

空気調速式圧縮点火機関の低速ハンチングに関する研究* (第6報, 平衡状態の不安定におよぼす諸因子の影響-線形近似計算)

川 副 嘉 彦*¹

Low Speed Hunting of the Pneumatically Governed Compression Ignition Engine (6th Report, Linearly Estimated Effects of Various Parameters on the Instability of Equilibrium State)

Yoshihiko KAWAZOE

The results of the author's previous report showed that the linear approximation considering a phase lag of the subventuri pressure surely predicts the instability of an equilibrium state except at extreme lower speeds, and gives the hunting frequency almost correctly; but the calculated value of the increment of amplitude at the largest hunting state differs from that of the nonlinear simulation. For a better understanding of hunting, it is desirable to be able to get the amplitude and frequency of hunting analytically. As a first step toward nonlinear approximate analysis, in the present report is made clear the effect of individual parameters of a closed-engine-governor system on the instability of equilibrium state, i. e. increment of amplitude and frequency on the basis of the linear approximation. The results show that the moment of inertia of crankshaft system and the constant relating the developed torque to fuel rack displacement, in addition to the phase lag of subventuri pressure, exert a marked influence on the instability, but the constant relating the torque to the engine speed does not affect so much, and that the damping of the governor system does not stabilize the closed system but affects the frequency, whereas the mass has an effect on the increment of amplitude but does not affect the frequency.

Key Words: Vibration, Instability, Hunting, Internal Combustion Engine, Compression Ignition Engine, Pneumatic Governor, Engine Speed Control

1. 緒 言

ハンチングは非線形系に特有な自励振動現象であり、その振幅と周波数を決めるには、一般には振動の過程を追跡してみるしかない。著者は空気調速機関について、微小変動からリミットサイクルが生まれる過程を計算機シミュレーションにより定量的に明らかにした⁽¹⁾が、非線形現象としての解析的取扱いが未解決である。一方、線形理論は平衡状態近傍における微小外乱の発振の徴候を知る手段にしかならないが、定性的な見通しはつけやすい。そこで前報⁽²⁾において、ピストンの作動にもとづく噴射量調節棒の短周期波を無視し、燃料噴射過程を連続系として、回転速度変動に対するサブベンチュリ負圧の遅れを考慮した閉ループ・機関・調速機系の線形化微分方程式を導き、平衡状態の不安定とリミットサイクルの対応に関して実測値および非線形数値計算結果と対照して線形近似の適用限界を明らかにした。その結果、サブベンチュリ負圧の遅れ⁽³⁾⁽⁴⁾を考慮していない従来の線形理論⁽⁵⁾⁻⁽⁹⁾では平衡状態の不安定が現れず、現実に適合しないのに

比べて、上記線形理論は平衡状態の振動的不安定をよく予測でき、しかもリミットサイクルの周波数にほぼ等しい周波数を与えること、さらに特性方程式の代表振動根は振幅の成長率および振動数に関して四次の微分方程式で表される閉ループ系の挙動をよく表すことがわかった。調速機系の固有振動数4.5 Hzが現れないのは調速機系の等価減衰係数が可動部等価質量と復原ばねこわさにくらべてきわめて大きいことによる⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。また、ごく低い無負荷回転速度においては、線形近似計算では振動的不安定を示すが実測および非線形数値計算では大振幅には至らないことを示した。

この報告では、前報で導いた線形化微分方程式を用いて、閉ループ系の変動振幅の成長率と振動数におよぼす諸因子の影響を調べ、平衡状態の振動的不安定におよぼす支配的因子を明らかにする。さらに続報においてリミットサイクルの振幅と振動数におよぼす影響を調べ、平衡状態の不安定とリミットサイクルを決める支配的因子を明らかにすることによりリミットサイクルの近似的な非線形解析をめざす。

2. 線形計算と非線形数値計算による 過渡挙動波形の比較 (第5報⁽²⁾の補足)

平衡回転速度 600, 800, 1 000 rpm において初期回

* 昭和63年7月15日 東海支部浜松地方講演会において講演。原稿受付 昭和62年11月9日。

¹ 正員、埼玉工業大学 (〒369-02 埼玉県大里郡岡部町普濟寺1690)。

転速度偏差 10 rpm を与えたときの線形シミュレーション計算例を図 1 に示し、平均回転速度 570, 790, 980 rpm の場合の非線形シミュレーション計算例を図 2 に示す。図 1 はサブベンチュリ負圧、回転速度、噴射量調節棒変位を並べて図示しており、図 2 にはトルク T_e も示してある。非線形計算において約 2 Hz のハンチング波に重なっている 20~30 Hz の短周期波は各ピストンの作動に対応する吸気変動にもとづくものである。図 3 および図 4 はそれぞれ 500 rpm 近傍および不安定限界に近い 850 rpm 近傍の線形計算と非線形数値計算結果の比較を示す。非線形計算では平均回転速度 650~820 rpm で大振幅を示し実測値と一致するが、線形計算では 850 rpm 以下の回転速度ですべて不安定となる。500 rpm 近傍では線形系は振動的な不安定を示すが、非線形計算では変動は非常に小さい。不安定限界の上限は 850 rpm 近傍であり、線形系と非線形系の計算結果は一致している。

3. 閉ループ・機関・調速機系の平衡状態の不安定におよぼす諸因子の影響

3.1 計算方法 閉ループ・機関・調速機系において、クランク軸系のトルクの平衡条件、機関トルク特性、噴射量調節棒の運動方程式を動作点近傍で線形化してまとめると閉じた系の挙動は四次の微分方程式 (1), (2) で表せる⁽²⁾。ただし I_e : クランク軸回転系の慣性モーメント, $J_e = 2\pi I_e / 60$, m_e : 調速機系の等

価質量, C_e : 調速機系の等価減衰係数, k : 復原ばねこわさ, A_d : ダイアフラム受圧実効面積, N_e, n : 機関毎分回転速度, 同変動分, T_e, τ : 余剰トルク, 同変動分, P, p : サブベンチュリ負圧, 同変動分, X, x : 噴射量調節棒変位, 同変動分, 添字零: 動作点を表す。 $(\partial T_e / \partial N_e)_0$ と $(\partial T_e / \partial X)_0$ は各平衡状態におけるトルクこう配特性, $(\partial P / \partial N_e)_0$ はサブベンチュリ負圧感度であり, T_p は回転速度変動に対するサブベンチュリ負圧応答の一次遅れ時定数である。

式 (1) に $n = n_0 e^{st}$ (t : 時間) を代入すると特性方程式 (3) が求まる。また、回転速度偏差-サブベンチュリ負圧-噴射ポンプ調節棒変位-燃料噴射-燃焼-トルク-回転速度の連動する開ループ系の一巡伝達関数は式 (4), (5) のようになる。式 (4) において $s = j\omega$ (ただし $j = \sqrt{-1}$) とおき、少し変形すると式 (6) のようになる。式 (6) を各平衡回転速度について周波数に関して複素平面に描くと、開ループ系の周波数特性が求まる。正実軸からの動径が位相角で、動径長さが振幅比を表し、点 $(-1 + j0)$ を通る周波数ベクトル軌跡が安定・不安定限界を示す。

$$A_4 \frac{d^4 n}{dt^4} + A_3 \frac{d^3 n}{dt^3} + A_2 \frac{d^2 n}{dt^2} + A_1 \frac{dn}{dt} + A_0 n = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$A_4 = T_p m_e J_e$$

$$A_3 = T_p \left[-m_e \left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 + C_e J_e \right] + m_e J_e$$

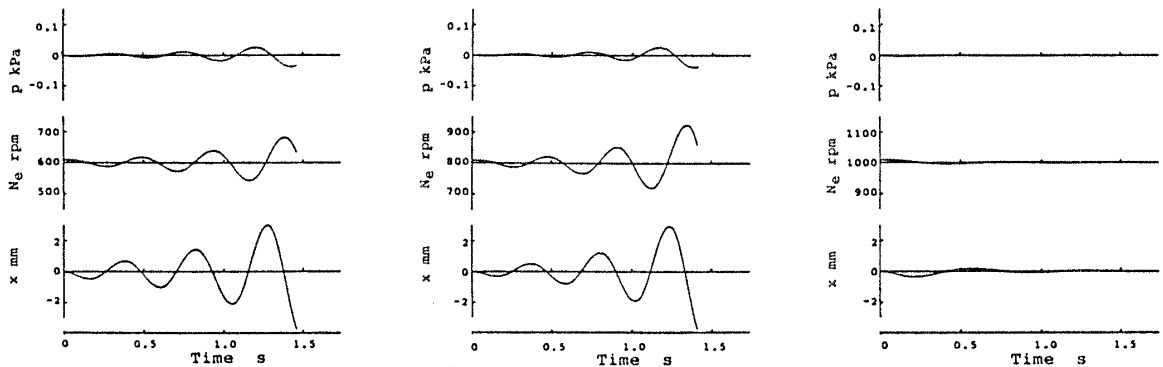


図 1 線形シミュレーション計算例 (600, 800, 1000 rpm)

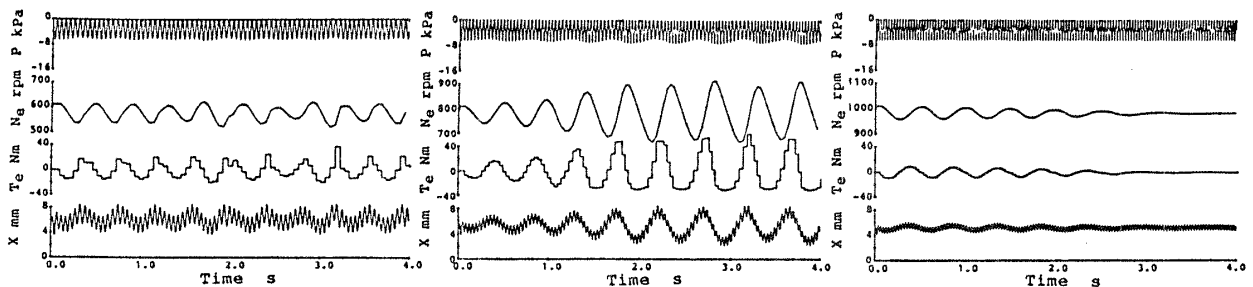


図 2 非線形シミュレーション計算例 (570, 790, 980 rpm)

$$A_2 = T_p \left[-C_e \left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 + k J_e \right] - m_e \left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 + C_e J_e$$

$$A_1 = -T_p k \left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 + \left[-C_e \left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 + k J_e \right]$$

$$A_0 = -k \left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 - A_d \left(\frac{\partial P}{\partial N_e} \right)_0 \left(\frac{\partial T_e}{\partial X} \right)_0 \dots\dots\dots (2)$$

$$A_4 S^4 + A_3 S^3 + A_2 S^2 + A_1 S + A_0 = 0 \dots\dots\dots (3)$$

$$G(S) = \frac{E}{A_4 S^4 + A_3 S^3 + A_2 S^2 + A_1 S + D} \dots\dots\dots (4)$$

ただし,

$$D = -k \left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0$$

$$E = -A_d \left(\frac{\partial P}{\partial N_e} \right)_0 \left(\frac{\partial T_e}{\partial X} \right)_0 \dots\dots\dots (5)$$

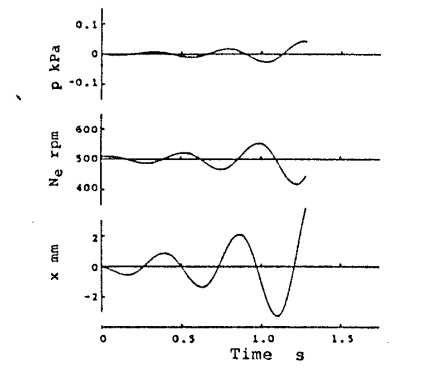
$$G(j\omega) = \frac{E(A_4 \omega^4 - A_2 \omega^2 + D)}{(A_4 \omega^4 - A_2 \omega^2 + D)^2 + (-A_3 \omega^3 + A_1 \omega)^2} + j \frac{E(A_3 \omega^3 - A_1 \omega)}{(A_4 \omega^4 - A_2 \omega^2 + D)^2 + (-A_3 \omega^3 + A_1 \omega)^2} \dots\dots\dots (6)$$

閉ループ系の微分方程式(1),(2)および特性方程式(3),さらに開ループ系の周波数応答の式(6)を用いて,平衡状態の不安定におよぼす諸因子の影響を調べる.回転速度変動に対するサブベンチュリ負圧応答の一次遅れ時定数 T_p が不安定に大きく影響することは前報⁽²⁾に示したので,トルクこう配特性 $(\partial T_e / \partial N_e)_0$, $(\partial T_e / \partial X)_0$, 機関回転軸系の慣性モーメント J_e , 調速機系の等価質量 m_e , 等価減衰係数 C_e , 復原ばねこわさ k などの影響を調べる.諸因子の標準値は供試機関(4サイクル,4シリンダ,1986 cm³,渦室式)の値⁽¹⁾⁽²⁾⁽⁹⁾である.ただし,復原ばねの仕様は196 N/m{0.20 kgf/cm}であるが,実験ではおもにばねこわさ221 N/m{0.225 kgf/cm}のばねを用いており,これを標準値としている.

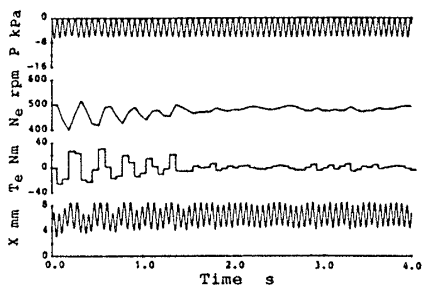
$(\partial T_e / \partial N_e)_0$, $(\partial T_e / \partial X)_0$, 機関回転軸系の慣性モーメント J_e , 調速機系の等価質量 m_e , 等価減衰係数 C_e , 復原ばねこわさ k などの影響を調べる.諸因子の標準値は供試機関(4サイクル,4シリンダ,1986 cm³,渦室式)の値⁽¹⁾⁽²⁾⁽⁹⁾である.ただし,復原ばねの仕様は196 N/m{0.20 kgf/cm}であるが,実験ではおもにばねこわさ221 N/m{0.225 kgf/cm}のばねを用いており,これを標準値としている.

3.2 平衡状態の不安定におよぼすトルクこう配特性 $(\partial T_e / \partial N_e)_0$ の影響 前報⁽²⁾に述べたように高回転速度域以外では列形燃料噴射ポンプは,調節棒変位一定のとき回転速度の増加にともなって噴射量が増す特性をもつ.したがってトルクも回転速度とともに上昇する $(\partial T_e / \partial N_e)_0 > 0$ ので,無負荷運転における機関系の動作点は静的(非振動的)不安定になり,その防除のために調速機を加えている.閉ループ・機関・調速機系において,このトルクこう配 $(\partial T_e / \partial N_e)_0$ が平衡状態の不安定にどの程度影響を及ぼすのかを調べるために, $(\partial T_e / \partial N_e)_0 = 0$, すなわちトルク特性におよぼす回転速度の影響を無視した場合の挙動を調べた.

図5は,式(3)の代表特性根 $S = \sigma + j\omega$ の実数部(振動振幅の時間的成長率)と振動数 $\omega / 2\pi$ におよぼすトルクこう配 $(\partial T_e / \partial N_e)_0$ の影響を平衡回転速度をパラメータとして表示したものである. $(\partial T_e / \partial N_e)_0 = 0$

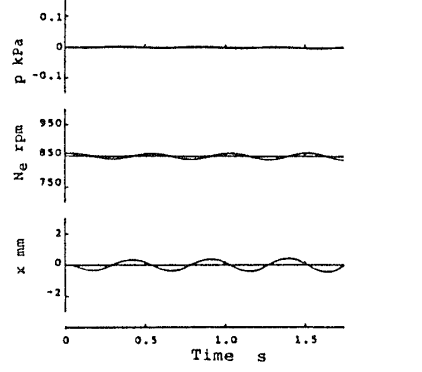


(a) Linear calculation

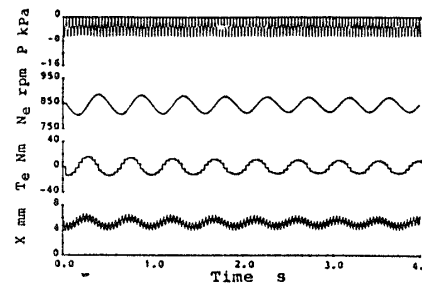


(b) Nonlinear calculation

図3 500 rpm 近傍における線形近似計算と非線形計算の比較



(a) Linear calculation



(b) Nonlinear calculation

図4 850 rpm 近傍における線形近似計算と非線形計算の比較

とすると標準値の場合にくらべて、不安定領域(800 rpm 以下)ではわずかに安定化の傾向を示し、安定領域(900 rpm 以上)ではわずかに不安定化の傾向を示す。振動数はほとんど変化せず、閉ループ・機関・調速機系ではトルクこう配 $(\partial T_e / \partial N_e)_0$ の影響は小さい。

図6は平衡回転速度に対する振動振幅の対数成長率を示したものであり、トルクこう配 $(\partial T_e / \partial N_e)_0$ を無視しても、不安定領域における振幅成長率は標準値の場合にくらべ少し小さくなるだけであり、安定・不安定の限界回転速度 850 rpm はほとんど変わらない。

3.3 ラック変位に対するトルクこう配特性 $(\partial T_e / \partial X)_0$ の不安定におよぼす影響 図7は閉ループ系の特性方程式(3)の代表振動根 $S = \sigma + j\omega$ におよぼすトルクこう配 $(\partial T_e / \partial X)_0$ の影響を示す。標準値の1/2以下になると不安定領域が消え、振動数は低くなる。標準値では安定な1000 rpmにおいて、 $(\partial T_e / \partial X)_0$ の値が標準値の2倍以上になると不安定になり、振動数は2 Hz以上になる。図8は振動振幅の対数成長率におよぼすトルクこう配 $(\partial T_e / \partial X)_0$ の影響を示すものであり、トルクこう配の減少とともに成長率も減少する。図9は800 rpmにおける開ループ系の周波数特性におよぼす $(\partial T_e / \partial X)_0$ の影響を示したものであり、安定・不安定の限界が標準値の1/2であり、周波数は1.8 Hzに近いことを示す。

3.4 クランク軸系慣性モーメント J_e の影響

図10に示すように慣性モーメント J_e の値が増大すると安定化し、標準値 J_{e0} の1.8倍になるとすべての回

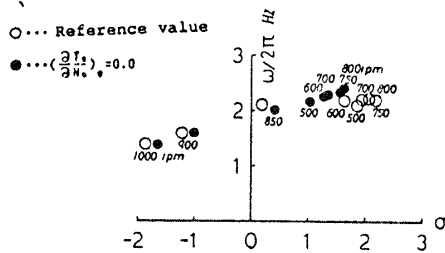


図5 代表特性根 $S = \sigma + j\omega$ におよぼすトルクこう配 $(\partial T_e / \partial N_e)_0$ の影響

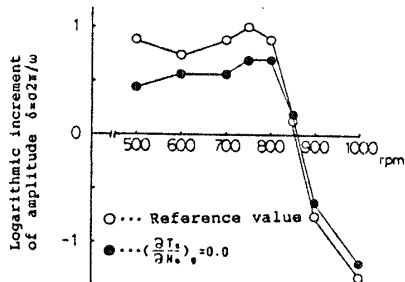


図6 振動振幅の対数成長率におよぼすトルクこう配 $(\partial T_e / \partial N_e)_0$ の影響

転速度において平衡状態は安定になる。振動数は J_e の増大とともに低くなる。図11に示すように、振動振幅の対数成長率も J_e の増大とともに小さくなる。図12は開ループ系の周波数応答におよぼす慣性モーメントの影響を示す。800 rpmにおける慣性モーメントに関する安定・不安定の限界値は標準値の1.8倍であり、振動数は1.8 Hzに近い。

図13は機関の慣性モーメント(標準値)に約10倍の慣性負荷をつけて800 rpmで運転した場合の実測

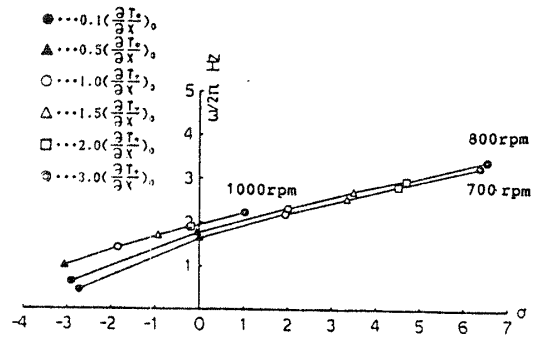


図7 代表特性根 $S = \sigma + j\omega$ におよぼすトルクこう配 $(\partial T_e / \partial X)_0$ の影響

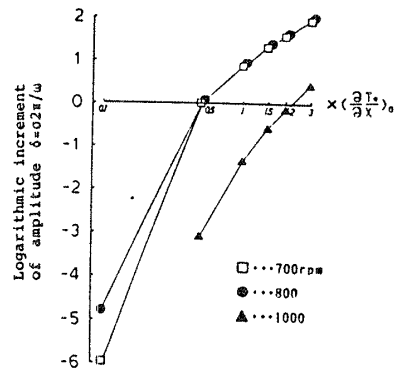


図8 振動振幅の対数成長率におよぼすトルクこう配 $(\partial T_e / \partial X)_0$ の影響

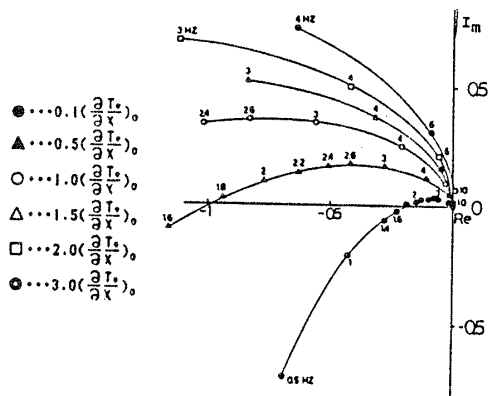


図9 開ループ系の周波数応答におよぼす $(\partial T_e / \partial X)_0$ の影響 (800 rpm)

記録波形であり、長周期変動は現れない。

3.5 調速機系の等価質量 m_e の影響 等価質量 m_e の値は噴射ポンプの4筒分のプランジャ・ピニオン・スリーブの回転運動を直線運動に置き換えて算出した値に噴射量調節棒の質量、ダイアフラム可動部質量、変位測定用コアの質量を加えたものである⁽¹⁰⁾。図14に示すように、等価質量の値を標準値 m_{e0} より小さくしていくとわずかに安定化の傾向を示すが、標準値の1/10でも安定にならない。振動数は m_e の値を変えてもほとんど変化しない。図15に示すように、 m_e の値を小さくしていくと振動振幅の対数成長率も小さくなるが、平衡状態の不安定におよぼす影響は小さい。図16に開ループ系の周波数応答におよぼす等価質量 m_e の影響を示す。

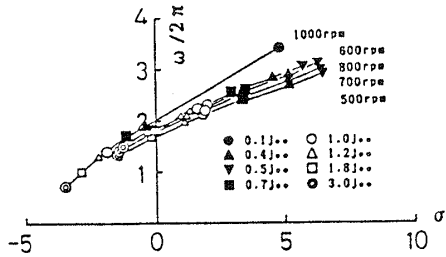


図10 代表特性根 $S = \sigma + j\omega$ におよぼす慣性モーメント J_e の影響

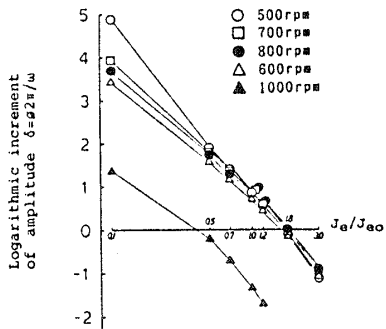


図11 振動振幅の対数成長率におよぼす慣性モーメント J_e の影響

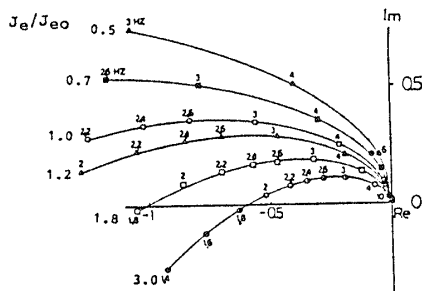


図12 開ループ系の周波数応答におよぼす慣性モーメント J_e の影響

3.6 調速機系の等価減衰係数 C_e の影響 空気を調速機系の負圧導管長さ 40 cm, 内径 8 mm, ダイアフラム外径 60 mm, 平衡状態での負圧室容積 50 cm³ の場合の値を等価減衰係数の標準値 C_{e0} としている⁽¹⁰⁾。図17に示すように、減衰係数 C_e の値を C_{e0} より大きくしていくと、標準値における不安定領域 (500~800 rpm) では安定化の傾向を示すが、標準値の10倍の減衰係数でも安定にはならない。標準値にお

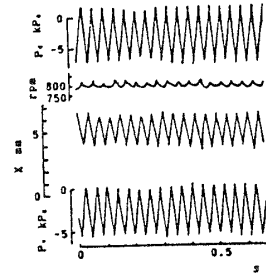


図13 慣性モーメント増大により安定化した実測例 (800rpm)

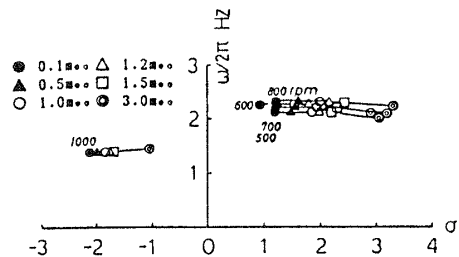


図14 代表特性根 $S = \sigma + j\omega$ におよぼす調速機系の等価質量 m_e の影響

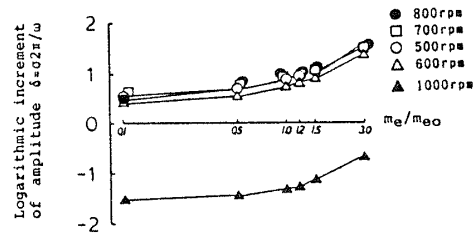


図15 振動振幅の対数成長率におよぼす調速機系の等価質量 m_e の影響

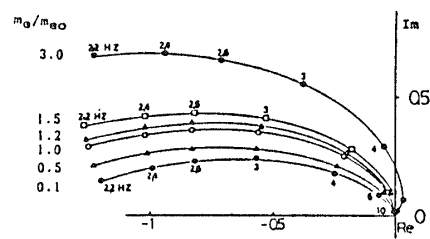


図16 開ループ系の周波数応答におよぼす調速機系の等価質量 m_e の影響 (800rpm)

る安定領域 (1000 rpm) では減衰係数 C_e が C_{e0} の 1/2 の場合が最も安定であり, それ以上でも以下でも不安定化の傾向を示すが, C_e を変えても不安定は現れない. 振動数は C_e の増大とともに低くなる. C_e が増大すると振幅の時間的成長率 σ は小さくなるが, 振動数も低くなるために図 18 に示すように振動振幅の対数成長率におよぼす C_e の影響は小さい. 図 19 は開ループ系の周波数応答におよぼす C_e の影響を示す.

3.7 調速機系の復原ばねこわさ k の影響 調速機系の復原ばねこわさ k を大きくしていくと安定化の傾向を示し, 振動数は k の増大とともにむしろ低くなり, 現実にも適合する. k の値に応じてばねの自然長をうまく設計して取付荷重が一定になるようにしない限り, 線形計算においては各平衡回転速度における負圧感度 $(\partial P/\partial N_e)_0$ の値が k の値によって変わってしまう. k の値のみを変えた場合現実と多少異なるが, 標準値 k_0 の約 2 倍で不安定領域が消え, k の値が k_0 の 0.7~3 倍の範囲で振動数計算値は実測値にほぼ一

致した.

3.8 サブベンチュリ負圧感度 $(\partial P/\partial N_e)_0$ およびダイヤフラム受圧実効面積 A_d の影響 式(2)から明らかのように, $(\partial P/\partial N_e)_0$ および A_d はトルクこう配 $(\partial T_e/\partial X)$ と同程度に平衡状態の不安定に影響する. 現実には, A_d および $(\partial P/\partial N_e)_0$ を小さくすると制御力が小さくなり, 復原ばねこわさ k を小さくしなければならなくなる. A_d についてはダイヤフラム面積を 19% 小さくして実験を行ったが, この程度ではほとんど効果がなくハンチングは消滅しなかった. すでに実験⁽³⁾⁽⁹⁾および計算機シミュレーション⁽¹¹⁾により示したようにハンチング対策としてはサブベンチュリ負圧の応答遅れ T_p を小さくするしかなさそうである.

4. 結 論

平衡状態の不安定におよぼす閉ループ諸因子の影響を線形近似計算により調べた. その内容を要約すると以下ようになる.

(1) 平衡状態の不安定および振動振幅の成長率, 振動周期におよぼす影響が大きい因子は, サブベンチュリ負圧応答の一次遅れ時定数 T_p のほかにクランク軸系の慣性モーメント J_e , 噴射量調節棒変位に対するトルクこう配特性 $(\partial T_e/\partial X)_0$, ダイヤフラム受圧実効面積 A_d , サブベンチュリ負圧感度 $(\partial P/\partial N_e)_0$, 復原ばねこわさ k である.

(2) 調速機なしでの機関運転を不可能にするトルクこう配 $(\partial T_e/\partial N_e)_0$ の右上がり特性が閉ループ系の平衡状態の不安定限界におよぼす影響はほとんどない.

(3) 調速機系の等価減衰係数 C_e は, 閉ループ系の振動数に影響するが, 振幅の成長率には影響せず, 不安定限界におよぼす影響は小さい. 調速機系の等価質量 m_e は, 振幅の成長率に影響をおよぼすが, 振動数にはあまり影響をおよぼさず不安定限界におよぼす影響は小さい.

おわりに, いつもご指導と励ましをいただいている工学院大学 津田公一教授 (東大名誉教授) に深謝し, 東大工学部 酒井宏教授, 大竹祐輔助手ほか酒井研究室の方々には日頃のご援助を感謝する. また研究室をともにする関口晃教授にはいろいろ便宜をはかっていただき, 61年度卒研 山下隆, 62年度 石原鉄也両君には計算・図表作成にご助力いただいた. 佐世保工業高校 谷本実氏には代数方程式の解法についてご教示いただいた. 厚くお礼申しあげる. なお, 本研究の一部は昭和62年度文部省科学研究費 (一般研究 C-61550195) の援助を受けてなされたものであることを

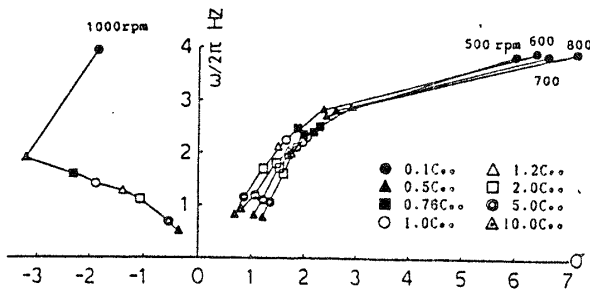


図 17 代表特性根 $S = \sigma + j\omega$ におよぼす調速機系の等価減衰係数 C_e の影響

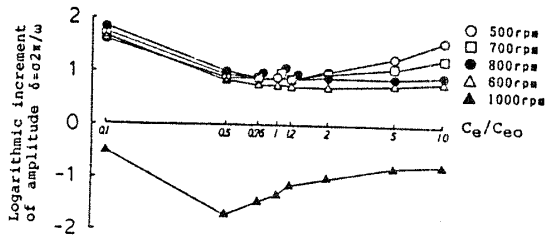


図 18 振動振幅の対数成長率におよぼす調速機系の等価減衰係数 C_e の影響

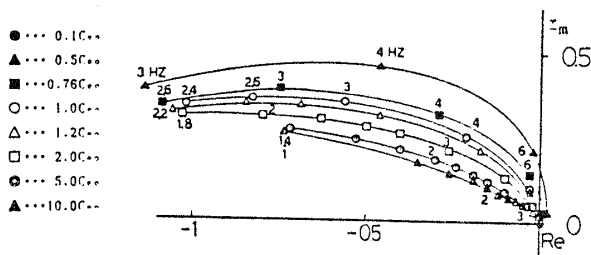


図 19 開ループ系の周波数応答におよぼす調速機系の減衰係数 C_e の影響 (800 rpm)

付記する。

文 献

- (1) 川副, 機論, 51-471, C (昭 60), 2789.
 - (2) 川副, 機論, 53-495, C (昭 62), 2249.
 - (3) 川副, 機論, 51-462, B (昭 60), 721.
 - (4) 川副, 機論, 51-468, C (昭 60), 2135.
 - (5) Webb, C. R., *Automot. Eng.*, 47-4 (1957), 146.
 - (6) 高橋, 機誌, 62-483 (昭 34), 565.
 - (7) 藤平, 内燃機関, 4-37 (昭 40), 23.
 - (8) 石丸, 自動車技術, 19-11 (昭 40), 845.
 - (9) 川副, 機論, 51-461, B (昭 60), 404.
 - (10) 川副, 機論, 51-466, B (昭 60), 1975.
-