.6	10.0
深さ (m)	5.2	5.2	6.9	6.9	4.5
喫水 (m)	4.4	4.4	4.75	4.75	3.6
排水量 (t)	1400	1500	2100	2100	633.16
主機出力 (kw) × rpm	1194 × 250	1194 × 500	1156 × 730	1156 × 730	783 × 400
() (PS)	(1600)	(1600)	(1550)	(1550)	(1050)
7' 0" 形式 × rpm	CPP × 250	CPP × 250	CPP × 190	CPP × 190	CPP × 203
帆装					
帆の数	2	1	2	2	1
帆面積 (m ²)	194.4	85.0	233.75	233.75	96.0
航行船速 (m/s)	6.3	6.3	5.7	5.7	5.4



操帆制御用
コンピュータ仕様

コンピュータ	INTEL8085
アナログ入力	4ch
デジタル入力	35ch
デジタル出力	20ch
メモリ(ROM)	16kB
メモリ(RAM)	4kB

図5-13 制御装置と操帆制御用コンピュータ仕様

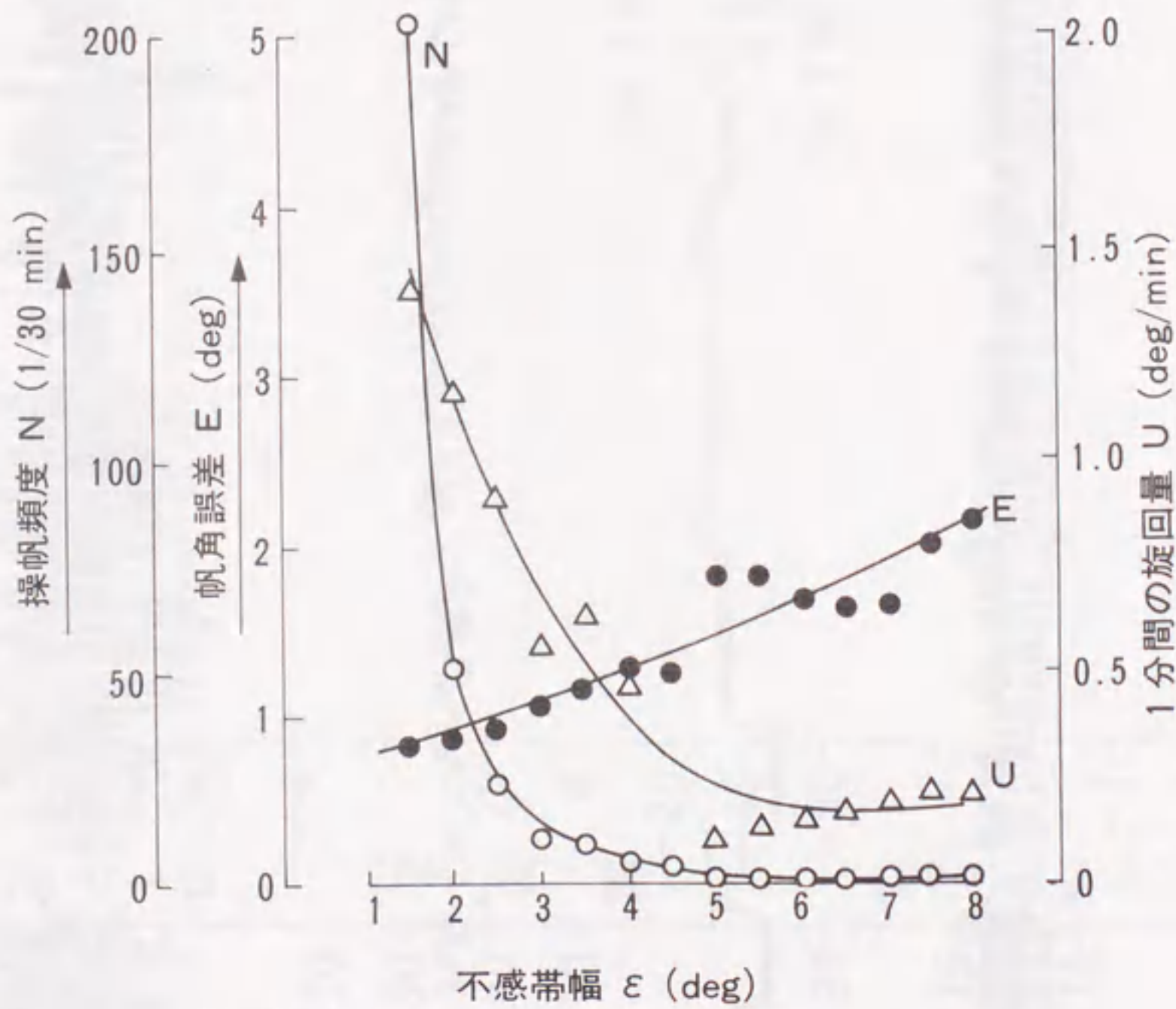


図5-14 制御パラメータの影響

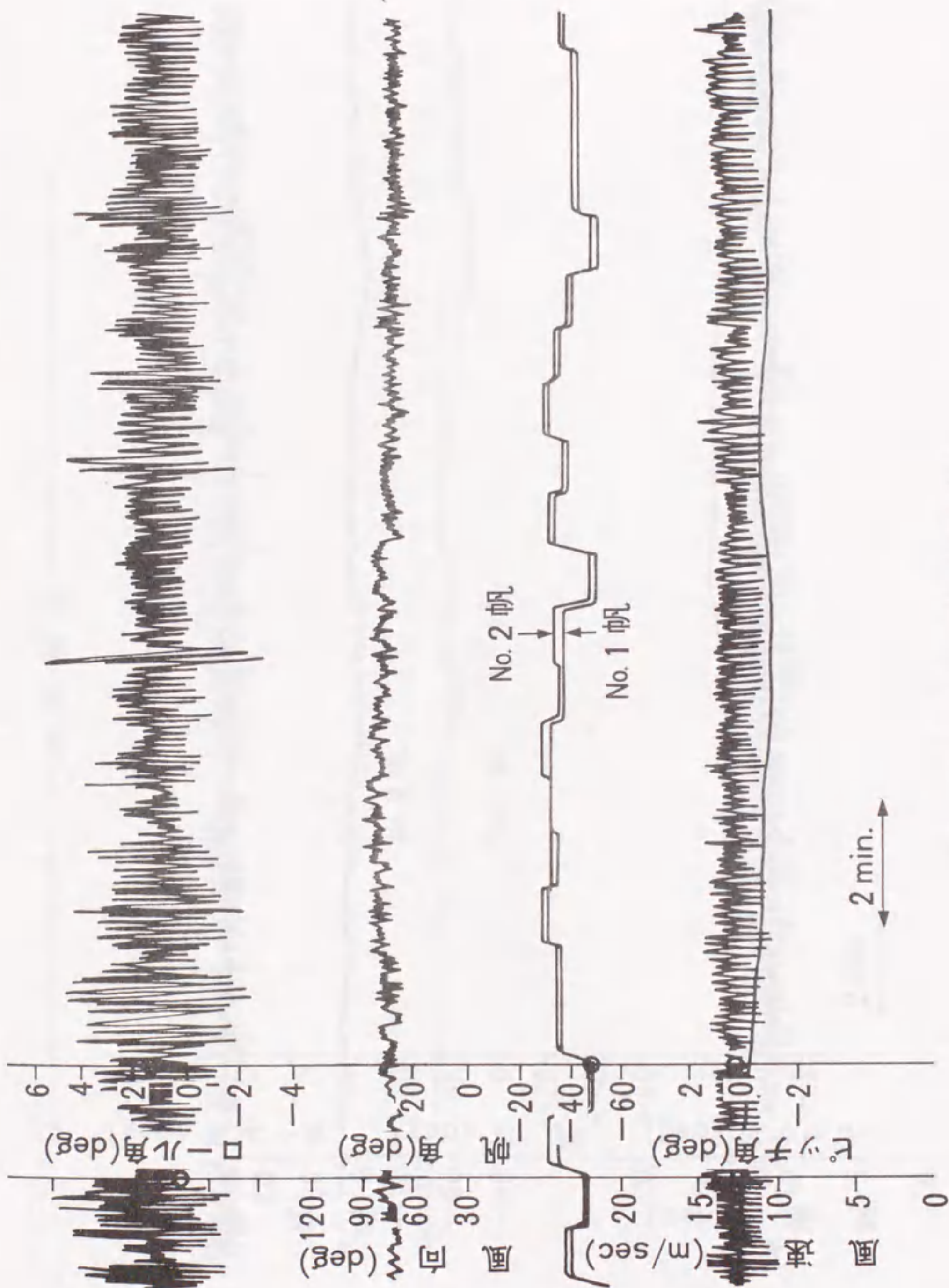


図 5-1-5 適帆制御 (扇巻丸)

向風制御

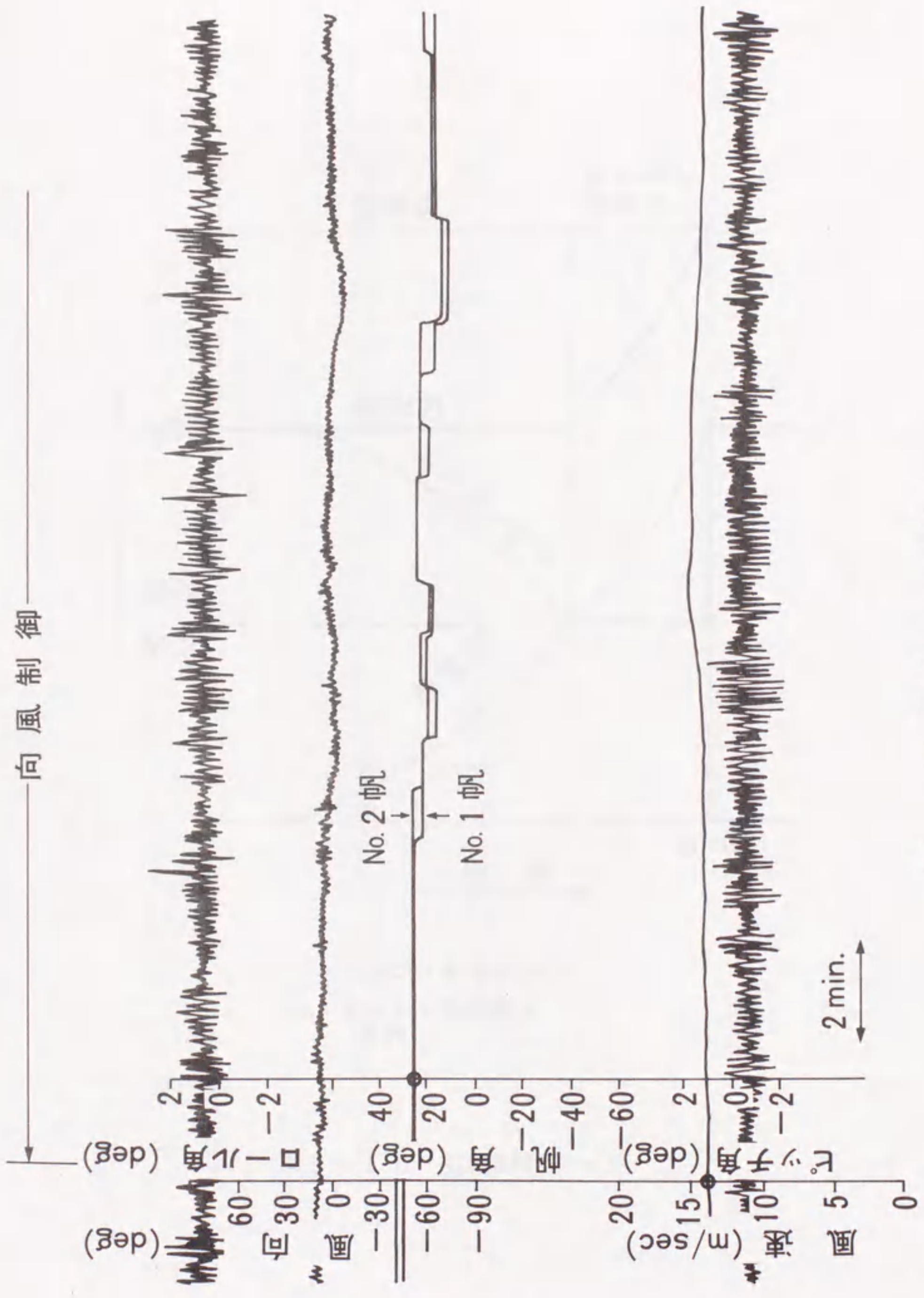
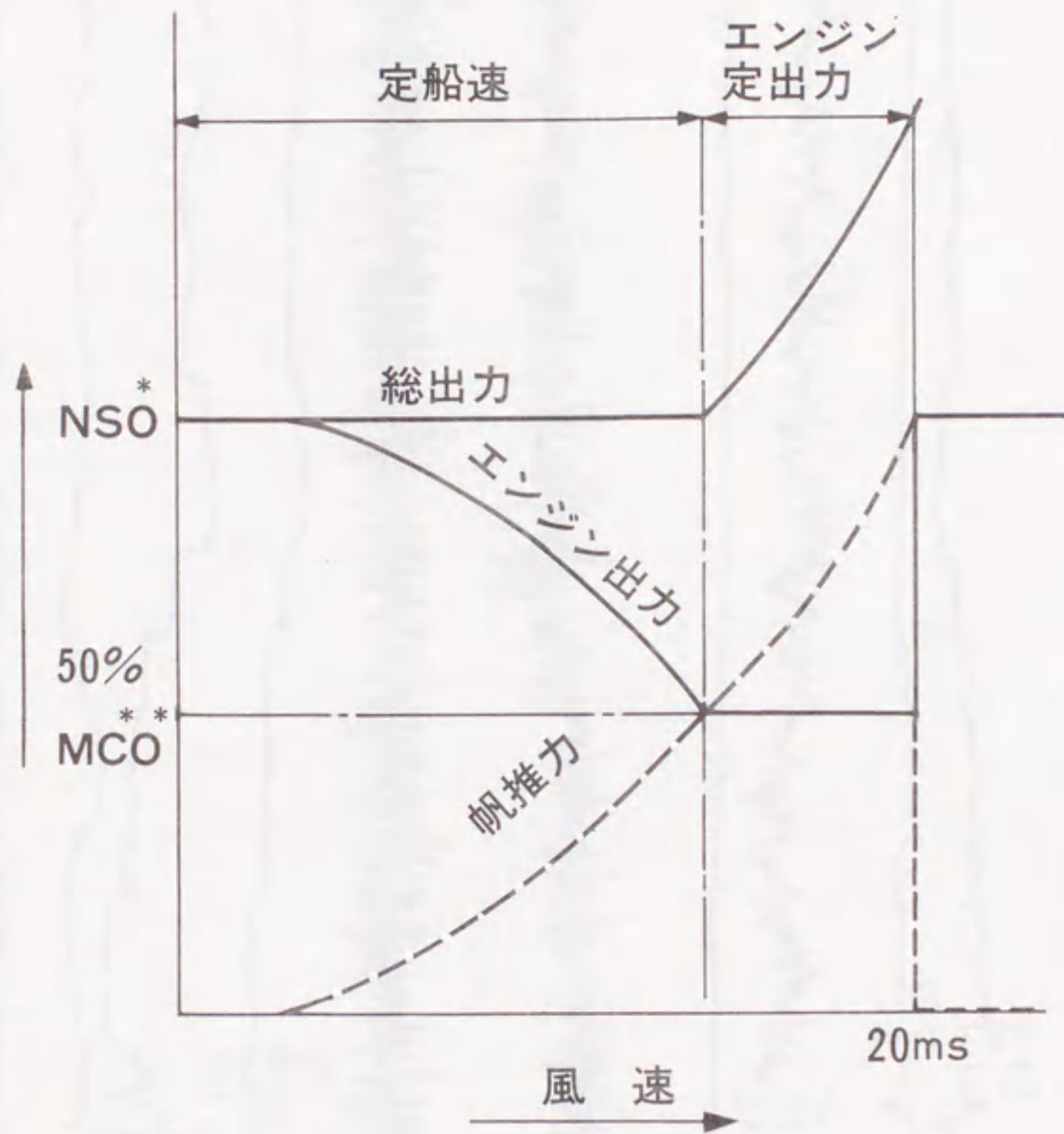


図 5-1-6 向風制御 (扇蓉丸)



- * エンジン常用出力
- ** エンジン連続最大出力

図 5 - 1 7 主機制御モード

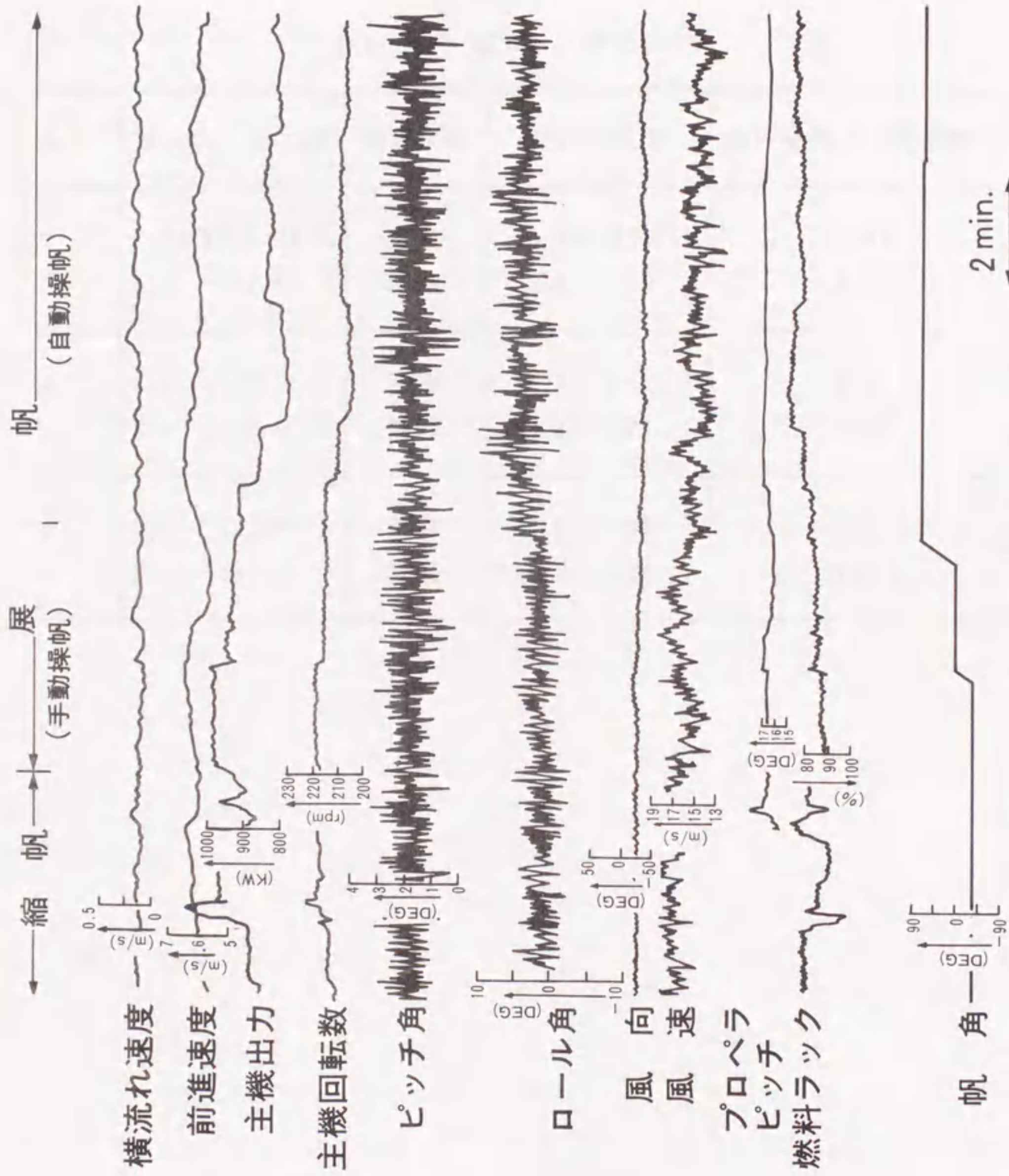


図 5-18 主機制御 (新愛徳丸)

表5-2 省エネルギー効果¹⁴⁾

No.	平均船速	載貨状態	純利得馬力	純利得馬力/所要馬力
1	6.2m/s(12.0kt)	空倉	99.2KW(133PS)	15.8%
	5.8 (11.3)	満載	2.2 (3)	0.1
2	6.3 (12.2)	空倉	-0.7 (-1)	0.0
	5.6 (10.9)	満載	79.8 (107)	9.7
3	5.9 (11.5)	空倉	47.0 (63)	7.28
	5.8 (11.3)	満載	126.8 (170)	16.6

6. 船用中速ディーゼルエンジンの電子制御燃料噴射システム¹⁵⁾

6.1 緒言

船舶において省エネルギーを図る方策として、船体運動の効率化・風力の利用およびプロペラピッチと回転数の最適化を取り上げた。

本章では、エンジン本体の改良について考える。

エンジン効率の改良のため、これまで静圧過給方式の採用・ロングストローク化等種々の方策が施されている。この中で、燃料噴射系の改善は、より安価な低質重油の使用を考えると不可欠な問題となる。

具体的には、自動車の分野で一般的となったコンピュータによる着火時期の制御にならって、燃料の噴射を制御することが考えられる。

船用ディーゼルエンジンの分野では、低速エンジンについて、自動車と同じ考え方による燃料噴射制御システムが開発されている。¹⁶⁾

しかしながら、この方式は性状の安定した燃料を用い、非常に大きな、しかも早い負荷変動を伴う自動車エンジンについては妥当であろうが、燃料の性状も大きく変わり、しかも定常状態にはほぼ一定の負荷で運転される船舶の場合を考えると、そのような開ループ方式の制御より、その時々に応じた最適条件を捜すことがより効率的であると言える。

本研究では、従来の機械式燃料噴射システムに代わり、新しく電気油圧式の燃料噴射システムを開発するとともに、噴射制御のためのデジタルコンピュータによる制御システムも併せ開発し、実機に装備、機能の確認を行なった。

6.2 燃料噴射システム

6.2.1 機械式燃料噴射システム^{17), 18)}

ディーゼルエンジンの燃料噴射システムとして、一般に使用される機械式燃料噴射システムの概要を図6-1、その構成要素である燃料ポンプと燃料弁の構造を図6-2および図6-3に示す。

このシステムは、燃料ポンプにより各シリンダのサイクルに合わせ加圧した燃料油をシリンダ内へ噴射させるものである。

噴射は、エンジンの出力軸からギヤで接続されたカム軸の燃料カムによって燃料ポンプの加圧プランジャが押し上げられ、その高圧油が燃料弁へ導かれ、ニードルを押し上げることで開始される。

また、噴射の終了は、プランジャに設けられた切欠きがポンプのシリンダの排油孔を通過して油圧が低下し、燃料弁のニードルが閉じることで行なわれる。このタイミングは、ガバナの出力をリンク機構でラック軸に伝え、これに取り付けたラックギヤでプランジャを回転させ切欠きの位置を変えることで決められる。

このように、機械式の噴射システムでは燃料噴射はすべてカムによって決められるものとなる。

エンジンの効率はこの噴射された燃料が上死点から下死点の間に燃焼して仕事をする量によって決まる。

すなわち、噴射された燃料が気化し、自然着火・爆発燃焼と移向するこの燃焼プロセスにおいて効率は、燃料の性状・負荷・温度等多様な因子の影響を受けるが、特にカムのセッティングが大きな影響を持つものとなる。このため、一般には最もよく使用される負荷において、最も効率が良くなるように調整を行なって使用する。

6.2.2 電気油圧式燃料噴射システム

電子式燃料噴射を行うため燃料噴射システムについても、燃料噴射開始時期や終了時期を外部からの信号により自由に変えられるものとする必要がある。また、燃料圧力についても、燃料油の性状・噴射期間などにより変化させることが望ましいことから、本システムでは燃料の送油ポンプで一次加圧されたものをブースタを用いて更に加圧することとし、燃料噴射に先立って高圧状態を作り、噴射が終わる迄高圧を維持するように、ブースタの動作をサーボ弁を用いて制御するものとした。

さらに、燃料の圧力についてもサーボ弁により、一次加圧の値を調整することで噴射圧を変えられるようにしている。

こうして加圧された燃料油は噴射弁へ導かれる。

噴射弁には、その開閉を外部からの指令により、随時行うことができるようサーボ弁を使用する。

6.2.3 制御システム

上記の燃料噴射システムを用いて効率の良い運転を行うため、制御装置は以下の機能を持つものを設ける。

- (a) 回転数制御（噴射期間制御）
- (b) 噴射開始時期の最適調整
- (c) 噴射圧の最適調整

これ等の機能と噴射システムとの係わりとして、

噴射圧調整は燃料油の一次加圧ポンプの圧力調整用サーボ弁、

噴射時期は噴射開始用サーボ弁、

噴射期間は噴射終了用サーボ弁

に設定あるいは動作信号を与えることで実行される。また、これらのタイミングを考慮してブースタのON-OFF用電磁弁にも動作信号が与えられる。

以上の燃料噴射システムと制御システムについて全体系統を図6-4に示す。

6.3 制御方式

6.3.1 概要

これまでに提案された燃料噴射制御は、噴射開始時期を、回転軸と出力をパラメータとしたデータマップより定め、噴射期間は回転数制御のためのPID演算の結果より求めると言うもので、燃料効率の改善に寄与する噴射開始時期については、燃料の性状や気温・湿度等種々の要因の変化に対して必ずしも最適な状態を作り得なかった。

このことから本方式では、最適化制御を採用して、常に最良の状態での運転を行うものとした。回転数制御については、従来のシステムと基本的な相違は無い。

6.3.2 燃料噴射開始時期制御

燃料の噴射開始時期は、回転数、あるいは出力が変動中は一定値とし、両者が定常となったとき最適化制御を行って決める。

本制御では、最適化の方式として、図6-5に示すように、噴射開始時期(θ)を摂動させ、回転数制御によって定まる燃料噴射期間が最も短くなる状態を探索すると言うものを採用した。

評価量として噴射期間を用いたのは、これが定回転・定噴射圧・定出力のもとでは燃料消費量を表わすことによるものである。

6.3.3 燃料噴射圧制御

回転が低すぎたり、出力が小さすぎる場合、あるいは、高い回転数や大きな出力が要求される場合、噴射期間のみにより回転数の制御を行うと、噴射期間が過小あるいは過大となり燃焼の悪化につながる。このため噴射圧も同時に変更し、適正な噴射期間内に所要の燃料を噴射することが必要となる。

このことから、本システムでは、出力に応じて噴射圧をあらかじめ定めた値に設定する開ループ方式の制御を採用した。(図6-6)

6.3.4 回転数制御

ディーゼルエンジンの回転は各シリンダのサイクル毎の脈動を伴っており、その影響の除去が制御の課題の一つとなる。

本方式では基準となるシリンダについて、一サイクルに一度、予め定められたクランクの位置で一定時間クランク角パルスを計数することにより回転数を測定し、結果を次のサイクルに反映するように燃料の噴射期間を出力することで、速応性と制御性を満足させている。

6.3.5 燃料噴射制御

前述の燃料噴射開始時期及び噴射期間の指令値に従った正確な燃料の噴射を行うには、1サイクルの間で噴射装置の各電磁弁・サーボ弁に対する動作指令を的確に与える必要がある。この為、対象となるシリンダのサイクルの状態を把握し、また、電磁弁・サーボ弁の動作の時間遅れを補正することが不可欠となる。

以下にその噴射制御の方式について詳説する。

(a) 状態把握 機械式燃料噴射の場合はカム軸に取り付けられたカムの状態により吸気・圧縮・爆発・排気の行程に合わせた噴射を行うことが出来たが、電子制御の場合はサイクルの情報を他の手段で得ることが必要となる。本システムでは、クランク角信号・上死点信号・排気行程判別信号の3種類を用いてエンジンの状態を把握している。

(b) 電磁弁・サーボ弁の遅れ補正 電磁弁やサーボ弁には指令から動作までの間にコイル励磁などによる時間遅れがあり、その値は数ms～数十msになる。またこの値は使用される油の粘性によっても変化する。一般に油の粘性は温度依存性を持つため、本システムでは油温からこの遅れ時間を推定し動作指令の補正を行っている。

(c) 燃料噴射 燃料噴射は圧縮行程の終了時、上死点近傍で行われる。設定された噴射開始時期と期間より噴射開始と終了のクランク角度が決まり、これにサーボ弁の動作遅れを加えて噴射開始及び終了指令を出すクランク角が決まる。次に、増圧開始・終了指令クランク角が、噴射開始・終了時期の前後に余裕を持たせた増圧開始・終了クランク角に電磁弁の動作遅れ補正を行って求められる。

以上4種類の指令角は、さらに排気行程終了の上死点からのクランク角に換算され、制御装置はこの上死点が検出されるとクランク角パルスの計数を始め、各々の指令角になったとき各弁に対し動作指令を与える。

この動作の概略を図6-7に示す。

6.4 実機試験

6.4.1 試験概要

本システムの確認のため、燃料噴射装置および、制御装置を製作、単筒P A 6エンジンに装備し、回転数制御特性・機関性能についての従来方式との比較及び最適化制御の実験を行った。

この結果、大幅な機関性能の向上が期待出来ることが明らかになり、実用化の可能性についても大きな前進が得られた。

6.4.2 単筒P A 6エンジン用システム

表6-2に、エンジンと噴射装置・および制御装置の諸元を、また図6-8にエンジンと制御装置の写真を示す。

6.4.3 試験結果

(1) 燃料・噴射特性

機械式噴射システムと本システムによる燃料噴射率の変化パターンを図6-9に示す。

一定噴射圧と弁の高速開閉の結果、本方式は、一般に理想とされている「短形パターン」に近い噴射特性が得られている。

(2) 回転数制御

図6-10に回転数設定値・負荷抵抗・燃料噴射圧を変化させた場合の回転数の制御性能を示す。結果としては、アイドリング状態でわずかな脈動がみられるものの通常運転の回転数および負荷の状態では非常に安定した制御性を示している。

(3) 機関性能

図6-11(a)に各出力において燃料噴射開始時期を変えたときの、燃料消費率の変化(100%出力における燃料消費率の最小値を基準として、この値との差を示す)を、また、図6-11(b)には機械式燃料噴射で85%出力における最適値に噴射時期を固定し、負荷を変化させたときの燃料消費率と、電子制御により各々の負荷で最適化を図った結果との比較を示す。

図6-11(a)は、いずれの負荷についても噴射開始時期の影響は単純な放物特性になっていることを示している。この結果、前述の最適化アルゴリズムによって必ず最適値に到達出来ることになり、その有意性が確認されたと考えている。

また、(b)の結果については、同じ85%出力でも電子制御により5g/kwhの燃費の改善が見られること、さらに、低負荷になると、機械式と電子式の差が一層大きくなることから、電子制御の有用性が示されたものと考えられる。

なお、50%出力で両者に極端な差が見られるのは、機械式では、出力が下がると燃料噴射特性が悪くなり効率の良い燃焼が維持出来なくなるためである。

(4) 最適化制御

図6-12に最適化制御の結果の一例を示す。

これは、最適化の确实性を検証するために行ったもので、50%出力の状態でも最適値をはさむ二つの初期値から最適化を開始して最終到着値を比較するという方法を用いた。

結果は、両者共、図6-11(a)の最適点近傍に達しており十分な制御性が確認されたものと考えられる。

なお、縦座標の燃料消費率は、図6-11(a)と同様に、50%出力についての最少の燃料消費率を基準として、その値からの差で表現した。

6.5 実用化の検討

6.5.1 概要

実機への適用結果により、本システムは機能的に十分なものであることが明ら

かになった。ただし、これは、単筒テストエンジンについての装置であるため、実用化を考えると、さらに次のような課題を解決する必要がある。

(a) 燃料噴射装置の構成を多気筒用のものに拡大するにあたり、十分な信頼性を有するシステム構成とする。

(b) 多気筒エンジンの各シリンダについて対応する制御方式を確立する。

以下ではその各々について触れるが、本論文では多筒の実用機による実証までには至っておらず、考え方の呈示とシミュレーションによる検討結果を示すに止める。

6.5.2 システム構成

PAエンジンは、通例6気筒で使用される。従って燃料噴射装置のシステム構成として増圧用電磁弁及び噴射開始・終了用サーボ弁を各シリンダ毎に用いた場合24個の弁が必要となる。

電子制御装置の実用性を左右する要因の一つは信頼性である。

船舶用の主機関は、使用される年間の稼働時間を200日とするのが一般的であることから、これらの期間トラブル無く稼働できることが最底の条件とされている。

単筒のエンジンの場合、各電磁弁が平均 10^9 回以上の動作回数を保証することから、システム全体でも十分にこの条件は満足されるが、6気筒の実機を想定すると、やや不足することになり、噴射開始・終了用サーボ弁を各シリンダに装備することはやむを得ないとして、増圧用電磁弁を数シリンダ分まとめて使用する等、システムの簡略化が必要となる。また、システム価格の上からも構成は簡単なものとするのが望ましい。昨今、電磁弁の信頼性が高まる傾向にあることを考えると、この問題は十分解決し得るものと考えられる。

6.5.3 実用制御システム

(1) 概要

多気筒エンジンでは、各シリンダ間にクランク軸のねじれ振動が生じており、

この影響の大小によって、シリンダ毎のクランク角度の検出を行うか、代表シリンダについてクランク角度を基準として制御を行うことが出来るのかが決められる。ちなみに現在のエンジンの構造では、シリンダ毎のクランク角を厳密に計測することは困難なため、この問題は本システムの成立の可否を左右する問題と言える。

このため、本研究では、多気筒の影響が現れる3気筒のエンジンについて、数学モデルを作成しシミュレーションを行った。

(2) シミュレーションモデル

使用したシミュレーションのモデルは、各シリンダ毎にサイクルをモデル化し、得られたトルクを図6-13のような慣性モーメントを負荷側・フライホイール・各シリンダ・軸端部に集中させたモデルについて、各シリンダにそれぞれ外力として与えたものである。なお、1シリンダについてのモデルを図6-14および表6-3に示す。

(3) シミュレーション結果

各シリンダ毎の噴射開始と終了時期を、各々のシリンダのクランク角により制御した場合と、特定のシリンダのクランク角を基準として制御した場合について検討を行った。図6-15は後者の結果についてねじり振動とシリンダのトルクを示したものである。

この結果により、各シリンダ間のクランク角の相対変位は制御上問題になる大きさではなく、いずれの方式でも熱効率の顕著な差が現れないことが明らかになり、実用機について代表シリンダ、クランク毎を基準として制御を行えばよいことが明確になった。

6.6 結言

船用、発電機用等に使用される大形ディーゼルエンジンの燃料消費量の節減および低質油の使用による燃料費の低減を目的とした電子制御燃料噴射システムについて、特に中速エンジンを対象として開発を進めた。

今回新しく開発されたシステムの特徴をまとめると以下のようになる。

- (a) 常用回転数が500rpm(4サイクル)と、大型機としてはこれまで実現されなかった、中速領域のエンジンのシステムである。
- (b) 燃料・環境条件によらず常に最適値での運転が可能で大幅な燃料消費率の改善ができる。

なお、これらの成果は今回試験に用いたPAエンジンの上位機種であるPCエンジンについても適用できるもので、その実用化については、十分な実現性を持つものである。特に制御装置については、回転数制御、最適化制御など本システムで採用された手法は、基礎的なものでありながら、低速中速エンジンはもとより高速エンジンに至るまで、広い応用性を持つもので、技術的に十分な完成度が得られている。

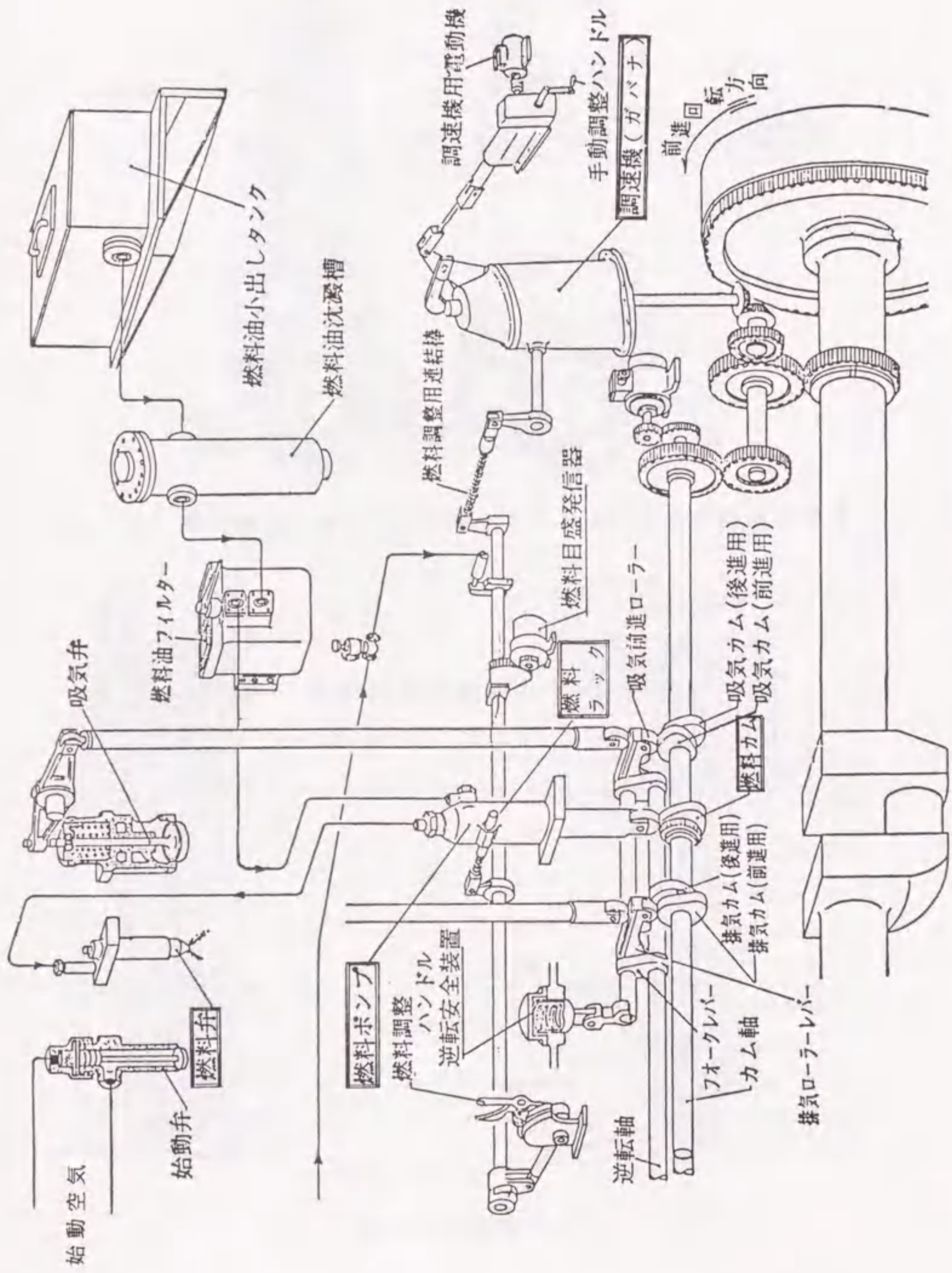


図 6 - 1 機械式燃料噴射システム

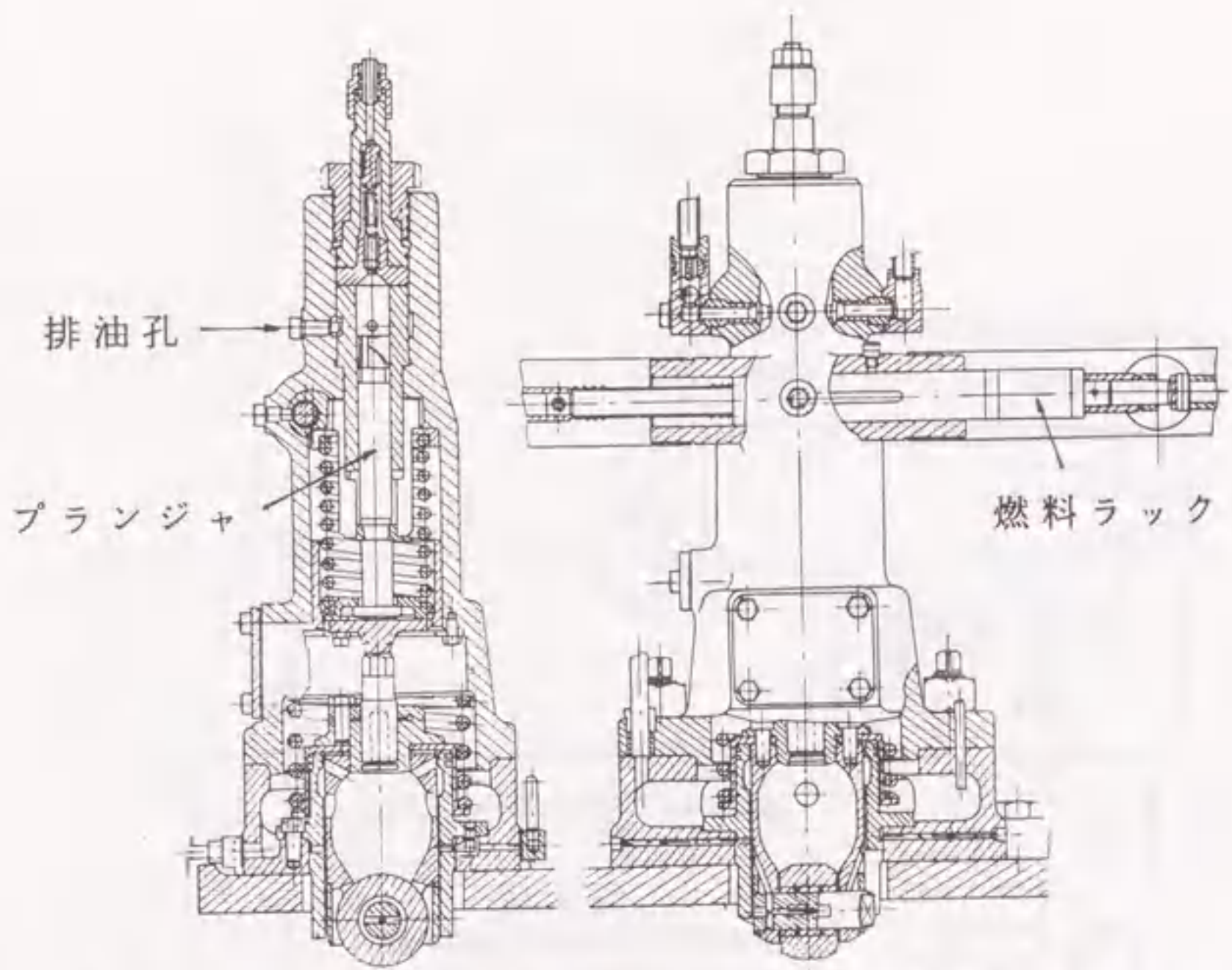


図 6 - 2 燃料油加压機構 (燃料ポンプ) および噴射期間調節機構

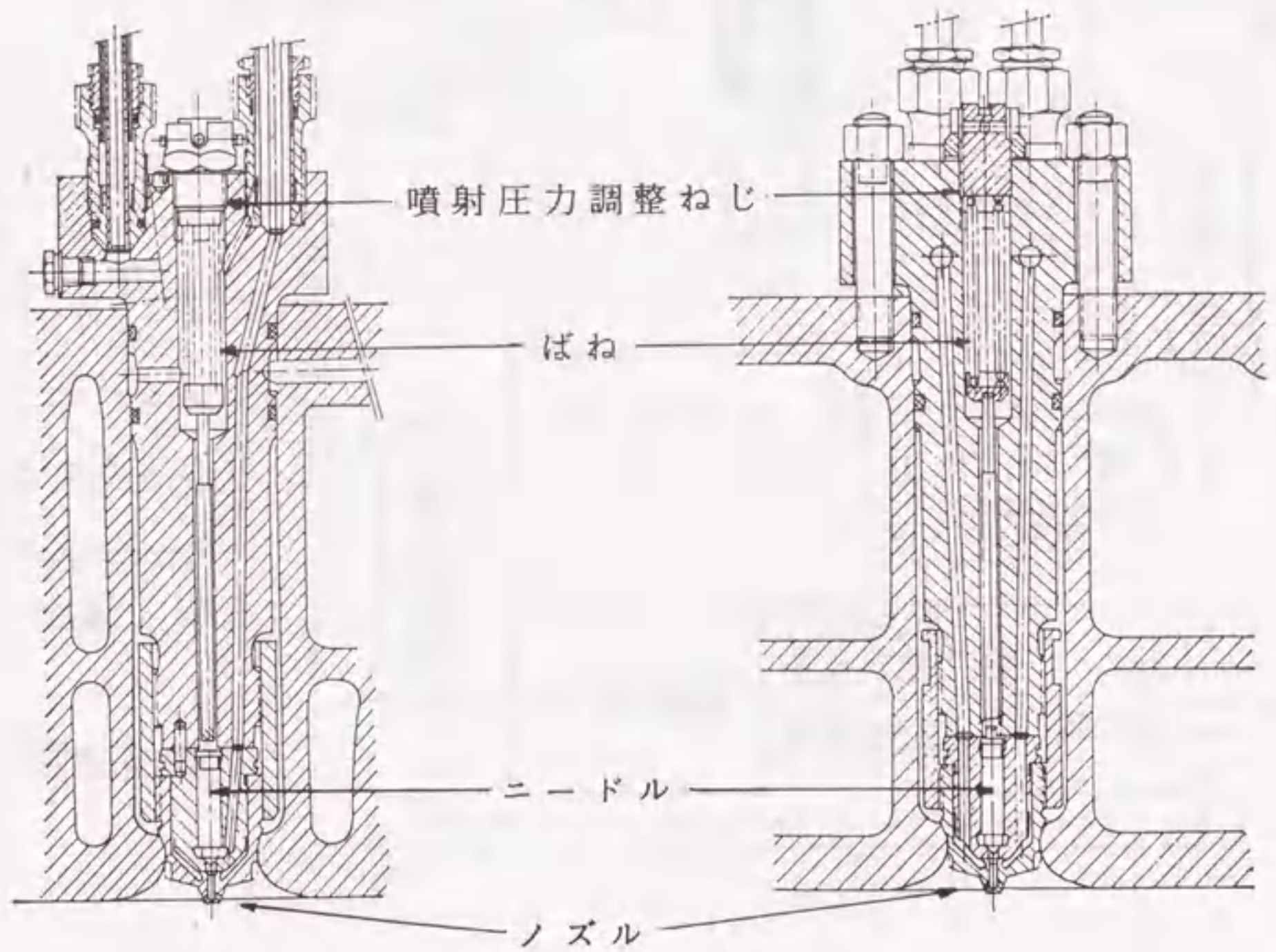


図 6 - 3 燃料弁

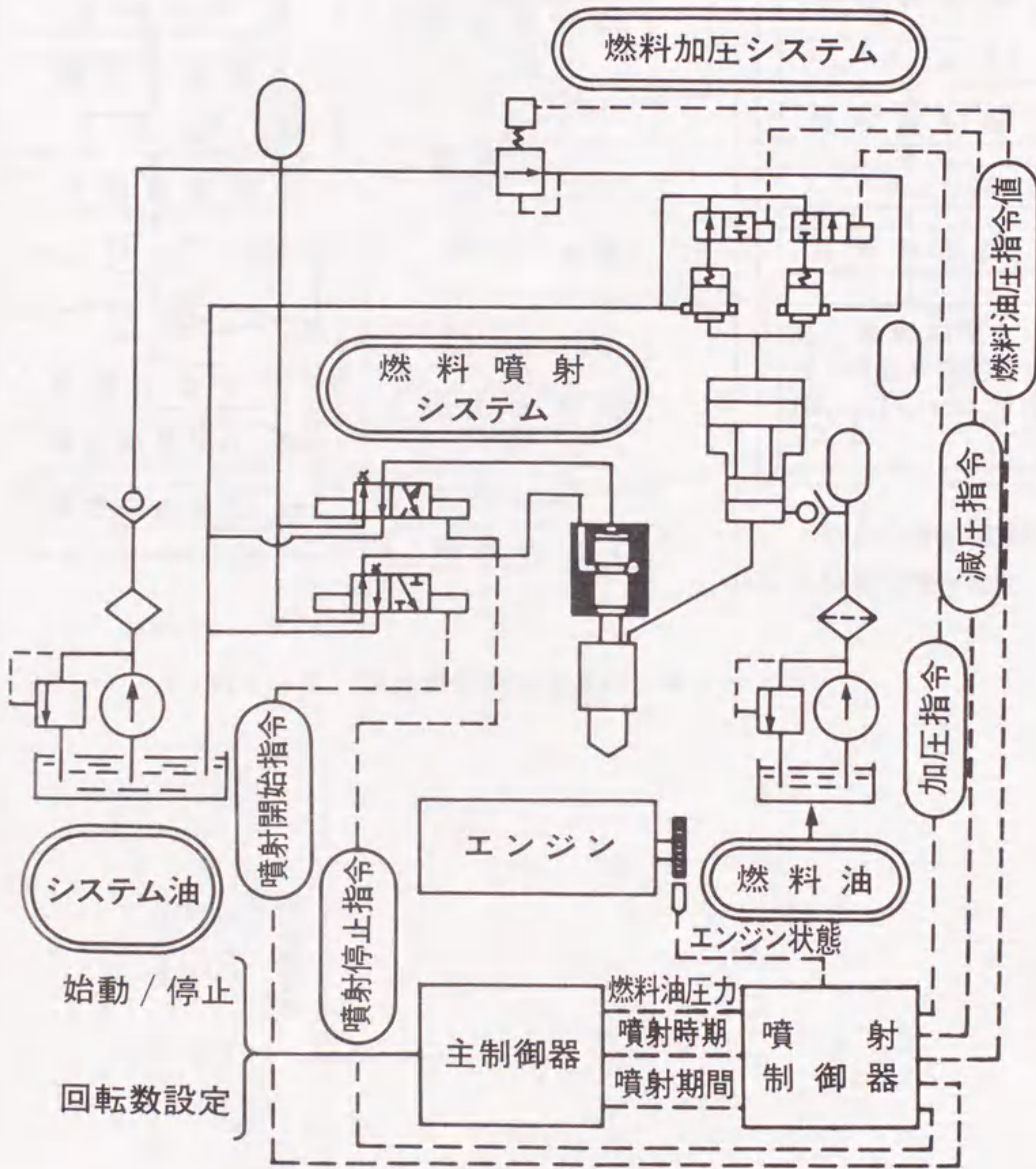


図 6 - 4 全体系統図

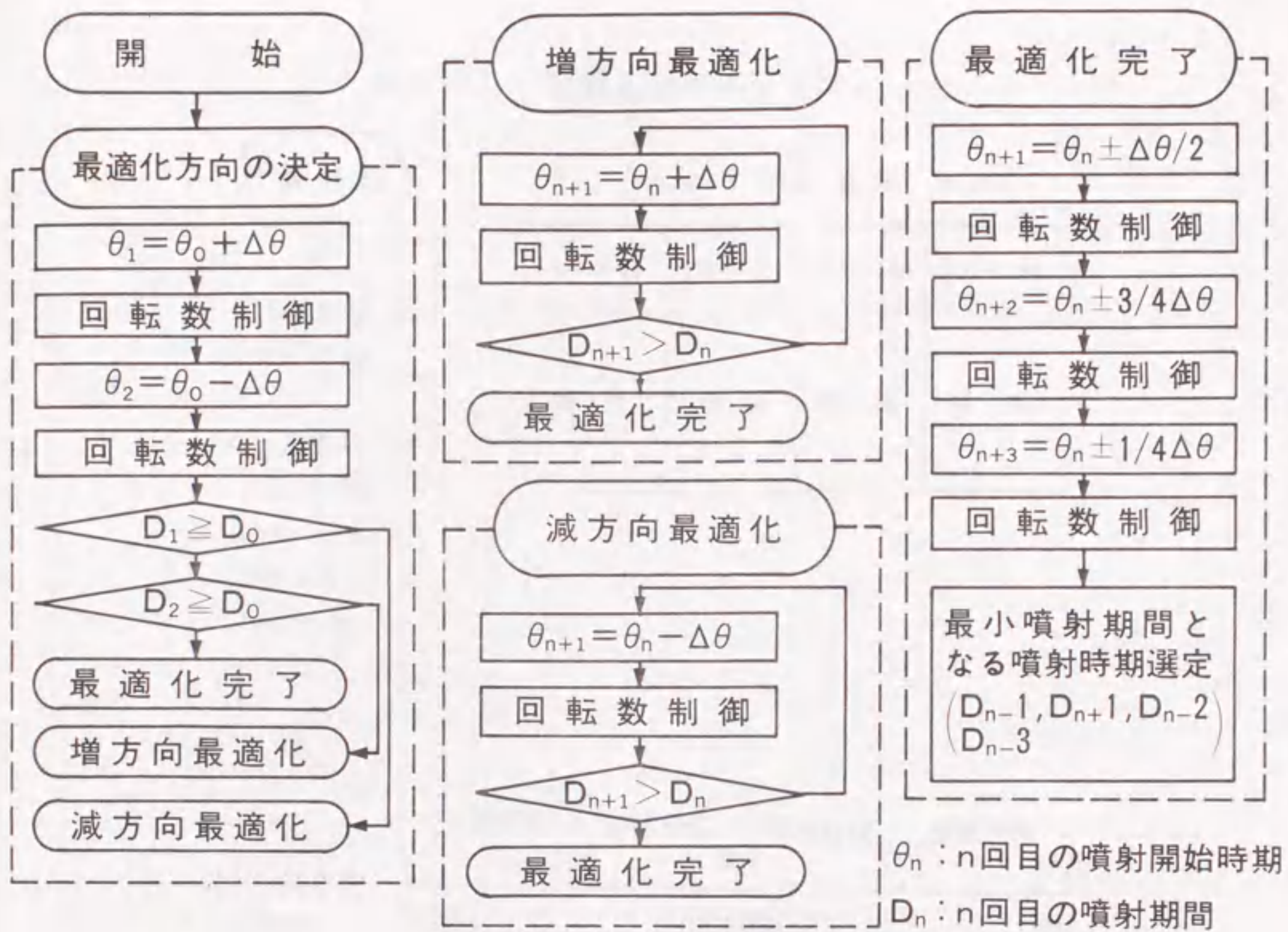


図 6 - 5 噴射開始時期最適化アルゴリズム

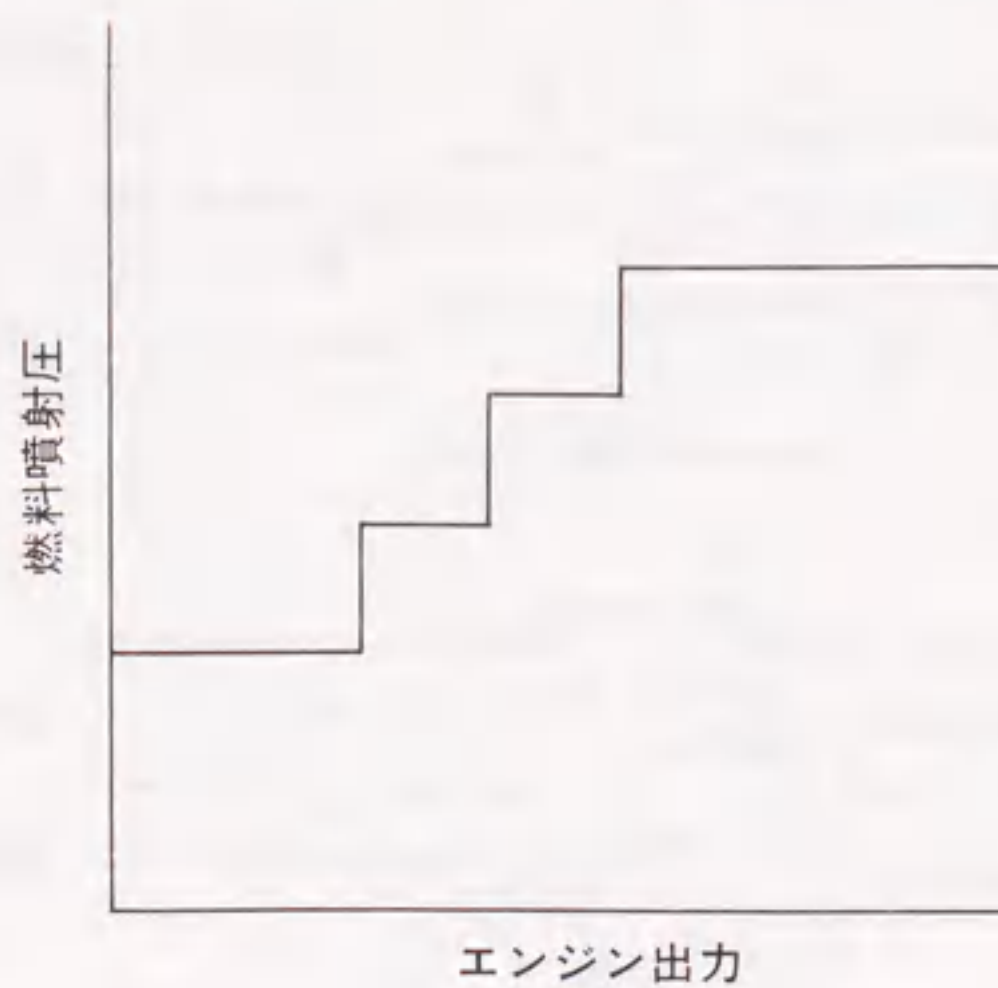


図 6 - 6 燃料噴射圧力制御

表 6 - 1 状態把握アルゴリズム

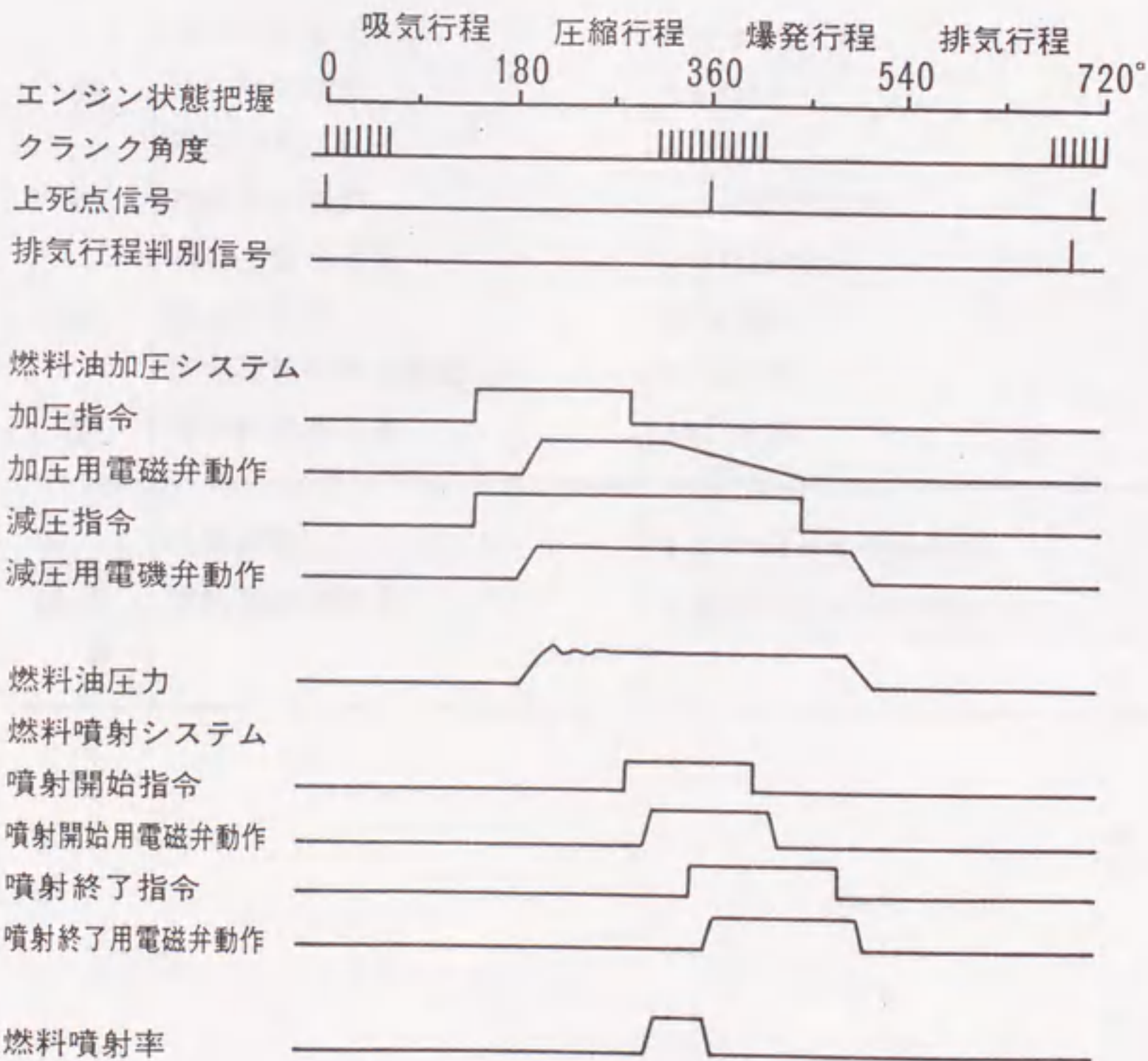
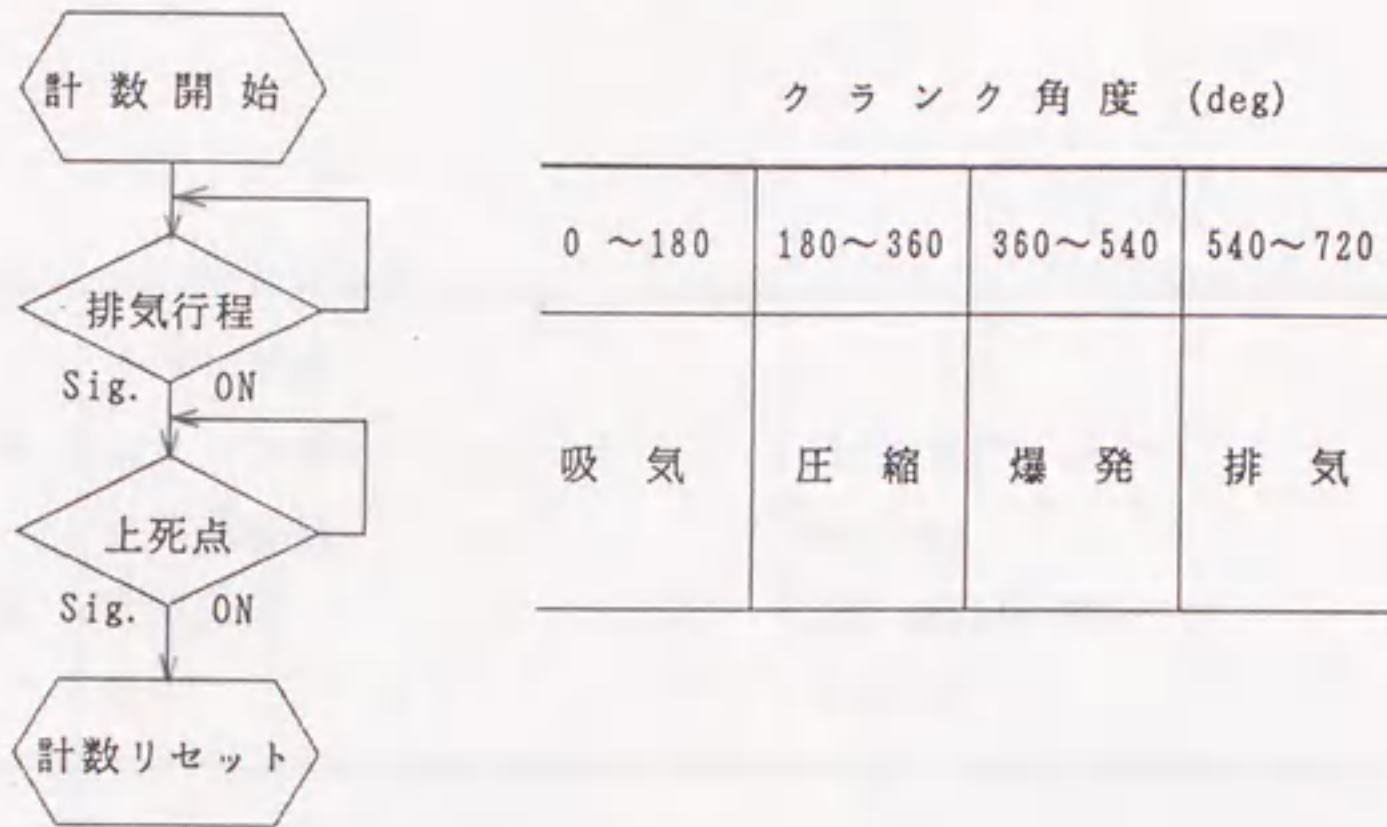


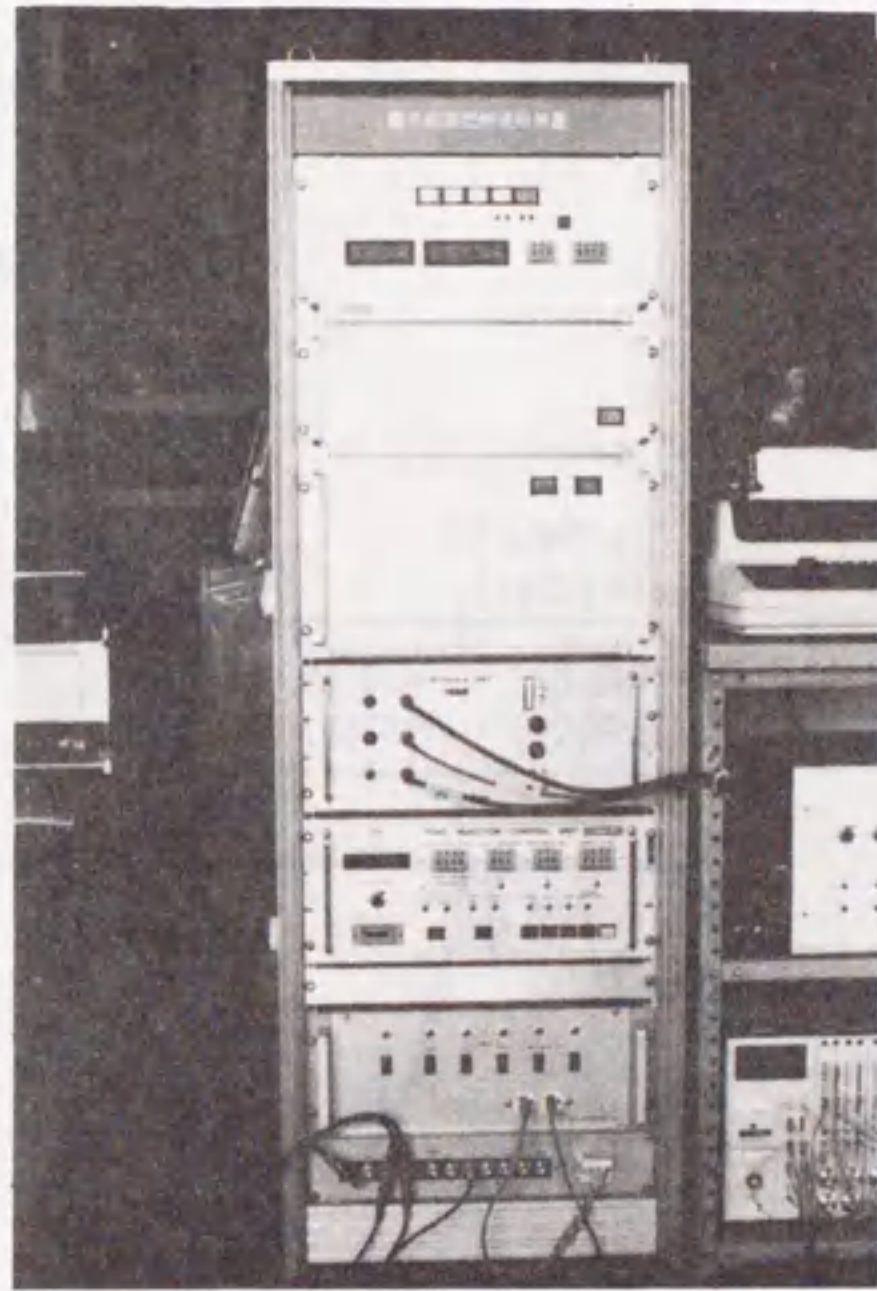
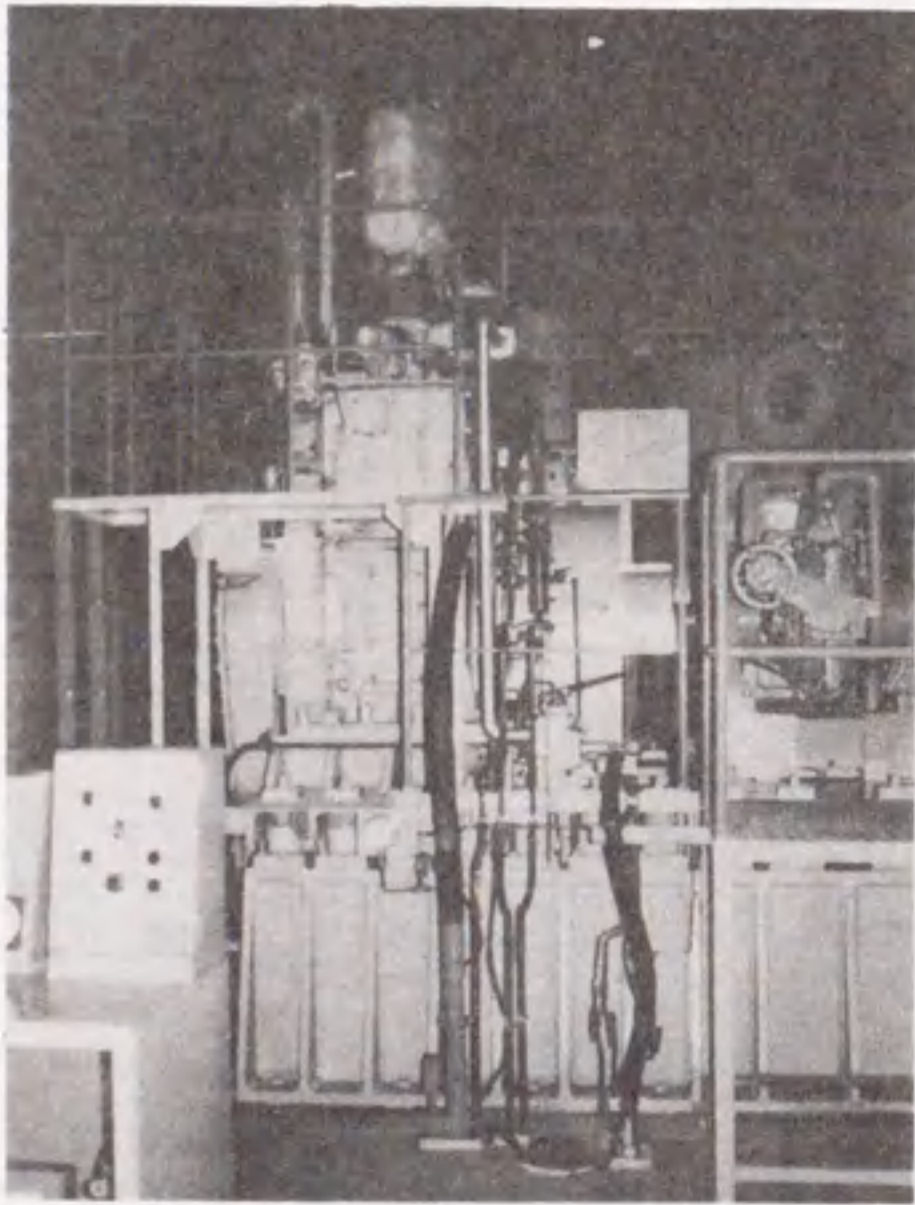
図 6 - 7 燃料噴射制御タイミングチャート

表 6 - 2 試験システム諸元

単 筒 P A 元 6	シリンダ数	1
	シリンダ径×ストローク	280φ×290 mm
	定格回転数	600 rpm
	定格出力	180 kW(240 PS)
	負荷	水馬力計
燃 料 噴 射 装 置	最大噴射量	2.6 cm ³ /stroke
	噴射時期変更範囲	30° BTDC~30° ATDC
	噴射圧	40~120 MPa
	噴射孔径×数	0.5φ×8
	サーボ弁動作速度	0.5 ms/stroke
	サーボ弁容量	6 ℓ/min
	増圧器増圧比	1:6.25
	増圧器吐出量	2.6 cm ³ /stroke
	電磁弁動作速度	1 ms/stroke
	電磁弁容量	30 ℓ/min
	圧力調整弁調整範囲	3~21 MPa
圧力調整弁容量	26 ℓ/min	
制 御 装 置	主制御器	8 bit Micro Computer
	燃料噴射制御器	8 bit Micro Computer

エンジン

動力計



(a) 単筒 P A 6 エンジン
($H_{MAX} = 4 \text{ m}$)

(b) 制御装置
($H = 1.8 \text{ m}$)

図 6 - 8 試験装置写真

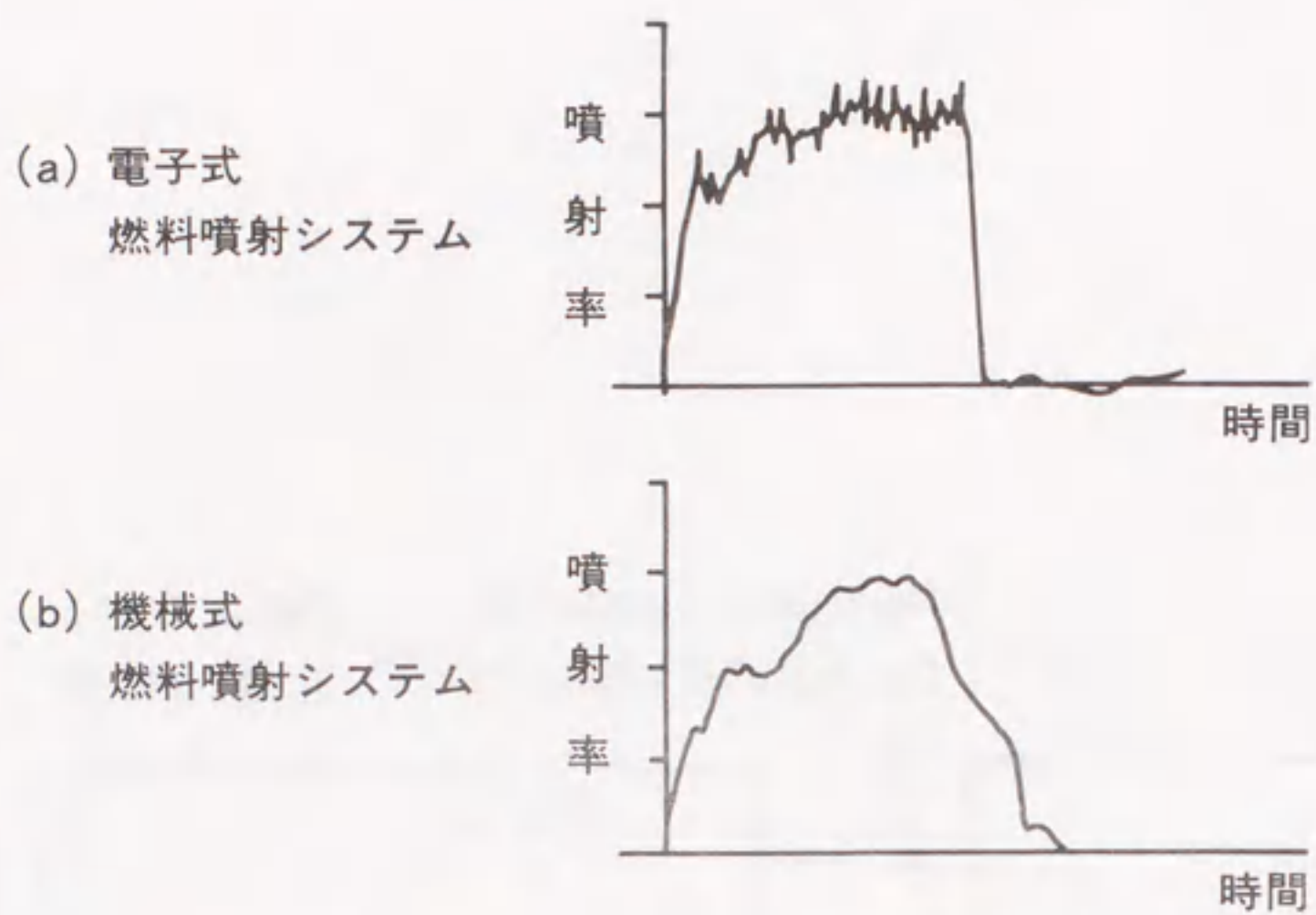


図 6 - 9 燃料噴射率

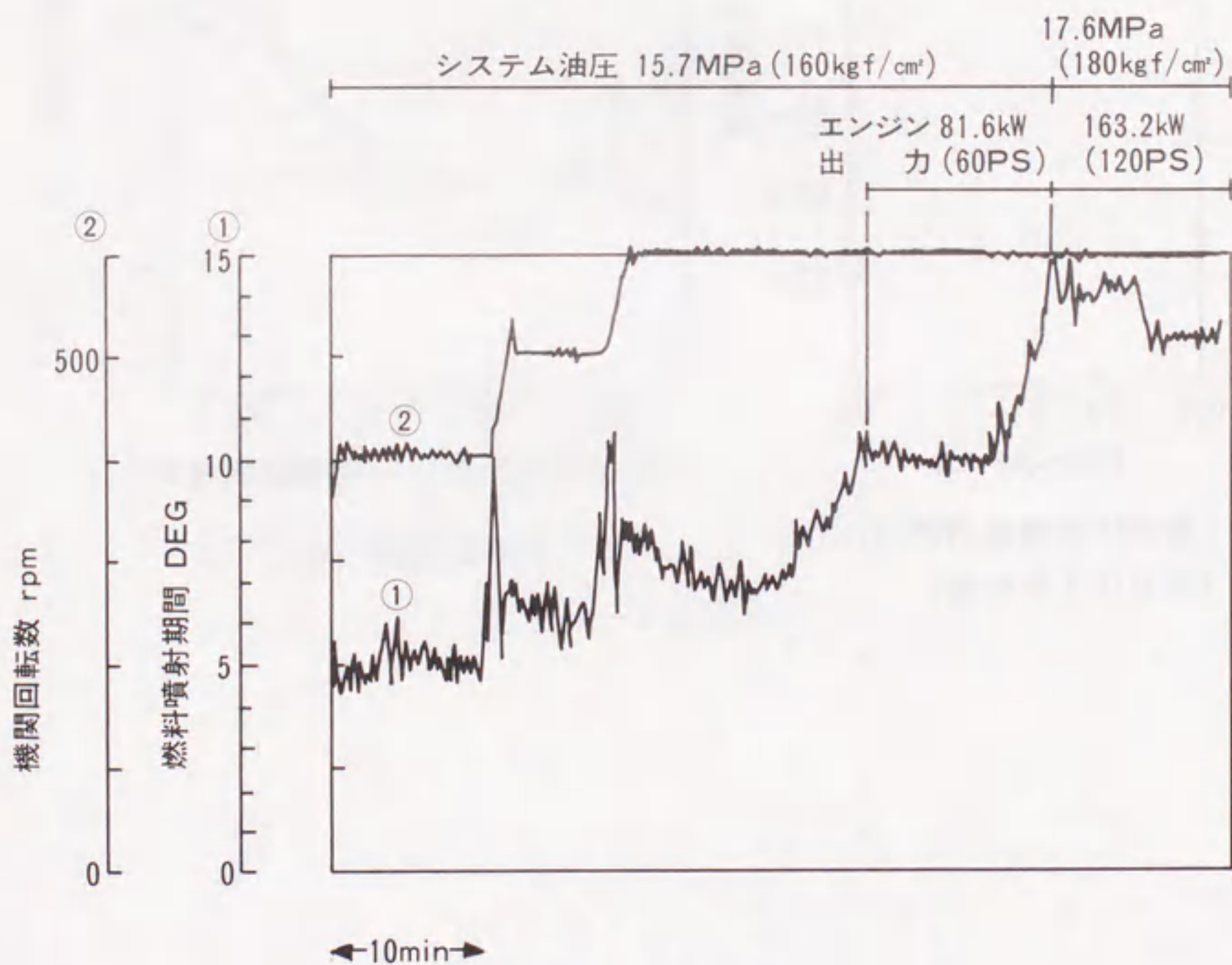
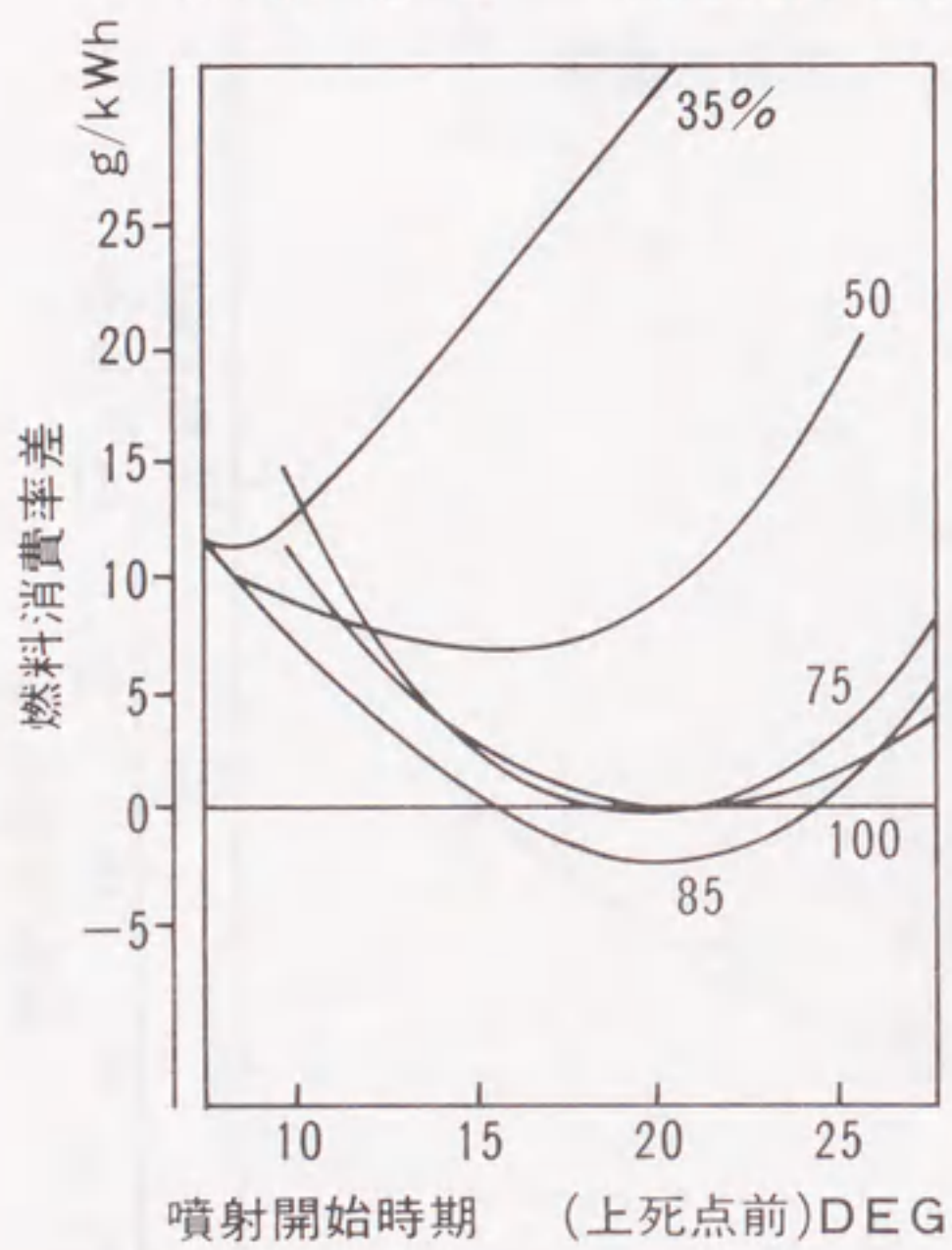
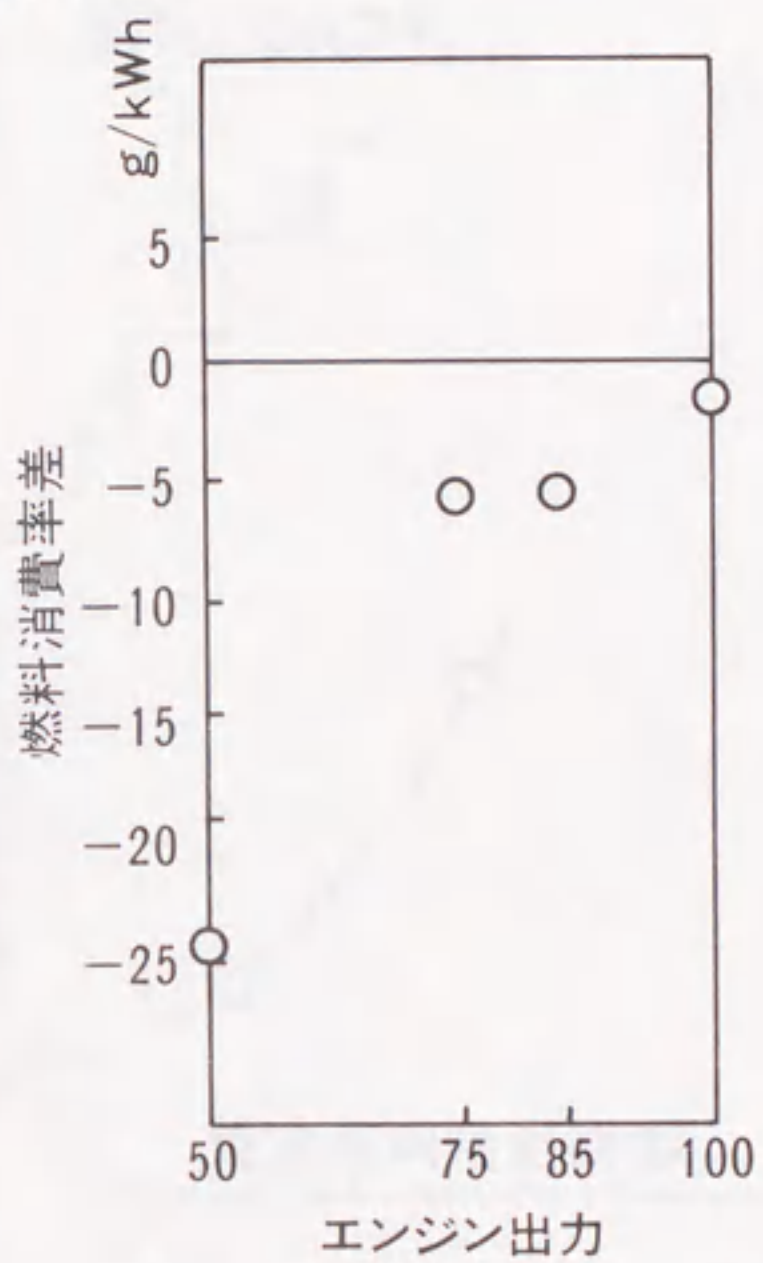


図 6 - 1 0 回転数制御性能

システム油圧 13.7MPa (140kgf/cm²)
 燃料油圧 abt. 85.3MPa (870kgf/cm²)



(a) 燃料消費率



(b) 燃料消費率の改善
(機械式との比較)

図 6 - 1 1 機関運転性能

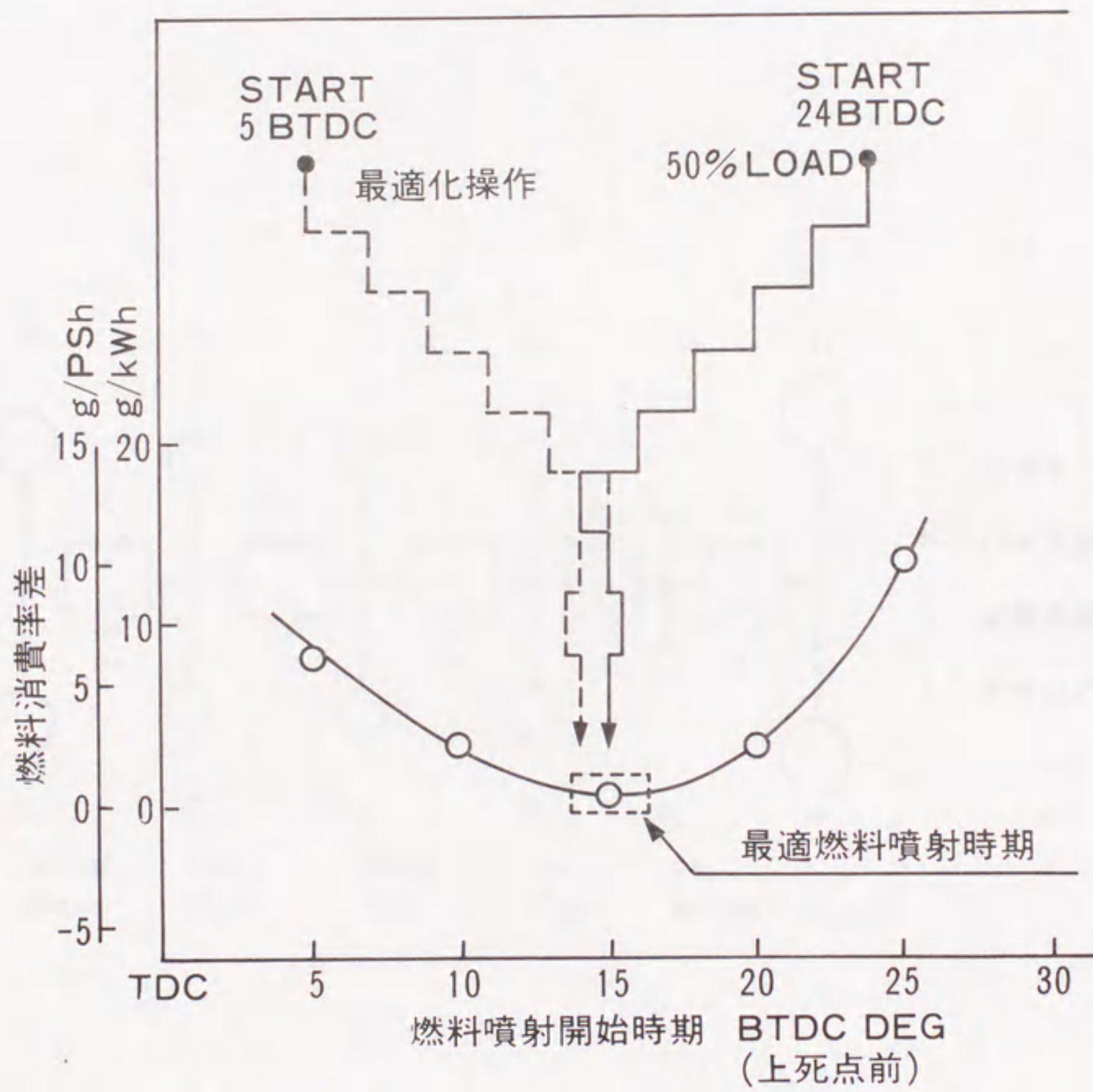


図 6 - 1 2 最適化制御の結果

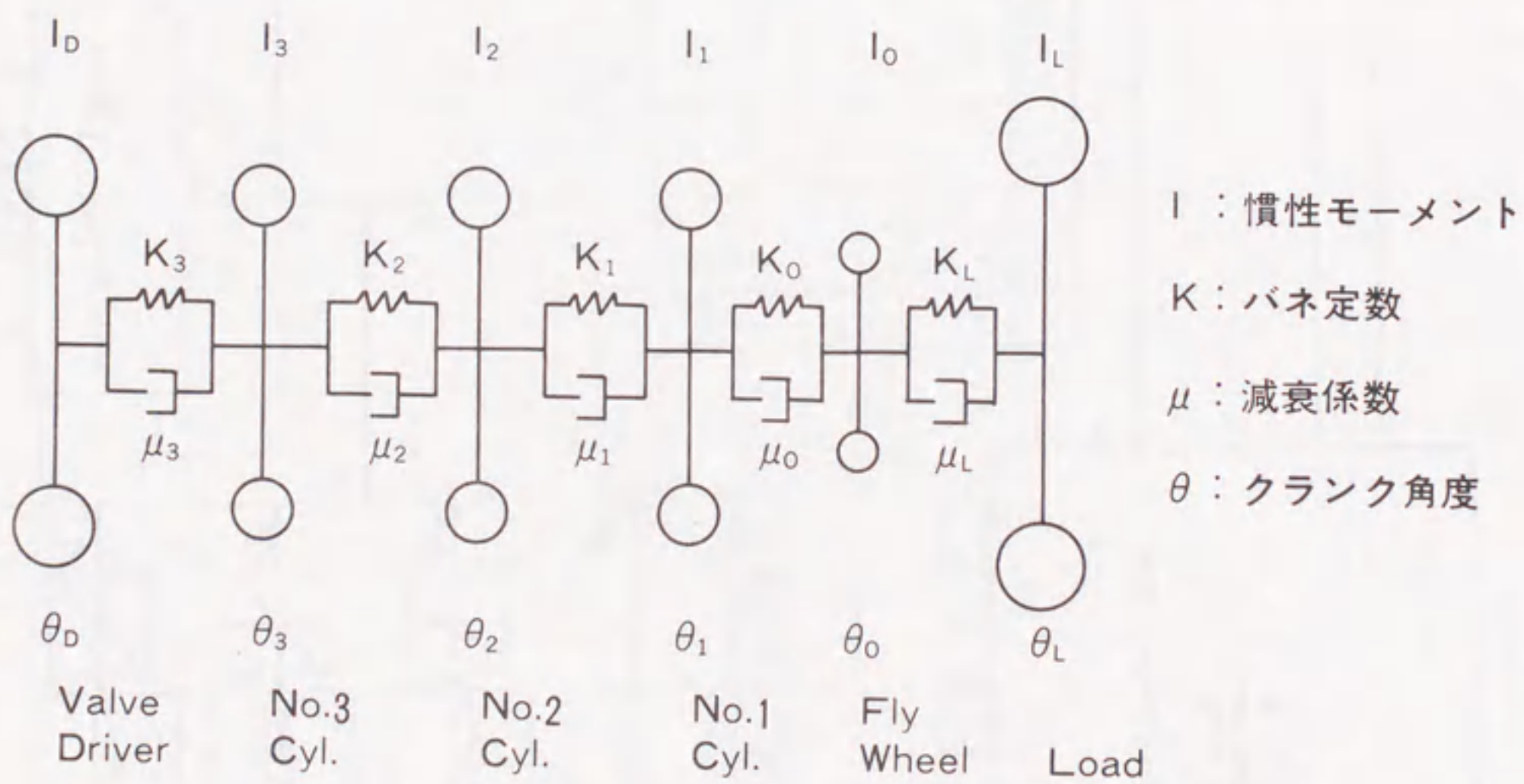


図6-13 3シリンダエンジンの慣性モーメント

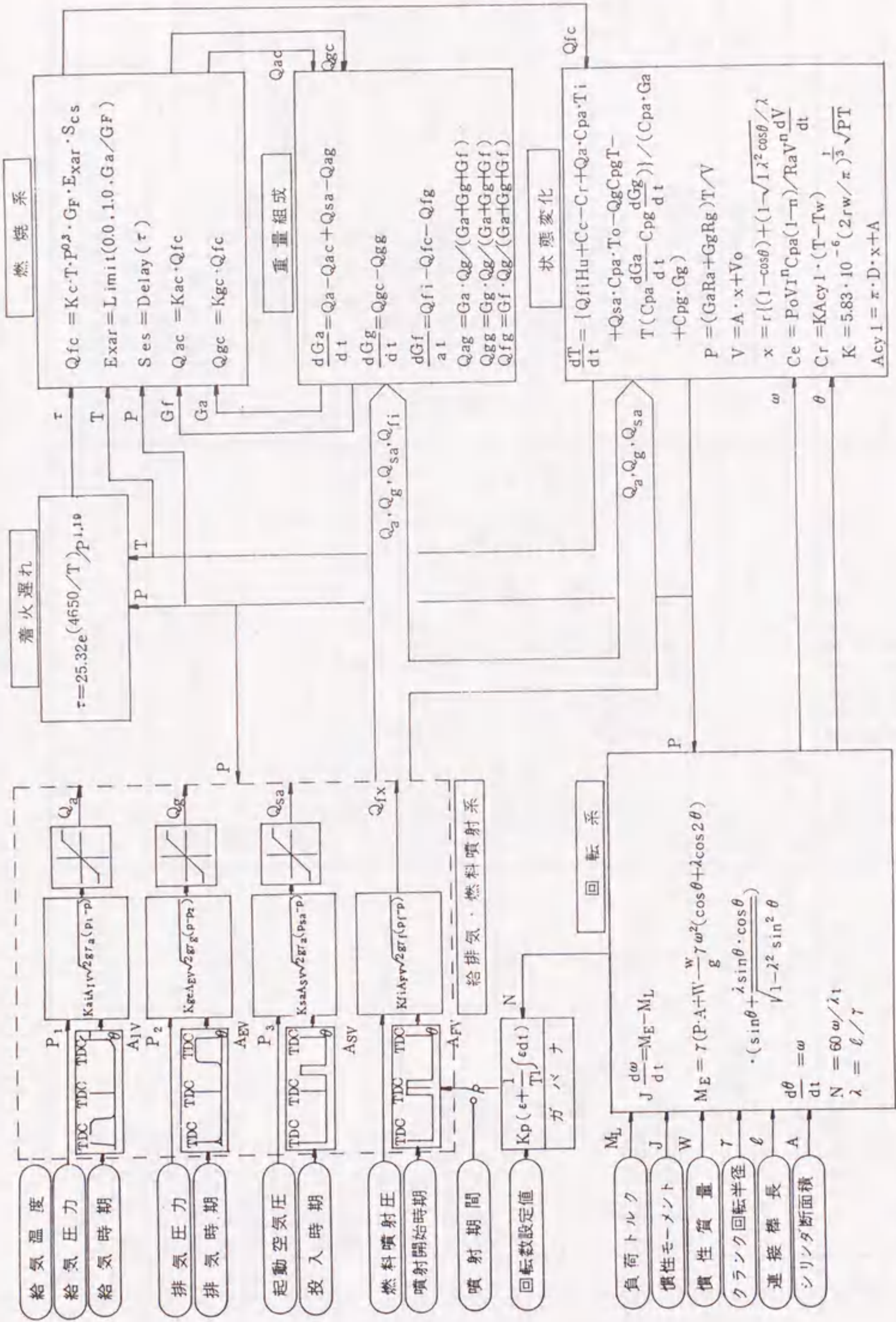


図 6-14 エンジンシミュレータ

表 6-3 エンジンシミュレータ 変数・パラメータ・定数一覧表

変数	変数	変数	定数	定数
Qa	給気流量	θ	クラック角度	燃料噴射弁流量係数
Qa	排気流量	x	ピストン変位	空気比重量
Qsa	起動空気流量	N	エンジン回転数	燃焼ガス "
Qf	燃料噴射量	D θ fi	燃料噴射期間	燃料油 "
AIV	給気弁開口面積			重力加速度
AEV	排気弁 "			燃焼速度変換係数
ASV	起動空気弁 " 比			燃焼空気消費量, 変換係数
AFV	燃料噴射弁 " 比	パラメータ		" ガス生成量
r	燃料着火遅れ	T1	給気温度	空気比熱
Qfc	燃料燃焼速度	P1	" 圧力	燃焼ガス比熱
Exar	空燃比	P2	排気圧力	燃料発熱量
Qac	燃料時空気消費量	Psa	起動空気圧力	空気ガス定数
Qgc	燃焼ガス生成量	θ ai	" 噴射開始時期	燃焼ガス "
Ga	シリンダ内空気重量	D θ ai	" 期間	シリンダ最小容積
Gg	" 燃焼ガス重量	Pf	燃料噴射圧	圧縮始め, 圧力
Gf	" 燃料重量	θ fi	" 開始時期	" 容積
T	" 温度	SRPM	回転数設定値	慣性モーメント
Cc	圧縮行程発熱量	Kp	ガバナ比例ゲイン	" 質量
Cr	シリンダ放熱量	Ti	" 積分ゲイン	クラック回転半径
Acy1	" " 面積			連接棒長さ
K	" " 熱通過率			シリンダ断面積
P	シリンダ内圧			
V	" 内容積	定数		
w	クラック角速度	Kai	給気弁流量係数	
ME	エンジン発生トルク	Kge	排気弁 "	
ML	負荷トルク	Ksa	起動空気弁 "	

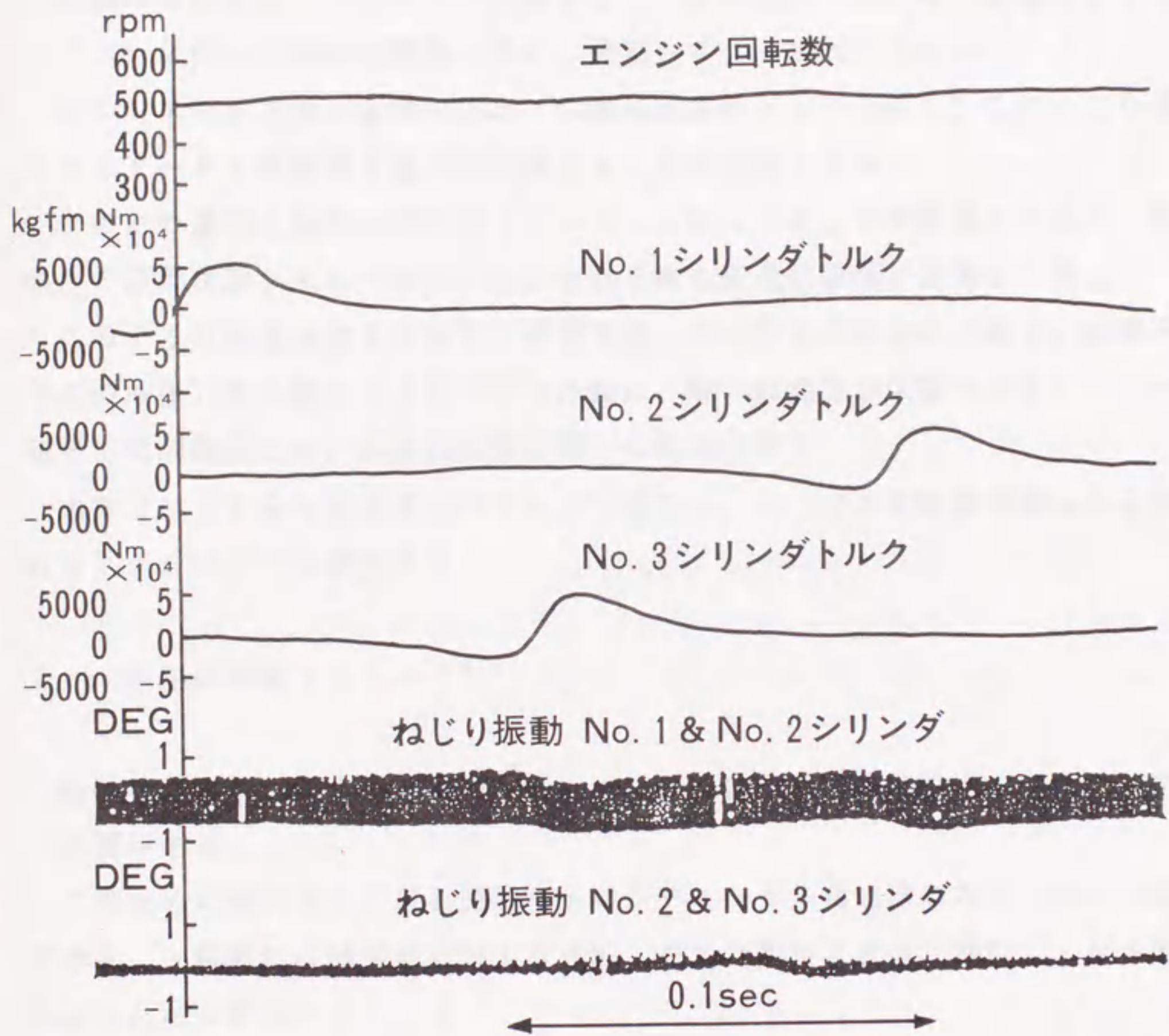


図6-15 シミュレーション結果

7. 軸発電機／電動機、タービン発電機、ディーゼル発電機の最適運転

7.1 緒言

船舶における省エネルギーの対象として、機関部については、主機（メインエンジン）に次いで燃料消費量の多い、発電システムを取り上げる。

このシステムでは、主機の排ガスの熱を水蒸気として回収し、これにより運転されるタービン発電機を最大限利用することが主眼となる。

このため蒸気を条件の許す限りタービンに投入することが課題となるが、蒸気条件の限界状態が未知であるので、それを探る最適化制御が使用される。

このような限界条件を追求する問題では、系の特性が非線形の場合、線形系としての取扱いを前提とする現代制御理論は、解の最適性が保証されないことから適用には問題があり、最適化制御が唯一のものとなる。

本章では、十分な蒸気量が得られない場合と、十二分の蒸気量が得られる場合のシステムについて紹介する。

7.2 船舶の発電システム¹⁹⁾

船舶は外界から孤立した系であるために、独自の電力を供給するシステムを持つ必要がある。

このための構成として最も簡単なものがディーゼル発電機のみによるシステムである。一般的には通常航海時1台運転、最大負荷時2台並列運転、1台予備の合計3台から構成されている。

このシステムの問題点として、エンジンの制約から燃料油として高価なA重油を使用することになり燃料費がかさむことである。ちなみに、ディーゼル発電機を使用する場合の燃料費は60000DWT級のばら積船を想定したとき、全燃料費の15%程にもなるものである。したがってこの燃料費の節減も大きな課題の一つとなる。

これに対する方策の一つとして考えられたのが、主機であるディーゼルエンジンの排ガスの持つ熱エネルギーを回収して水蒸気を発生させ、これによりタービ

ン発電機を運転すると言うものである。

このシステムでは、ディーゼルエンジンの機種にもよるが、およそ10000 KW以上の出力のエンジンを装備する場合、航海中の所要電力をタービン発電機のみにより賄うことが出来る。

タービン発電機の採用により発電に要する燃料費の75%が節約出来ることになる。この効果をより大きなものとするために考えられたのが、タービン発電機とディーゼル発電機の並列運転システムである。

また、10000 KWより大きい出力を持つエンジンを装備する場合、発生蒸気量は所要電力を賄ってなお余りあるものとなる。

この余剰エネルギーを全て電力に変換し、電動機を運転し、プロペラの動力の一部とする。逆に蒸気量が不足して所要電力を賄えない場合はこの電動機を発電機として主機により運転する。

このような用途のために軸発電機/電動機(軸発電動機)が考えられた。

船舶の発電システムは、ディーゼル発電機よりタービン発電機・ディーゼル/タービン発電機の並列運転・タービン発電機/軸発電動機の並列運転と省エネルギーを目的として次第に複雑なものとなっているが、それに伴いこれを運転する制御システムについてもより複雑なものが要求されるようになった。

7.3 発電システムの制御²⁰⁾

7.3.1 概要

発電システムの制御としては、通常に単独運転される場合、ガバナによる回転数すなわち周波数制御が基本となる。そしてこの発電機に異常が発生した場合、あるいは、発生蒸気量が不足した場合、予備機を起動して並列運転に入るが、その場合の機能として予備機の自動起動・自動同期投入・自動負荷分担等が従来の一般的な機能として実施されてきた。

これは、ディーゼル発電機だけのシステムでも、タービン発電機を主発電機・ディーゼル発電機を予備とする場合についても使用されるもので、新しいシステムでも基本機能となっている。

以下にその内容を概説する。

7.3.2 回転数制御（周波数制御）

(1) 概要

船内では、モータ・ポンプ・その他電気を動力とする諸機能が頻繁に発停しており、その都度所要負荷が変動する。これに対し、発電機は常時安定した周波数の電力を供給する必要がある。

この周波数は発電機の回転数によって決まるため、安定化のためには負荷の変動に対して十分な応答性を持つ回転数制御系が要求される。

(2) ディーゼル発電機の周波数制御

ディーゼル発電機の場合、前章でも触れたが、回転数の制御はガバナにより行なわれ、設定された周波数と実周波数の偏差に応じて燃料ラックを動かし、燃料の噴射量を調節し、回転数を一定に保つ。

したがって周波数の制御については、設定周波数と実周波数の差により回転数増加または減速指令をガバナの設定値に与えることで対応している。この系統図を図7-1に示す。

(3) タービン発電機の周波数制御

タービン発電機についても周波数制御はディーゼル発電機と同様に目標周波数と実周波数の差に応じて、回転数制御の設定値を増加あるいは減少させることを行っている。

ただ回転数制御については、タービン発電機の場合蒸気を使用することから、その流量を加減することにより行う。

一般に、推進用主機関として蒸気タービンを使用する場合は発電機も同じ蒸気を用いるが、ディーゼルエンジンを主機関とし、省エネルギーのためにタービン発電機を使用する場合は、エンジンの排ガスのエネルギーを回収して蒸気を発生させる。

このため系統には排熱ボイラとしての機能を持つエコノマイザが装備される。

このエコマイザは煙道の中に多数の管を配置したもので、この中に水を通して蒸気を発生させる。この全体構成を図7-2に示す。

蒸気タービンでは、ノズルから吹き込まれた蒸気がタービン翼にエネルギーを与えつつ、膨張しコンデンサに入って復水することでエネルギーを完全に失う。

この場合、入口で持つエネルギーが低すぎるとタービン内部で水蒸気が凝縮し、タービン翼の破壊に至ることがあり、凝縮することなくタービンを通過し得る蒸気条件がタービン発電機の成立下限となる。

(4) 並列運転

1台の発電機で容量が不足する場合や異常のため所要電力を賄えなくなったとき予備機が起動し、並列運転あるいは運転機を切離し、不足に対応する。

このプロセスで行なわれる操作は

- (a) 予備機の自動起動
- (b) 予備機の周波数制御
- (c) 予備機の同期／投入
- (d) 運転機との負荷分担

である。

(a) は始動指令信号を受けディーゼルエンジンを圧縮空気による始動から燃料によるアイドリング運転へとシーケンス制御により立ち上げる。

(b) は始動したエンジンを設定回転数まで上昇させる。

(c) は運転されている発電機と周波数および位相を合わせること（同期）と、同期が行なわれた瞬間に負荷を持たせる（投入）操作である。

同期は予備機の周波数と位相を、運転機との間で完全に一致するまで徐々に変化させる方式で行なう。

(c) 負荷分担は、予備機に相応の負荷を持たせるように運転機より負荷を移行し、並列状態で運転することをいう。

負荷を移行させるためには増加させる側の発電機の回転数を許容範囲内で他の発電機より高くすればよく、所定量まで移行したとき回転数を同じにすれば移行は止まる。

従来の並列運転の方法は、ディーゼル発電機同志の場合は出力が低くなると不

完全燃焼を起こし、機関の汚れによる性能の劣化や熱負荷の増加による寿命短縮等の問題を生じるため、一般に最大出力の50%以下での使用を極力避けている。

一方蒸気タービンについては、蒸気条件さえ許せば負荷の制約は無い。

従来の負荷分担運転はこのような条件を考慮して、ディーゼル発電機同志の並列運転の場合は等量分担、あるいはそれぞれの発電機の容量に応じて比例配分するものとし、ディーゼル発電機とタービン発電機の並列運転の場合は、操作が煩雑になるため、長時間にわたる運転を避け、タービン発電機単独で所要負荷が賅えない場合はディーゼル発電機の単独運転を行っていた。

7.4 最適負荷分担装置 ²¹⁾

7.4.1 概要

船舶の発電システムの省エネルギーのために主機の排ガスの熱を利用して発生させた蒸気によるタービン発電機を用いることは一般的となっているが、タービン発電機が所要負荷を完全に賅うことが出来る場合でないと成立しないという制限を持つものであった。このためディーゼル発電機との並列運転が考えられたが、ディーゼルエンジンの出力に下制限があるため、従来、ディーゼル発電機同志の並列運転に適用されてきた方式は十分なものでなかった。

このため、ディーゼルエンジンの出力制限を考慮しながらタービン発電機に可能な限り負荷を担わせる最適負荷分担方式を開発した。

7.4.2 制御方式

この制御システムの基本的な考え方は、

- (a) ディーゼル発電機単独運転
 - (b) タービン発電機上限負荷でのディーゼル発電機・タービン発電機並列運転
 - (c) ディーゼル発電機下限負荷でのディーゼル発電機・タービン発電機並列運転
 - (d) タービン発電機単独運転
- の4種類のモードを状況に応じて使い分けるものである。

すなわち、

(a) 主機の出力が低く蒸気の発生量がタービンの運転限界に到達するまではディーゼル発電機により所要負荷を賄う。

(b) タービン発電機の運転が可能になった時、タービン発電機を同期・投入してディーゼル発電機との最適負荷分担運転に入る。

タービン発電機の負荷 KW_T と蒸気加減弁開度 L_T を監視し、負荷が上限値 KW_{TMX} に達するか、弁開度が上限 L_{TMX} に達するまで、すなわち

$$KW_T \leq KW_{TMX}$$

または、 $L_T \leq L_{TMX}$

の状況ではタービン発電機の負荷を増加し、ディーゼル発電機負荷を低減する。

タービン発電機負荷または弁開度が上限値に達した場合、タービン発電機のガバナモータを停止して回転数設定値を固定する。そして、系統周波数の維持と船内負荷の増減にはディーゼル発電機のガバナモータを操作して対応する。

(c) 主機出力が増加し、蒸気条件が良くなるとタービンに流入する蒸気量が増え、タービンの回転数が上昇する。このためガバナによる制御が行なわれ、その結果、弁開度が小さくなるとともに上記の条件が解除され、タービン発電機の負荷の増加が行なわれる。

こうしてディーゼル発電機の負荷 KW_D が減少し、下限値（許容最低負荷） KW_{DMN} を下回った場合、すなわち

$$KW_D \leq KW_{DMN}$$

となった場合には、ディーゼル発電機の回転数設定値を固定し、系統周波数の維持と船内負荷の変動にはタービン発電機のガバナモータを操作して対応する。

(d) さらに、タービン発電機の負荷余裕がディーゼル発電機負荷を十分吸収出来る場合には全負荷をタービン発電機に移行しディーゼル発電機を切り離す。

この制御フローを図7-3に示す。

7.5 軸発電機を装備する発電システムの制御²²⁾

7.5.1 概要

ディーゼルエンジンを主機とする船舶においてエンジンの排熱を回収して得られる蒸気エネルギーが電力の船内負荷を賄ってなお余剰を生じる場合、前述の最適負荷分担機能ではそれらをすべて捨てることになる。

このため主機の出力軸に直結して、電動機としても、発電機としても使用することが出来る軸発電機といわれる装置を導入した発電システムが考えられた。

このシステムの運用は、タービン発電機に蒸気条件が許す限りの電力を発生させ、所要船内負荷を賄った後余剰があれば、それを本電動機に供給して、主機の出力を補助し、船内負荷を賄うことが出来ない場合は、これを発電機とし、タービン発電機を補う。

したがって、従来のタービン発電機とディーゼル発電機のシステムに比べ、軸電動機としてエンジンを補助する分大きな省エネルギー効果が得られ、軸発電機として運転する場合も、高価なA重油を燃料とするディーゼル発電機と異なり、主機は安価なC重油を使用することから、差額相当の省エネルギーが達成できる。

このシステム構成を図7-4に示す。

7.5.2 タービン発電機と軸発電機の並列運転制御

このシステムのもっとも効率の良い運転法は、タービン発電機の徹底した利用であることは言うまでもない。しかしタービン発電機に軸電動機用の負荷を加えていき蒸気タービンの限界状態を実現し、なおかつこれを維持することはシステムの第一の課題である。

本システムでは、このタービン発電機の限界状態を知る指標として、蒸気加減弁の開度を利用する方式を考案した。

すなわち蒸気タービンの出力と弁開度の関係として図7-5に示すように、出力により限界となる弁開度が変化する特性がある。したがって、この限界値を目安に軸電動機の負荷を大きくして行き、弁開度がその限界値まで到達したとき負

加を止めその状態を維持するというものである。

以下に制御のアルゴリズムを詳説する。

所要負荷が W ，その時の蒸気加減弁開度が L の状態を考える。所要負荷 W に対応する弁開度上限値を L_M とすると，

(a) $L \leq L_M$ の場合

タービン発電機はまだ負荷を担う余裕があることから，その負荷の設定値 W_T を次式により変更する。

$$W_T = W + K (L_M - L) \quad (7-1)$$

ただし K は負荷の変更量の比例ゲインを表す。

(b) $L > L_M$ の場合

タービン発電機の成立限界を越えて使用していることになり，既定量の負荷 W_C を削減する。すなわち

$$W_T = W - W_C \quad (7-2)$$

なお，この処理に合わせ軸発電機についても運転条件の変更が行われる。その際の指標として次式を考える。

$$\Delta W = W - W_T \quad (7-3)$$

(7) $\Delta W < 0$ の場合

軸発電機として使用する場合：軸発電機発電量の削減

軸電動機として使用する場合：軸電動機出力増加

(1) $\Delta W > 0$ の場合

軸発電機として使用する場合：軸発電機発電量の増加

軸電動機として使用する場合：軸電動機出力の削減

これらの制御フローを図7-6に示す。

次にこのアルゴリズムによって制御されたときのシステムの動きについて説明する。

図7-7はタービン発電機出力と蒸気加減弁開度の関係を主機出力をパラメータとして表したものである。

いま、初期状態として主機出力 P_{S1} のとき、タービン発電機の発電量がa点であったとする。

このとき、加減弁開度は十分に余裕があるため(7-1)式によってタービン発電機の負荷を増し、軸電動機として主機を補助する量を多くして行く。

この結果、状態は $a \rightarrow b$ のように推移する。

b点は、タービン発電機の最大出力を表しており、状況が変わらなければこの状態で運転が続行される。

ここで主機出力が $P_{S1} \rightarrow P_{S2} \rightarrow P_{S3}$ と小さくなると、加減弁開度は $b \rightarrow c$ と変化する。ところがc点では $L > L_M$ となるため(7-2)式により軸電動機出力を低減して状況の改善を図る。

図7-7では W_c の低減の結果 $c \rightarrow d$ となり、再び加減弁開度に余裕ができるので(7-1)による状態移行を行い最適点にeに収束させる。

7.6 実施例

7.6.1 最適負荷分担装置

本システムの機能確認のため、マイクロコンピュータにより制御システムを製作、当社建造船に搭載し実船試験を実施した。

装置の写真を図7-8に、また基本機能についての試験結果を図7-9に示す。

ディーゼル発電機下限運転では、総合負荷を変化させたときディーゼル発電機は許容最低負荷で運転され、タービン発電機がその負荷変動を担っている。

またタービン発電機上限運転ではタービン発電機がほぼ上限負荷の状態に運転され、ディーゼル発電機が負荷変動を担っている。

これらの良好な試験結果より、本機は実用機として使用されることとなった。

以後、主機出力が10000KW以下の、従来のシステムではタービン発電機

が使用できなかった船舶にも適用を可能にしたものとして、本システムは当社の標準仕様となっている。

7.6.2 軸発電動機システム

本システムについての機能確認のため、多様な条件について検証ができるシミュレーションと実機としての完成度の確認のための実船試験を実施した。

前者については、主機・ボイラ・タービン発電機・軸発電動機から構成されるシステムについて数学モデルを作成し、制御系のモデルと組み合わせたもので、

- (a) 主機出力低減
- (b) 総合電力増加
- (c) 蒸気消費量の増大
- (d) 主機の危急停止

の各条件について試験船を対象として検討した。

試験船に搭載されたシステムの写真を図7-10に、試験船の主な要目を表7-1に示す。

また、図7-11に結果の一例として(a)についてのものを示す。

なお、システムの数学モデルについては、付録に詳細を示す。

実船試験はマイクロコンピュータを用いて製作した制御装置をそれぞれの試験船に搭載して実施した。ただ、実験条件は実船のため制約があり限られたものとなっている。

図7-12に主機出力を徐々に下げた場合と大容量モータの始動により所要電力を突変させた場合の制御結果を示す。

これらの結果から、本システムは十分な制御性と実用性を併せ持つものであるということが出来る。

7.7 結言

船舶の省エネルギーの問題として、発電システムについて最適化制御を適用した例を示した。

先に述べた最適負荷分担制御は、ディーゼル発電機とタービン発電機の最も効率の良い並列運転システムをつくることを目的としたもので、従来は単独運転を行うには蒸気量が十分とは言えないため、安全を考慮して適用を避けてきたタービン発電機の適用を可能にしたことが大きな意義を持つ。

一方軸発電機期については、排ガスのエネルギーを最大限利用するもので、エンジン出力・所用電力量・軸電動機容量等の変動要因を考慮してタービン発電機に可能な限りの負荷を加える運転の実現がシステムの成立を左右する。

このためには蒸気タービンの成立限界を求める必要があるが、それは蒸気エネルギーに依存する量で、直接測定することが難しい上、線形理論による推定も信憑性がない。このような理由から最適化手法による探索が最も有用な手法となり、これに、状態の急変に対応するアルゴリズムを加えてシステム化を図った。

こうして完成したシステムは、実験船にそのまま装備され順調な稼動を続けるとともに、その後、当社の標準仕様として各種の船舶に搭載されている。

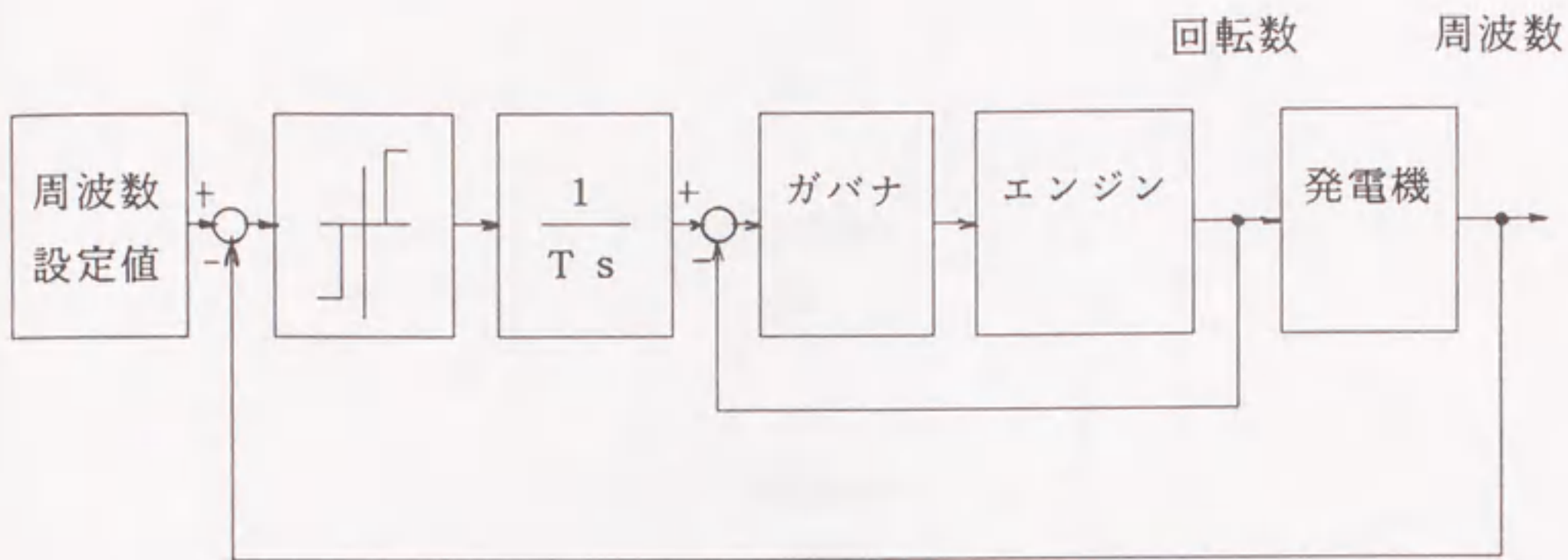


図7-1 ディーゼル発電機の周波数制御

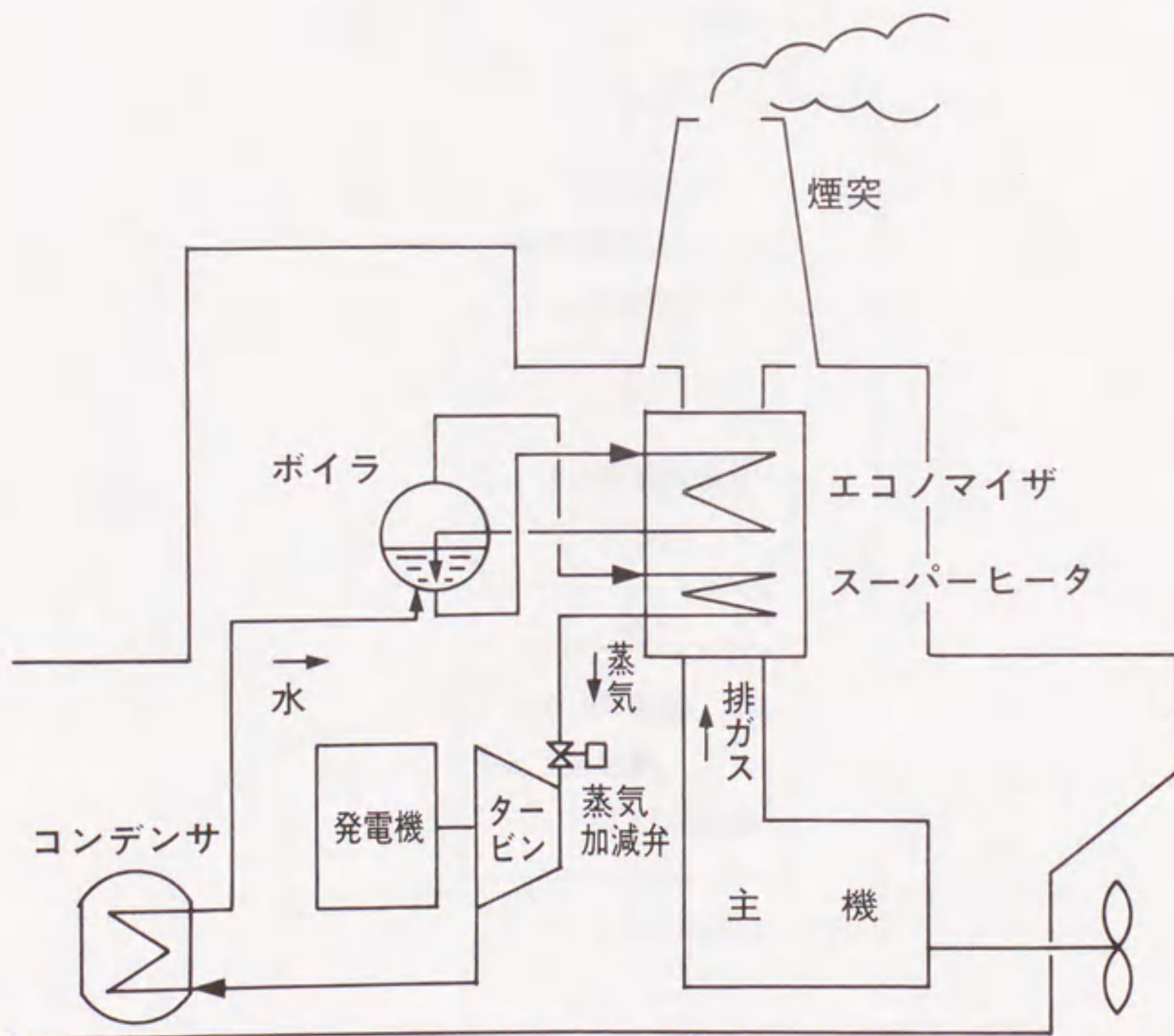


図7-2 ディーゼル船のタービン発電システム

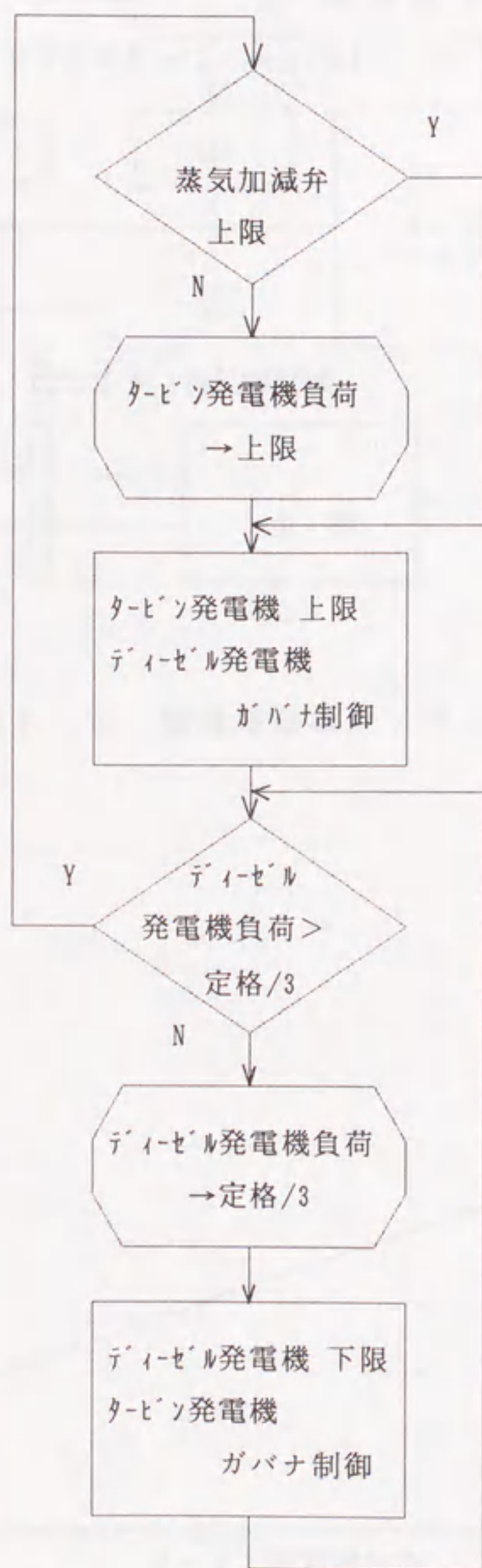


図 7 - 3 最適負荷分担制御アルゴリズム

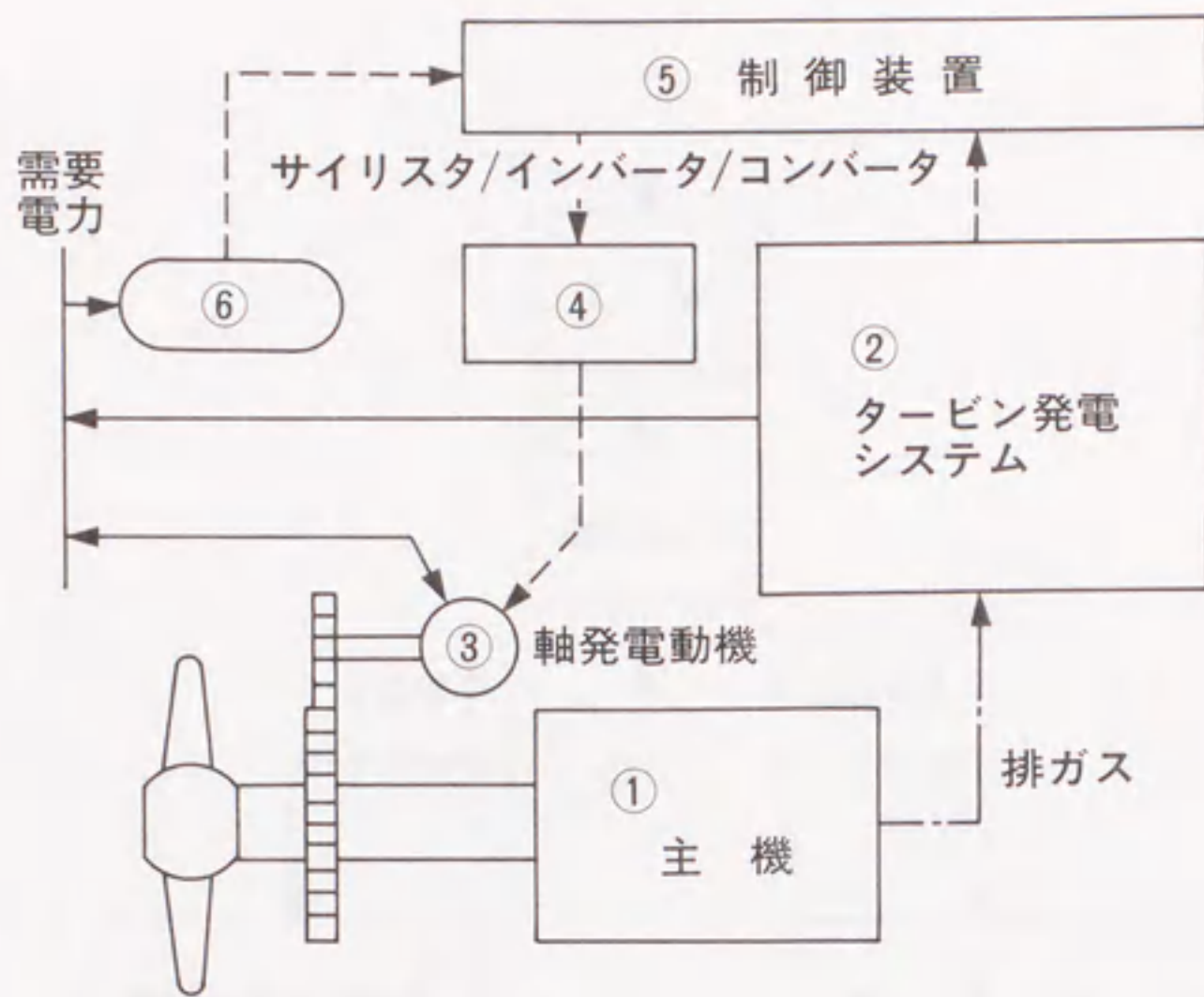


図 7 - 4 軸発電機システム

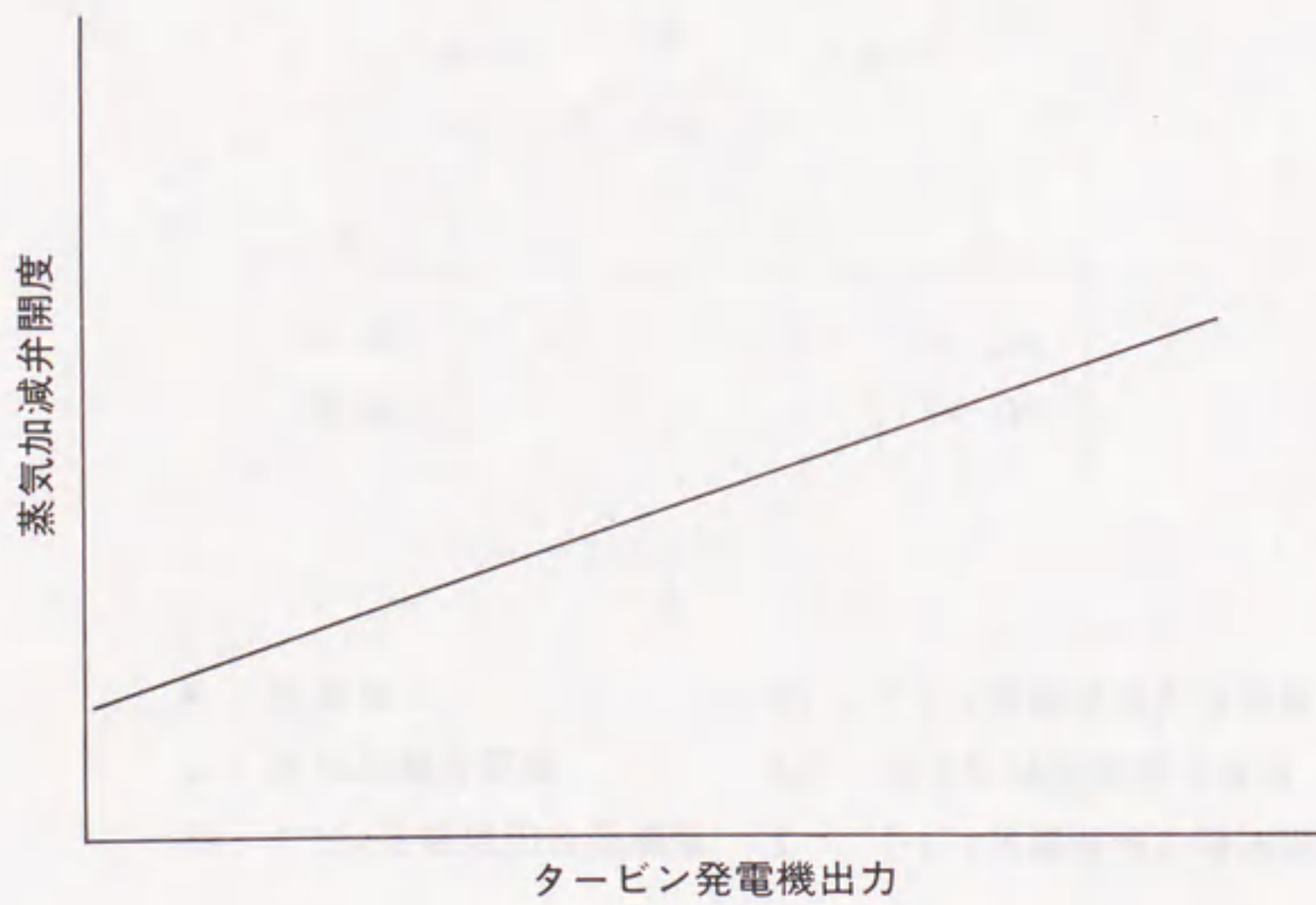
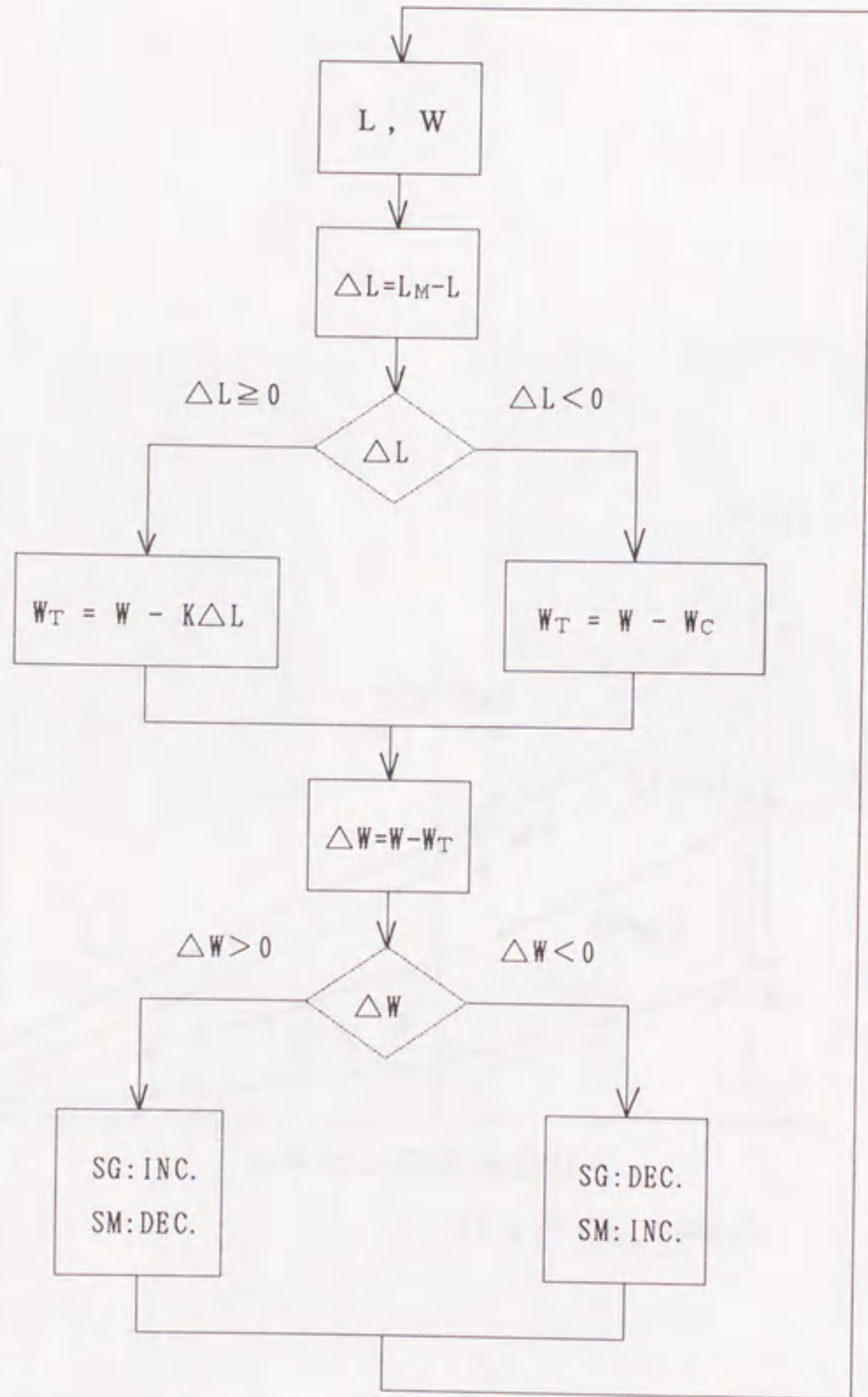


図 7 - 5 限界蒸気加減弁開度



W : 所要電力
 L : 蒸気加減弁開度
 W_C : タービン発電機出力低減量
 W_T : タービン発電機出力設定値
 L_M : 蒸気加減弁開度上限値
 K : タービン発電機出力増加係数

図 7 - 6 軸発電機の制御アルゴリズム

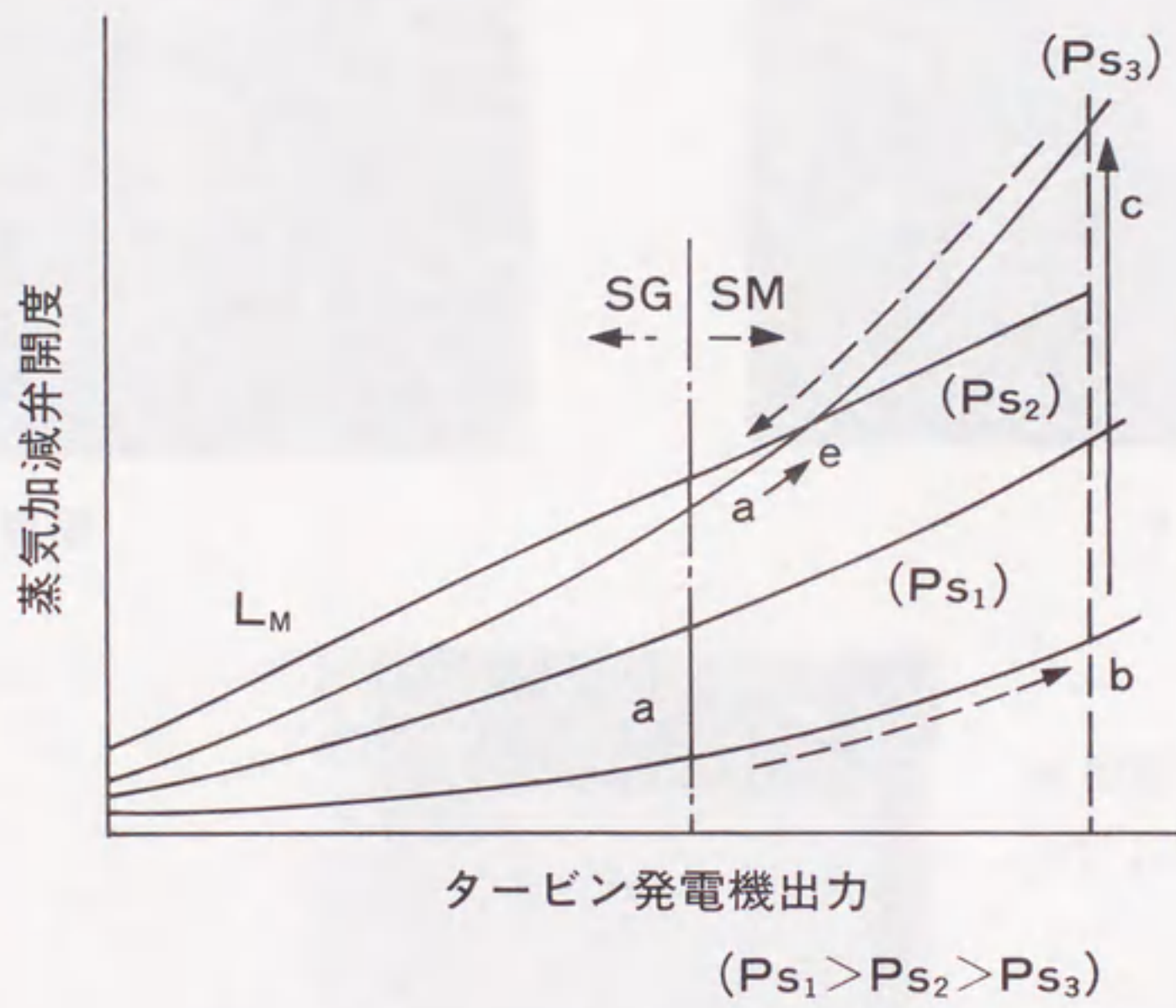
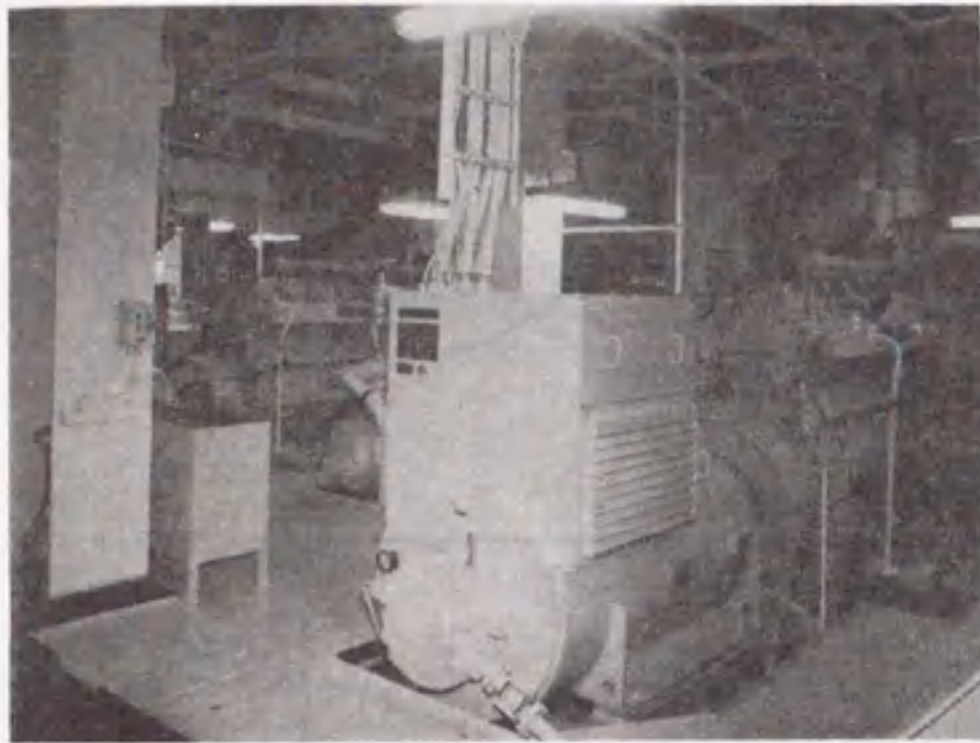
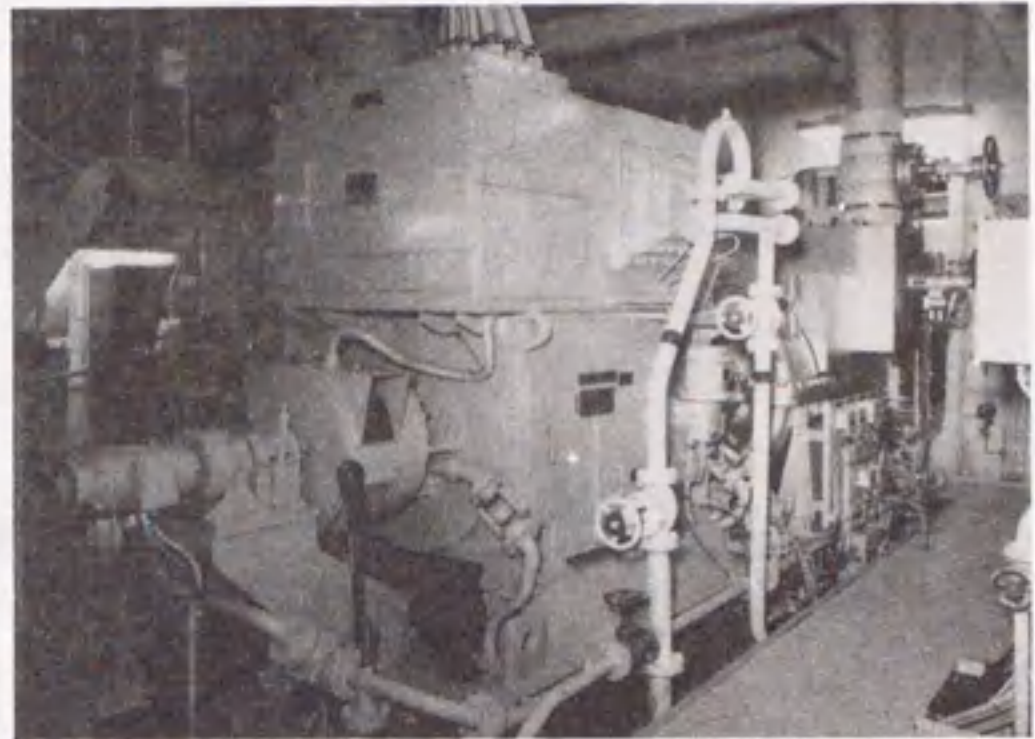


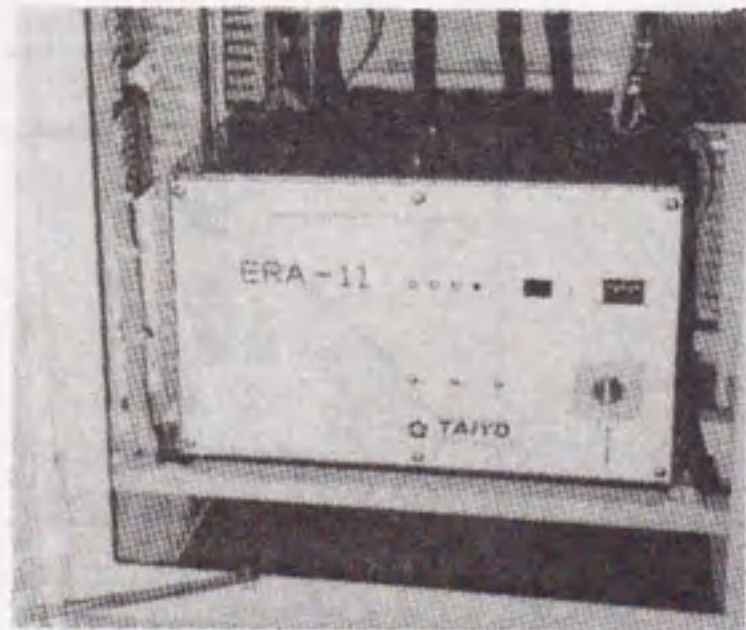
図 7-7 主機出力の蒸気加減弁開度への影響



ディーゼル発電機



タービン発電機



制御用
コンピュータ

図7-8 最適負荷分担システム写真

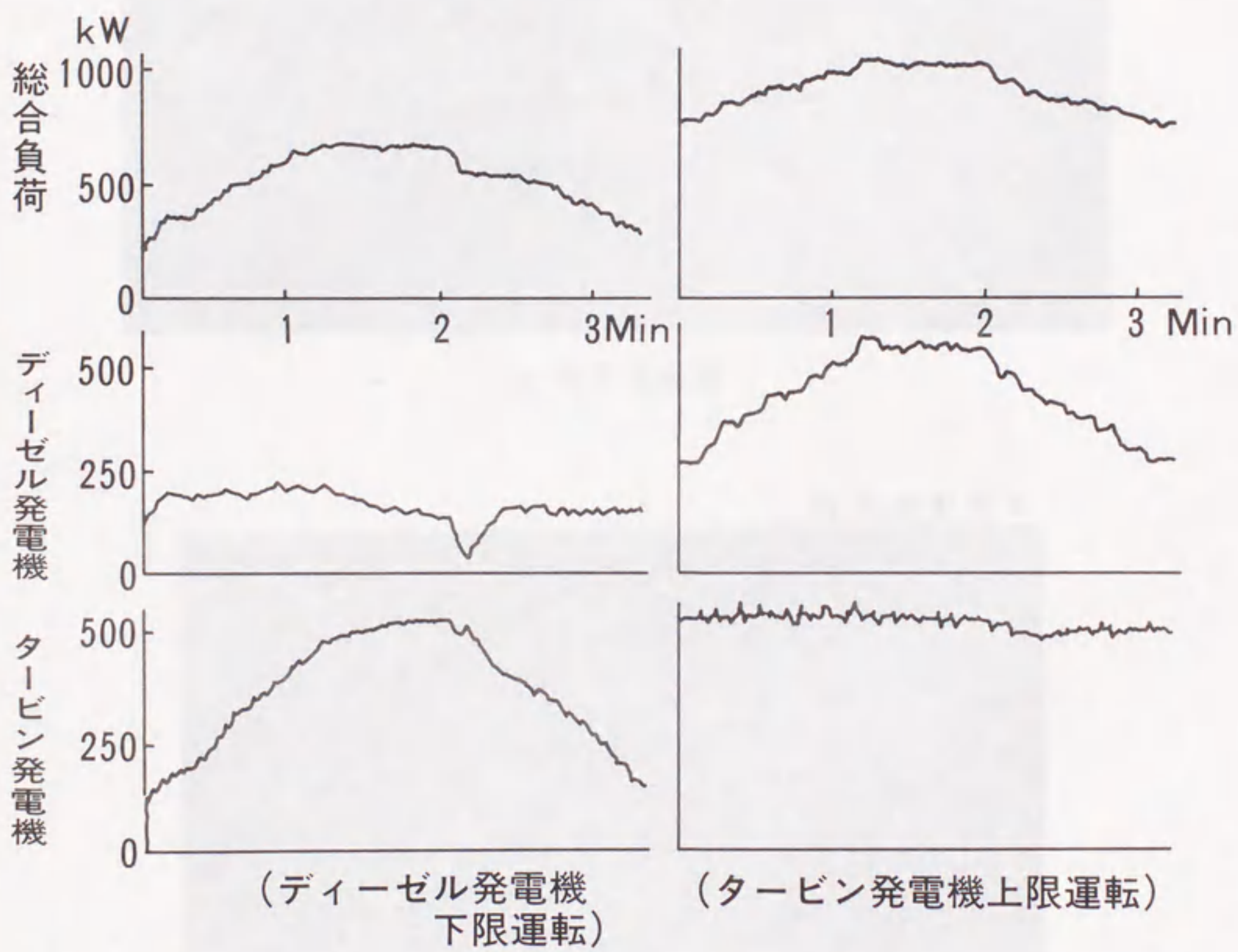
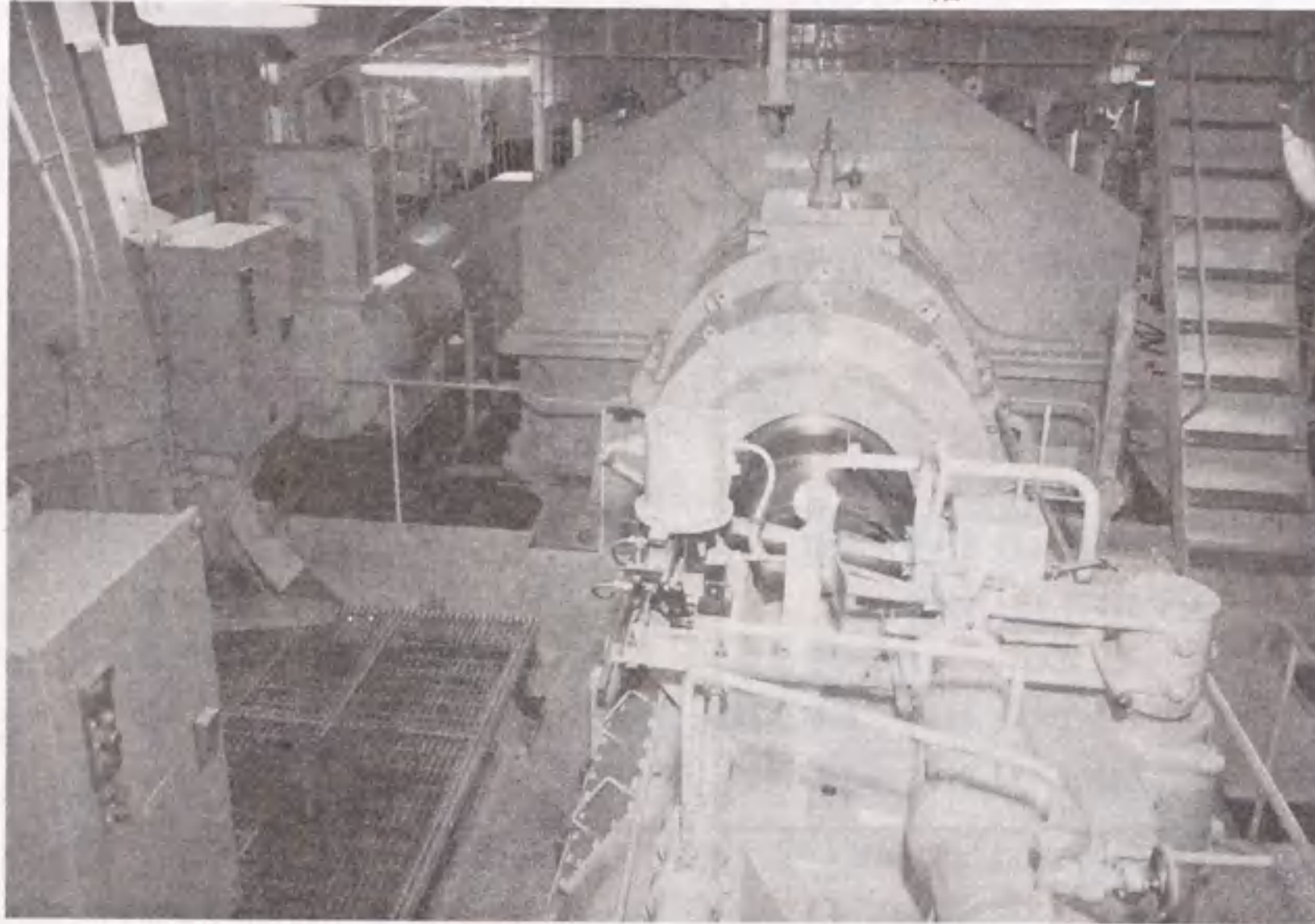


図7-9 最適負荷分担システム性能確認試験結果

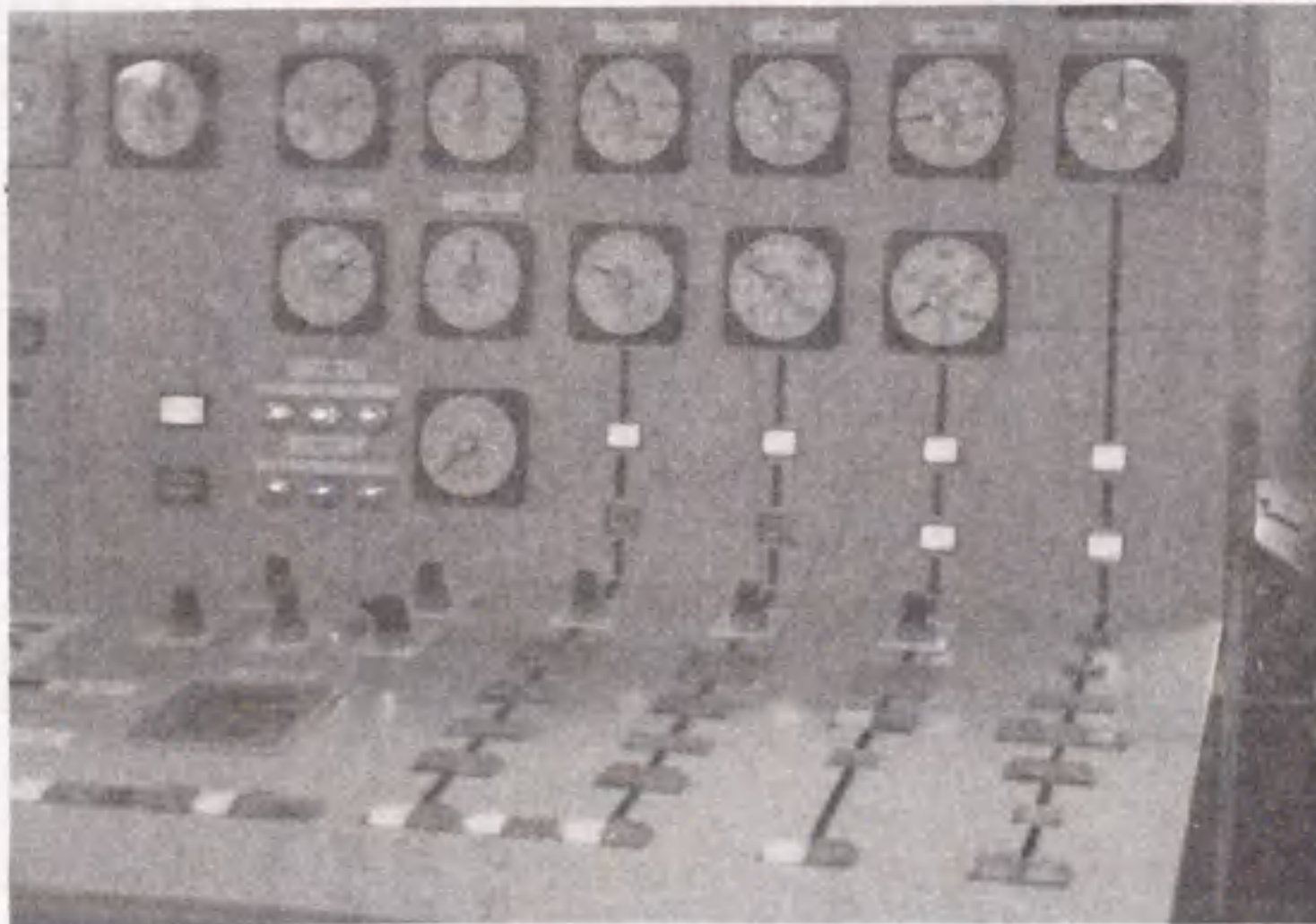
軸発電動機

プロペラ軸



(a) 軸発電動機

軸発電動機系

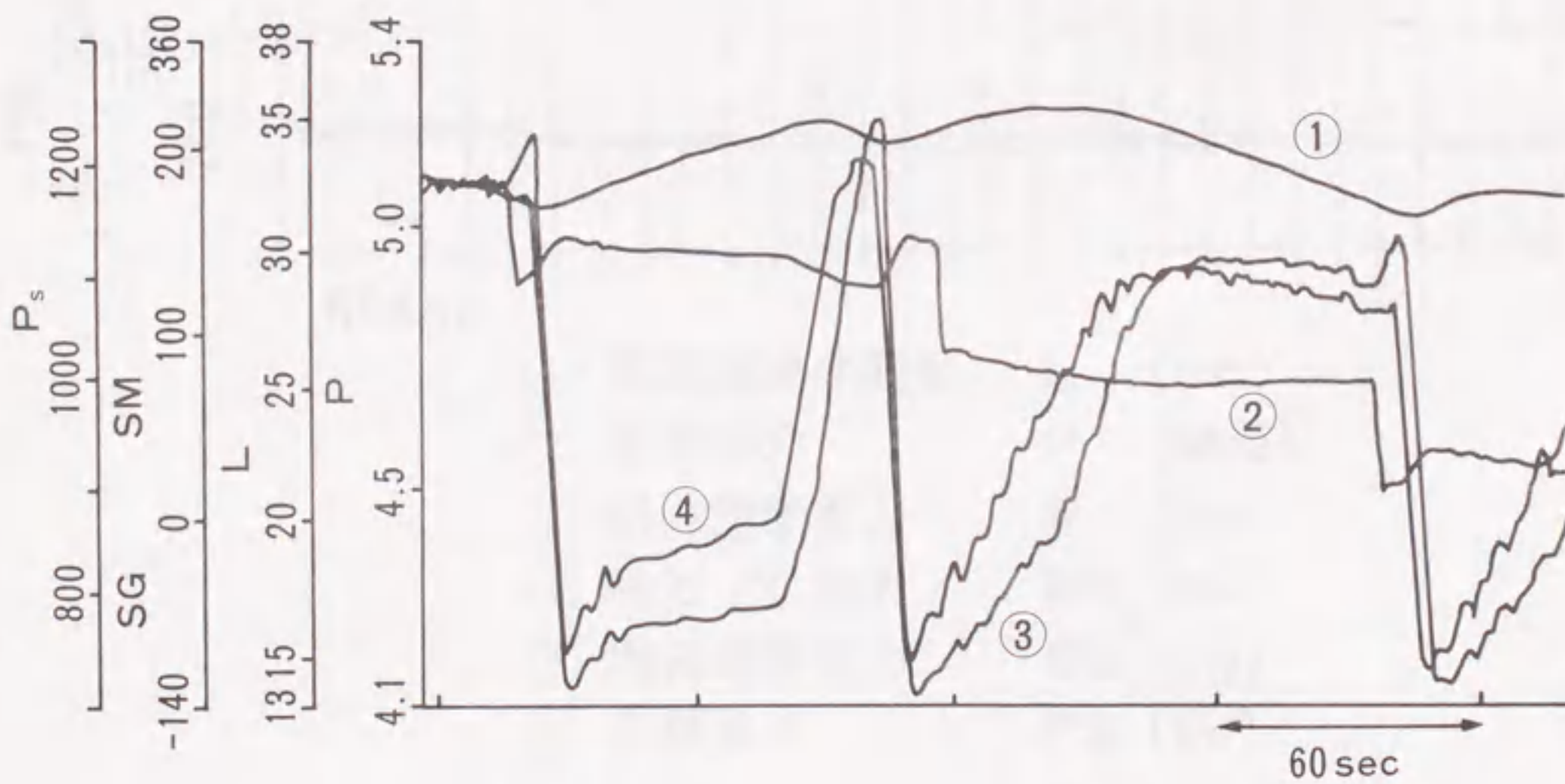


(b) 制御室操作パネル

図 7 - 1 0 軸発電動機システム

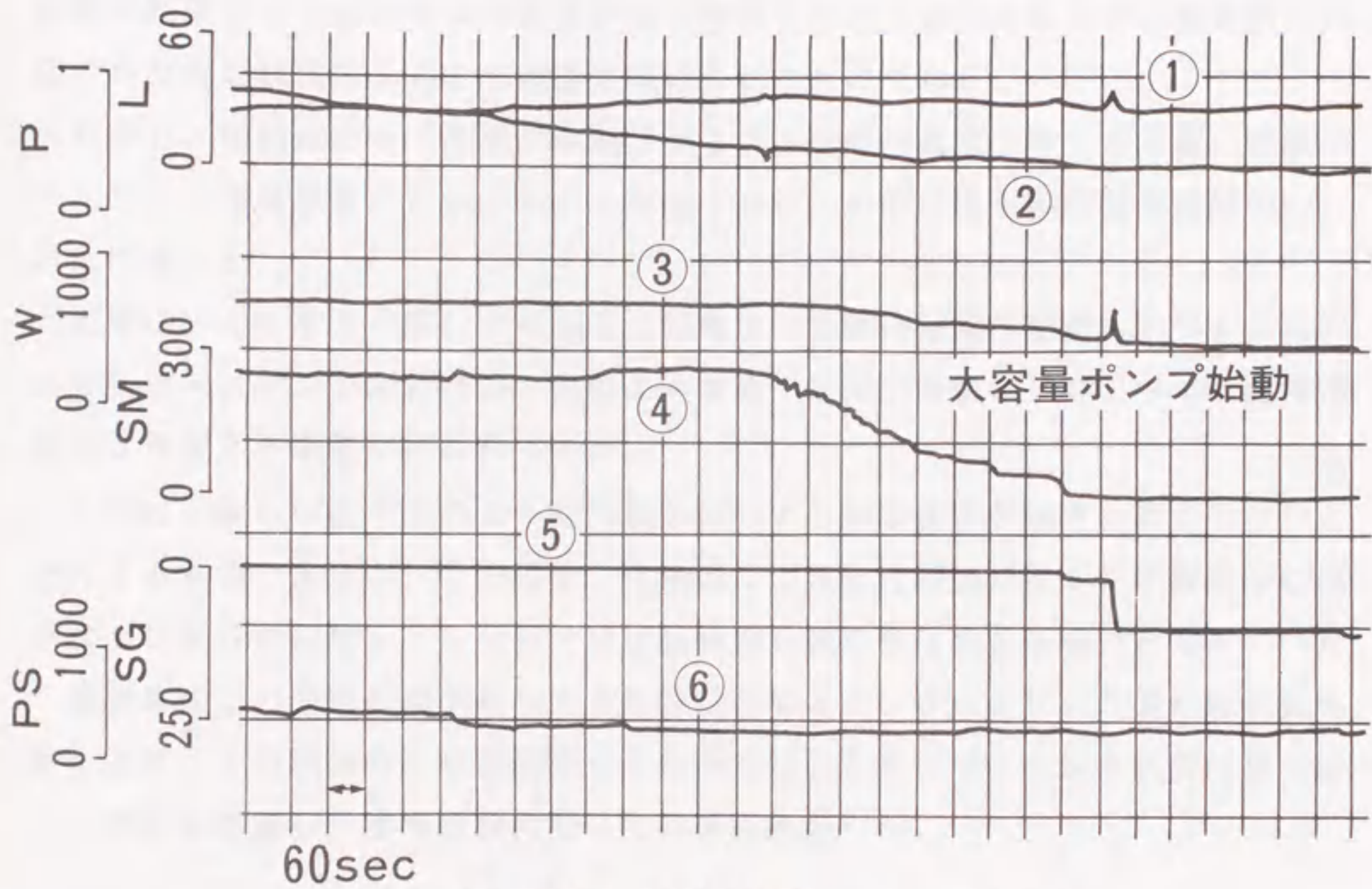
表 7-1 試験船主要目

項目	要目	項目	要目
船種	鉾石運搬船	排ガス	
載貨量	140,000 DWT	エコマイダ	(過熱)/(飽和)
主機		蒸発量	650 / 5,000 kg/h
形式×台数	NKK-SEMT 14PC4V×1	圧力	0.49 / 0.44 MPa (5 / 4.5 kgf/cm ²)
常用出力	11,040 KW(14,800 PS)	タービン	
常用回転数	386 rpm(7'04"7:62rpm)	発電機	450 VAC×3φ 800 KW×3,600 rpm
補助ボイラ		軸発電動機	
蒸発量	6,000 kg/h	軸発電機	160 KW×1,000 rpm
圧力	0.49 MPa(5 kgf/cm ²)	電動機	250 KW×1,200 rpm



- ① 蒸気圧力 P (MPa)
- ② 主機出力 Ps (kw)
- ③ 蒸気加減弁開度 L (mm)
- ④ 軸発電動機出力 SG, SM (kw)

図 7-1-1 シミュレーション結果



- | | |
|-----------|---------|
| ① 蒸気加減弁開度 | L (mm) |
| ② 蒸気圧力 | P (Mpa) |
| ③ 船内需要電力 | W (kw) |
| ④ 軸モータ出力 | SM (kw) |
| ⑤ 軸発電機出力 | SG (kw) |
| ⑥ 主機出力 | PS (kw) |

図 7 - 1 2 実船試験結果

8. 荒天航行に於ける省エネルギー (23) (24)

8.1 緒言

これまで述べてきた種々の制御システムは、最適操舵システムのように荒天航行時に結果として省エネルギー効果がより大きく現れる場合もあるが、基本的には穏やかな海を航行することを前提に開発されたものである。

しかし、船舶にとって荒天中を航行することは冬の北太平洋・日本海、台風やハリケーン等避けることができない問題であり、その日数も年間稼働日数の1/3以上に達する。

従来は、この荒天を航行する場合、装備された制御機能が安定に動作する限界まで船速・エンジン回転数等の操船条件を低下させ、運航スケジュールや燃料消費は度外視する操船が行われてきた。

これは、激しい波や風のような外乱を抑制する制御技術が確立されていないことによるものであるが、この結果、低船速により航行時間が長くなり稼働率の低下につながるのに加え、エンジンの燃焼状態も悪くなり大きな損失となっていた。

筆者等はこの問題の中で最も大きな課題となっているエンジンの回転数制御を取り上げ、その制御のため最近様々な分野で効果を挙げている適応制御に基く新しい手法を考案し、実機実験に於いて効果を確認した。

8.2 荒天航行時の推進用エンジンの回転数制御

船舶が荒天中を航行する場合、転覆や破損など事故から船を守ることに最も注意が払われる。このため危険海域を避ける航路設定が行われるが、これは船体強度や海象の変化を考慮して航海距離の延長を最小限に止めるものであるため、船体はまだ激しいローリングやピッチング運動をすることになる。

このとき推進用エンジンはガバナによる一定回転数運転が行われるが、直結されているプロペラがピッチングにより水面上へ突出したり水中へ突入する結果、それに伴う負荷の変動に回転数制御が追従できなかった。すなわち、プロペラが水面上へ出て負荷が軽くなった結果回転数が設定値より高くなり、これを抑える

ために燃料を絞るとプロペラが水中に入り負荷が大きくなって一層回転数が下がる。このため燃料を投入すると負荷が軽くなり過回転になる。そしてこのような変化を繰り返し、過給機のサージングによる破損・エンジンの過回転による危急停止等の緊急事態に陥る。このため、回転数設定値を下げ船速を落として航行することが鉄則となっている。²⁵⁾

しかし、これによっても過給機のサージング問題は解決されず、乗組員は非常な緊張を強いられること、船速が遅くなることにより運行計画に支障を来す他に、船底が波に叩かれるスラミングと言う船体強度に係わる新たな問題を起こすことなどが指摘されてきた。

しかも、エンジンの回転数を下げて運転することは、出力を落とすことになり、第3章でも述べたように、燃料の燃焼効率は通常負荷での運転に比べ大幅に低下する。また、航行時間も長くなるため、この間の燃料消費は、通常の方法（通常出力）で同じ時間航行した場合に匹敵する量となる。

これらの諸問題を踏まえて、荒天航行中の激しい船体運動のもとでもエンジンの出力の変動を抑制してサージングを防ぐとともに、回転数をできる限り常用値に近づけ船速を維持することによりスラミングも軽減するなど、安全性の維持とともに省エネルギーをも実現するシステムを開発することとした。

8.3 制御方式

8.3.1 概要

このシステムに適用される制御手法は、従来のPID制御が、波浪によって引き起こされるピッチングという周期的な船体運動が主因の外乱に追従出来ないため不安定になっていたことを考慮して、適応制御により外乱の特性を推定しこれを打ち消す制御量を求めることとした。すなわち、制御目的が回転数一定のいわゆる定置制御であることから、これに適したSTR (Self-Tuning Regulator) による最小分散制御を適用した。

なお、制御系の構成として、適応コントローラが回転数設定値と実回転数を受け、出力を直接エンジンの燃料噴射量調節系に伝える方式が最も簡単なものであ

るが、実機試験あるいは実用化を考えたとき、

(a) リンク・レバー機構を通して燃料噴射量の調整を行わなければならないため、電気信号／機械変位の変換器を新たに設ける必要があること。

(b) 船舶にとって最も重要な機器のコンピュータ化となるため、十二分の信頼性を持ち、故障の場合にも支障なく航海が継続できるものであること。

等が要求されることから、時期尚早と考えられる。

このため、本システムでは、

(ア) 従来の系統より、コントローラの入力が電気信号として取り出すことができ、また、制御出力を電気信号で与えることが出来る場所を選定する。

(イ) 荒天航行時のみ適応制御が動作し、通常航海時あるいは適応コントローラが異常となったときは従来のガバナによる制御を行う。

ことを主眼とし、ガバナ・エンジン・プロペラ・船体・波浪外乱の特性を一まとまりのブロックとして考え、回転数設定値と実回転数よりガバナ設定値を変化させる図8-1のシステムを考案した。

8.3.2 制御方式の定式化²⁶⁾

本制御システムで問題にする外乱が、確定的な周期外乱であることを考慮して、プラント次数を拡張したSTRアルゴリズムを適用する。²⁶⁾

制御対象であるガバナ・エンジン・プロペラ・船体の系のモデルとして、離散時間系で表現した次の形式のものを用いる。

$$A(k, z^{-1}) y(k) = B(k, z^{-1}) z^{-d} u(k) + C(k, z^{-1}) w(k) \quad (8-1)$$

ここで、

$$A(k, z^{-1}) = 1 + \sum_{i=1}^n a_i(k) z^{-i} \quad (8-2)$$

$$B(k, z^{-1}) = \sum_{i=0}^m b_i(k) z^{-i} \quad (8-3)$$

$$C(k, z^{-1}) = 1 - \sum_{i=1}^l c_i(k) z^{-i} \quad (8-4)$$

また、 $y(k)$ 、 $u(k)$ はそれぞれ k 時点におけるプラント出力、および入力、 $w(k)$ は白色雑音であり、 z^{-1} は時間遅れ演算子、 $a_i(k)$ 、 $b_i(k)$ はプラントの時変未知パラメータ、 $c_i(k)$ は外乱の時変未知パラメータを示す。さらに、プラントの次数 n 、 m 、外乱の次数 l およびむだ時間 d はモデルの特性を考慮して予め与えるものである。

最小分散制御のアルゴリズムは、プラントパラメータが既知とした時、目標値を $y^*(k)$ とし、次式で定義されるプラント出力との誤差 $e(k)$ の分散を最小にするものとして構成される。すなわち、

$$e(k) = y^*(k) - y(k) \quad (8-5)$$

について、

$$J = E \{ e(k)^2 \} \quad (8-6)$$

の最小化を図るものであることから、

$$A'(k, z^{-1}) = A(k, z^{-1}) C(k, z^{-1}) \quad (8-7)$$

$$B'(k, z^{-1}) = B(k, z^{-1}) C(k, z^{-1}) \quad (8-8)$$

$$n' = n + l \quad (8-9)$$

$$m' = m + l \quad (8-10)$$

と次数を拡張した A' 、 B' について、漸近安定な多項式 $D(z^{-1})$ を導入し、次式を満足する $R(z^{-1})$ 、 $S(z^{-1})$ を定める。

$$D(z^{-1}) = A'(z^{-1}) R(z^{-1}) + z^{-d} S(z^{-1}) \quad (8-11)$$

ここで、

$$D(z^{-1}) = 1 + \sum_{i=1}^{n'} d_i z^{-i} \quad (8-12)$$

$$R(z^{-1}) = 1 + \sum_{i=1}^{d-1} r_i z^{-i} \quad (8-13)$$

$$S(z^{-1}) = \sum_{i=0}^{n'-1} s_i z^{-i} \quad (8-14)$$

このとき、最小分散を実現する制御出力 $u(k)$ は、

$$u(k) = (1/b_0(k)) [D(z^{-1}) y^*(k+d) - \Theta_0^T(k) \zeta(k)] \quad (8-15)$$

ただし、

$$\begin{aligned} \Theta^T &= [b_0, \dots, b_{m'}, r_{d-1}, s_0, \dots, s_{n'-1}] \\ &= [b_0, \Theta_0^T] \end{aligned} \quad (8-16)$$

$$\begin{aligned} \zeta^T(k) &= [u(k), \dots, u(k-m'-d+1), y(k), \dots, y(k-n'+1)] \\ &= [u(k), \zeta_0(k)] \end{aligned} \quad (8-17)$$

なお、 $\Theta_0(k)$ には $(n'+m'+d)$ 個の未知パラメータを含むため、(8-15)の算出に当たっては、それぞれを推定値に置き換えた $\hat{\Theta}_0(k)$ を用いる。

すなわち、

$$\hat{\Theta}(k) = \Theta(k-1) + \Gamma(k-1) \zeta(k-1) e^*(k) \quad (8-18)$$

ここで、

$$e^*(k) = \frac{D(z^{-1}) y(k) - \Theta^T(k-1) \zeta(k-d)}{1 + \zeta^T(k-d) \Gamma(k-1) \zeta(k-d)} \quad (8-19)$$

$$\Gamma(k) = \frac{1}{\lambda_1(k)} \left[\Gamma(k-1) - \frac{\lambda_2(k) \Gamma(k-1) \zeta(k-d) \zeta^T(k-d) \Gamma(k-1)}{\lambda_1(k) + \lambda_2(k) \zeta^T(k-d) \Gamma(k-1) \zeta(k-d)} \right] \quad (8-20)$$

本システムでは、従来の適応制御が、制御を開始したとき、パラメータの初期値と真値の差に起因する大きな状態変動を引き起こす問題への対応として、制御出力の振幅制限を積極的に利用する方式を考案し採用した。¹⁰⁾

振幅制限のある場合、(8-15)は

$$u(k) = \begin{cases} u_c(k) & : |u_c(k)| \leq R \\ R \cdot \text{sign}[u_c(k)] & : |u_c(k)| > R \end{cases} \quad (8-21)$$

ただし、

$$u_c(k) = [1/b_o(k)][D(z-1)y^*(k+d) - \Theta_o^T(k)\zeta_o(k)] \quad (8-22)$$

となるので、適応制御を開始したときは、Rを状態変動が問題にならない程度に小さな値としておき、制御の結果状態が安定するのを待って段階的あるいは連続的に徐々に拡張するというものである。

8.4 制御性能

本制御方式の機能について確認するため、実船を想定したシミュレーションと、ディーゼルエンジンの実機を用いた試験を実施した。

8.4.1 シミュレーション試験

制御機能を確認するためのシミュレーションモデルとして、図8-3に示す、エンジン・プロペラと船体運動のダイナミックスについてのモデルを基本として使用した。

ピッチングの影響によりプロペラに作用する力が変化する問題は、プロペラの水深により、プロペラの水から受ける抵抗、すなわち抵抗係数が変わるものとし

て表すことができる。

しかし、本シミュレーションでは、この考えを簡略化して、プロペラの受ける抵抗トルクがピッチングの周期と振幅に基づく周期関数として直接与えられるものとして検討を進めた。

図8-4にそのブロック図を示す。

シミュレーションの実行にあたり、対象として中速ディーゼルエンジンを選び、

(a) 外乱について、

(1) 正弦波状の変動を与えた場合

(2) 外乱として、実船の運行データを用いた場合

(b) 制御方式について、

(1) P I D制御から適応制御への切り替え時、振幅制限を変化させない場合。

(2) P I D制御から適応制御への切り替え時、振幅制限を変化させる場合。

の比較を行った。

シミュレーションの結果として、正弦波外乱で、振幅制限を変えない場合の結果を図8-5に、実測外乱で、振幅制限を変えた場合の結果を図8-6に示す。

なお、適用した制御パラメータは以下の通りである。

プラント分母次数 (含外乱) $n' = 5$

プラント分子次数 (含外乱) $m' = 4$

むだ時間 $d = 2$

サンプル周期 : 1 sec

同定法 : 最小二乗法 ($\lambda_1 = \lambda_2 = 1$)

入力振幅制限値 $R = 50$ rpm

目標回転数 $y^* = 400$ rpm

また、正弦波外乱は、

振幅 : エンジン出力の $\pm 40\%$

周期 : 20 sec

のものを加えた。

これらの結果を整理すると、

正弦波外乱を加えた場合、従来のP I D制御では外乱に追従出来ず大きな回転数変動を生じるが、適応制御を用いると目標回転数に制御することが可能となる。

しかし、適応制御を開始した直後に大きな回転数変動を生じる。これは、オンライン同定の過程でプラントモデルの初期値と真値の間に大きな誤差があるため生じるものであるが、実機への適用に際してその価値を無効にする重大な問題である。

この問題の解決策として考案した、振幅制限を変更する方式について、図8-6は、10→20→30 rpm と制限値を段階的に変化させた結果を示したものであるが、切り替え時の乱れは全く見られず、非常に良好な制御性能が得られている。

なお、本シミュレーションでは、実船で採取された外乱データを使用しているが、高調波成分が多いにも拘らず良好な制御結果を示しており、STRについても有効性が示されたものと考えられる。

8.4.2 実機試験

本制御システムの機能を確認するため、ディーゼルエンジンの実機を使用して制御試験を行った。

使用したディーゼルエンジンは、NKK-SEMT 3PC-2-6L型エンジンである。装置の外観写真を図8-7に、主な仕様を表8-2に示す。

この装置の回転数制御系には、ガバナとしてウッドワード社製電気ガバナ2301、アクチュエータとして同じくウッドワードEGP-10Bが装備されており、回転数設定値は電気信号により直接与えられる。

また、負荷装置として、水動力計を装備している。これは、水を封入した容器の中で翼を回すことにより、エンジンから伝達された動力を抵抗損失の形で吸収するもので、外部より翼の角度（ピッチ）を変えることにより、吸収動力の大きさを変えることが出来るようになっている。

ただ、この装置は、ピッチの変更速度が遅く、実際の船舶の負荷変動に相当する外乱を与えることが出来ないこと、自動で周期的な動きを作ることが出来ないこと等の問題がある。このため、試験に際しては手動操作による負荷の変更を、可能な限り高速でおこなった。

制御システムの構成は、図8-7による。また、制御装置としては、16ビット

マイクロコンピュータを使用した。

試験は、

目標回転数：410 rpm，

負荷変動：定格の50%±25%，

周期：20 sec

の条件で、PID制御とSTR制御について行った。その結果を図8-8に示す。

試験結果については、さほど顕著な性能の変化は見られないが、STRにより、回転数変動の振幅が従来の1/2程度に改善されている。

これは、PIDガバナが従来の機械式ではなく、電気式のため追従性に優れており、しかも、負荷の変動が緩やかなものであるため、かなり良好な性能が得られていたことによるものである。

また、制御出力を段階的に拡大した結果、STR制御開始時の乱れも無く、この方式の有効性が確認された。

8.5 結言

船舶が、荒れた海を航行する場合、従来はピッチングの影響により十分な回転数の制御ができないため、回転数を下げることによりその影響を小さくして対応して来た。特に、昨今、広範に使用されているディーゼルエンジンを推進用主機関とする船舶では、その結果、低負荷運転という燃焼効率の悪い運転状態と、負荷の変動によりターボチャージャの運転が不安定になり、時には破壊に至るという危険な状態を、低速航行のため長時間にわたって強いられるという問題があった。このため、回転数制御の性能を向上させ、より高い回転数で運転することにより、高負荷すなわち高効率運転を実現し省エネルギーを図るとともに、負荷の安定化を図りエンジンの危険な運転を回避することを目的として、新しい制御システムを開発した。

このシステムは、波浪という大きな変化を伴うダイナミックな外乱に対応するため、適応制御を用いたが、その具体化に際し、この手法の根幹的な問題であった、プラントモデルのパラメータ初期値と真値の誤差による制御の乱れの問題を、制御出力制限値を変更することにより解決した。また、従来から装備されている

回転数制御系を残し、それを補助するように新しい制御系を付加することで、新制御系が異常となった場合でも従来の制御が行えるようにして、船舶で最も重要な制御機能の信頼性を損なわない実用性の高いものとした。

機能の確認について、実船試験を行うには至らなかったが、十分な実績を積んだモデルによるシミュレーションあるいはディーゼルエンジン実機を使用した試験の結果より、本システムは、当初の目的を十分満足するものであると考えられ、実航海を通しての効果の証明が期待される場所である。

最初にも述べたが、従来船舶の制御あるいは省エネルギーは、静的な状態についての問題に限られており、航海の1/3近くを占める荒天時のダイナミックな問題については全く手がつけられていなかった。本研究はその端緒として、しかも、最も大きな課題を対象としており、今後の動揺や姿勢あるいは機関係などの多様な問題への指針となるものとする。

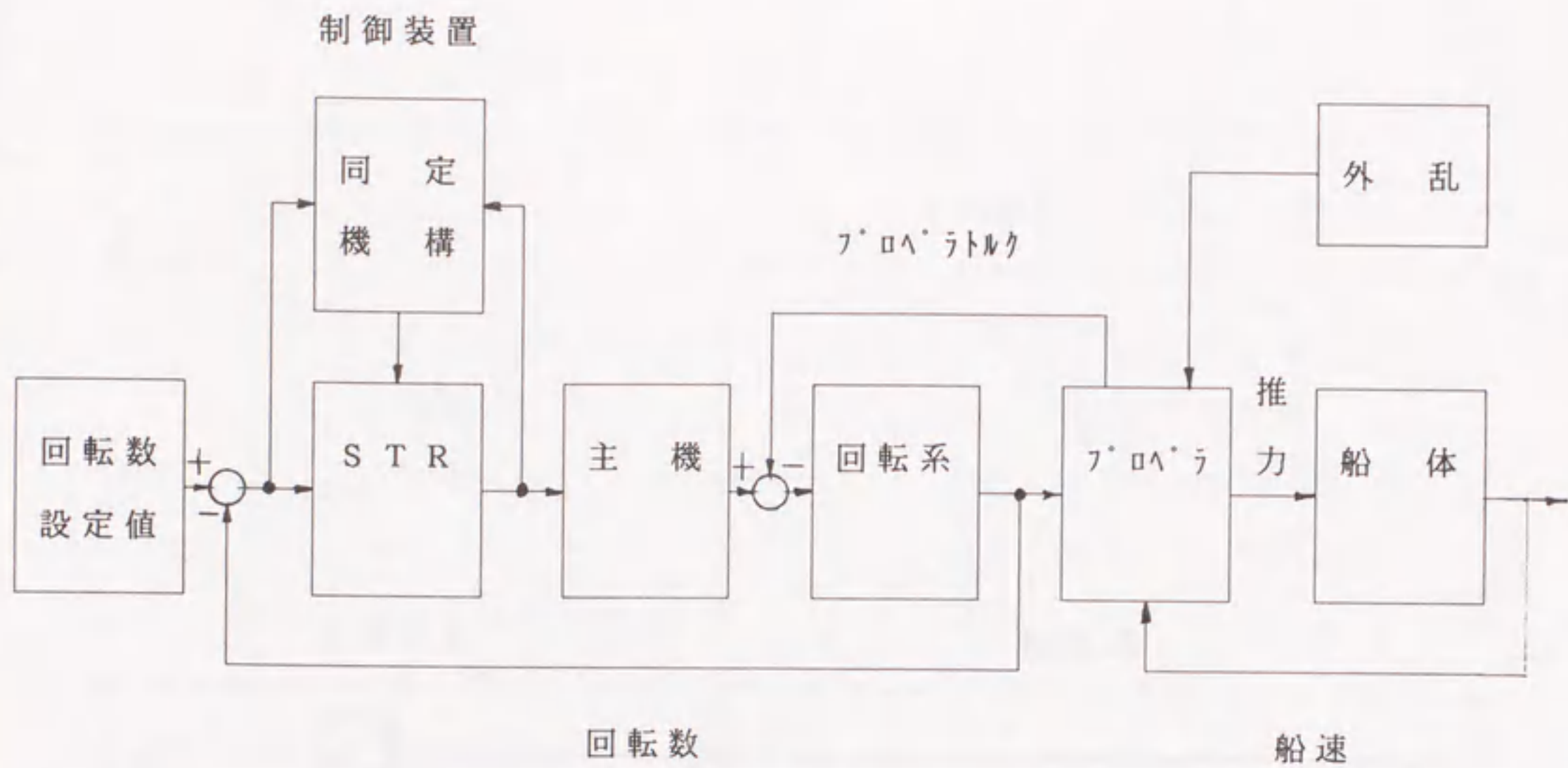


図 8 - 1 直接制御方式

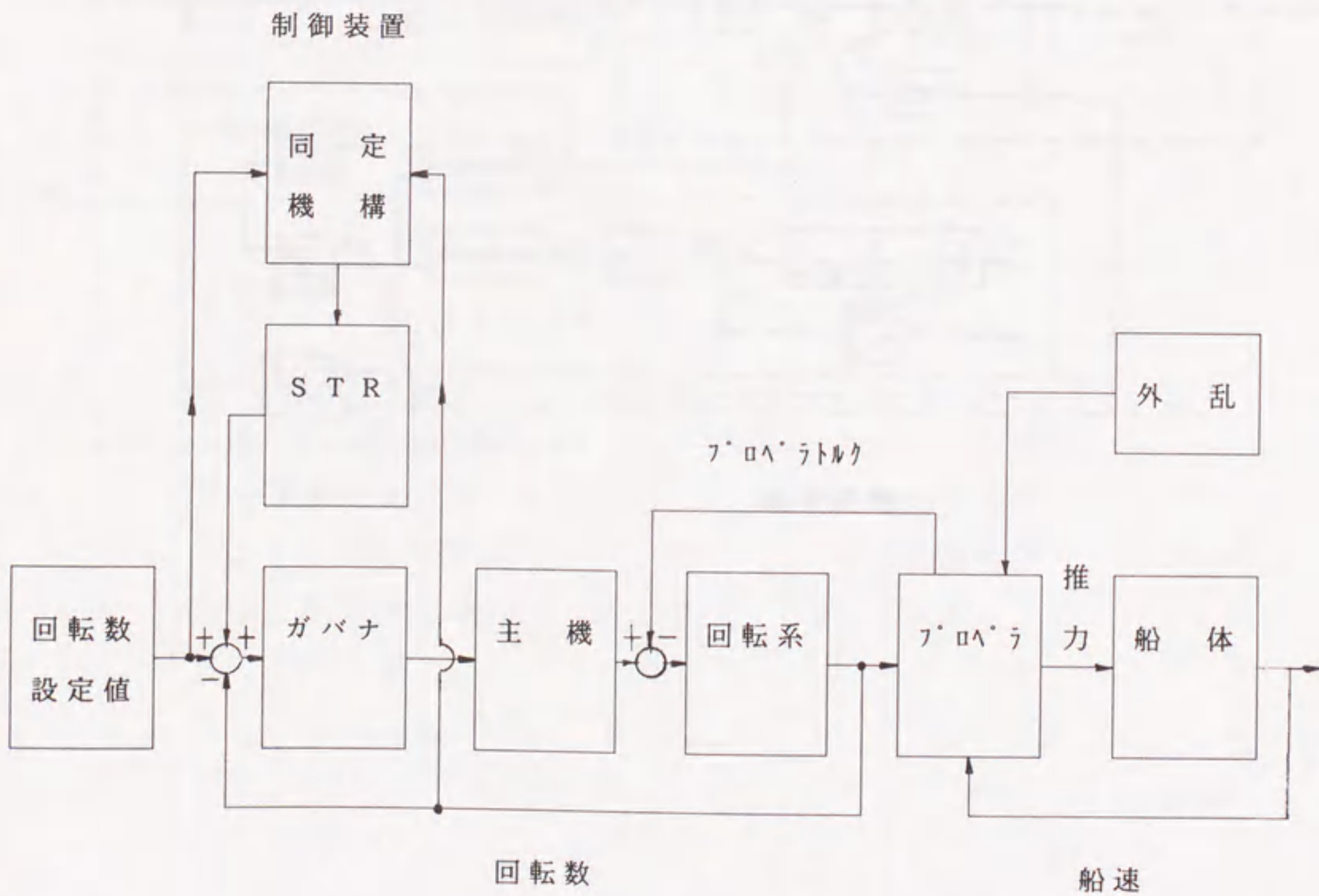


図 8 - 2 間接制御方式

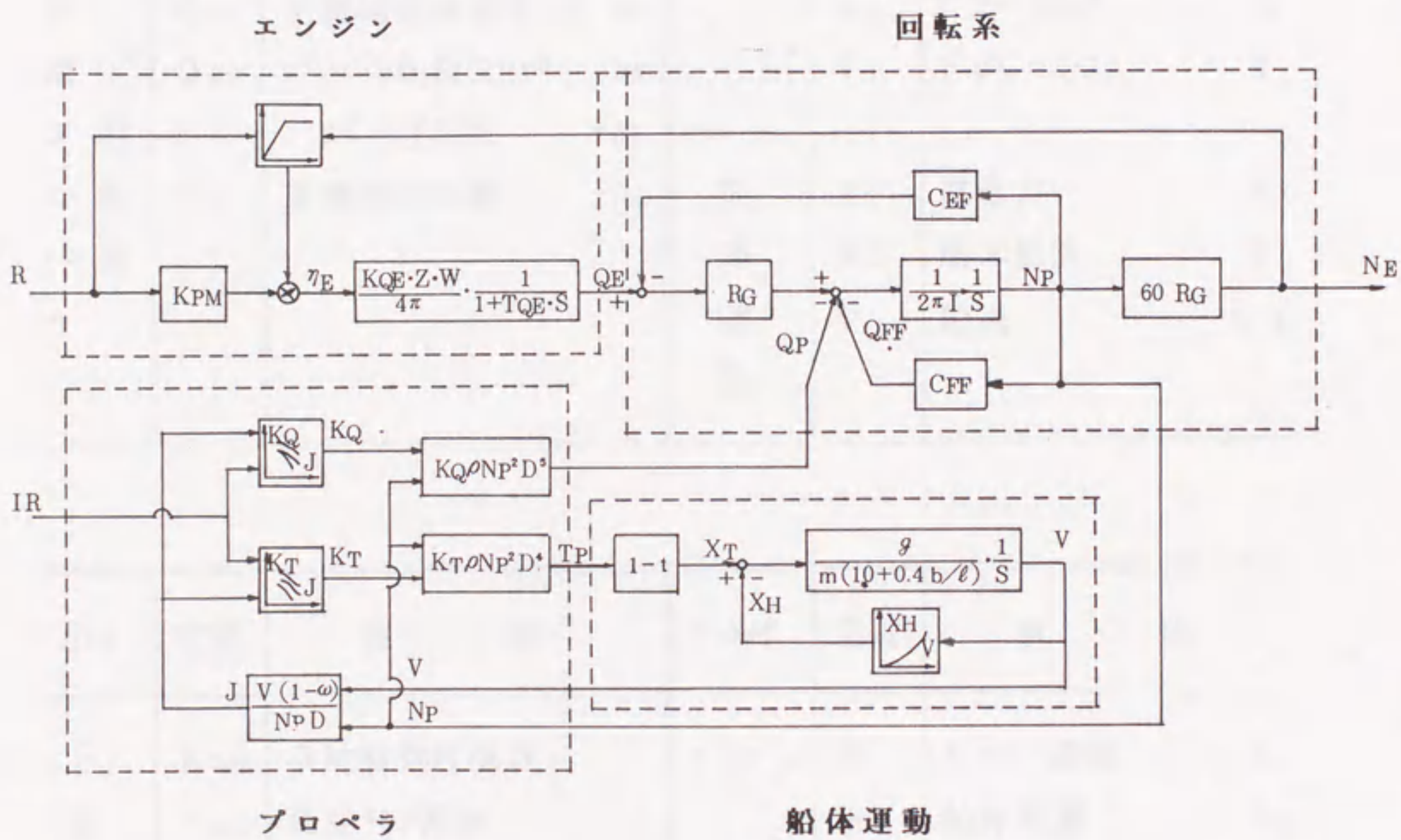
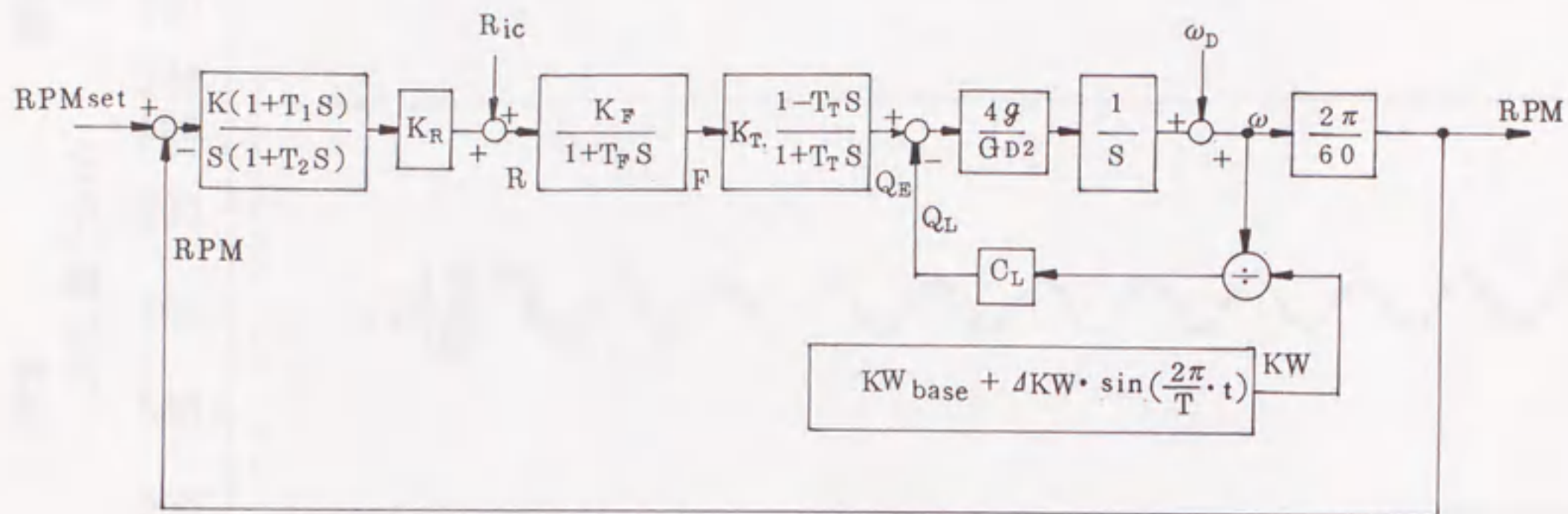


図 8-3 エンジン / 船体系モデル

表 8-1 エンジン/船体系モデルパラメータ

ブロック	変数	意味	ブロック	変数	意味
主 機	R	燃料ラック位置 %	プ ロ ペ ラ	IR	フ ⁰ ロ ⁰ ラ没水率 %
	η_E	主機関効率 %		J	船体前進定数
	Q_E	主機関発生トルク Nm		K_Q	フ ⁰ ロ ⁰ ラトルク係数
-----	-----	-----	ラ	K_T	フ ⁰ ロ ⁰ ラスラスト係数
主 機	Q_{EF}	主機関機械損失トルク Nm	-----	Q_P	フ ⁰ ロ ⁰ ラトルク Nm
	Q_{FF}	フ ⁰ ロ ⁰ ラ軸損失トルク Nm		T_P	フ ⁰ ロ ⁰ ラスラスト N
プ 回	N_P	フ ⁰ ロ ⁰ ラ回転数 rps	-----	-----	-----
ロ 転	N_E	主機関回転数 rpm	船 体 運 動	X_T	推進力 N
ペ 系				X_H	船体抵抗 N
ラ				V	船速 m/s

ブロック	定数	意味	ブロック	定数	意味
主 機	K_{PM}	平均有効圧係数	フ ⁰ ロ ⁰ ラ	D	フ ⁰ ロ ⁰ ラ直径 m
	K_{QE}	発生トルク係数		m	船体重量 kg
	C_{EF}	機械損失トルク係数		船	b
機	T_{QE}	発生トルク時定数 sec	体 運	l	船体長 m
	Z	シリンダ数	動	ω	伴流係数
回 転 系	VV	シリンダ行程容積 m ³	一 般	t	スラスト減少率
	C_{FF}	フ ⁰ ロ ⁰ ラ軸損失トルク係数		ρ	海水密度 kg/m ³
	R_G	減速比		g	重力加速度
	I	回転系慣性モーメント	π	円周率	



ここで

RPM	: 回転数	(rpm)
RPMset	: 回転数設定値	(rpm)
R	: 燃料ラック位置	(mm)
F	: 燃料噴射量	(g/cycle)
QE	: 発生トルク	(Nm)
QL	: 負荷トルク	(Nm)
KW	: 負荷	(KW)
ω	: 回転角速度	(rad/sec)
ω_D	: 回転角速度高周波成分	(rad/sec)

図 8 - 4 簡易型シミュレーションモデル

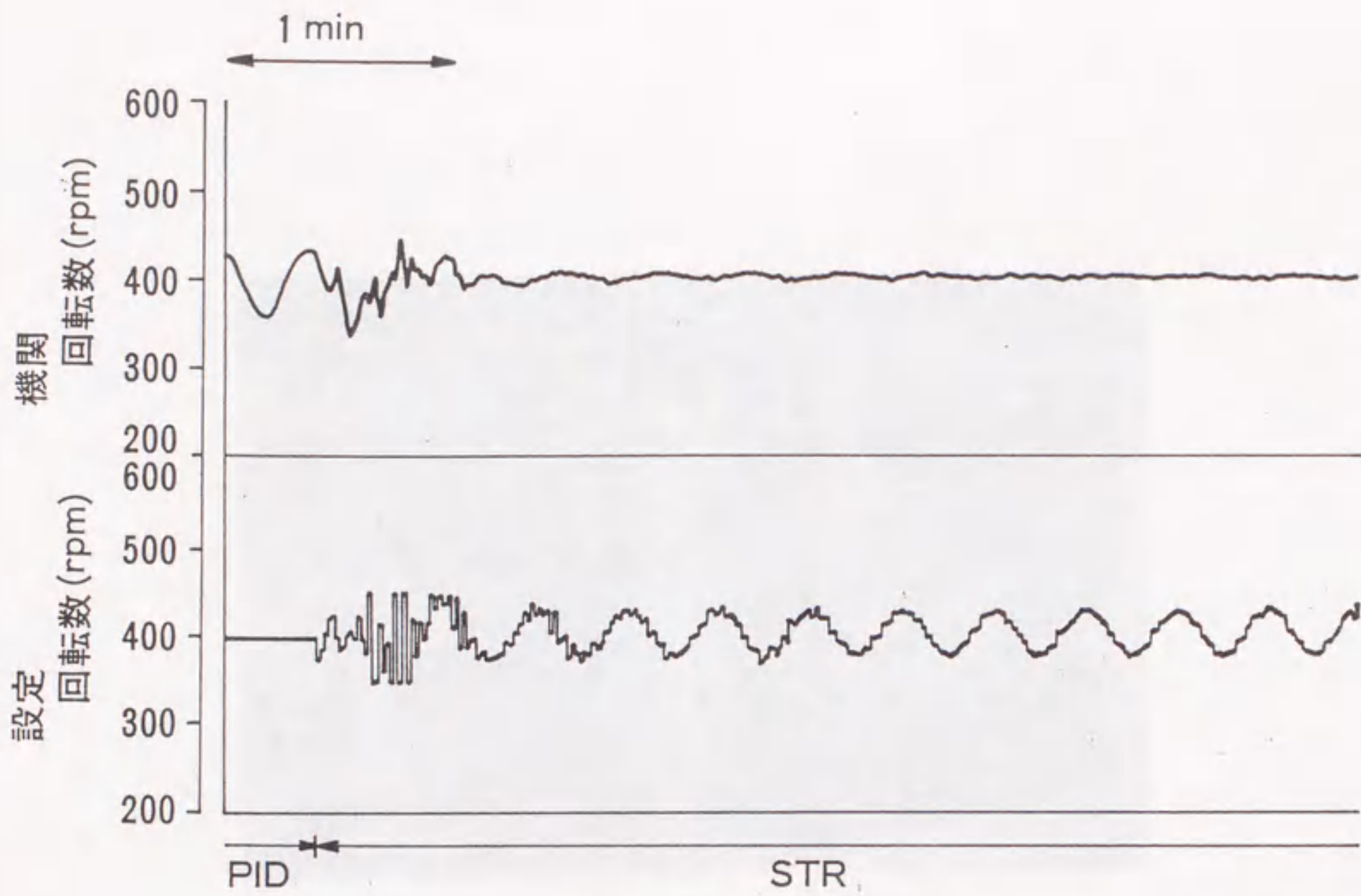


図 8 - 5 シミュレーション結果 (正弦波状外乱)

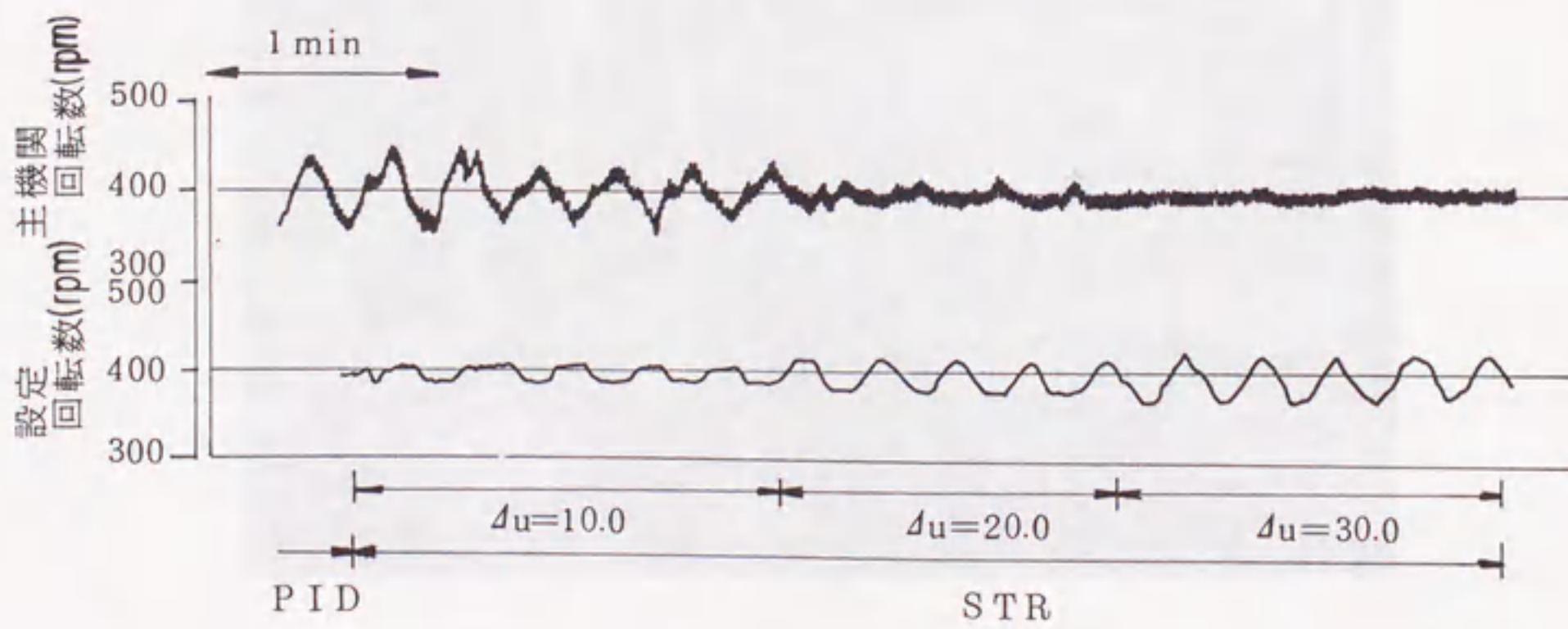
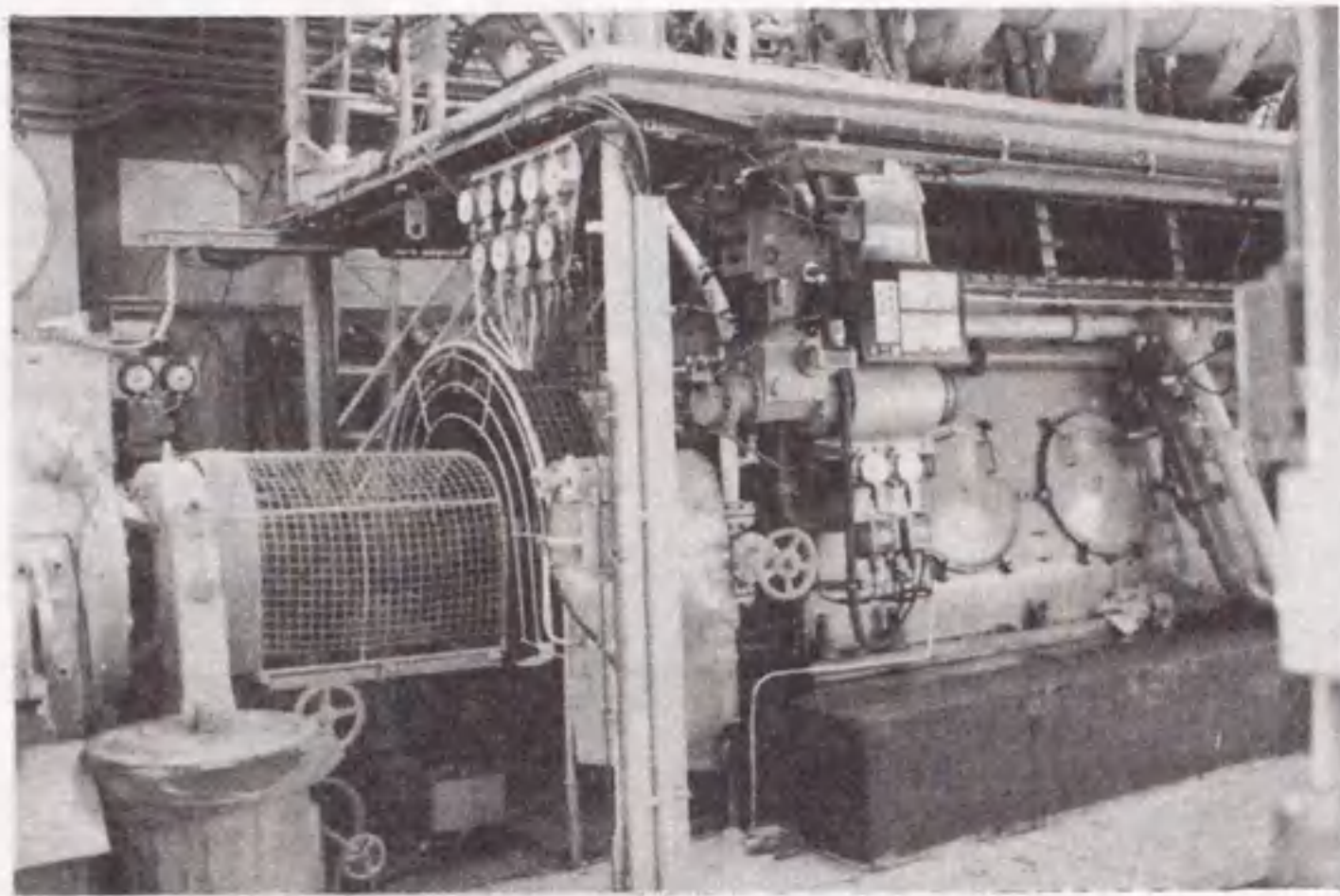


図 8 - 6 シミュレーション結果 (実測外乱, 振幅制限変更)



(N K K - S E M T 3 P C 2 - 6 L エンジン)



(操作パネル及び制御装置)

図 8 - 7 試験装置外観

表 8 - 2 試験用エンジン主要目

項 目	仕 様
型 式	NKK-SEMT 3PC2-6L
シリンダ 直径×ストローク	240 φ × 280 mm
シリンダ 数	3
定格出力	560 KW/cyl (750 PS/cyl)
定格回転数	520 rpm

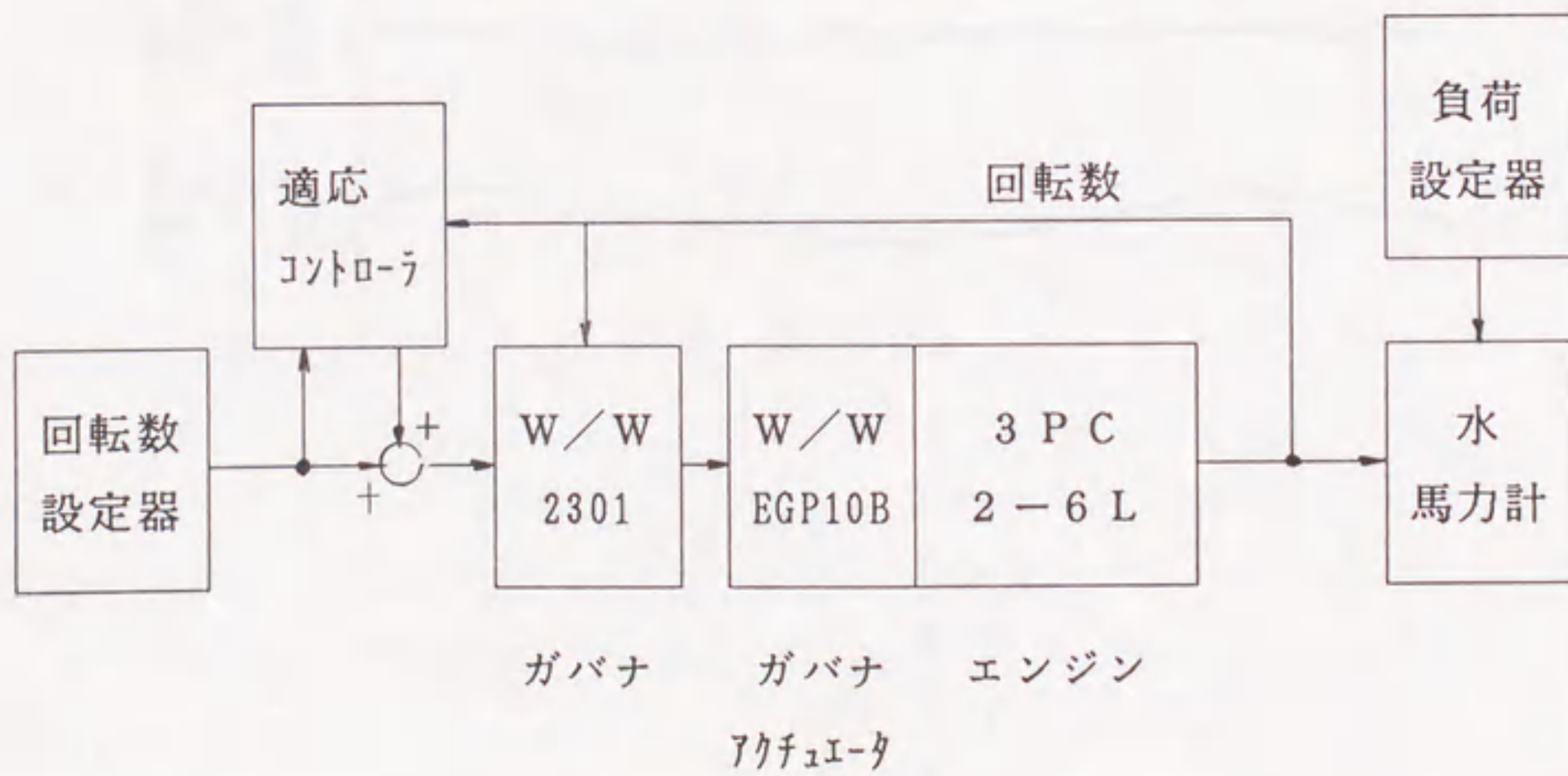
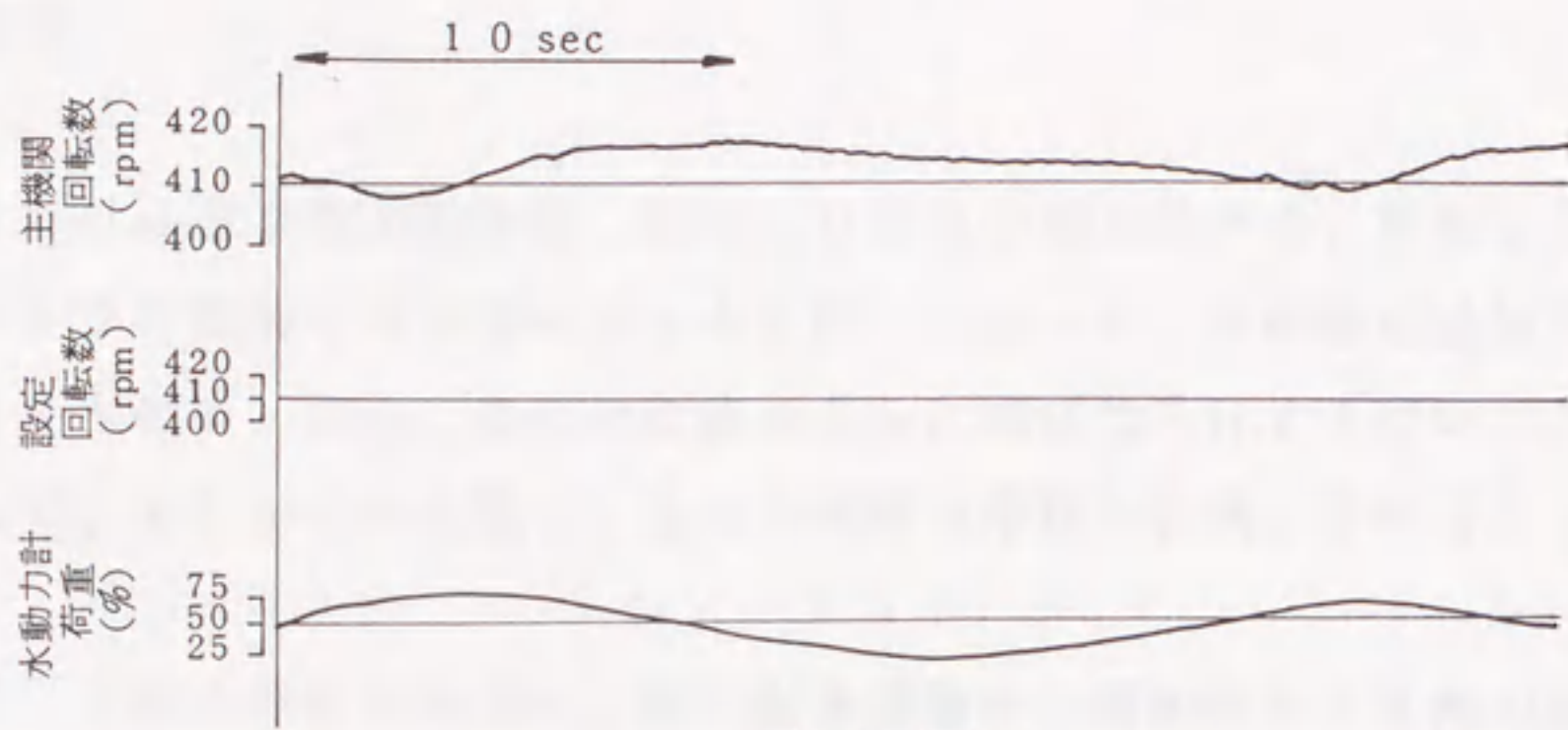
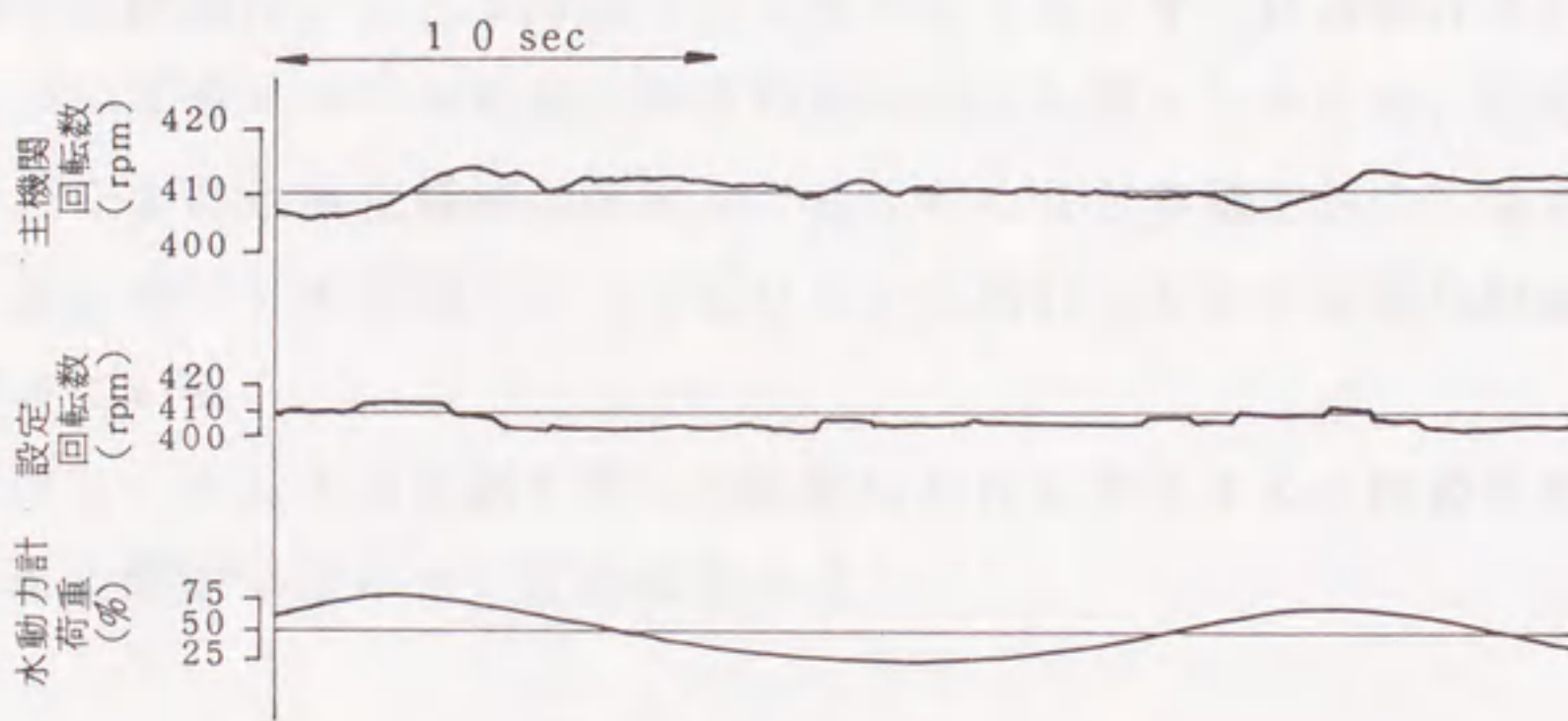


図 8 - 8 制御系構成図



a) P I D



b) S T R

$N_A : 5$

$N_B : 4$

$\alpha : 2$

$\tau : 1$ [sec]

$\lambda_1 \lambda_2 : \lambda_1 = \lambda_2 = 1$ (最小二乘法)

図 8 - 9 実験結果

9. 船舶の省エネルギー問題と制御手法

9.1 緒言

船舶における自動化の動きは、昭和40年代の省人化から、昭和50年代のオイルショックを契機とする省エネルギー志向へと移った。その後の造船不況により沈静化したものの、昨今、景気の快復とともに再び活性化する傾向にあり、その特徴として、より少ない人数で、より効率的な運航を目指していることが挙げられる。

筆者は、これらの動きの中で、特に船体運動から機関部まで各種の省エネルギーのための制御システムに関する研究を行い、その実用化を図って来た。

その扱った問題は、これまで紹介してきたように、すでに自動化されているシステムについて省エネルギーの観点から機能の向上を図ったものや、新規に省エネルギーを目的とする自動化機能の開発を行ったものなど多様である。また、適用した制御手法についても問題によって異なり、古典的なものから現代制御まで、多岐にわたっている。

本章では、これらの適用例を通して船舶における省エネルギー問題を整理するとともに、その制御手法についてもまとめる。

9.2 船舶における省エネルギー問題

船舶における省エネルギー問題は、前章までに取り上げた問題を含め、一般に、種々のプロセスを経るが最終的には、燃料代を節減することに帰着される。

その方法として、船体運動系について

(a)外部エネルギーの利用

(b)推進抵抗の低減

(c)推進効率の向上

機関部について、

(d)推進用主機関の効率向上

(e)発電系統の高機能化

(f)消費電力の低減

また、両者に関わるものとして

(g)総合運転効率の向上

等が挙げられる。

これを、前章までに取り上げたそれぞれの問題及び従来適用されている技術と対応させると表9-1の様になる。

次にこれらの各システムについて、その制御問題の特徴を整理する。

(a) 外部エネルギーを利用する「帆装と操帆システム」については、本システムが、ヨットのように帆による推力を主とするものではなく、機主帆従すなわちエンジンによる推進を主とするため、風向の変化に合わせ、より大きな推力が得られるよう針路を変える必要がない。したがって、風向あるいは風速の変化に注目して常に最大推力が得られるように、帆の状態を自動操作するシステムを構築することになるが、周知のように、風向は絶えず変動しており、この変動に帆を追従させることと、このときの所要動力を最少に抑えるという背反事象の両立が制御の課題となる。

(b) 推進抵抗低減のための「最適操舵システム」は、船舶の針路を一定に保持する自動操舵装置（オートパイロット）の機能について、舵の動きにたいする船体方位の変化特性が、載貨量や船速・波浪等の状況によって異なるため、波や風のような外乱を受けた時、空船時には制御できたものが、満船時には大きな舵を頻繁に切ったり、針路がハンティングするような不安定な現象をおこす結果、抵抗損失の増大を招いていた問題の解決を図るものである。

一般に、手動操舵では荒天時の大きな外乱に対して、周期的に針路が変動する程度であれば、それを許容し、敢えて補正の為の操舵を行わないことが多い。この結果抵抗損失も小さく抑えられる。

したがって、本問題は、船体運動のような非線形の特徴が条件により変化する場合、針路の変動と、操舵による抵抗増加を見合いにして、エネルギー損失を極力抑制するものと言える。

(c) 推進効率の向上を図るシステムとして、帆装商船において開発したプロペラピッチとエンジン回転数の制御は、プロペラについて、プロペラ効率がプロペラへ流入する水の角度とプロペラピッチに大きく依存しており、水の流入角度は船速とプロペラ回転数によって決まるものであるため、船速を一定としたとき、効率が最大となる回転数とピッチの組み合わせが決まる。また、回転数は、プロペラがディーゼルエンジンにより回されることから、その回転数に依存するが、その際、回転数と出力の関数となるエンジン効率を考慮して、プロペラ効率とエンジン効率の積を最大にするように制御することで最も効率の良い運転が可能となると言う考えに基づくものである。

(d) 機関部の省エネルギーに関する問題の中で、推進用主機関として使用されるディーゼルエンジン本体を対象とするものが、効果の上で最も大きな割合を占めることから、効率向上を目的としてこれまで種々の方策が採られて来た。しかし、そのいずれも特定の負荷条件に限定したもので、幅広い運転条件に適用できるものではなかった。第6章で取り上げた燃料噴射は効率に最も大きな影響を与える因子であるが、それには噴射時期と噴射パターンを変える必要があり、そのため、電気油圧式燃料噴射システムを開発したものである。

このシステムにより行われる効率の最適運転は、使用する燃料油の種類により、また、気温や燃料油の温度により特性が変化することを考慮しなければならない。

しかし、それぞれの因子の変化速度はそれほど大きくなく、また、エンジン負荷の変化についても、入出港時を除いてそれほど激しいものではないので、即応性よりも確実性が求められる。

(e) 機関部の省エネルギーシステムとして、大出力ディーゼルエンジンを主機関に使用する場合に一般的になっている、エンジン排ガスのエネルギー回収システムがある。これは、高温の排ガスをエコノマイザと言われる煙道ボイラに導き蒸気を発生させ、船内の熱源として利用するだけでなく、蒸気タービンを回し発電することでボイラやディーゼル発電機の燃料を節減するものである。

第7章では、最初に、このタービン発電とディーゼル発電のシステムについて、双方の並列運転により比較的小さな船舶でもタービン発電機を利用可能なものと

する制御問題を取り上げた。これは、双方の運転条件に制約がある中で、タービン発電機に負荷を担わせる問題である。

次に、主機関であるディーゼルエンジンの容量が大きく、タービン発電量が電力の船内需要を上回る場合のために考案された、軸発電機との並列運転の制御問題を取り上げたが、これは、前者より運転の制約が少なくなることから、タービン発電機に蒸気源の許す限り（限界は未知）負荷を担わせる問題となる。

(f) これまでの省エネルギーシステムは、航行の状態や機関部の運転状態が安定していることを前提とするもので、荒天航行時のような変動を伴う場合については遭遇日数が年間稼働日の1/3になるにもかかわらず検討が進んでいなかった。

第8章は、その最初のケースとして代表的な問題である、ピッチングに伴う主機の異常問題を取り上げたものである。波浪によって起こされる船体運動（ピッチング）が原因となって、主機にとって急激な負荷変動が生じ、ガバナでは十分な制御が出来なくなるもので、その安定化を図ることにより効率の良い運転を実現する。しかし、そのためには、時間的にまた状況によって変化する外乱に対応することが不可欠となる。

9.3 省エネルギーのための制御手法

前節で述べた各種の省エネルギー問題に適用する制御手法について考える。

省エネルギーのための制御は、一般に、損失を最小にしたり効率を最大にするなどいわゆる最適状態を求める問題となる。

この最適状態は、エネルギーに関する評価量に基づいて求められるので、まず問題を評価量の観点から分類すると、

(a) 燃料消費量のように、直接実測により求められるもの、あるいは実測以外には求められないもの

(b) 損失抵抗のように実測された諸量から計算によって求められるもの、あるいは計算が唯一の手段のもの

となる。

また、制御手法の選択に関わる他の因子として、制御対象の動特性も考えられ

る。これを数式による取扱いの観点から分類すると

(7)線形系

(イ)弱い非線形系（線形近似可能）

(ウ)強い非線形系（線形近似不可能）

となる。

これらの2つの観点から適用される制御手法と前節でまとめた各問題を整理して表9-2に示す。

なお、表9-2には、先に分類したものの他に最適状態が既知でしかも特性変化が無い場合についても記した。

表9-2には、実施例も併記したが、次にこの実施例と手法の対応について検討する。

(a) 帆装商船の操帆制御は、与えられた風向に対して、最も推力が大きくなるように帆の角度を調節することが基本となる。このとき船の針路や速度の変化はすべて相対風向の変化として現れ、また、相対風向に対して最大推力が得られる帆の角度は変わることが無いので、この特性を一度求めておけば以後それに従って制御すれば良い。従ってこの最適状態を得る制御は開ループ制御となる。

(b) 操舵に起因する推進抵抗の増加を抑制する制御は、操舵に対する船体運動の特性の変化に、PID制御のゲインを変更して安定性を維持するものである。

このときゲインの妥当性を判別する評価量として、損失エネルギーを表す2次規範を採用した。この場合最適ゲインを求める方法として、最適制御によるものと、最適化制御によるものが考えられる。しかし、最適制御は、本システムのようにプラント動特性が非線形の場合、これを線形近似して解を得ても最適解である保証がない。一方、最適化制御は、プラント動特性の如何にかかわらず最適値を得ることが出来ることから、本システムでは最適化制御を採用した。

(c) 推進効率の改善として取り上げた、帆装商船のプロペラピッチと回転数の最適組み合わせを見いだす問題は、先にも述べたように、プロペラ効率とエンジン効率の2つの非線形の量が関与するため、評価量を定式化することは困難であり、

しかも、船体運動系とエンジン系のいずれも強い非線形動特性を持つことから、最適制御の適用は難しく、最適化制御を用いることになる。しかし、その場合も実測可能な評価量を見い出す必要がある。本研究では、風の条件がほぼ一定であれば、船速を一定に制御することにより、推進用エンジンの燃料消費量が推進効率に対応するものとなることを利用して、この燃料消費量を評価量とした。最適化は、エンジン回転数を一定とし、プロペラピッチにより定船速を実現した後、燃料消費量を測定する。次いで、回転数を多少変更し、ピッチにより定船速制御を行った後、燃料消費量を再び測定するという一連の繰り返しにより進める。

(d) 主機関の効率向上の最大の課題である燃料噴射の最適化は、噴射時期や噴射パターンを任意に調節できる電子式燃料噴射システムの成立が不可欠とされていた。

本研究では、油圧サーボ弁を使用した燃料噴射装置とコンピュータによる噴射制御装置により電子式燃料噴射システムを実現したが、燃料噴射の最適化について、自動車で適用され一般的になっていた、事前に測定した特性データにより制御する開ループ制御方式に対し、燃料性状や外的条件の大きな変化を考慮して閉ループ制御を行うこととした。

最適状態を得る評価量として、エンジン効率に相当するのが燃料消費量であるが、これも定式化は困難な量である。従ってこの問題についても最適制御の適用は難しく、最適化制御に依らざるを得ない。

最適化の評価量として、エンジン回転数・燃料噴射圧力および負荷を一定とすると、燃料噴射期間が燃料噴射量すなわち燃料消費量に相当することから、これを使用し、噴射開始時期を段階的に変化させ、回転数制御をおこなった結果決まる噴射期間により、噴射開始時期の妥当性を判断し最適化を図った。

(e) 主機以外の機関部のプラントとして、最も大きな省エネルギーの対象となる発電システムについて、最初に取り上げた、タービン発電機とディーゼル発電機の最適負荷分担制御は、燃料代の不要なタービン発電機を、低負荷での使用が制限されているディーゼル発電機との並列運転により極力利用しようとするものである。

また、次のタービン発電機と軸発電機との並列運転システムは、軸発電機に負荷の制限がないことから、タービン発電機に可能な限りの負荷を持たせるものである。

したがって、このいずれも、タービン発電機の発電限界を探る必要があり、これは最適制御のような現代制御によって求めることは出来ず、逐次探索に頼らざるを得ない。

このとき、評価量として、蒸気加減弁開度を使用する。

(f) 表9-1には本論文で詳細は述べていないが、船内電力消費量の低減策の一つとして、可変量ポンプによる主機冷却システムの制御を挙げた。これは、通常一定の流量を供給するエンジン冷却水ポンプの回転数をエンジンの発熱量に応じて変更することにより、ポンプ消費電力の節減を図るものである。

本システムは、PID制御により省エネルギーを図った例である。

(g) 総合効率の向上の問題として実施した荒天航行時の主機制御の研究は、従来制御問題として未着手であった分野に初めて取り組んだものである。制御の主眼として、まず、波浪という大きな外乱に対して主機の安定した運転状態を維持することを考える。この問題は、外乱の変動周期にガバナと主機およびプロペラを含めた動特性が追従できないことが原因となっており、主機とプロペラの動特性は改善の余地がないため、制御手法により解決を図ることになる。すなわち、外乱の変化を予測し、プラントの動特性を考慮した制御出力を発生させるアルゴリズムが必要となるが、このような問題の制御手法として、外乱やプラント動特性を推定し、最適な操作量を出力する適応制御が考えられる。特に定値制御の安定化を図る本問題については、適応制御の機能の一つである最小分散制御が適している。

以上をまとめた表9-2に従って、省エネルギーのための制御を考える。

この表を特徴付ける主な事項は以下のようなになる。

- (1) 省エネルギー問題の制御手法として、最適化制御がもっとも適用範囲が広い。
- (2) 最適制御は、制約条件が多く適用できる問題が少ない。

- (3) 固定した最適条件による開ループ制御は、最も簡便な方式であるが、適用が限定される。
- (4) 問題の設定により、定値制御が省エネルギーにつながる場合がある。
- (5) 実際の省エネルギー問題は非線形特性に関わるものが多い。

したがって、制御による省エネルギーシステムを検討する手順について、以下のように整理することが出来る。

- (1) 定値制御の可能性の検討
- (2) 開ループの条件設定と定値制御の組み合わせの検討
- (3) 最適制御の可能性の検討
- (4) 最適化制御の実現法の検討

省エネルギー問題の最終の手法とされる最適化制御は、制御手法としては、古典的手法に属しており、その適用については検討し尽くされて来た。そして、得られた結果の确实性に比べ、最適化に要する時間が長いという問題を解決するため、最適制御が考え出された。しかし、省エネルギー問題は、特に船舶については、比較的状态の変化が緩やかであり、また、その持続時間も長いことから、時間よりも确实性が要求されることから、解の得られる時間は早いとその信憑性に問題がある最適制御より、この古典的な手法が有用なものとなった。なお本研究で適用した、適応制御についても、現状、緩やかな特性変化に追従するものであるので、船舶の問題は格好の適用対象とすることができる。

さて、本研究の最適化制御問題を整理すると、

- (1) 最適自動操舵装置におけるPID制御のゲイン調整のように、コントローラのパラメータを最適化する場合。
- (2) プロペラピッチと回転数や、燃料噴射時期のように、関係する状態量を変化させ最適状態を得る場合。
- (3) 限界発電量を求める場合のように、変更する状態量そのものが評価量の場合。

に分けられる。

一般の最適化制御問題は、この三者のいずれかに属すると考えられることから、最適化問題への対応として、まず、上記のどの方式を採用するのかを決める必要がある。

選択の要点として、制御性能については、三者共得失は無く、また、複数の方式で実現出来る場合もある。したがって、適用に際しての必要最小限の条件を挙げる。

(1) については、評価量が高い確度で、条件の差を明確に表すものとして得られ、しかも、パラメータが評価量に関係する量であれば良い。特に、パラメータはゲインのような線形量である必要は無く、上下限值や時間遅れのような非線形量でも構わない。

(2) については、評価量の条件は同じであるが、変更する状態量を指示値に保持する系統を持つ必要がある。

(3) については、評価量が状態量に含まれており、しかも、指示値に保持する系統を持たなければならない。

さて、最適化制御は以上のように、特に非線形システムに対応する手法として評価されて来たが、その位置づけとして、定値制御の上位機能と考えることができる。その観点から、新しい応用分野として、適応制御における出力制限値の操作のように、新しい制御手法と組み合わせることも可能であり、また、学習制御との組み合わせにより、最大の課題であった最適化に要する時間の短縮も可能となる。さらに、エキスパートシステムやファジイシステムとの組み合わせ等、その有用性はますます拡大している。

9.4 結言

船舶における省エネルギー問題とそれに対する制御手法について、前章までに述べてきた事例を中心に総括し、省エネルギー問題が、機器単体からプラントへ、そして船全体に関わるものへと複雑化する傾向にあること、また、静的な状態に関するものから状態変動を伴う動的なものまで拡大し、制御手法も多様化していることを示し、それに基づいて省エネルギーシステム構築の手順を整理した。

一方、この検討を通して、従来、古典的手法として顧みられることの少なかつ

た最適化制御手法が、船舶の省エネルギー問題に対しては非常に有効な手法であることを示すとともに、その適用形態と適用のための条件について整理し、さらに、新しい手法との融合により、相互の得失を補い合う、より効果的な手法の構築が可能になることを示唆した。

表9-1 船舶における省エネルギー問題

項目	対応	
	固定設備	システム
船体運動系	外部エネルギーの利用 推進抵抗の低減 推進効率の向上	帆装と操帆システム 最適操舵 プロペラ形状改善 プロペラピッチ最適化
機関部	主機関効率向上 発電システム高機能化 電力消費量低減	電子式燃料噴射システム 及び噴射時期最適化 ディーゼルタービン発電機 最適負荷分担システム 軸発電機運転システム 可変量ポンプによる主機 冷却系制御 ²⁷⁾
総合	総合効率の向上	荒天航行時の主機制御

表9-2 省エネルギー問題と制御手法

			制御対象の動特性			
			線形系	弱い非線形系	強い非線形系	
直接的省エネルギー	最適値	評価量演算	有理多項式	最適制御 適応制御	最適制御 適応制御	最適化制御 (最適操舵)
		その他	最適化制御	最適化制御	最適化制御	
	未知	評価量実測	最適化制御	最適化制御	最適化制御 (D/E燃料噴射時期最適化) (帆装商船のM/E・CPP制御) (T/G&D/G最適負荷分担) (T/G&SGM最適運転システム)	
	最適既値知		開ループ制御	開ループ制御	開ループ制御 (帆装商船の操帆制御)	
間省エネルギー的			PID制御	PID制御 (可変量ホッパ)		
			適応制御	適応制御 荒天時M/E制御		

10. 結論

船舶における制御システムの研究開発は、この20年余りの間に目ざましい速度で進み、最近建造される船舶と、寿命と言われる20年前すなわち一世代前の船舶とは、船体から搭載される機器まですべてにわたって、比較にならない大きな変化を遂げている。その最も大きな相違点として挙げられるのが、乗組員の数と燃料消費量である。前者は、外洋を航行する船舶の場合、約40名ほどであったものが省人・省力化の結果10名余に削減され、また、後者についても省エネルギーの結果30～40%の改善が行われた。

このように、船舶の制御問題は、省人・省力化に関するものと省エネルギーに関するものに分けることが出来るが、その時々々の世相を反映する形で研究開発が行われており、昭和40年代の乗組員不足を背景とする省人・省力化の推進、昭和50年代のオイルショックを背景とする省エネルギーシステム中心の研究開発、そして現在の運航費低減のための省人化のフェイズに入っている。

本論文では、筆者が実施してきた船舶の制御に関する研究開発より、省エネルギーに関係するものをまとめた。それらは主に、昭和60年頃までに実施されたもので、その問題は、隠された最適値を探し出すものが多かった。しかし、これも、主だった課題が解決されると一段落し、業界の興味は省人化に移っていく。

一方このような状況の中で、筆者は、次の省エネルギーの課題がダイナミックな制御により省エネルギーにつながる状態を積極的に作り出すことであると考え、適応制御による外乱の抑制制御を検討した。

これらの結果を踏まえ、船舶の省エネルギーのための制御について総括すると、

(a) 問題が船体運動から機関部に関わるものまで多岐にわたり、また、適用する制御手法も多様である。

(b) 制御は出来る限り簡便なものが望ましく、事前に最適状態が得られるならば、開ループ制御は有効な方式である。

(c) 船舶では最適化制御が最も有効な方式となる

(d) 今後、制御問題は一層の効率向上のため、従来未着手であったダイナミック

な分野に拡大し、そのための手法として適応制御が重要な役割を果たす。等のことが言えるが、さらに今後は、環境問題も不可欠な要素として加味され、

問題の一層の複雑化が予想される。これらの解決の鍵となるのは、より実用性に富む制御手法であり、その確立が急がれる。

謝辞

本研究は、筆者が日本鋼管株式会社において、船舶に関する自動制御システムの研究の一貫として実施したものである。

しかし、その遂行にあたっては、名古屋大学工学部情報工学科藤井省三教授および名古屋工業大学機械工学科水野直樹助教授に、多大なご指導及びご支援を賜りました。ここに篤く御礼申し上げます。

また、本論文の作成に関しても、同じく藤井教授と水野助教授より懇切なご指導を頂戴すると共に、名古屋大学情報工学科伊藤正美教授並びに名古屋大学機械工学科末松良一教授より、有益なご助言とご検討を賜りました。謹んで謝意を表します。

最後に、本研究を共に遂行して下さった日本鋼管株式会社有江龍夫、志村和紀、大川登志男、水野浩他の諸氏に対し篤く御礼申し上げます。

参考文献

- 1) 日本造船学会, 船舶工学便覧 第2分冊, コロナ社, 1
- 2) 伊藤, 大川他: バケットドレジャ自動浚渫システム, 日本鋼管技報 No.114, 55, (1986)
- 3) M. Itoh, T. Okawa, et al: Automatic Ballast Control for Floating Dock, Proc. of 9th IFAC World Congress, (1984)
- 4) 伊藤, 有江他: 最適自動操舵装置, 日本船用機関学会誌, Vol. 20, No. 4, 284/289, (1985)
- 5) S. Fujii, N. Mizuno, M. Itoh et-al : An Adaptive Steering System for a Ship, Control Systems(IEEE), Vol. 6, No. 5, 3/8, (1986)
- 6) 造船テキスト研究会: 商船設計の基礎(下巻), 成山堂書店, 129
- 7) N. H. Norrbin: On the Added Resistance due to Steering on a straight Course, Proc. 13th International Towing Tank Conf., 382/430, (1972)
- 8) 小山: 船舶の最適自動操舵装置, 日本造船学会誌, Vol. 122, 18/35, (1976)
- 9) 藤井, 水野: プラントのむだ時間+ARモデルによる多入出力離散時間モデル規範形適応制御系の設計法とその応用, 計測自動制御学会論文集 Vol. 18, No. 3, 238/245, (1982)
- 10) 藤井, 水野: プラント入力に振幅制限がある場合のモデル規範形適応制御系の一構成法, 計測自動制御学会論文集, Vol. 18, No. 8, 859/861, (1982)
- 11) M. Itoh, et al.: Automatic Sail Handling and Propulsion Control System of Sail Equipped Motor Ship, Proc. of ISSOA-82, 121/128, (1982)
- 12) 伊藤: 帆装商船の自動操帆システム, 計測と制御 Vol. 23, No. 2, 190/197 (1984)
- 13) M. Murata, et al.: Aerodynamic Characteristics of a 1600DWT Sail-Assisted Tanker, Proc. of North-East Coast Institution of engineers and Shipbuilders, 1/11, (1981)
- 14) 遠藤, 名村他: 小型帆装タンカーの馬力利得, 日本鋼管技報 No. 92, 89/100, (1982)

- 15) 伊藤, 志村: 船用中速ディーゼルエンジンの電子制御燃料噴射システム, 日本機械学会論文集C編 52巻480号, 2128, (1986)
- 16) Kattenbuch G., et al.: Electrically Controlled Fuel Injection(2) Design & Operating Method, Motor Ship Vol.60, 32, (1979)
- 17) 長尾不二夫: 内燃機関講義(上), 養賢堂, 442
- 18) 日本船用機関学会編: 船用機関計画便覧, コロナ社, 260
- 19) 田中: ディーゼル船における蒸気プラントについて, 日本船用機関学会誌 Vol.14, No.9, 767, (1979)
- 20) 日本船用機関学会編: 船用機関計画便覧, コロナ社, 1157
- 21) 伊藤, 原他: タービン・ディーゼル発電システムの最適負荷分担装置, 日本船用機関学会誌 Vol.No.8, 657, (1981)
- 22) 伊藤, 志村: 省エネルギー型軸発電機制御システム, 日本船用機関学会誌 Vol.19, No.16, 481, (1984)
- 23) 伊藤, 志村: STRによる船用ディーゼル機関のレーシング制御, 計測自動制御学会第24回学術講演会前刷, 393, (1985)
- 24) M. Itoh, H. Mizuno, et al: Dynamic Control of the Engine of Ships, Proc. of ISME'90, (1990)
- 25) 竹沢, 梶田他: 耐航性に関する動的船型試験法, 第2回耐航性に関するシンポジウム論文集, 83, (1977)
- 26) 藤井, 水野: 未知外乱を含むプラントの分散型モデル規範適応制御, 計測自動制御学会論文集, Vol.21, No.9, (1985)
- 27) 伊藤, 有江他: 主機冷却可変量ポンプシステムの開発, 日本船用機関学会誌 Vol.15, No.7, 555, (1980)

付録

ボイラ・エコノマイザ・タービン発電機系シミュレーションモデル

1. ブロック図

対象となるモデルのブロックを図1に示す。

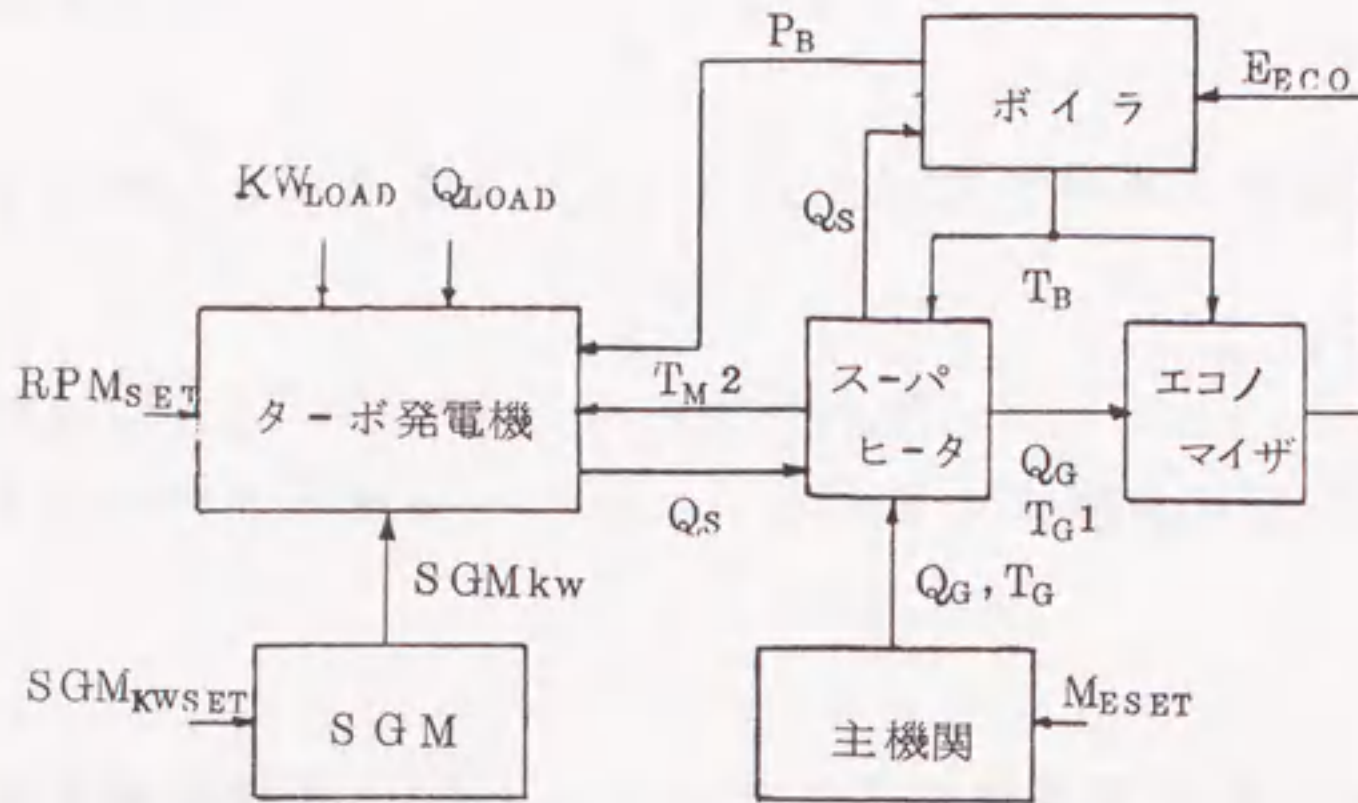


図1 ブロック図

各ブロックにおける数式モデルの詳細を第2章に示す。

2. 数式モデル

2.1 タービン発電機

タービン発電機システムの概要を図2に示す。

回転系の運動方程式は、(1)式で表される。

$$\frac{GD^2}{4g} \frac{d\omega}{dt} = \frac{KW_T - KW_L}{\omega} \quad (1)$$

ただし、

ω : タービン角速度 [rad/sec]

KW_T : タービン発生動力 [kw], KW_L : タービン発電機負荷 [kw]

GD^2 : 回転系慣性モーメント [kgm²], K_T : 定数

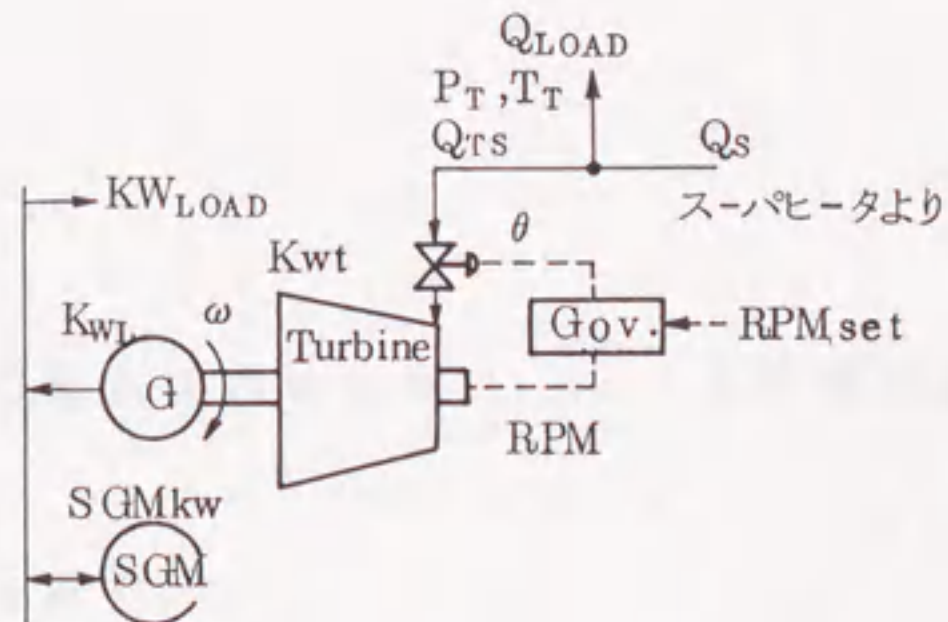


図2 タービン発電機系統

また、タービン回転数 RPM [rpm]、および母線周波数 frq [Hz] は各々 (2) (3) 式で求められる。

$$RPM = 60 \cdot \omega / 2\pi \quad (2)$$

$$frq = \omega / 2\pi \quad (3)$$

ここで、 KW_T 、 KW_L はそれぞれ (3)、(4) 式で与えられる。

$$KW_T = f_{KWT}(\theta, P_T) \quad (4)$$

$$KW_L = KW_{LOAD} + SGM_{KW} \quad (5)$$

ただし、

f_{KWT} : 蒸気加減弁開度 θ [deg] とタービン入口蒸気圧力 P_T [ata] の関数

KW_{LOAD} : 船内負荷電力 [kw]

SGM_{KW} : 軸発電機出力 (正符号 ; モータ, 負符号 ; 発電機) [kw]

タービンに流入する蒸気流量 Q_{TS} [kg/sec] は、タービン発電機特性より (6) 式で与えられる。

$$Q_{TS} = f_{QTS}(KW_T, P_T, T_T) \quad (6)$$

ただし、

f_{QTS} : タービン発生動力、タービン入口蒸気圧力およびタービン入口蒸気温度 [K] の関数 [kg/sec]

なお、ここで簡略化のために以下の仮定を置く。

$$P_T = P_B - \Delta P \quad (7)$$

$$T_T = T_{M2} \quad (8)$$

P_B : ボイラ蒸気圧力 [ata]

ΔP : ボイラ・タービン間の圧力降下 [ata]

T_{M2} : スーパーヒータ出口蒸気温度 [K]

船内雑用蒸気消費量を Q_{LOAD} [kg/sec] とすると、ボイラ発生蒸気量 Q_S [kg/sec] は次式で与えられる。

$$Q_S = Q_{TS} + Q_{LOAD} \quad (9)$$

タービン発電機回転数はガバナにより制御されているので、制御器を P I 制御系と仮定し、その垂下特性を無視すると、蒸気加減弁開度 θ は次式のようなになる。

$$\theta = K_{PT} \cdot \Delta RPM + (1 / T_{IT}) \int \Delta RPM dt \quad (10)$$

$$\Delta RPM = RPM_{SET} - RPM \quad (11)$$

ただし、

K_{PT} : 制御器比例ゲイン

T_{IT} : 制御器積分ゲイン [sec]

RPM_{SET} : タービン発電機回転数設定値 [rpm]

2.2 熱交換器

2.2.1 エコノマイザモデル

図3のモデルについて、エネルギー収支を考える。
蒸気側については、

$$d(G_{EW} \cdot U_{EW}) / dt = Q_{RW} (I_{EW1} - I_{EW2}) + \eta_E K_E (T_{EG} - T_{EW}) \quad (12)$$

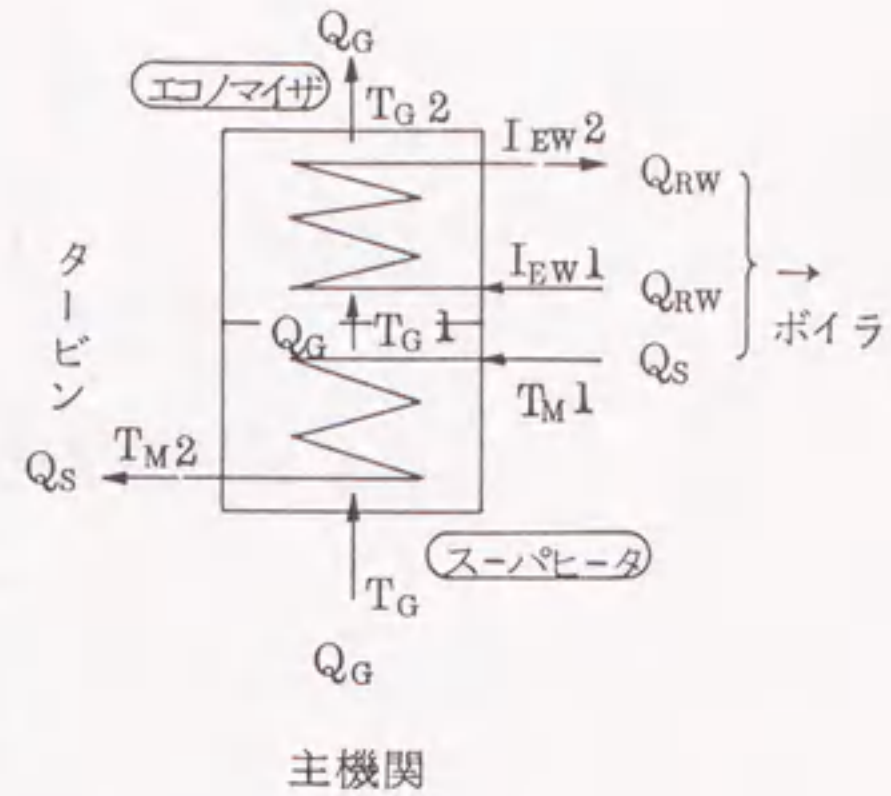


図3 熱交換器

排ガス側については、

$$d(C_G G_{EG} T_{EG}) / dt = C_G Q_G (T_{G1} - T_{G2}) - K_E (T_{EG} - T_{EW}) \quad (13)$$

ただし、

- G_{EW} : エコノマイザ保有水重量 [kg]
- G_{EG} : エコノマイザ内排ガス重量 [kg]
- Q_{RW} : 循環水流量 [kg/sec]
- Q_G : 主機排ガス流量 [kg/sec]

主機出力の関数として定められる

- I_{EW1} : エコノマイザ入口循環水エンタルピ [kcal/kg]
= I_{EW} (ボイラ水エンタルピ) と仮定.

T_B (ボイラ水温度) の関数として定められる.

- I_{EW2} : エコノマイザ出口循環水エンタルピ, [kcal/kg]
- U_{EW} : 保有水内部エネルギー [kcal]

$$= I_{EW} + 10^4 P_{EW} \cdot u_{EW} / 436.8$$

$I_{EW} = (I_{EW1} + I_{EW2}) / 2$ と仮定

- P_{EW} : 保有水圧力 [ata]

- u_{EW} : 保有水比容積 [m^3/kg]

- T_{G1} : エコノマイザ入口排ガス温度 [K]

- T_{G2} : エコノマイザ出口排ガス温度 [K]

T_{EG} : エコノマイザ内排ガス温度 [K]

$$= (T_{G1} + T_{G2}) / 2 \text{ と仮定}$$

T_{EW} : 保有水温度 [K]

$$= T_B \text{ と仮定}$$

C_G : 排ガスの定圧比熱 [kcal/kgK]

η_E : 熱交換効率 } ヒートバランス

K_E : 比例定数 } より算出

(12) (13) 式を変更して微少項を無視し整理すると以下のようになる。

$$d(I_{EW})/dt = (2.0 \cdot Q_{RW}/G_{EW})(I_{BW} - I_{EW}) + (\eta_E \cdot K_E/G_{EW})(T_{EG} - T_B) \quad (14)$$

$$d(T_{EG})/dt = (2.0 \cdot Q_G/G_{EG})(T_{G1} - T_{EG}) + (K_E/C_G \cdot G_{EG})(T_B - T_{EG}) \quad (15)$$

従って、エコノマイザよりボイラへ加えられるエネルギー E_{ECO} [kcal/sec] は次式で求められる

$$\begin{aligned} E_{ECO} &= Q_{RW}(I_{EW2} - I_{EW1}) \\ &= 2.0 Q_{RW}(I_{EW} - I_{BW}) \end{aligned} \quad (16)$$

2.2.2 スーパーヒータモデル

次に、スーパーヒータについて、同様にエネルギー収支を考えると、蒸気側について、

$$d(C_S G_{MS} T_{MS})/dt = C_S Q_S(T_{M1} - T_{M2}) + \eta_M K_M(T_{MG} - T_{MS}) \quad (17)$$

排ガス側について

$$d(C_G G_{MG} T_{MG})/dt = C_G Q_G(T_G - T_{G1}) - K_M(T_{MG} - T_{MS}) \quad (18)$$

となる。ただし、

G_{MS}	: スーパーヒータ保有蒸気重量	[kg]
G_{MG}	: スーパーヒータ内排ガス重量	[kg]
Q_S	: ボイラ発生蒸気量	[kg/sec]
Q_G	: 主機排ガス流量	[kg/sec]
T_{M1}	: スーパーヒータ入口蒸気温度 = T_B と仮定	[K]
T_{M2}	: スーパーヒータ出口蒸気温度	[K]
T_{MS}	: スーパーヒータ内蒸気温度 = $(T_{M1} + T_{M2}) / 2$ と仮定	[K]
T_G	: スーパーヒータ入口ガス温度	[K]
T_{G1}	: スーパーヒータ出口ガス温度 = エコノマイザ入口ガス温度	[K]
T_{MG}	: スーパーヒータ内ガス温度 = $(T_G + T_{G1}) / 2$ と仮定	[K]
C_S	: 蒸気の定圧比熱	[kcal/kgK]
η_M	: 熱交換効率	
K_M	: 比例定数	

(17) (18) 式を変形して整理すると、次式を得る。

$$dT_{MS}/dt = 2.0(Q_S u_{MS}/V_{MS})(T_B - T_{MS}) + (\eta_M K_M u_{MS}/C_S V_{MS})(T_{MG} - T_{MS}) \quad (19)$$

$$dT_{MG}/dt = 2.0(Q_G/G_{MG})(T_G - T_{MG}) + (K_M/C_G G_{MG})(T_{MS} - T_{MG}) \quad (20)$$

ただし

$$u_{MS}: \text{スーパーヒータ内蒸気比容積} \quad [m^3/kg]$$

$$V_{MS}: \text{スーパーヒータ内蒸気容積} \quad [m^3]$$

さらに、次式により各出口温度が決定される。

$$T_{G2} = 2.0 T_{MG} - T_{G1} \quad (21)$$

$$T_{M2} = 2.0 T_{MS} - T_B \quad (22)$$

2.3 ボイラ

ボイラでのエネルギー収支は次式となる。

$$E_{ECO} + Q_W I_{FW} - Q_S I_{BS} = d (C_B G_B T_B + G_W U_{BW} + G_S U_{BS}) / dt \quad (23)$$

ただし

E_{ECO} :	エコノマイザより 与えられるエネルギー	[kcal/sec]
Q_W :	給水流量	[kg/sec]
Q_S :	蒸気流量	[kg/sec]
G_B :	ボイラ重量	[kg]
G_W :	ボイラ水重量	[kg]
G_S :	ボイラ蒸気重量	[kg]
T_B :	ボイラ温度	[K]
I_{FW} :	給水エンタルピ	[kcal/kg]
I_{BS} :	ボイラ蒸気エンタルピ	[kcal/kg]
U_{BW} :	ボイラ水内部エネルギー	[kcal]
U_{BS} :	ボイラ蒸気内部エネルギー	[kcal]
C_B :	ボイラ比熱	[kcal/kgK]

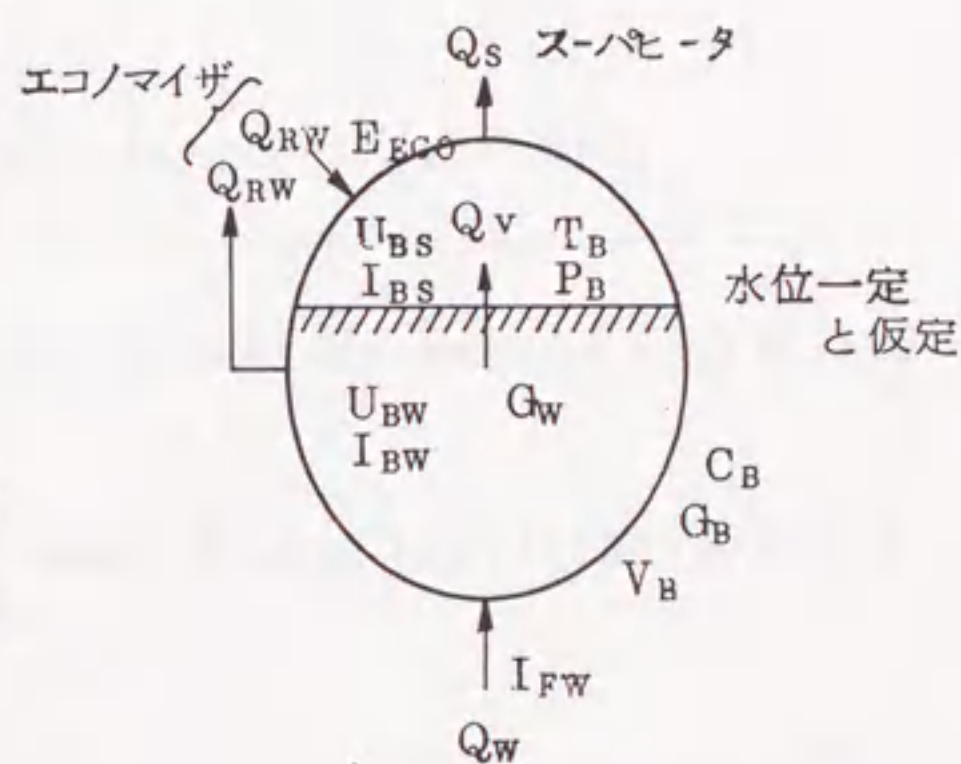


図4 ボイラ

ここで次の関係を用いて(23)式を変形して整理すると(31)式を得る。

$$U_{BW} = I_{BW} + 10^4 P_B u_{BW} / 426.8 \quad (24)$$

$$U_{BS} = I_{BS} + 10^4 P_B u_{BS} / 426.8 \quad (25)$$

$$V_B = G_W u_{BW} + G_S u_{BS} \quad (26)$$

$$dG_W / dt = Q_W - Q_V \quad (27)$$

$$dG_S / dt = Q_V - Q_S \quad (28)$$

$$G_S = V_S / u_{BS} \quad (29)$$

$$Q_W = 1 / (1 + T_s) \cdot Q_S \quad : 1 \text{次遅れと仮定} \quad (30)$$

ただし,

P_B	: ボイラ蒸気圧力	[ata]
u_{BW}	: ボイラ水比容積	[m^3/kg]
u_{BS}	: ボイラ蒸気比容積	[m^3/kg]
V_B	: ボイラ容積	[m^3]
Q_v	: 発生蒸気流量	[kg/sec]
V_S	: ボイラ蒸気容積	[m^3]

dP_B/dt

$$\begin{aligned} & E_{ECO} + Q_w(I_{FW} - I_{BW}) + (Q_{wUBW} - Q_{SUS}) (I_{BS} - I_{BW}) / (u_{BS} - u_{BW}) \\ = & \frac{\quad}{C_B G_B (\partial T_B / \partial P_B) + G_w [(\partial I_{BW} / \partial P_B) - (I_{BS} - I_{BW}) / (u_{BS} - u_{BW}) (\partial u_{BW} / \partial P_B)]} \\ & + (V_S / u_{BS}) [(\partial I_{BS} / \partial P_B) - (I_{BS} - I_{BW}) / (u_{BS} - u_{BW}) (\partial u_{BS} / \partial P_B)] - 10^4 V_B / 426.8 \end{aligned}$$

(31)

2.4 主機

主機出力設定値に対し，推進軸出力がP I制御されるものとした。

(推進軸出力一定制御)

すなわち，

$$M_{EO} = K_E \Delta M_E + (1 / T_E) \int \Delta M_E dt \quad (32)$$

$$\Delta M_E = M_{ESET} - (M_E + SGM_{KW}) \quad (33)$$

$$M_E = 1 / (1 + T_{MES}) \cdot M_{EO} \quad : 1次遅れとする \quad (34)$$

ただし

M_E : 主機出力 [KW]

M_{ESET} : 主機出力設定値 [KW]

SGM_{KW} : SGM出力 [KW]

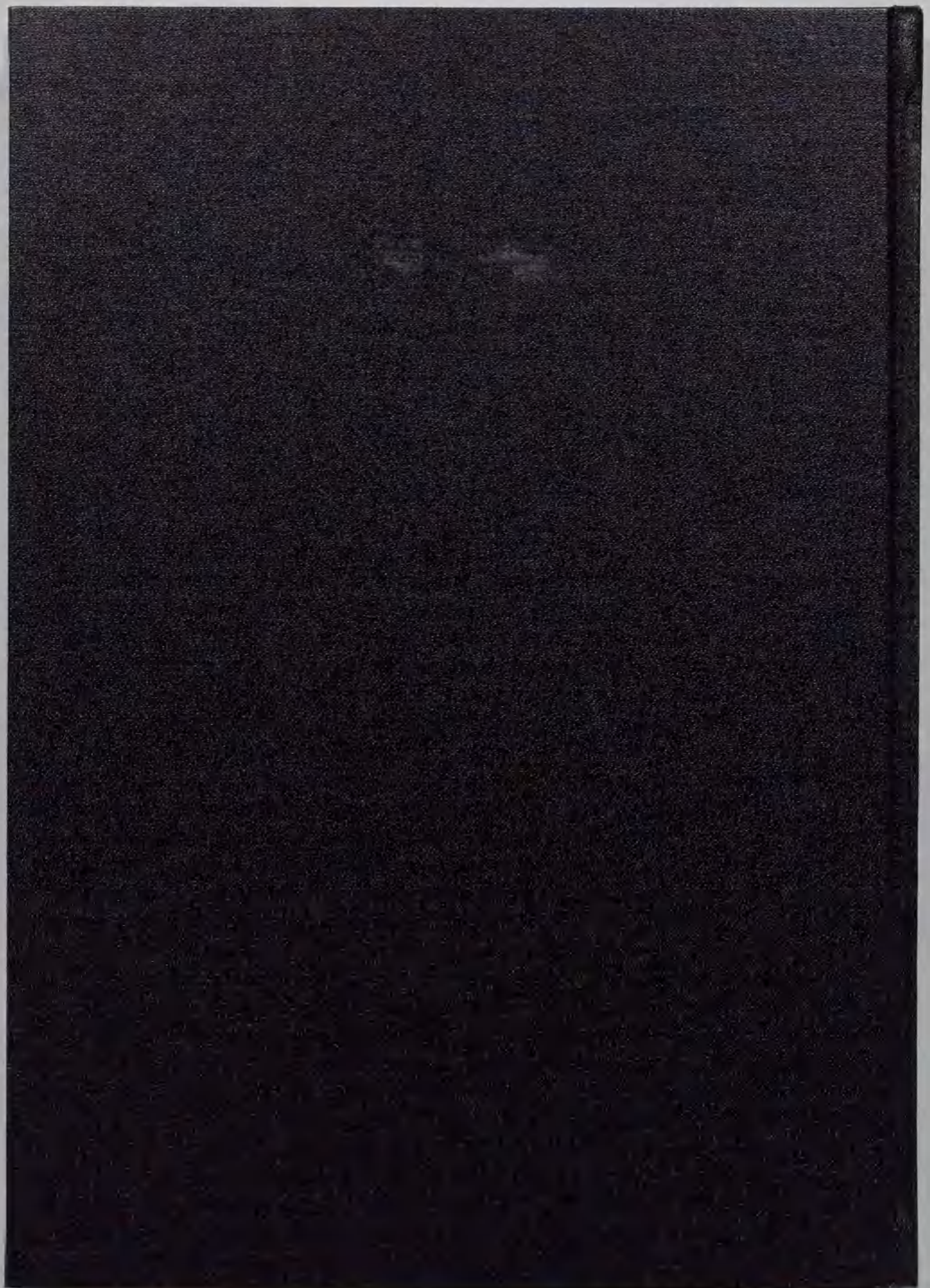
K_E : 比例ゲイン

T_E : 積分時間 [sec]

2.5 SGM (軸発電動機)

SGM出力設定値の変化に1次遅れで追従するものとする。

$$SGM_{KW} = 1 / (1 + T_{SGMS}) \cdot SGM_{KWSET} \quad (35)$$



inches 1 2 3 4 5 6 7 8
cm 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19

Kodak Color Control Patches

© Kodak, 2007 TM: Kodak



Kodak Gray Scale



© Kodak, 2007 TM: Kodak

A 1 2 3 4 5 6 **M** 8 9 10 11 12 13 14 15 **B** 17 18 19

