

ディーゼル動車エンジン冷却水の温度制御に関する一考察

Temperature Control of Engine Cooling Water for Diesel Cars

笠井 健次郎*
Kenjirô Kasai

要 旨

ディーゼル動車に用いられるエンジンの冷却水温度制御回路の特性を、主として実測値から得た伝達関数をもとに熱平衡を考慮に入れて計算した。系の安定性ならびに負荷変動に対する応答は実測結果とほぼ一致し、系の概略の挙動はこの計算によってつかみうることを述べ、制御回路設計上必要な系の安定限界を求める計算を示した。

1. 緒 言

鉄道車両の走行用ディーゼルエンジンは負荷変動が大きく、シリンダライナの摩耗の減少あるいはピストンリング、燃焼室まわりの耐久性の向上など、性能維持、寿命延長を図るため冷却水温度を適当な一定温度に保つことが有効であるとされている。この温度の推奨値はエンジンメーカによって必ずしも同一ではないが、70～85℃でかつ変動が少ないことが望まれている。この目的のためラジエータファンの回転数制御⁽¹⁾、あるいはラジエータ通過冷却水の流量制御が行なわれているが、負荷変動に対する速応性、制御系としての安定性など考慮すべき問題が多い。しかし従来、静的な放熱容量に主眼を置いた検討がなされているにとどまり、動的な特性に関して定量的に取り扱った文献は見当たらない⁽²⁾。以下、ある定常状態付近における制御系の特性、および大きな負荷変動に対する概略の温度変動計算に関して、ディーゼル動車に採用されている回路の一例について行なった考察結果を報告する。

2. 冷却回路の構成

図1は対象とした冷却水回路であり、エンジン、ラジエータ、水タンクおよびこれらをつなぐ配管にて構成される。これらの主要目を表1に示す。ラジエータファンは油圧ポンプおよび油圧モータからなる静油圧動力伝達装置によって駆動される。制御装置として、温度検出器(ワックス式)と直結した油量制御弁、水量制御弁 No.1, No.2を有しており、次のように作動する。エンジンの負荷、回転数の変化にかかわらずエンジンを通ずる冷却水の温度をほぼ一定に保つため、エンジン出口温度を検出して油量制御弁によりラジエータファン駆動用油圧モータの回転数を制御するとともに、2個の水量制御弁によりラジエータ通過冷却水流量を制御している。水温が高い場合には、ほとんど全量の水がラジエータを通過し、ファンはそのときのエンジン回転数によって定まる最高回転に達する。一方、水温が低い場合にはラジエータへ水は流れず、またファンも停止する。すなわち温度に応じてファン回転数、ラジエータ流量を連続的に変化させている。

この冷却回路は水が循環していること、エンジンの負荷および回転数、冷却水流量の変動範囲の大きいことなどに車両用としての特長がある。

3. ブロック線図の作成

3.1 伝達関数

温度制御系の制御対象であるエンジン、ラジエータなどは複雑な分布定数系と考えられ、その伝達関数を簡単な計算によって求めることは現在のところ困難である。しかし各要素とも自己平衡性をも

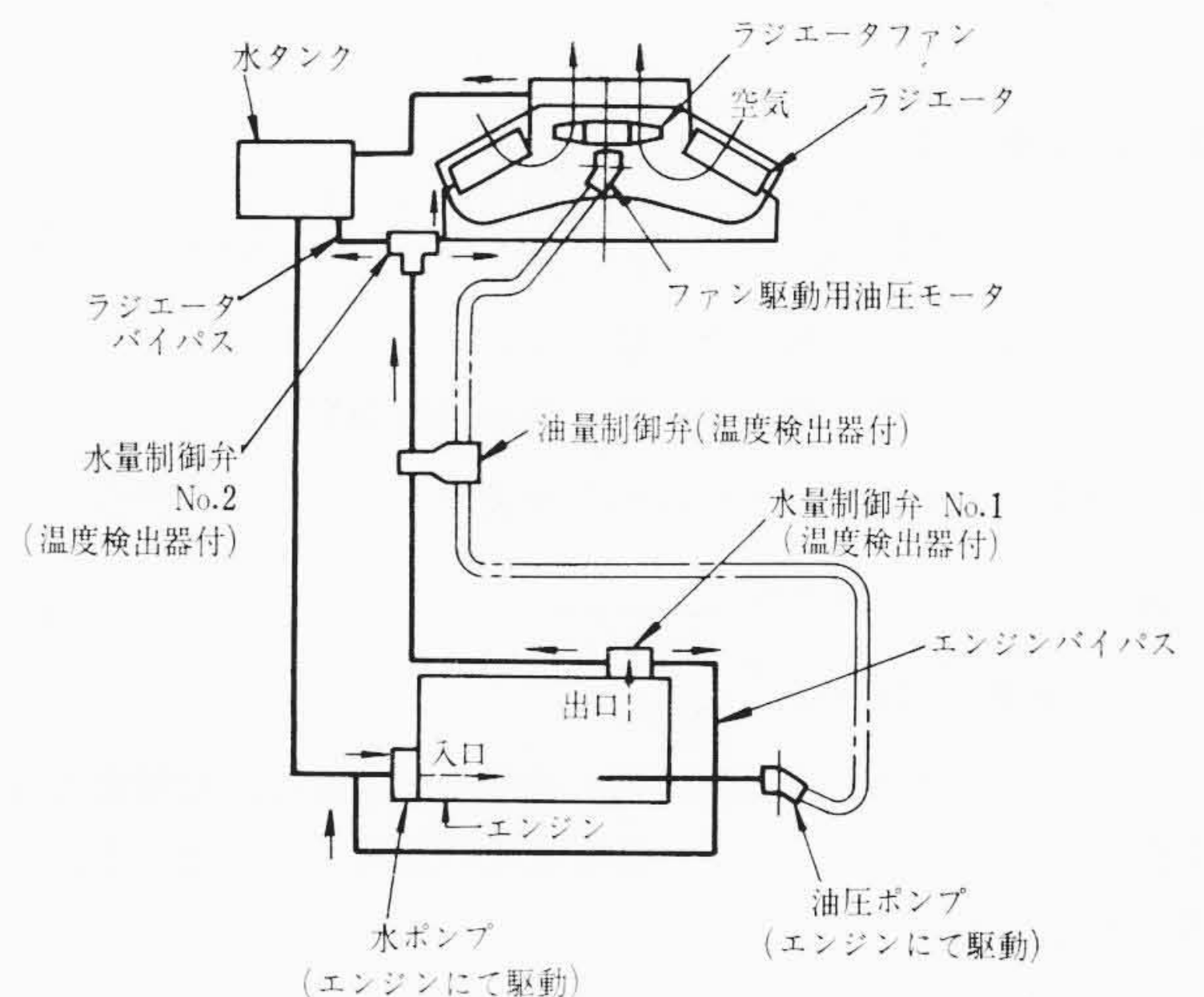


図1 冷却水回路系統図

表1 冷却回路の主要目

エンジン	
最大出力	335 PS (2,000 rpm)
最高回転数	2,000 rpm
アイドル回転数	750 rpm
ラジエータ	
方式	水管形一体ラジエータ
放熱容量	200,000 kcal/h
放熱面積	112 m ²
ファン風量	600 m ³ /min } エンジン
冷却水循環流量	460 l/min } 2,000rpm

っており、比例ゲインは静特性と一致する。したがって熱平衡を常に考慮し、これに時間的な遅れを入れることによって表現することができる。たとえばラジエータの静特性については、よく知られた熱平衡の関係式から算出することができる。すなわち、ラジエータにおける水側、空気側の授受熱量は、

$$H = C \gamma Q (t_1 - t_2) \dots\dots\dots (1)$$

$$= C_a \gamma_a Q_a (\theta_1 - \theta_2) \dots\dots\dots (2)$$

ここに、 H : 放熱量 (kcal/h)

C : 水の比熱 (kcal/kg °C)

γ : 水の密度 (kg/m³)

Q : 水の流量 (m³/h)

C_a : 空気の比熱 (kcal/kg °C)

γ_a : 空気の密度 (kg/m³)

Q_a : 空気の流量 (m³/h)

t_1 : 水の入口温度 (°C)

t_2 : 水の出口温度 (°C)

θ_1 : 空気の出口温度 (°C)

θ_2 : 空気の入口温度 (°C)

* 日立製作所笠戸工場

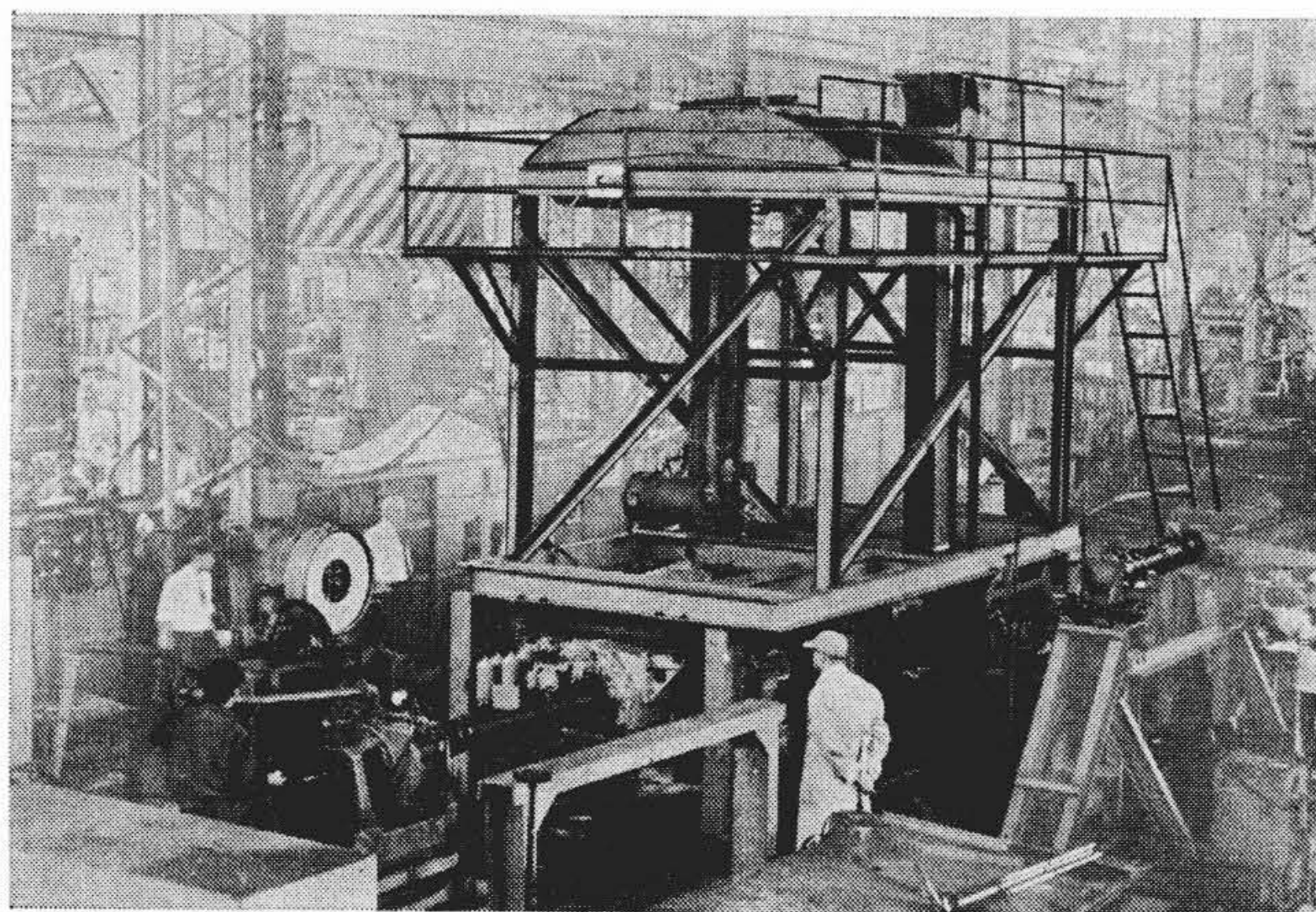


図2 試験装置

であり、簡単には

$$H = FK \left(\frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{\theta_1 + \theta_2}{2} \right) \dots\dots\dots (3)$$

ここに、 F : 放熱面積 (m^2)

K : 熱貫流率 ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$)

とあらわすことができ、これらから次式をうる。

$$H = \frac{t_1 - \theta_2}{\frac{1}{FK} + \frac{1}{2C_r Q} + \frac{1}{2C_a \gamma_a Q_a}} \dots\dots\dots (4)$$

したがって、ファン回転数変化、冷却水流量変化、冷却水入口温度変化に対するラジエータ出口温度変化の比例ゲインは、それぞれ次式で示される。

$$K_6 = \frac{\partial t_2}{\partial v} \cdot \frac{\partial v}{\partial N} = - \frac{t_1 - \theta_2}{C_r Q} \times \frac{\frac{1}{FK^2} \frac{\partial K}{\partial v} + \frac{D}{2C_a \gamma_a Q_a^2}}{\left(\frac{1}{FK} + \frac{1}{2C_r Q} + \frac{1}{2C_a \gamma_a Q_a} \right)^2} \cdot \frac{dv}{dN} \dots\dots\dots (5)$$

$$K_7 = \frac{\partial t_2}{\partial Q} = \frac{t_1 - \theta_2}{C_r Q} \cdot \frac{1}{\frac{1}{FK} + \frac{1}{2C_r Q} + \frac{1}{2C_a \gamma_a Q_a}} \times \left(\frac{1}{Q} - \frac{1}{\frac{1}{FK} + \frac{1}{2C_r Q} + \frac{1}{2C_a \gamma_a Q_a}} \right) \dots\dots\dots (6)$$

$$K_8 = \frac{\partial t_2}{\partial t_1} = 1 - \frac{1}{C_r Q} \cdot \frac{1}{\frac{1}{FK} + \frac{1}{2C_r Q} + \frac{1}{2C_a \gamma_a Q_a}} \dots\dots\dots (7)$$

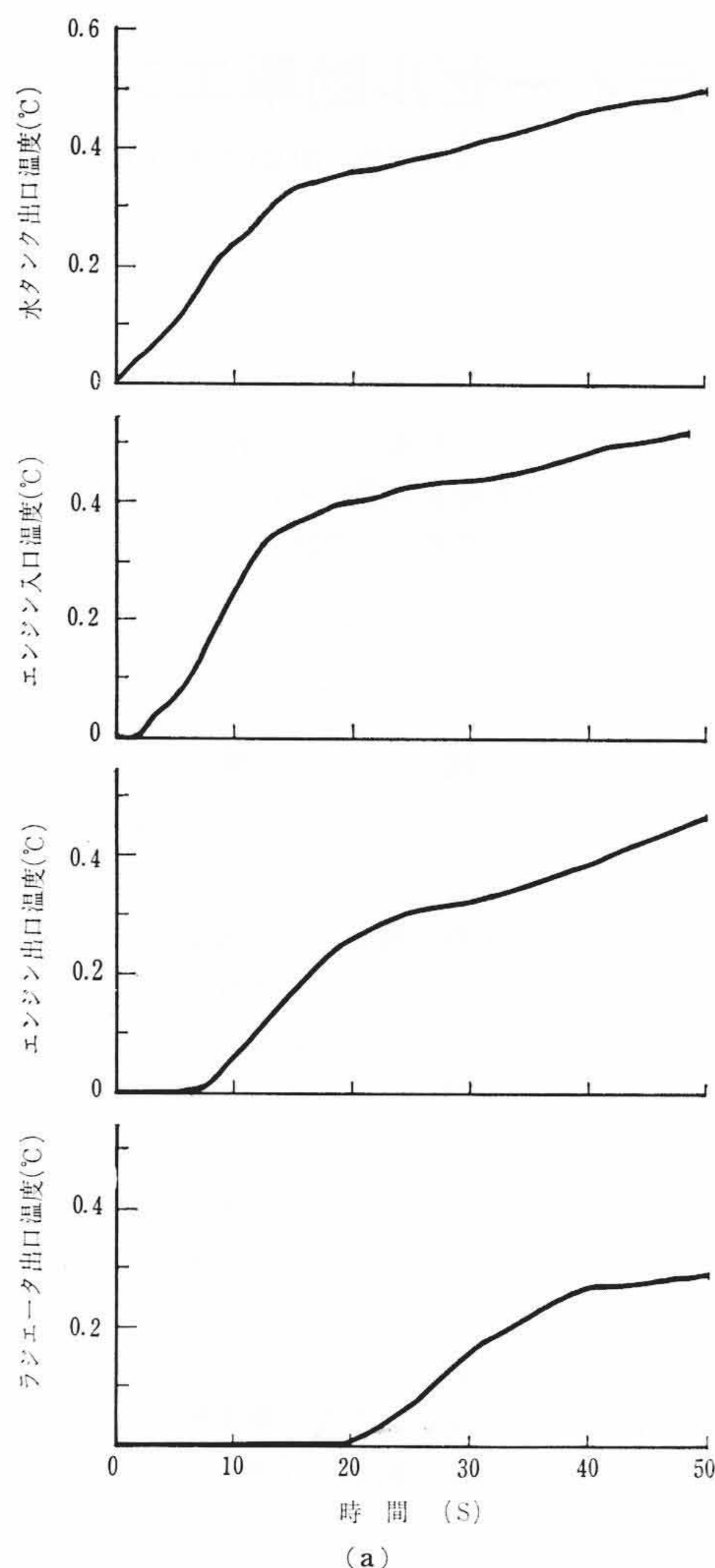
ここに、 N : ラジエータファン回転数 (rev/h)

D : ラジエータ前面面積 (m^2)

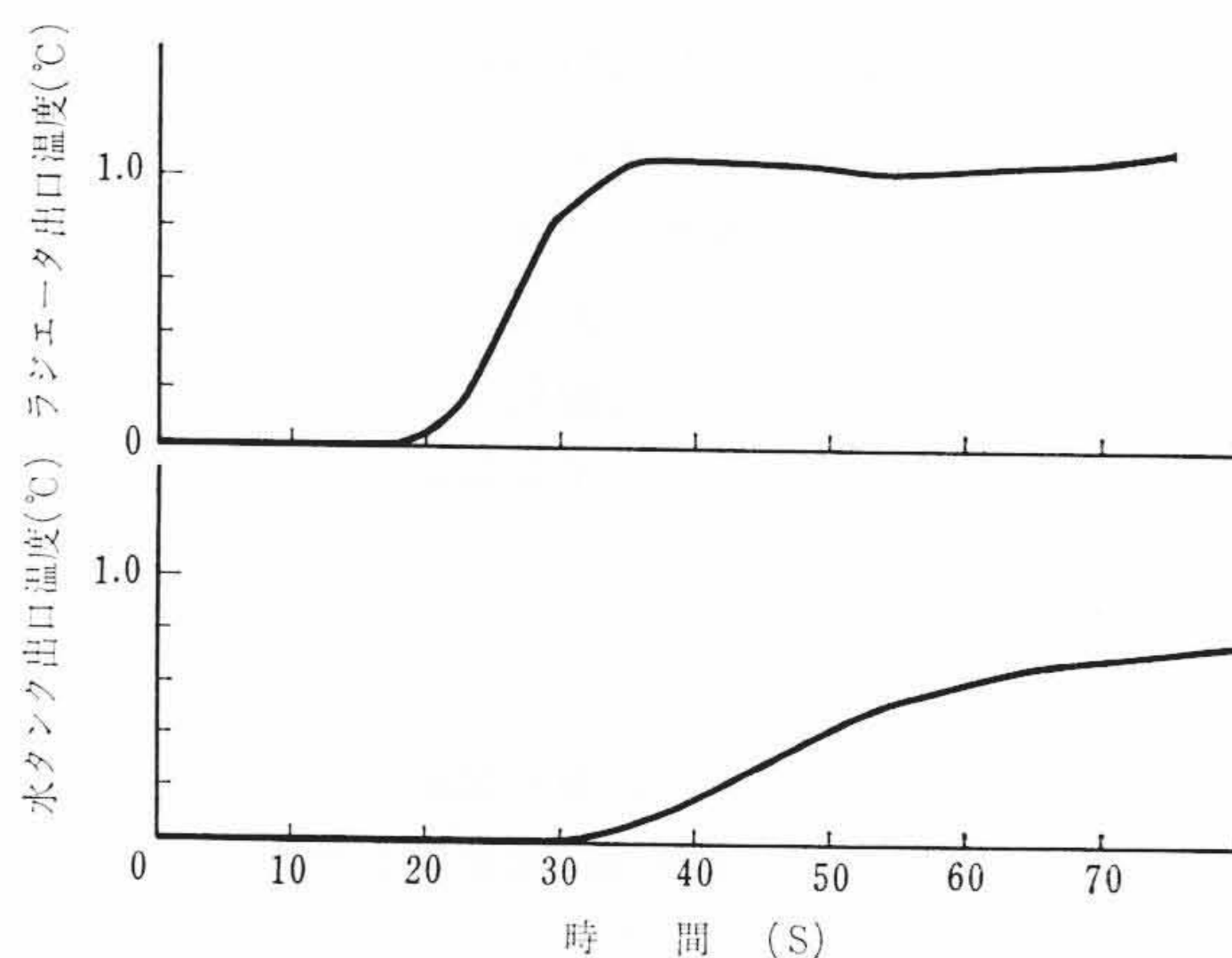
v : ラジエータ前面空気流速 (m/h)

一方、動的な特性については実験によって求める必要がある。ここでは図1に示した回路を実車とほぼ同様な関係位置に組み、エンジンの負荷には水動力計によって与える図2のような試験装置⁽³⁾を用い、ある定常状態において注目する一つの特性の入力側に变化を与え出力側の応答を入力側とともに記録し、これから伝達関数を求めた。入力側の変化は、弁開度を急激に変化させること、および回路中へ蒸気または水を急激に注入することによって与えられた。冷却水は回路を循環しており、出力側変化は数十秒以内に入力側変化としてあらわれるため、時定数の大きい要素の測定精度はやや落ちる。

この方法により、エンジンについては回転数、負荷、入口温度おのの変化に対する出口温度変化を、またラジエータについては、ファン回転数、流量、入口温度に対する出力温度を、また水タンク



(a)



(b)

図3 入口温度変化に対する出口温度変化

については入口温度に対する出口温度をそれぞれ測定した。そのほかエンジン燃料制御装置のノッチ変化に対するエンジン回転数変化および制御装置である油量制御弁、水量制御弁の特性をも求めた。温度検出器は単体として恒温槽を利用して温度の階段状変化に対する過渡応答および温度の正弦波入力に対する周波数応答を測定した。

これらの測定例を図3(a), (b)に示す。これらの結果から各要素の伝達関数は、1次遅れ要素 $K_i/T_i S + 1$ およびむだ時間 $e^{-L_i S}$ (ここに K_i : 比例ゲイン, T_i : 時定数, L_i : むだ時間, S : ラプラス演算子) であらわすことにした。また油量制御弁、水量制御弁の特性としては時定数はきわめて小さいので省略し、全閉、全開付近の非

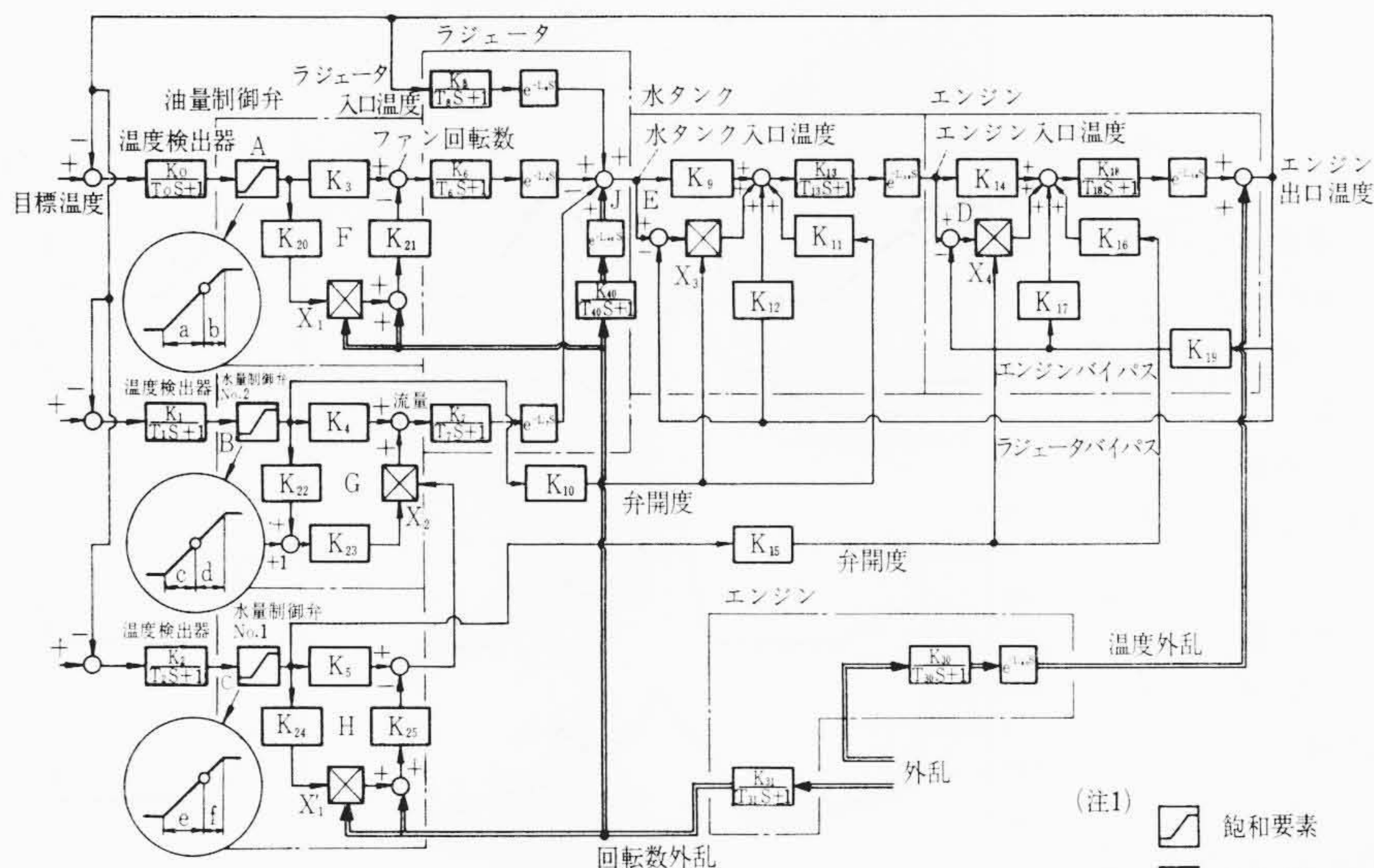


図4 エンジン冷却水温度制御系のブロック線図

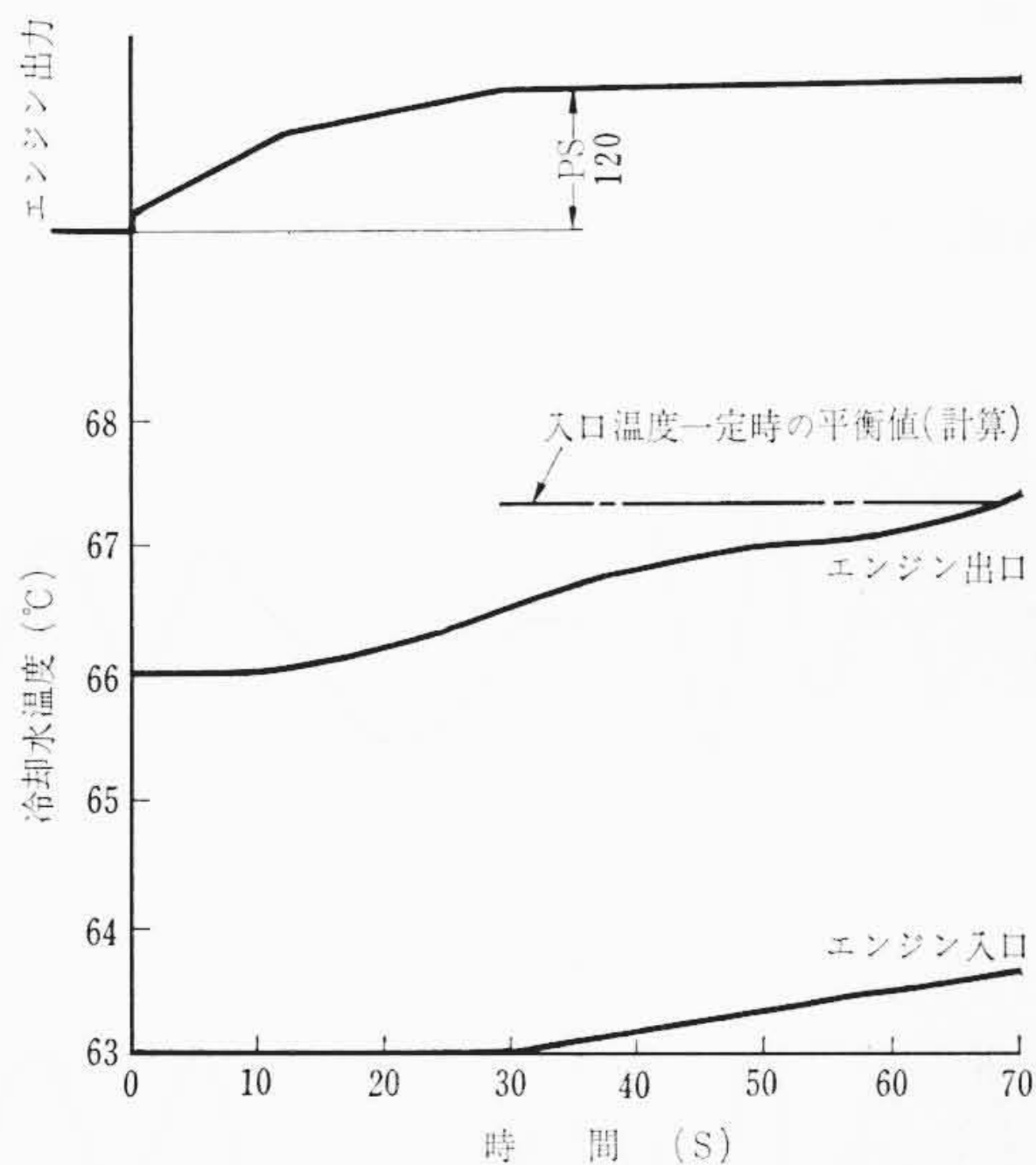


図5 エンジン出力変化に対する冷却水温度の応答

直線性、ヒステリシスも無視し、弁開度の飽和特性のみを入れた。温度検出器も単純な1次遅れとみなした。これらの結果を組み合わせた全体のブロック線図は図4に示すとおりである。図中の2重線は後述の外乱項である。また、D、Eにて示した部分は、それぞれ水量制御弁 No.1, No.2にて分かれたバイパスと主流とが合流するエンジン入口および水タンクにおける合流時の温度変化を弁開度変化による温度変化を含めて表現したものである。

このブロック線図は、ある定常状態付近の微小変動範囲についてのみ成立し、定常状態が異なると伝達関数の定数値は大幅に変化することに注意する必要がある。

3.2 外乱

ディーゼル動車の走行中に冷却水温度を変化させる外乱としては主として車両の力行、惰行に対応するエンジンの負荷、回転数の変化がある。このほか、トンネルにはいった場合に問題となるラジエータ入口側吸込空気温度の上昇も大きな外乱となるが、ここでは省略する。エンジンの負荷変化はエンジンの発熱量変化であり、エンジン出口温度変化となる。エンジン回転数変化はファン回転数、冷却水流量変化となり、これらの変化はラジエータおよびエンジンの出口温度変化となる。負荷変化によるエンジン出口温度変化すなわち温度外乱の比例ゲインについては、エンジン発熱量のうち冷却水への放熱量を仮定すれば、エンジン入口温度一定として静的な熱平

衡計算によって求めることができる。すなわち、状態Aから状態Bへ発熱量および冷却水流量が変化したとすれば、それぞれの状態における熱平衡より次式が示される。

$$H_A = C_A \gamma_A Q_A (t_A - t_0) \quad \dots \dots \dots (8)$$

$$H_B = C_B \gamma_B Q_B (t_B - t_0) \quad \dots \dots \dots (9)$$

ここに、 $H_{A,B}$: エンジン発熱量のうち冷却水への放熱量 (kcal/h)

$Q_{A,B}$: エンジン通過冷却水流量 (m^3/h)

$t_{A,B}$: エンジン出口冷却水温度 ($^{\circ}C$)

t_0 : エンジン入口冷却水温度 ($^{\circ}C$)

添字 A, B はそれぞれ状態 A, 状態 B を示す。

したがって、エンジン出口温度変化は次式のようになる。

$$t_A - t_B = \frac{H_A}{C_A \gamma_A Q_A} - \frac{H_B}{C_B \gamma_B Q_B} \quad \dots \dots \dots (10)$$

(10)式により、エンジン発熱量変化、流量変化にともなうエンジン出口温度変化を求めることができる。

一方、動的な伝達関数は実測値から求める必要がある。実測値の一例を図5に示す。エンジン回転数変化は、エンジンクランク軸と機械的に連結されている油圧ポンプ、水ポンプの回転数変化となる。これにともなうファン回転数、冷却水流量変化は制御弁の比例ゲイン K_3, K_4, K_5 の変化とともに図4のブロック線図中の F, G, H で示されている。

外乱によるエンジン回転数変化が大きい場合には、線形の近似が成立しなくなり、エンジン回転数変化に起因するラジエータ出口温度変化はファン回転数変化および流量変化からおのおの算出されるラジエータ出口温度変化の和のみで表現することは大きな誤差を生ずる。このため熱平衡を考慮した補正項をつけ加える必要がある。すなわち、ラジエータ入口温度一定としたとき、外乱印加(エンジン回転数変化)によるラジエータ出口温度の偏差は次式による t_c, t_D の差として求めることができる。

$$t_c - t_0' = \frac{1}{C_c \gamma_c Q_c} \cdot \frac{t_0' - \theta_2}{\frac{1}{FK_c} + \frac{1}{2C_c \gamma_c Q_c} + \frac{1}{2C_a \gamma_a Q_a}} \quad \dots (11)$$

$$t_D - t_0' = \frac{1}{C_D \gamma_D Q_D} \cdot \frac{t_0' - \theta_2}{\frac{1}{FK_D} + \frac{1}{2C_D \gamma_D Q_D} + \frac{1}{2C_a \gamma_a Q_a}} \quad \dots (12)$$

ここに, $t_{c,D}$: ラジエータ出口冷却水温度 (°C)

t_0' : ラジエータ入口冷却水温度 (°C)

$Q_{c,D}$: ラジエータ通過冷却水流量 (m³/h)

$K_{c,D}$: 熱貫流率 (kcal/m²h°C)

添字 C, D はそれぞれ外乱印加前および印加後の定常状態を示す。

一方, ブロック線図に表現された温度変化は, $(K_6 K_{21} + K_7 K_{23} K_{25}) K_{31} X$ であり, 両者の差を補正項 J の比例ゲイン K_{40} として示してある。

$$K_{40} = (t_c - t_D) - (K_6 K_{21} + K_7 K_{23} K_{25}) K_{31} X \quad (13)$$

補正項 J の伝達関数としては, 1次遅れとむだ時間とし, 時定数, むだ時間は, ファン回転数変化, 冷却水流量変化に対するラジエータ出口温度変化をあらわす伝達関数の時定数, むだ時間それぞれの平均値をとり

$$T_{40} = \frac{1}{2} (T_6 + T_7) \quad (14)$$

$$L_{40} = \frac{1}{2} (L_6 + L_7) \quad (15)$$

とした。また外乱を加えたときの偏差が大きい場合には, 新たな定常状態付近ではその近傍における伝達関数を用いることが適当である。エンジン回転数が変化する場合, 冷却水循環速度も変化するため, 時定数, むだ時間がおおよそ逆比例するとして変化する点も計算上考慮する必要がある。

4. 計算結果および考察

冷却水温度の変動が最も大きくなるような外乱量およびその印加方法は簡単には求めることはできないが, 一例としてエンジンの全負荷を定常状態としアイドル状態を外乱の印加状態として交互の切替えの状態を考えることにする。アイドルの際の時定数, むだ時間は冷却水循環速度に影響のない T_0, T_1, T_2, T_{31} 以外は回転数変化率に逆比例して変化するものとした。計算には主としてデジタル計算機を用いた。計算結果を図6に示す。図の左側が実測値である。この実測値は, 先に図2に示した試験装置によって求めたものである。計算値と実測値とは, 温度変動周期, 変動振幅など細部については定量的には相異している点もあるが, 外乱印加時の偏差, 除去後の変動振幅, 周期, 減衰性など傾向として一致している。また図7には, 流量制御を行わずファン回転数制御のみ行なった場合を示した。全負荷状態では系は安定限界にないことがわかる。

以上のことから全体を1次遅れとむだ時間のように簡易化した伝達関数をもつ要素の連結した系としてあらわすことは系の概略の挙動をつかむためにはほぼ妥当であることが明らかとなった。

このブロック線図から系の安定限界を与える制御装置の特性値は, 図式安定判別法⁽⁴⁾により求めることができる。すなわち図4に示したブロック線図から乗算要素, 飽和要素, 外乱項を取り除き,

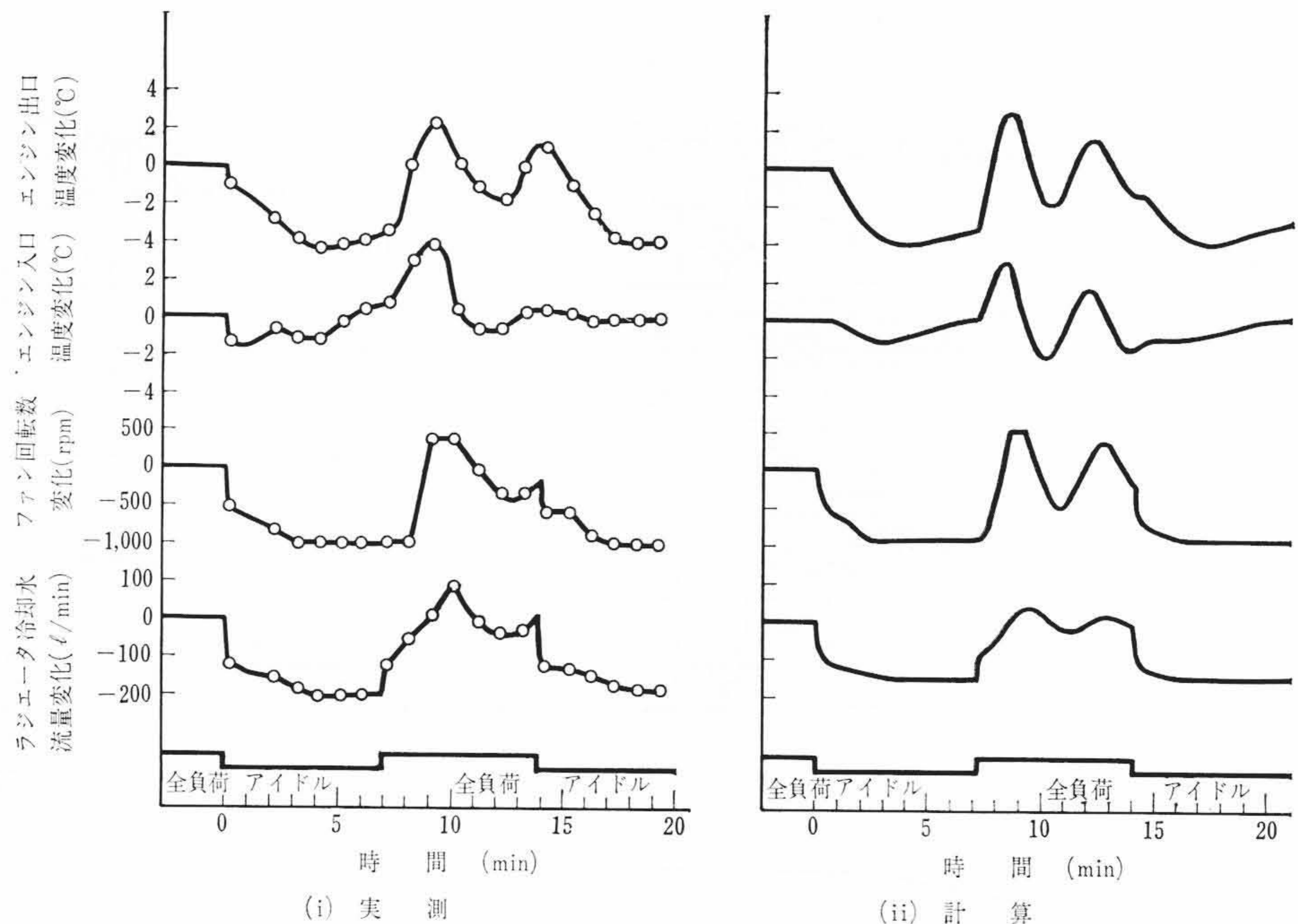


図6 全負荷, アイドル切替時の応答

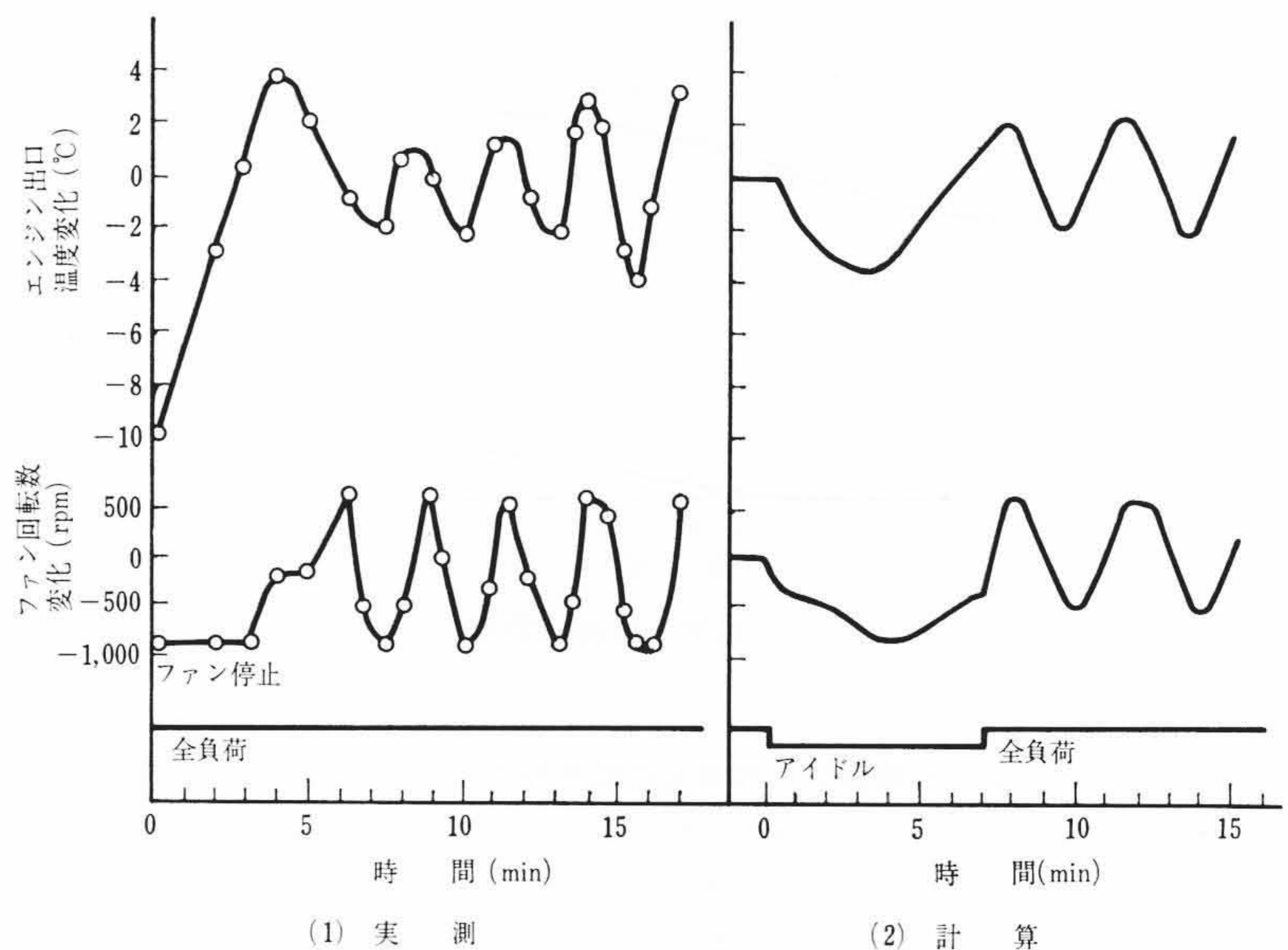


図7 ファン回転数制御のみを行なった場合の温度変化

系の特性方程式 $f(s)$ を求めると次のようになる。

$$f(s) = -K_{17}K_{19} + \frac{K_{13}K_{14}}{T_{13}s+1}e^{-L_{13}s} \times \left\{ \frac{K_0K_3K_6}{(T_0s+1)(T_6s+1)}e^{-L_6s} - \left[\frac{K_1K_4K_7K_9}{(T_1s+1)(T_7s+1)} + \frac{K_2K_5K_7K_9}{(T_2s+1)(T_7s+1)} \right] e^{-L_7s} \right\} - \frac{K_8K_9K_{13}K_{14}}{(T_{13}s+1)(T_8s+1)}e^{-(L_8+L_{13})s} + \frac{K_1K_{10}K_{11}K_{13}K_{14}}{(T_1s+1)(T_{13}s+1)}e^{-L_{13}s} - \frac{K_{12}K_{13}K_{14}}{T_{13}s+1}e^{-L_{13}s} + \frac{K_2K_{15}K_{16}}{T_2s+1} + \frac{T_{18}s+1}{K_{18}e^{-L_{18}s}} \quad (16)$$

系が安定限界にあって振動数 ω にて持続振動するためには $f(i\omega) = 0$ を満たさねばならない。したがって(16)式より実数部, 虚数部

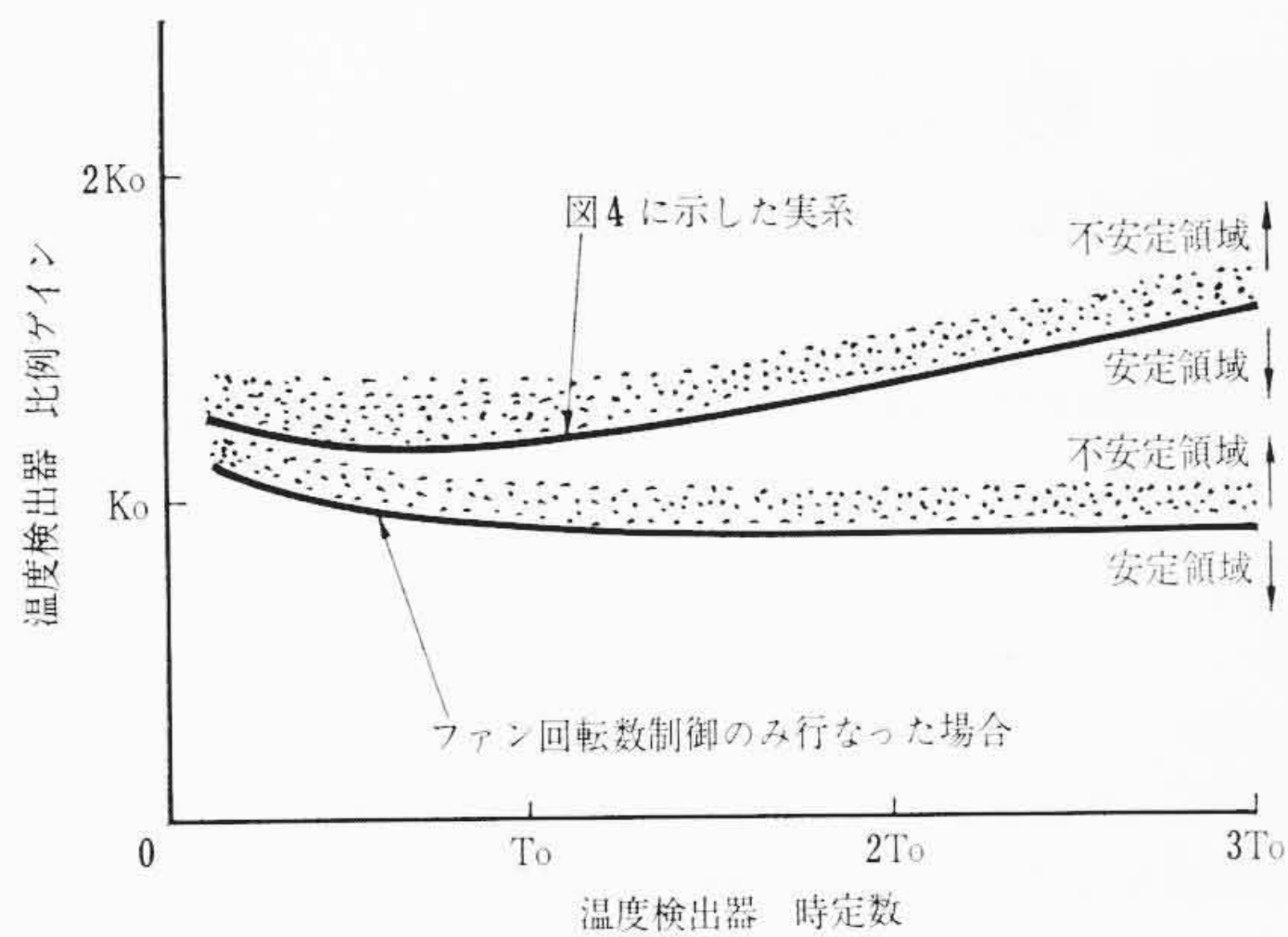


図8 安定限界線

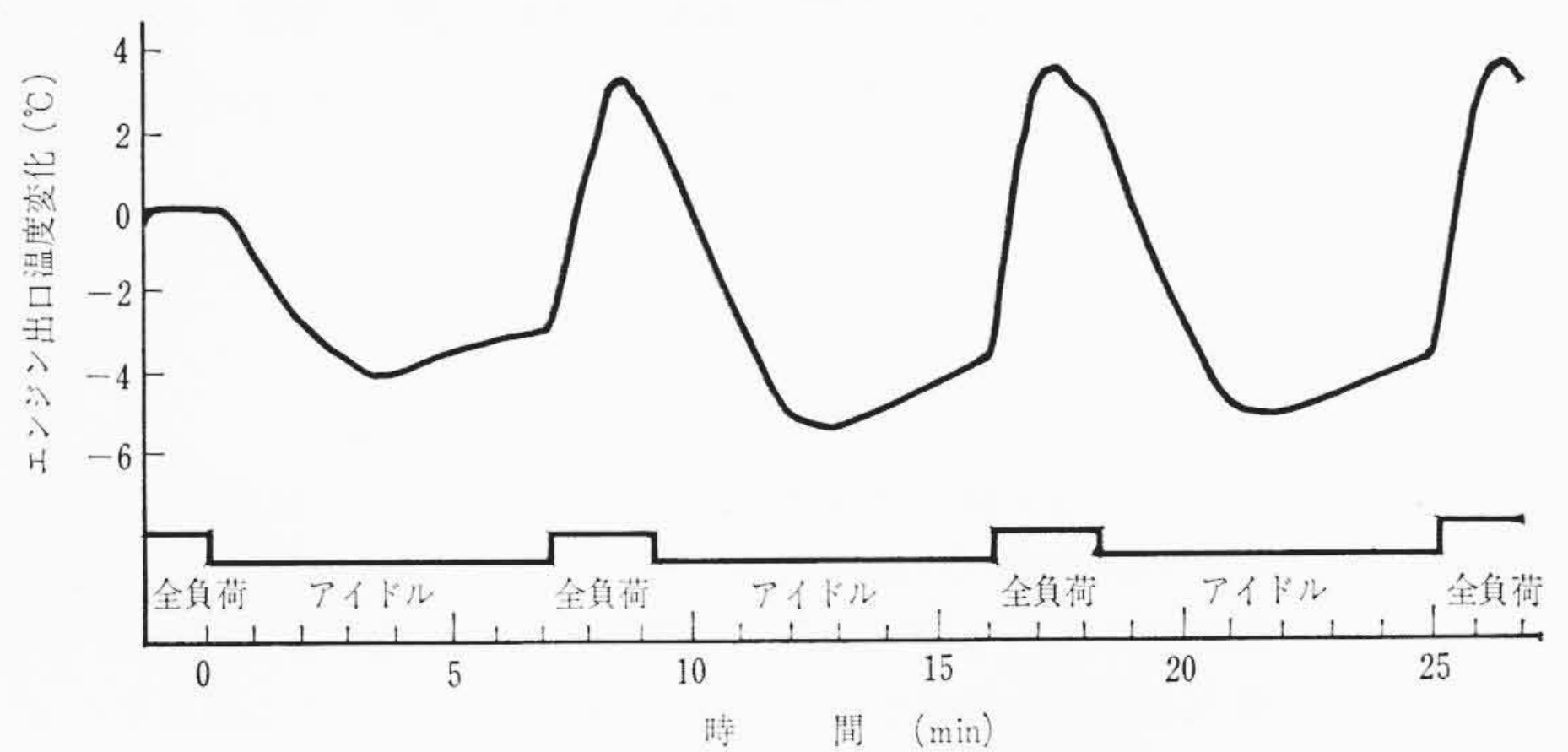


図9 温度変動振幅の大きい例(計算)

をそれぞれ0とおくと次式が得られる。

$$\begin{aligned}
 & K_{50} \left\{ \frac{(1 - T_0 T_6 \omega^2) (\cos \omega L_{61} - T_{13} \omega \sin \omega L_{61})}{(T_0 + T_6) (T_{13} \omega \cos \omega L_{61} + \sin \omega L_{61}) \omega} \right. \\
 & \quad \left. - \frac{\{(1 - T_0 T_6 \omega^2)^2 + (T_0 + T_6)^2 \omega^2\} \{(T_{13} \omega)^2 + 1\}}{(1 - T_1 T_7 \omega^2)^2 + (T_1 + T_7)^2 \omega^2} \right\} \\
 & \quad - \frac{K_{51} \{(1 - T_1 T_7 \omega^2) (\cos \omega L_{71} - T_{13} \omega \sin \omega L_{71})}{(T_1 + T_7) (T_{13} \omega \cos \omega L_{71} + \sin \omega L_{71}) \omega} \\
 & \quad - \frac{\{(1 - T_2 T_7 \omega^2)^2 + (T_2 + T_7)^2 \omega^2\} \{(T_{13} \omega)^2 + 1\}}{(1 - T_2 T_7 \omega^2)^2 + (T_2 + T_7)^2 \omega^2} \right\} \\
 & \quad - \frac{K_{52} \{(1 - T_2 T_7 \omega^2) (\cos \omega L_{71} - T_{13} \omega \sin \omega L_{71})}{(T_2 + T_7) (T_{13} \omega \cos \omega L_{71} + \sin \omega L_{71}) \omega} \\
 & \quad - \frac{\{(1 - T_2 T_7 \omega^2)^2 + (T_2 + T_7)^2 \omega^2\} \{(T_{13} \omega)^2 + 1\}}{(1 - T_8 T_{13} \omega^2) \cos \omega L_{81} - (T_8 + T_{13}) \omega \sin \omega L_{81}} \\
 & \quad - \frac{K_{53} \{(1 - T_8 T_{13} \omega^2) \cos \omega L_{81} - (T_8 + T_{13}) \omega \sin \omega L_{81}\}}{(1 - T_8 T_{13} \omega^2)^2 + (T_8 + T_{13})^2 \omega^2} \\
 & \quad + \frac{K_{55}}{(T_2 \omega)^2 + 1} \\
 & \quad + \frac{K_{54} \{(1 - T_1 T_{13} \omega^2) \cos \omega L_{13} - (T_1 + T_{13}) \omega \sin \omega L_{13}\}}{(1 - T_1 T_{13} \omega^2)^2 + (T_1 + T_{13})^2 \omega^2} \\
 & \quad + \frac{\cos \omega L_{18} - T_{18} \omega \sin \omega L_{18}}{K_{18}} \\
 & \quad - \frac{K_{56} (\cos \omega L_{13} - T_{13} \omega \sin \omega L_{13})}{(T_{13} \omega)^2 + 1} - K_{17} K_{19} \\
 & = 0 \dots\dots\dots (17) \\
 & \quad K_{50} \left\{ \frac{(1 - T_0 T_6 \omega^2) (T_{13} \omega \cos \omega L_{61} + \sin \omega L_{61})}{(T_0 + T_6) (\cos \omega L_{61} - T_{13} \omega \sin \omega L_{61}) \omega} \right. \\
 & \quad \left. - \frac{\{(1 - T_0 T_6 \omega^2)^2 + (T_0 + T_6)^2 \omega^2\} \{(T_{13} \omega)^2 + 1\}}{(1 - T_1 T_7 \omega^2)^2 + (T_1 + T_7)^2 \omega^2} \right\} \\
 & \quad + \frac{K_{51} \{(1 - T_1 T_7 \omega^2) (T_{13} \omega \cos \omega L_{71} + \sin \omega L_{71})}{(T_1 + T_7) (\cos \omega L_{71} - T_{13} \omega \sin \omega L_{71}) \omega} \\
 & \quad - \frac{\{(1 - T_1 T_7 \omega^2)^2 + (T_1 + T_7)^2 \omega^2\} \{(T_{13} \omega)^2 + 1\}}{(1 - T_2 T_7 \omega^2)^2 + (T_2 + T_7)^2 \omega^2} \right\} \\
 & \quad + \frac{K_{52} \{(1 - T_2 T_7 \omega^2) (T_{13} \omega \cos \omega L_{71} + \sin \omega L_{71})}{(T_2 + T_7) (\cos \omega L_{71} - T_{13} \omega \sin \omega L_{71}) \omega} \\
 & \quad - \frac{\{(1 - T_2 T_7 \omega^2)^2 + (T_2 + T_7)^2 \omega^2\} \{(T_{13} \omega)^2 + 1\}}{(1 - T_8 T_{13} \omega^2) \cos \omega L_{81} + (1 - T_8 T_{13} \omega^2) \sin \omega L_{81}} \\
 & \quad - \frac{K_{53} \{(T_8 + T_{13}) \omega \cos \omega L_{81} + (1 - T_8 T_{13} \omega^2) \sin \omega L_{81}\}}{(1 - T_8 T_{13} \omega^2)^2 + (T_8 + T_{13})^2 \omega^2} \\
 & \quad - \frac{K_{55} T_2 \omega}{(T_2 \omega)^2 + 1} \\
 & \quad - \frac{K_{54} \{(T_1 + T_{13}) \omega \cos \omega L_{13} + (1 - T_1 T_{13} \omega^2) \sin \omega L_{13}\}}{(1 - T_1 T_{13} \omega^2)^2 + (T_1 + T_{13})^2 \omega^2} \\
 & \quad + \frac{T_{18} \omega \cos \omega L_{18} + \sin \omega L_{18}}{K_{18}} \\
 & \quad + \frac{K_{56} (T_{13} \omega \cos \omega L_{13} + \sin \omega L_{13})}{(T_{13} \omega)^2 + 1} \\
 & = 0 \dots\dots\dots (18)
 \end{aligned}$$

ここに、

$$\begin{aligned}
 K_{50} &= K_0 K_3 K_6 K_9 K_{13} K_{14} & K_{55} &= K_2 K_{15} K_{16} \\
 K_{51} &= K_1 K_4 K_7 K_9 K_{13} K_{14} & K_{56} &= K_{12} K_{13} K_{14} \\
 K_{52} &= K_2 K_5 K_7 K_9 K_{13} K_{14} & L_{61} &= L_6 + L_{13} \\
 K_{53} &= K_8 K_9 K_{13} K_{14} & L_{71} &= L_7 + L_{13} \\
 K_{54} &= K_1 K_{10} K_{11} K_{13} K_{14} & L_{81} &= L_8 + L_{13}
 \end{aligned}$$

(17) (18)式から、たとえば K_0 , T_0 を未知数として解けば安定限界を与える油量制御弁用温度検出器の比例ゲイン、時定数が求められる。数値計算結果を図8に示す。

実際の車両の走行状態は、さきに示したようなアイドル、全負荷の繰り返しではなく、トルクコンバータの変速、直結の別、燃料制御装置の形式、ノッチの進め方いかんによって負荷のかかり方はさまざまである。しかし、運転区間および所要時分が定まれば、ほぼデューティサイクルがきまり、エンジンの負荷、回転数のパターンを定めることができ、この場合の温度変動の計算が可能である。しかし、このような外乱に対する特性として考慮しておくべきこととして、特定の周期で外乱の印加、除去が繰り返されると図9にその一例を示すように温度変動振幅が大きくなりうることもある。これは車両のデューティサイクルを冷却回路の設計上考慮する必要があることを示している。

5. 結 言

ディーゼル動車エンジン冷却水の温度制御系のブロック線図を、主として実測値から求めた伝達関数により構成し、負荷変動に対する応答を熱平衡を考慮に入れて計算した。その結果、エンジン全負荷定常点付近の変動ならびにエンジン負荷、回転数が大幅に変化する場合についても、計算値は実測値とおおよそ一致し、系の概略の挙動をつかむためには、このような取り扱いがほぼ妥当であることが確認された。このブロック線図をもとに制御方法ならびに回路を変更した場合の安定限界、温度変動などの計算が可能である。また、車両運転中の温度変動振幅を小さくおさえるためには、車両のデューティサイクルをも考慮する必要がある。

なお本報ではトルクコンバータの変速範囲におけるコンバータ油の発熱の影響については触れていない。コンバータ油がエンジン冷却水と熱交換される場合には、これらの効果を加えることにより、車速の低い場合をも含めて実際の走行時の状態をさらに確実に表現することが可能である。

終わりに臨み、系のブロック線図への表現ならびに計算方法に関しご助言をいただいた日立製作所中央研究所尾崎正道氏、終始有益なご討議をいただいた笠戸工場高井副技師長、実験・計算にご協力いただいた井町靖氏、井上征雄氏に深甚の謝意を表する。

参 考 文 献

- (1) たとえば、渡辺、平川、笠井：日立評論 44 2 342 (昭 37-2)
- (2) H. K. Müller: M. T. Z 20 5 137 (1959-5)
- (3) 出水、六反：日立評論 46 4 632 (昭 39-4)
- (4) 沼倉：日立評論 別冊 26 12 (昭 33-10)