

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5報, 検出負圧の位相遅れを考慮した線形近似計算)

川 副 嘉 彦^{*1}

Low Speed Hunting of the Pneumatically Governed Compression Ignition Engine (5th Report, Linear Approximation Considering a Phase Lag of the Subventuri Pressure Responding to the Engine Speed Fluctuation)

Yoshihiko KAWAZOE

Most of the previous research work on engine speed hunting has been devoted to discriminating the divergence of a small disturbance given at an equilibrium state, resulting in a hunting frequency estimation different from that of the actual system. In addition, it is impossible to predict whether limit cycle would occur or not. In the author's previous report, a numerical simulation was given, which showed a transient process of a small oscillation developing into a sustained oscillation with a large amplitude. For a better understanding, however, it is desirable to be able to get the amplitude and frequency of hunting analytically. In the present report is given a linear approximation considering a phase lag of the subventuri pressure responding to the engine speed fluctuation. The results show that this linear theory surely predicts the instability of an equilibrium state at higher idling speeds, but not the stability at lower speeds, and gives the hunting frequency almost correctly; but the calculated value of the logarithmic increment of amplitude at the largest hunting state is twice that of the nonlinear simulation.

Key Words: Vibration, Stability, Hunting, Limit Cycle, Internal Combustion Engine, Compression Ignition Engine, Pneumatic Governor, Engine Speed Control, Numerical Simulation

1. 緒 言

圧縮点火機関において低速ハンチングとよばれる数 Hz の遅い回転速度変動が発生する^{(1)~(10)}。これはクラーク軸系-調速機-燃料噴射ポンプ-燃焼トルクという閉じた回路の制御の問題であり、自励振動現象として古くから知られている。

ハンチング現象に関する従来の研究を要約すると次の二つになる。

(1) 閉ループ系の各要素の動作方程式を平衡点近傍で線形化して Routh-Hurwitz の安定規範などを適用して平衡点の安定性を研究したもの^{(1)~(7)}

(2) 周波数応答法を用いて有限振幅の変動の安定性について研究したもの⁽⁸⁾の二つである。

ハンチングは一定大振幅の持続振動であるから、(1)の研究は、非線形性の強い機関特性を系に含む場合には、発振の徴候を知る手段にしかならず、大振幅のリミットサイクルが発生するかどうかは確言できない。しかも従来の研究では線形理論による平衡点の不

安定と実験における大振幅のリミットサイクルの存在が一致しない場合がある⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁹⁾。(2)の研究方針の場合には、振幅を適当に与えて周波数応答実験を行えば、その振幅の変動がおりうるかどうかを知ることができるが、これは制御系が安定な状態の場合に限られるから何らかの手段であらかじめ安定化しておく必要がある。通常、動力計を接続した系で機関の周波数応答実験が行われており、その場合は動力計の動特性が入るので解析が複雑になる。Welbourn ら⁽⁸⁾は遠心調速機つきおよび流体調速機つき機関について安定性と現象の説明を試みているが、実機の構造や諸定数との対応が明らかでない。なお、(1)、(2)の方針を実機について対照した研究⁽¹¹⁾もあり、それによれば平衡点の安定性とハンチングが全く相反する傾向をもつ機関系では、両者に対する安定性は区別されなければならない。すなわち遠心調速式ガソリン機関において、線形理論では不安定領域は存在しないのに漸近法による非線形理論解および実験ではハンチングが存在することがある。平衡状態が振動的に不安定であるということと自励振動が発生するという事は直接に対応するものではないことを、藤井⁽¹²⁾もすでに数10年前に指摘している。

また最近では、電子燃料噴射式ガソリン機関のハン

* 昭和62年7月14日 東海支部三重地方講演会において講演, 原稿受付 昭和62年1月10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)。

チングが問題になっており、いくつかの報告^{(13)~(15)}もある。西村ら⁽¹³⁾は電子燃料噴射機関を想定した機関系と動力伝達系の回転振動を簡単なモデルで近似し、平衡状態近傍における微小振動論で解析して、アイドル時の周期的な機関回転数の変動、いわゆるハンチング現象が機関-吸気系の相互作用によって構成される低周波振動系の不安定に起因するものであると推定している。すなわち駆動系と機関系を一個の剛体とみなしてねじり振動を無視した機関系と、サージタンクの容量により吸気圧が一次遅れとなるような吸気系が機関角速度によって関係づけられて二次の微分方程式で表される閉ループを構成し、その減衰係数の負の場合が定性的にハンチング現象に対応しているとしている。また定量的解析が困難な理由として機関燃焼の間欠性を考慮していないこと、トルク特性を平衡状態近傍で線形近似したことなどを挙げている。また、平衡状態近傍での挙動を表す二次の振動方程式の減衰係数が零の場合について固有振動数を計算しているが、ハンチング周波数実測値との対照は不明確である。長谷川⁽¹⁴⁾は、混合比を機関の吸気管圧力から計量する方式の電子制御燃料噴射装置をもつガソリン機関において発生するハンチング現象について、吸気管容積が大きいほど回転速度の変動振幅が大きくなり、回転速度変動に対する吸気管内圧力の追従が遅れて位相差が生じることがハンチングの原因であると推定している。計算は平衡点近傍の運動方程式に基づいており、振動数計算値と実測値の間にも差がある。鷲野ら⁽¹⁵⁾はさらに各要因が持続振動にどのように関与するかについて一巡伝達関数を用いて研究しているが、結局基本的には上記の微小振動論を適用する方針を脱していない。しかも振動数計算値は実測値と大きく異なる。

ハンチングは非線形系に特有な現象であり、ハンチングの振幅と周波数を決めるには非線形解析が必要であるが、一般には二次系以外で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、前報まで^{(9),(16)~(19)}に、非線形系のリミットサイクルとしてのハンチングの発生を周波数応答実験により検証し、さらに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。また回転速度変動に対してサブベンチュリ負圧変動が遅れがあり、これがハンチング現象に大きく影響すること、遅れのほとんどない吸気管負圧制御では発振しないことを実験および計算機シミュレーションにより示した。しかし非線形現象としての解析的取扱いが未解決であり、リミットサイクルの振幅や振動数が何によって決まるかが明らかではない。現象に影響す

る支配的因子を明らかにして、閉ループ系をできるだけ簡単な非線形系に抽象化することによりリミットサイクルを解析的に求めることをめざして、まず第1段階としてこの報告では、回転速度変動に対するサブベンチュリ負圧応答の遅れ⁽¹⁶⁾を考慮した線形理論により平衡点近傍の微小振動の安定性を調べ、非線形数値計算によるリミットサイクルと対照する。線形理論による平衡状態の不安定とリミットサイクルの対応、すなわち、非線形数値計算によるリミットサイクルの生成過程における振幅の成長率および線形理論による振幅の成長率とリミットサイクルの振幅の関係などについて調べ、線形理論によりどの程度ハンチング発生を予測しうるかその適用限界を考察する。

2. 閉ループ・機関・調速機系と 低速ハンチング

圧縮点火機関の列形燃料噴射ポンプは、図1に示すように高回転速度域以外では調節棒変位一定のとき回転速度の増加に伴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ももに上昇し、たとえば無負荷運転における発生トルクと機関摩擦トルクの関係は図2の実線と破線のようになる。この機関系の動作点 (T_0, N_0) から不意に回転速度が N_1 に上昇した場合は発生トルクと摩擦トルクの差の分だけ余剰トルク ΔT_1 が生まれて、回転速度をさらに増加させる結果になる。反対に回転速度が N_2 に減少するとトルクが ΔT_2 だけ不足し回転速度はさらに減少する。このように圧縮点火機関の無負荷運転特性が低速域で静的不安定なので、その防除のために調速機を加えて図2の一点鎖線で示すようなトルク特性をもたせる。

空気調速機関では図3に示すように、吸気管入口に絞り弁と細い直管のサブベンチュリを並列におき、燃料噴射ポンプの噴射量調節棒の一端にダイヤフラムと復原ばねを取付けて、回転速度上昇によるサブベンチ

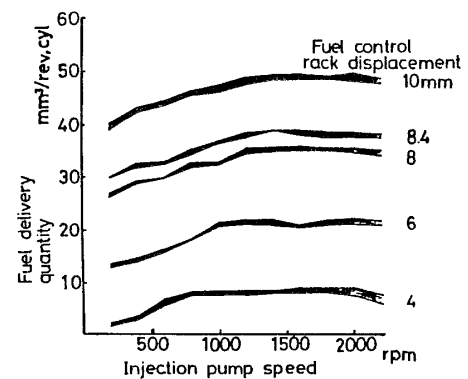


図1 噴射ポンプ回転数-噴射量特性

より負圧増大が調節棒を変位させ噴射量をへらす機構になっており、絞りを弁開度によって回転速度を設定する。速度制御系の流れを図4に示す。図5は対象機関の自励的持続振動(リミットサイクル)の例であり、サブベンチュリ負圧 P_v 、噴射量調節用負圧室圧力 P_d 、調節棒変位 X を並べて記録したものである。図6は、4シリンダのうちの一つから噴射ノズルをとりはずして大気中に噴射させ、そのモーメントを圧力インジケータで受け、クランク角、調節棒変位、回転速度と並べて記録したものであり、各ピストンの作動に対応する調節棒変位短周期波の極小近くで噴射していることを示す。設定目標 650~820 rpm の運転で大振幅の持続振動が発生し、振動数はおよそ 2 Hz である。噴射時

期における調節棒変位と回転速度を両軸とする位相面でリミットサイクルの実測結果を表示したものが図7である。供試機関は、4シリンダ、総行程容積 1986 cm^3 の4行程サイクル渦室式であり、噴射ポンプはポッシュ式列形ポンプで、プランジャ径 6.5 mm、カム揚程 8 mm、ダイヤフラム外径 60 mm である。

3. 計算方法

3.1 非線形計算モデルの概要⁽¹⁹⁾ 機関の角速度に対応する毎分回転数を N_e とすると、無負荷運転のときの回転速度の変動は式(1)にしたがう。ただし、 I_e : クランク軸回転系の慣性モーメント、 $J_e = 2\pi I_e / 60$ 、 T_e : 余剰トルクである。トルクはサイクル内で変動するが、目的は平均回転速度の制御だから、サイクル内の角速度変動は問題にしないで、4シリンダ機関

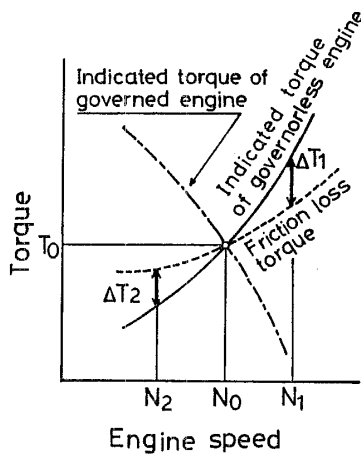


図2 圧縮点火機関のトルク特性

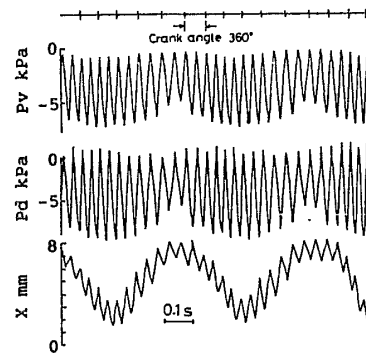


図5 ハンチング記録例 (800 rpm)

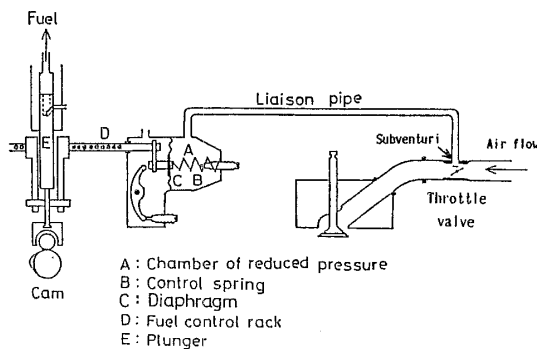


図3 空気調速式機関の噴射量調節機構

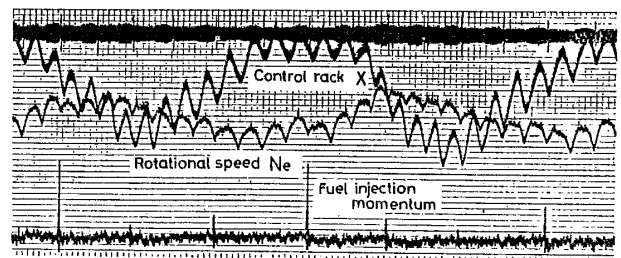


図6 ハンチング時の噴射モーメント測定記録例

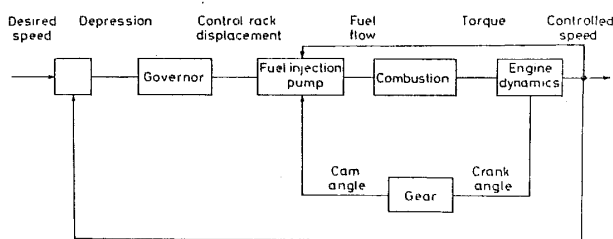


図4 空気調速式機関の速度制御系の流れ

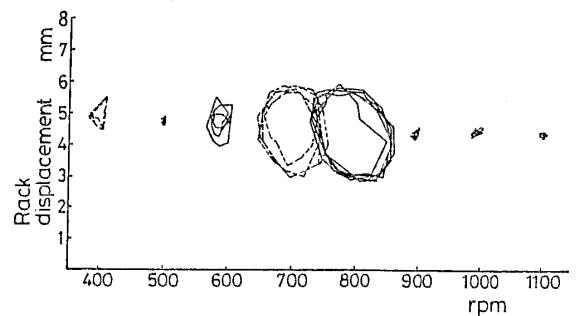


図7 噴射時期における調節棒変位と回転速度の変動の位相面表示 (リミットサイクル実測値)

の各シリンダの燃焼サイクルの間の平均トルクを考える。\$T_e\$ は各シリンダのクランク角が上死点にあるときの調節棒変位とそのときの回転速度により決まるとして、噴射から次の噴射までの期間は一定トルクが作用すると考える。噴射時期 \$t_{i-1}, t_i\$ における回転速度を \$N_{ei-1}, N_{ei}\$ とし、\$t_{i-1}\$ と \$t_i\$ の間の平均トルクを \$T_{ei-1}\$ とすると、\$N_{ei-1}\$ において \$T_{ei-1}\$ が作用したとき \$N_{ei}\$ は式(2)となる。調節棒変位と回転速度に対するトルクの実測値をマップデータとして与えておき、噴射時期における値は式(3)のように補間によって求める。噴射量調節棒変位 \$X\$ の運動方程式は式(4)となる。ただし \$m_e\$: 調速機系の等価質量、\$C_e\$: 等価減衰係数、\$k\$: 復原ばねこわさ、\$L_0\$: \$X=0\$ における復原ばね長、\$L\$: 復原ばね自然長、\$A_d\$: ダイアフラム受圧面積である⁽¹⁷⁾。各絞り弁開度における負圧は回転速度 \$N_e\$ の変化に対して式(5)が広い範囲で実測値をよく表す。\$\alpha\$ は各絞り弁開度における定常状態での負圧感度を表す係数、\$T_p\$ はサブベンチュリ負圧発生の一遅れ時定数である⁽¹⁶⁾⁽¹⁹⁾。噴射時期 \$i-1\$ と \$i\$ の間の負圧平均値を \$P_{\pi_{i-1}}\$ とし、\$P_{\pi_{i-2}}\$ から \$P_{\pi_{i-1}}\$ まで変化する時間を \$\Delta T_{i-1} (= 30/N_{ei-1})\$ とすると式(6)が成り立つ。式(6)において \$N_e\$ は \$N_{ei-1}\$ と \$N_{ei}\$ の平均値 \$N_{mi-1}\$ をとる。\$i-1, i\$ 区間の負圧波形 \$P\$ を式(7)、(8)のように近似する。\$t\$ はクランクの上死点からの時刻である。

$$J_e \frac{dN_e}{dt} = T_e \dots\dots\dots (1)$$

$$N_{ei} = \sqrt{N_{ei-1}^2 + 60 \frac{T_{ei-1}}{J_e}} \dots\dots\dots (2)$$

$$T_{ei-1} = T_e(X_{i-1}, N_{ei-1}) \dots\dots\dots (3)$$

$$m_e \frac{d^2 X}{dt^2} + C_e \frac{dX}{dt} + k(X + L_0 - L) = A_d P \dots\dots\dots (4)$$

$$T_p \frac{dP_\pi}{dt} + P_\pi = -\alpha N_e \dots\dots\dots (5)$$

$$P_{\pi_{i-1}} = \left[P_{\pi_{i-2}} \frac{T_p}{\Delta T_{i-1}} - \alpha N_e \right] / \left[\frac{T_p}{\Delta T_{i-1}} + 1 \right] \dots\dots\dots (6)$$

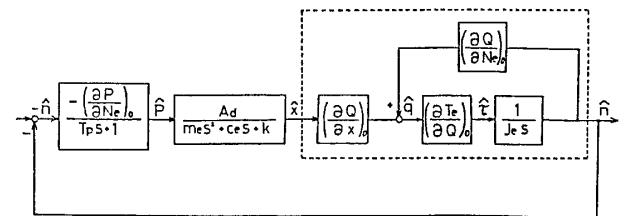
$$P = P_{\pi_{i-1}} (1 - \cos \omega_{mi-1} t) \dots\dots\dots (7)$$

$$\omega_{mi-1} = \frac{2\pi N_{mi-1}}{60} \times 2 \dots\dots\dots (8)$$

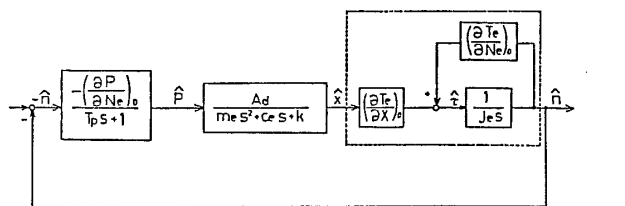
3.2 検出負圧の位相遅れを考慮した線形近似モデルと平衡状態の安定性 従来、ハンチング発生の有無の判別法として系の各要素の動作点近傍での線形微分方程式から求めた特性方程式に Routh-Hurwitz の安定規範が適用されている。

しかし空気調速機関に関して上記線形理論を対象機関に適用した結果は現実にあてはまらない⁽⁹⁾。ここで

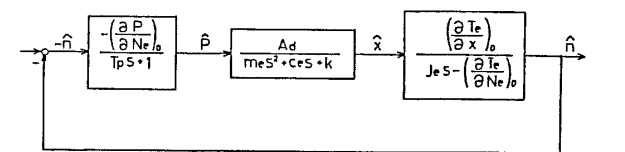
は、回転速度変動に対するサブベンチュリ負圧応答の位相遅れを考慮して線形解析を行い、平衡点近傍の微小変動の挙動を調べる。閉ループの各要素の動作点近傍で線形化すると、クランク軸回転系のトルクの平衡条件、機関トルク特性、燃料噴射量特性、噴射量調節棒の運動方程式、制御負圧特性はそれぞれ式(9)~(13)のようになり、ブロック線図は図8(a)のようになる。ただし、\$n\$: 機関毎分回転数変動分、\$\tau\$: 余剰トルク変動分、\$Q, q\$: 毎行程燃料噴射量、変動分、\$p\$: サブベンチュリ負圧変動分、\$x\$: 噴射量調節棒変位変動分、添字0 : 動作点を表す。式(10)と(11)をまとめるとトルク変動は式(14)で表すことができ、ブロック線図は図8(b)となる。\$(\partial T_e / \partial N_e)_0\$ と \$(\partial T_e / \partial X)_0\$ は各平衡回転速度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る。式(10)は燃料が噴射されてからトルクが発生する過程の遅れを無視している。また燃料噴射はカム角で決まる噴射時期にのみ行われるが、式(10)あるいは式(14)では連続系として扱っている。時定数 \$T_p\$ は3.1節に示したように、回転速度の長周期変動に対するサブベンチュリ負圧応答の位相遅れを一次遅れとして考慮したものであり、\$T_p=0\$ の場合は Webb⁽¹⁾、藤平⁽⁶⁾、石丸⁽⁷⁾らの式と同じになる。式(9)および(12)~(14)をまとめると閉



(a)



(b)



(c)

図8 線形化した閉ループ・機関・調速機系のブロック線図

じた系の微分方程式は、式(15)、(16)のようになる。ただし、 n は $n(t)$ を表す。

$$J_e \frac{dn(t)}{dt} = \tau(t) \dots\dots\dots (9)$$

$$\tau(t) = \left(\frac{\partial T_e}{\partial Q} \right)_0 q(t) \dots\dots\dots (10)$$

$$q(t) = \left(\frac{\partial Q}{\partial N_e} \right)_0 n(t) + \left(\frac{\partial Q}{\partial X} \right)_0 x(t) \dots\dots\dots (11)$$

$$m_e \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + C_e \frac{dx(t)}{dt} + kx(t) = A_d p(t) \dots\dots\dots (12)$$

$$T_p \frac{dp(t)}{dt} + p(t) = \left(\frac{\partial P}{\partial N_e} \right)_0 n(t) \dots\dots\dots (13)$$

$$\tau(t) = \left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 n(t) + \left(\frac{\partial T_e}{\partial X} \right)_0 x(t) \dots\dots\dots (14)$$

$$A_4 \frac{d^4 n}{dt^4} + A_3 \frac{d^3 n}{dt^3} + A_2 \frac{d^2 n}{dt^2} + A_1 \frac{dn}{dt} + A_0 = 0 \dots\dots\dots (15)$$

$$\begin{aligned} A_4 &= T_p m_e J_e \\ A_3 &= T_p \left[-m_e \left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 + C_e J_e \right] + m_e J_e \\ A_2 &= T_p \left[-C_e \left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 + k J_e \right] - m_e \left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 + C_e J_e \\ A_1 &= T_p k \left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 + \left[-C_e \left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 + k J_e \right] \\ A_0 &= -k \left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 - A_d \left(\frac{\partial P}{\partial N_e} \right)_0 \left(\frac{\partial T_e}{\partial X} \right)_0 \dots\dots\dots (16) \end{aligned}$$

式(15)において $n = n_0 e^{st}$ (t : 時間) を入れると閉ループ・機関・調速機系の特性方程式(17)が求まり、これに Routh-Hurwitz の安定規範を適用すると微小変動の安定条件は式(18)と式(19)となる。

$$A_4 S^4 + A_3 S^3 + A_2 S^2 + A_1 S + A_0 = 0 \dots\dots\dots (17)$$

$$A_4, A_3, A_2, A_1, A_0 > 0 \dots\dots\dots (18)$$

$$A_1 A_2 A_3 - A_0 A_3^2 - A_1^2 A_4 > 0 \dots\dots\dots (19)$$

空気調速式機関の場合は、式(18)の条件は満たされるのがふつうであり、式(19)が満たされない場合に振動的に不安定、すなわちハンチングが発生するということになる。なお、振動的の場合に、安定と不安定の境では S が純虚数となって閉ループ系が定常振動を行うことになり、その角振動数 ω が $\sqrt{A_1/A_3}$ に等しくなるが、不安定領域において振動が成長した後の定常振動すなわちリミットサイクルとは区別されるべきであろう。

閉ループ系の微分方程式(15)および特性方程式(17)、さらに開ループ・巡伝達関数の周波数特性に基づいて線形系の平衡点近傍の挙動を調べ、実測値および非線形数値計算結果と対照し、平衡状態の不安定とリミットサイクルの対応を考察する。

3.3 計算に使用した諸数値 計算に使用した数

値は前報までに示したものと同じであり、空気調速機系の負圧導管長さ 40 cm、内径 8 mm の場合に等価減衰係数は $C_e = 24.9 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$ {0.025 4 kgf/cm} であり、等価質量 $m_e = 0.273 \text{ kg}$ {0.027 9 kgf}\cdot\text{s}^2/\text{m}, 復原ばねこわさ $k = 2.21 \text{ N}/\text{cm}$ {0.225 kgf/cm}, 復原ばね自然長 $L = 6.2 \text{ cm}$, 噴射量零 ($X = 0$) における復原ばね長 $L_0 = 2.59 \text{ cm}$, ダイアフラム受圧実効面積 $A_d = 21.0 \text{ cm}^2$, サブベンチュリ負圧発生の特定数 $T_p = 0.05 \text{ s}$ である⁽¹⁷⁾⁽¹⁹⁾。機関クランク軸系の慣性モーメント I_e は $0.261 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ {2.667 kgf}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2} であり、機関製作者のねじり振動等価系計算値および瞬時トルク測定用軸・軸継手の図面より計算した。挿入した軸・軸継手の慣性モーメントは取り外してあるクラッチアセンブリのそれにほぼ等しい。各絞り弁開度における負圧係数 α および噴射量調節棒変位をパラメータとした回転速度に対する出力トルク特性はそれぞれ第3報⁽¹⁹⁾の図2と図3に、各設定回転速度における無負荷運転近傍のトルクこう配特性 $(\partial T_e / \partial N_e)_0, (\partial T_e / \partial X)_0$ およびサブベンチュリ負圧感度 $(\partial P / \partial N_e)_0$ の値は第1報⁽⁹⁾の表1に示してある。

4. 平衡状態の不安定とリミットサイクル

図9は平均回転速度に対する回転速度変動幅の非線形シミュレーション計算結果と実測値を示す。非線形計算値は平均回転速度 650~820 rpm で大振幅を示し、実測値とはほぼ一致する。図10はハンチング振動数計算値であり、振動数実測値約 2.0 Hz にほぼ等しい。

線形化した閉ループ・機関・調速機系の特性方程式(17)の特性根は対象機関の場合、二つの実根と共役な複素根を持つ。二つの実根は絶対値の大きな負値であり共役な複素根が安定性に関与する。平衡回転速度をパラメータとして特性方程式の代表特性根 $s = \sigma + j\omega$ を複素平面に表示すると図11のようになる。図11には、サブベンチュリ負圧変動の遅れを考慮していない従来の理論、すなわち式(16)、(17)において $T_p = 0$ とおいた場合の代表特性根も示してある。代表根の実部 σ が負の場合、 σ は微小振動振幅の時間的減衰率を表し、 σ が正の場合は振幅の時間的成長率を表す。虚部 ω は角振動数、したがって $\omega/2\pi$ は振動数 Hz を表し、 $2\pi\sigma/\omega$ は振幅の対数減衰率あるいは成長率に相当する。図11より、微小振動の不安定の限界は約 850 rpm であり、850 rpm 以下の回転速度では不安定になる。不安定領域における振動数は約 2.1~2.2 Hz であり、実測値および非線形シミュレーションの結果に近い。850 rpm 以上の安定領域における振動数は少し低くなり 1.6~1.4 Hz である。サブベンチュリ負圧発生の遅

れを考慮しない従来の理論では 500~1 000 rpm の全範囲で不安定はあられず、振動数も実測値より高目になる。

図 12 は各平衡回転速度近傍における微小振動の振幅の対数成長率を示し、○印は線形化した閉ループ系の微分方程式 (15), (16) において、平衡点からの回転速度偏差を与えたときの過渡挙動を Runge-Kutta 法により数値積分した結果から求めたものであり、△印は図 11 に示した代表特性根から求めた $2\pi\sigma/\omega$ の値である。図 13 はおのおのの振動数計算値を示したものであり、振幅の成長率および振動数に関して両者はよく一致しており、代表振動根は四次の微分方程式で表される線形化閉ループ系の挙動をよく表している。

一方 3・1 節に述べた非線形数値計算法に Runge-Kutta 法を用いて、初期微小変動を与えた場合の過渡挙動を計算したシミュレーション波形からリミットサイクルの生成過程における振幅の対数成長率をもとめると、図 14 のようになる。600~830 rpm の範囲で振幅は成長し、700~800 rpm で成長率が大きく、図 9 の回転速度変動幅計算値と傾向がよく似ている。500 rpm 近傍では線形系は振動的な不安定を示すが、非線形

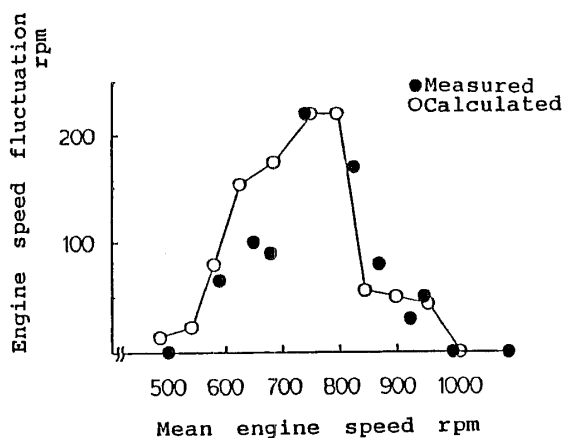


図 9 回転速度変動幅計算値と実測値

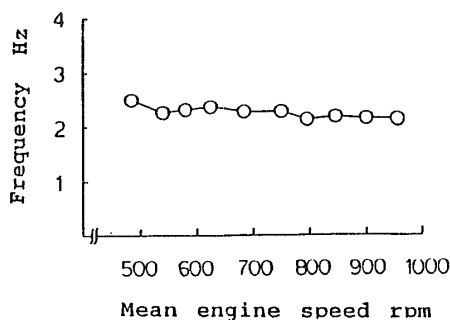


図 10 ハンチング振動数計算値 (非線形シミュレーション)

計算では変動は小さい。

図 8 (c) のブロック線図において、開ループ一巡伝達関数を

$$G(S) = \frac{-A_d \left(\frac{\partial P}{\partial N_e} \right)_0 \left(\frac{\partial T_e}{\partial X} \right)_0}{(T_p S + 1)(m_e S^2 + C_e S + k) \left[J_e S - \left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 \right]} \dots\dots\dots (20)$$

とおき、少し変形すると

$$G(S) = \frac{E}{A_4 S^4 + A_3 S^3 + A_2 S^2 + A_1 S + D} \dots (21)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} D &= -k \left(\frac{\partial T_e}{\partial N_e} \right)_0 \\ E &= -A_d \left(\frac{\partial P}{\partial N_e} \right)_0 \left(\frac{\partial T_e}{\partial X} \right)_0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (22)$$

となる。S=jωとおき G(jω) のベクトル軌跡を複素平面に周波数に関して描くと図 15 になる。これは回転速度偏差-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周波数特性を示し、正実軸からの動径が位相角で、動径長さが振幅比を表す。周波数ベクトル軌跡が (-1 + j0) の近くの点を通る 850 rpm のときが不安定限界に近く、振動数は約 2.0 Hz であり、850 rpm 以下では不安定であることを示している。なお、第 2 報⁽¹⁶⁾において機関を吸気管負圧制御により安定化して開ループ相当系を考え、ハンチング相当の長周期大変位を与えた場合の近似周波数応答実験により 700~800 rpm においてハンチングが非線形系のリミットサイクルとして存在することを示したが、線形系において 850 rpm の近くで発生する定常的微小振動はこれとは異なるものである。サブベンチュリ負圧発生遅れを考

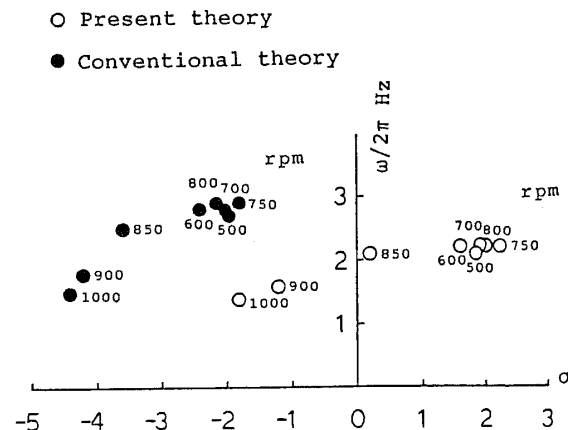


図 11 線形化閉ループ系の代表特性根 S=σ+jω の複素平面表示

慮していない従来の理論による計算結果は図16のようになり、この負圧の遅れが平衡状態の発振に大きく影響することを示している。

5. 結 言

ピストンの作動に基づく短周期波を無視し、燃料噴射過程を連続系として、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、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。その内容は次記の三つに要約できる。

(1) サブベンチュリ負圧の遅れを考慮していない従来の線形理論が現実に適合しないのに比べて、上記線形理論はハンチング発生をよく予測できるが、ハンチング発生回転速度の下限値を予測することはできない。すなわち、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以下の回転速度域ですべて不安定となる。

(2) 不安定領域における振動数の線形理論による計算値は実測値にほぼ等しい。

(3) 非線形計算による振幅の成長率の大小はハンチング(リミットサイクル)の振幅の大小と一致しているのに比べて、線形理論による不安定振動の対数成長率は、最大ハンチング時の750 rpm近くで極大値を示すが、それ以下の回転速度域でもそれほど小さくならずほぼ一定である。最大ハンチング時の回転速度における振幅の対数成長率は非線形計算の場合の約2倍である。

リミットサイクルの振幅と振動数におよぼす閉ループ系の諸因子の影響については続報に述べる。リミットサイクルの振幅と周期を決める支配的因子を明らかにし、全体の系をできるだけ簡単な非線形系に抽象化してリミットサイクルの生成機構を解析的に求めることが今後の課題である。

おわりに、この問題を下さり、著者が大学院学生るとき以来常に的確で懇切丁寧なご指導と励ましをいただいている東大工学部 津田公一名誉教授に深謝し、また東大工学部 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とともに、前報までの内容について有益なご助言をいただいた東大工学部 平田賢教授、染谷常雄教授、大野進一教授、

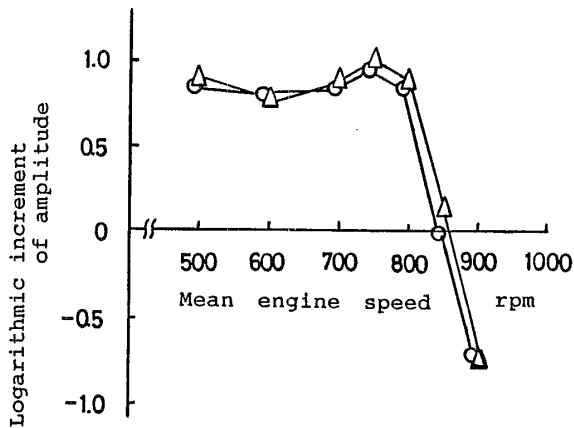


図12 線形化閉ループ系における振動振幅の対数成長率計算値

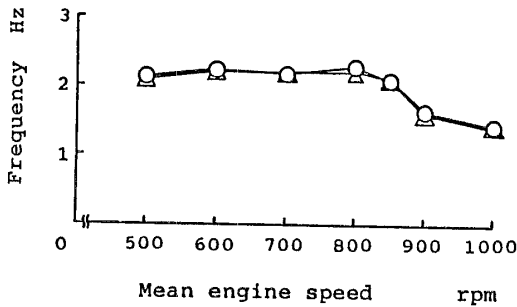


図13 線形化閉ループ系における振動数計算値

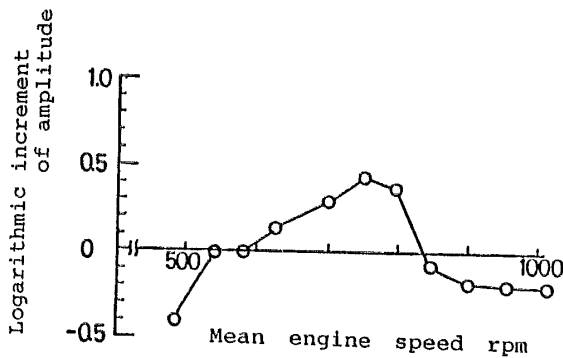


図14 非線形数値計算による振動振幅の対数成長率

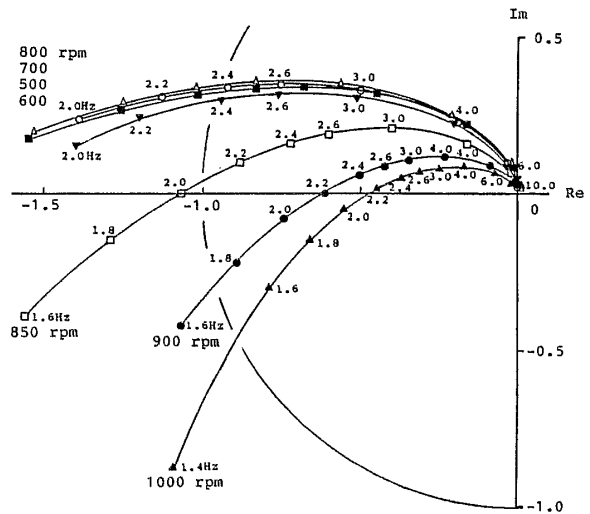


図15 開ループ線形系のナイキスト線図 (サブベンチュリ負圧遅れを考慮した場合)

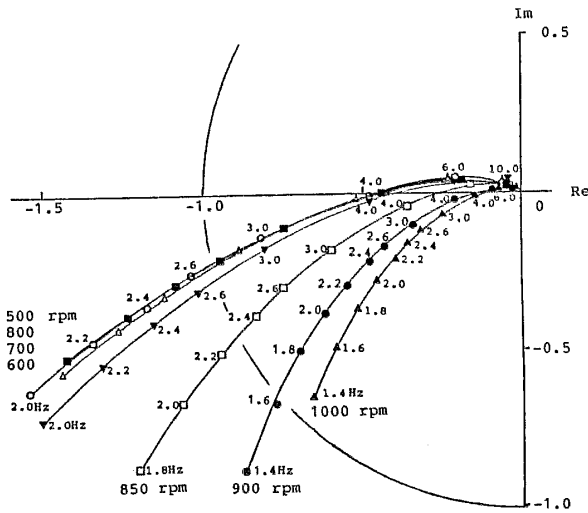


図 16 開ループ線形系のナイキスト線図
(サブベンチュリ負圧遅れを考慮しない場合)

吉本堅一教授に厚くお礼申しあげる。また研究室を共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、59年度卒研究生・田草川勝利、60年度・山田貴司、61年度・山口敏行の三君には計算・図表作成にご助力い

ただいた。なお、本研究の一部は昭和 61 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付記する。

文 献

- (1) Webb, C. R., *Automot. Eng.*, 47-4 (1957), 146.
- (2) 高橋, 機誌, 62-483 (昭 34), 565.
- (3) 高橋, 機誌, 62-484 (昭 34), 755.
- (4) 高橋 (八田・浅沼編), 内燃機関ハンドブック, (昭 35), 236, 朝倉書店.
- (5) 金子, 新三菱重工技報, 5-3 (昭 38), 27.
- (6) 藤平, 内燃機関, 4-37 (昭 40), 23.
- (7) 石丸, 自動車技術, 19-11 (昭 40), 845.
- (8) Welbourn, D. B., ほか 2 名, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 173-22 (1959), 575.
- (9) 川副, 機論, 51-461, B (昭 60), 404.
- (10) 鎌田・ほか 3 名, 自動車技術会論文集, 32 (昭 61), 53.
- (11) 白鳥, 東大機械工学研究報告, 2 (昭 42), 176.
- (12) 藤井, 機誌, 51-359 (昭 23), 311.
- (13) 西村・ほか 3 名, 自動車技術会論文集, 27 (昭 58), 70.
- (14) 長谷川, 自動車技術, 37-9 (昭 58), 986.
- (15) 鷲野・西山, 自動車技術会論文集, 33 (昭 61), 41.
- (16) 川副, 機論, 51-462, B (昭 60), 721.
- (17) 川副, 機論, 51-466, B (昭 60), 1925.
- (18) 川副, 機論, 51-468, C (昭 60), 2135.
- (19) 川副, 機論, 51-471, C (昭 60), 2789.

討 論

〔質問〕 箱守 京次郎〔東北大学工学部〕

図 6 の噴射モーメント測定記録例の説明では、噴射時期のみに言及されておられるが、噴射モーメントの大きさ (したがって噴射量) と調節棒変位は 1 対 1 に対応 (N_e ほぼ一定として) しておらず、いわゆる不斉噴射の様相を呈しているようにも見える。一方、3・1 節の計算では調節棒変位をもとに T_e を求めておられる。

モデル化ならびに実験結果の解釈にあたり上記の対応をどう考えられたのかご説明願いたい。

〔回答〕 図 6 は、2 章に記述してあるように 4 シリンダのうちの一つ (#4 シリンダ) から噴射ノズルをとりはずして、#4 シリンダを除く 3 シリンダの燃焼によってハンチングが発生している状態の記録であり、噴射モーメントに関しては #4 ノズルのそのの

みを記録したものである。したがって 1 サイクル 4 回の燃料噴射のうち大気中に噴射する 1 回分のみが記録されている。回転速度はクランク角 180° 平均回転速度で 730 rpm から 1 030 rpm の間を周期約 0.5 s で変動しており、噴射モーメントは調節棒変位だけではなく、回転速度が増大しているときに大きくなっている。一方、噴射量測定値はトルク測定値によく似た結果を示したので、3・1 節の計算では、調節棒変位および回転速度の組合せに対して与えられているトルク測定値のマップデータを補間することにより、各噴射時期における調節棒変位およびそのときの回転速度に対応するトルク T_e (図示トルクから損失トルクを差引いたもの) を算出している。3・1 節のモデルでは調節棒変位の短周期変動成分および噴射時期における調節棒変位を考慮している。