

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8報, リミットサイクルの振幅と周波数に及ぼす諸因子の影響—その2)

川 副 嘉 彦*¹

Low Speed Hunting of the Pneumatically Governed
Compression Ignition Engine
(8th Report, Effects of Various Parameters on the Amplitude and
Frequency of Limit Cycle: Part II)

Yoshihiko KAWAZOE

For a better understanding of hunting, it is desirable to be able to obtain the amplitude and frequency of hunting analytically. In the author's previous paper as a first step toward nonlinear approximate analysis, the effects of three parameters besides a subventuri pressure lag, i. e. moment of inertia of the crankshaft system, and mass and damping of the governing system, that have a marked influence each on the limit cycle characteristic are estimated as a step to analytically explaining the mechanism of limit cycle evolution. The present report estimates the effects of the other parameters on the limit cycle behavior: (1) the limit cycle lessens with decreasing stiffness of the control rack spring and (2) also with decreasing the slope of engine torque vs. rack displacement, but (3) scarcely depends on the slope of engine torque vs. engine speed, while (4) the calculated amplitude and frequency without considering a component of a higher frequency caused by the suction stroke of each piston do not agree with the experimental.

Key Words: Vibration, Instability, Shaft Speed 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呼ばれる数 Hz の遅い回転数変動が発生する^{(1)~(10)}。これは図1に示すようにクランク軸系-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。また最近では電子燃料噴射式のガソリン機関についてもハンチングが問題になっている^{(11)~(13)}。

ハンチングに関する従来の研究のほとんどは、(1)微小振動理論により平衡状態の安定性を調べたもの^{(1)~(8)(11)(13)}であり、最近の研究には(2)シミュレーション計算によるもの⁽¹⁰⁾⁽¹⁸⁾や、(3)燃料噴射装置には実物を使い、機関本体をアナログコンピュータと油圧サーボ系で置き換えたシミュレータによりハンチング現象を調べるといった試み⁽¹⁴⁾もある。(1)の研究は閉ループ系の発振の徴候を知ることができるが、ハンチングは振動学的には非線形系に特有の現象だから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。しかも従来の線形理論に基づく周波数計算値は

現実のそれと一致しない場合も多く⁽¹³⁾⁽¹⁹⁾、線形理論ではハンチングが予測できないという報告⁽¹⁰⁾⁽¹⁴⁾もある。リミットサイクルの振幅と周波数を求めるには、現在のところ(2)の研究方針をとるしかないが、振幅と周波数が何によって決まるのかという見通しがつけにくい。(3)の研究はハンチングに関する煩雑な実験を簡略化するための試みであるが、ハンチング振幅と周波数に関して実機の場合と定量的に一致するまでにはまだ至っていないようである。

リミットサイクル挙動の解析は振動学的に興味深い問題であるとともに、前報⁽²¹⁾およびこの報告で示す結果によると現実の機関ではその性能を犠牲にしない限り、閉ループ速度制御系の設計点は低速では不安定になりやすく、機関の小形化・出力増大を図るほど低速ハンチング領域は広がりハンチング振幅が増大することになり、設計の観点からもハンチング振幅を予測できることが望ましい。

著者は空気調速機関について、非線形系のリミットサイクルとしてのハンチング発生を開ループ相当周波数応答実験⁽¹⁵⁾により検証し、さらに微小振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⁽¹⁸⁾。また平衡状態の不安定、とくに安定・不安定限界、周波数、振幅の成長率

* 平成元年4月3日 第66期通常総会講演会において講演。原稿受付 昭和63年3月25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)。

に関して線形近似計算の適用限界を明らかにした⁽²⁰⁾。さらに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の形成機構を解析的に説明することをめざして、リミットサイクルの振幅と周波数に影響する支配的因子を明らかにするために、まず前報⁽²¹⁾では、サブベンチュリ負圧の応答遅れに並んで大きな影響をもつ因子のうち機関回転軸系の慣性モーメントおよび調速機系の等価質量、等価減衰係数の三つの因子が閉ループ・機関・調速機系のリミットサイクルに及ぼす影響を計算機シミュレーションにより調べ、線形近似計算結果⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾とも対照した。この報告では、さらに調速機系の噴射量調節棒復原ばねと絞り弁開度の影響および各シリンダ吸気行程に基づく短周期変動、トルク特性などがリミットサイクル挙動に及ぼす影響を調べる。

図2に四シリンダ空気調速機関のハンチング時の挙動を示す。クランク軸からはずみ車に加わる瞬時トルクと瞬時回転速度、噴射量調節棒変位の記録波形であり、約2 Hzのハンチング波に重なっている調節棒の短周期波は各シリンダの作動に対応する吸気変動に基づく。

記号

- A_d : ダイアフラム受圧実効面積⁽¹⁶⁾
- C_e : 調速機系等価減衰係数⁽¹⁶⁾
- i : 噴射時期
- I_e : クランク軸系の慣性モーメント
- $J_e = 2\pi I_e / 60$
- k : 調速機系復原ばねこわさ
- L : 調速機系復原ばね自然長
- L_0 : $X=0$ (噴射量零) における復原ばね長
- m_e : 調速機系の等価質量⁽¹⁶⁾

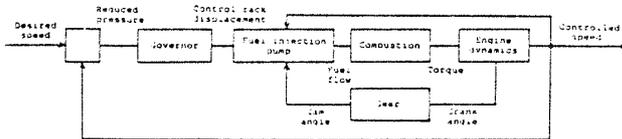


図1 空気調速機関の速度制御系

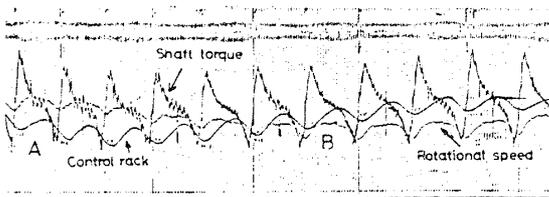


図2 ハンチング記録例 (800 rpm)

- N_e : 毎分回転数
- P : 過渡状態における制御負圧
- P_π : サイクル内の平均負圧
- t : 時間
- T_e : 余剰トルク
- T_p : サブベンチュリ負圧の一次遅れ時定数⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾
- X : 噴射量調節棒変位
- α : 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⁽¹⁸⁾
- ω_m : 各ピストンの作動に対応する吸気変動角周波数

2. 計算方法の概要

計算方法は前報⁽¹⁸⁾⁽²¹⁾と同じであり、機関クランク軸回転系の運動方程式(1)、噴射時期における調節棒変位と回転速度に対応するトルクを算出するための実測データマップを用いた補間式(2)、負圧変動に対する調節棒変位に関する運動方程式(3)、各絞り弁開度における回転速度の変動に対する負圧応答を表す式(4)および各シリンダ吸気行程に基づく短周期負圧変動の式(5)を連立し、刻々の挙動をシミュレーション計算する。

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

$$T_{e,i} = T_e(X_{i-1}, N_{e,i-1}) \dots\dots\dots (2)$$

$$m_e \frac{d^2 X}{dt^2} + C_e \frac{dX}{dt} + k(X + L_0 - L) = A_d P \dots\dots\dots (3)$$

$$T_p \frac{dP_\pi}{dt} + P_\pi = -\alpha N_e \dots\dots\dots (4)$$

$$P = P_{\pi,i-1}(1 - \cos \omega_{m,i-1} t) \dots\dots\dots (5)$$

なお、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毎回の噴射量が決まるとして噴射から次の噴射までの期間は一定の平均トルクが作用すると考えている。つまり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。諸因子の標準値は前報までと同じく供試機関(4サイクル、4シリンダ、1986 cm³、渦室式)および供試噴射ポンプ(ポッシュ式列形、プランジャ径6.5 mm、カム揚程8 mm、ダイアフラム外径60 mm)の値であり、調速機系の等価減衰係数⁽¹⁶⁾は負圧導管長さ40 cm、内径8 mm、平衡状態でのダイアフラム室容積50 cm³の場合の値である。

3. 噴射量調節棒復原ばねと
絞り弁開度の影響

燃料噴射ポンプ・調速機系の等価質量と等価減衰係数の影響については前報⁽²¹⁾に述べたので、ここでは噴射量調節棒復原ばねと取付荷重の影響を調べる。機関停止時の復原ばねの取付長は一定だから取付荷重の大きさはばね定数とばね自然長により決まり、自然長が長いほど設定回転速度に対応する吸気管入口の絞り弁開度は小さくなるから設定回転速度における回転速度変動に対するサブベンチュリ負圧変動の相対値(式(4)における α , 負圧感度と呼ぶことにする)が大きくなる。一方、一般に線形理論に基づく安定判別^{(1)~(3)(6)(7)}においては負圧感度 $(\partial P/\partial N_e)_0$ が大きいほど閉ループ系は不安定になり、第6報⁽²⁰⁾においても線形閉ループ系の平衡状態の不安定に及ぼすサブベンチュリ負圧感度の影響は大きいことを述べた。そこでまず、ばね自然長を変えて与えた場合の挙動をシミュレーションにより調べてみる。

供試機関の復原ばねは公称ばね定数 $k=196\text{ N/m}$ (0.2 kgf/cm), ばね自然長 $L=6.6\text{ cm}$ であるが、これまで実験でおもに用いた $k=221\text{ N/m}$ (0.225 kgf/cm), $L=6.2\text{ cm}$ の復原ばねについてその自然長を $L=5.7\sim 6.7\text{ cm}$ (機関停止時のばね取付荷重 $4.99\sim 7.20\text{ N}$)まで変えて与えた場合の各平均回転速度における回転速度変動全振幅計算値を図3に示す。 $X=0$ (噴射量零)における復原ばね長は $L_0=2.59\text{ cm}$, 噴射量調節棒の有効行程は 8.5 mm である。ばね自然長 L が長いほど変動振幅の最大値は高回転速度側に移動するが、振幅の最大値はほとんど変わらない。図4は L を $5.2\sim 8.2\text{ cm}$ まで変えて与えた場合のリミットサイクル計算結果であり、 L が短いほど最大ハンチングの起こる回転速度領域が低回転速度側に移動するのがわかる。図5(a)は平均回転速度をパラメータとしてばね長 L と負圧感度 α の関係を示したものであり、ばね長が長くなると、目標回転速度が同一なら絞り弁を絞

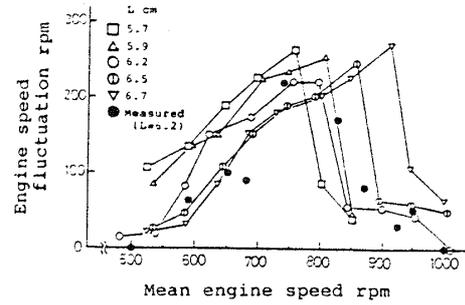


図3 調節棒復原ばね長 L の影響 ($k=221\text{ N/m}$)

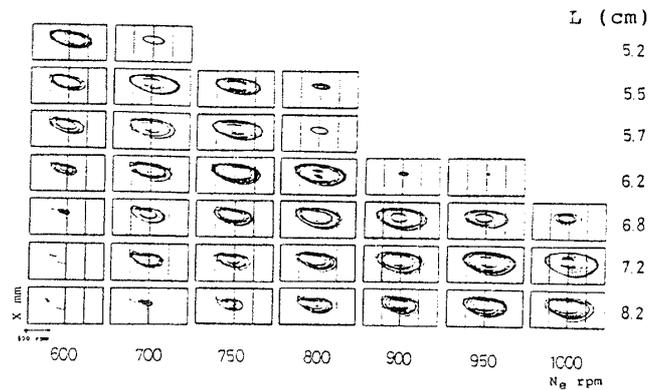


図4 リミットサイクルに及ぼすばね長 L の影響
(縦軸: 噴射時期調節棒変位, 横軸: 回転速度)

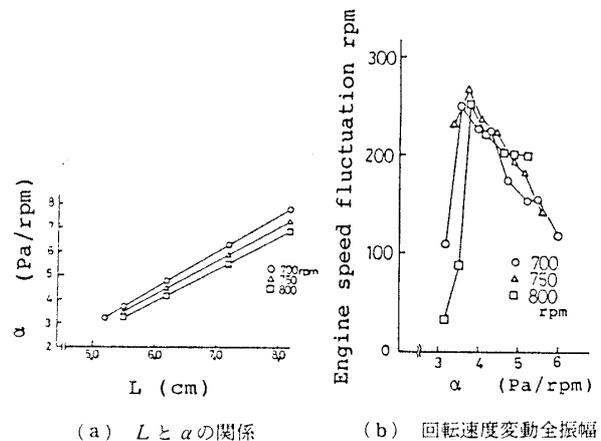


図5 負圧感度 α と回転速度変動全振幅 ($k=221\text{ N/m}$, 700, 750, 800 rpm)

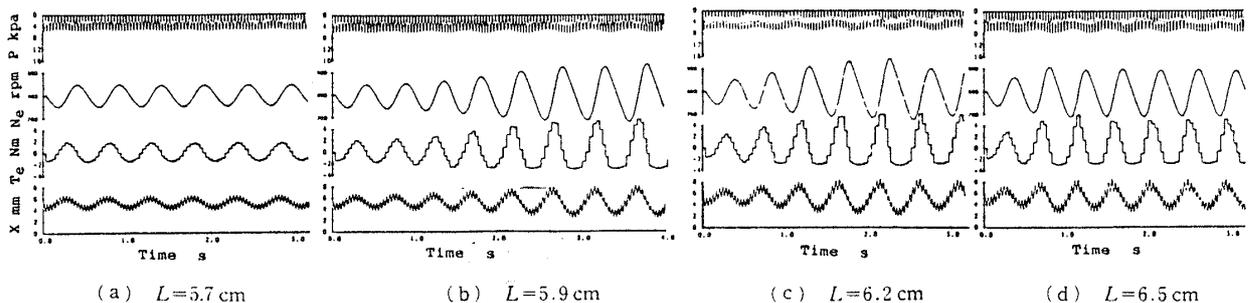


図6 ばね長 L を変えた場合のシミュレーション波形 ($k=221\text{ N/m}$, 800 rpm)

ることになり負圧感度もばね長に比例して大きくなる。図5(b)は、標準値の場合に最大ハンチングを示す平均回転速度700~800 rpmについて負圧感度と回転速度変動全振幅の関係を示したもので、負圧感度 $\alpha = 3.9$ Pa/rpm付近で振幅はピーク値250~260 rpmをとる。標準値 $L=6.2$ cmの場合の負圧感度は4.4 Pa/rpmである。負圧感度が大きくなると周波数はわずかに高くなる。図6は L を変えて与えた場合の800 rpmにおけるシミュレーション波形を示す。

図7はばね定数を大きく与えた $k=294$ N/m(0.3 kgf/cm)の場合の700~800 rpmにおける負圧感度と回転速度変動振幅の関係を示したものであり、負圧感度5.0 Pa/rpm付近で振幅は最大値160 rpmをとる。 $k=294$ N/mの場合の最大振幅値は $k=221$ N/mの場合〔図5(b)〕のその約6割に減少する。ばね定数のハンチング周波数に及ぼす影響は小さい。図8は L を5.2~5.8 cmまで変えて与えた場合($k=294$ N/m, 700 rpm)のシミュレーション波形を示す。

設計の観点からは k を大きくすると、噴射ポンプを大きくしてダイヤフラム面積を大きくするなどしない限り制御力(フィードバックゲイン)が小さくなるから現実には k の値はあまり大きくできない。また、図5(a)に示したようにばね自然長を短くすると負圧感度が小さくなり〔図5(a)〕、大振幅を示す回転速度域が低速域に移動して(図3, 4)都合がよいが、絞り弁開

度が大きくなるので制御力(フィードバックゲイン)が小さくなることになり、復原ばねこわさを小さくしなければならなくなる。復原ばねこわさを小さくすれば回転速度変動振幅は大きくなるから現実には自然長はあまり小さくすることはできない。

4. 各シリンダの吸気行程に基づく短周期波の影響

図9(a)および図9(b)はそれぞれ各シリンダ吸気行程に基づく短周期波を無視した場合の各設定回転速度における回転速度変動全振幅および周波数の計算値である。○印は短周期波を考慮した場合、△印は短周期波を無視した場合の結果であり、短周期波を無視すると振幅値は非常に大きくなり、周波数は低くなって実測値に合わない。

5. 機関トルク特性の影響

5.1 回転速度に対するトルクこう配の影響 調速機なしでの機関運転を不可能にする回転速度に対するトルクこう配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及ぼす影響は、線形近似計算においては小さい⁽²⁰⁾。一方、非線形シミュレーション計算⁽¹⁸⁾においては、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、各噴射時期における調節棒変位と回転速度の計算値に対応するトルクを上記マップデータを補間することにより求め、燃焼サイクルのあいだ一定のトルクが作用するとしている。ここでは、トルクの回転速度依存性を無視して上記トルク特性を調節棒変位のみ関数として近似し、このトルク近似がリミットサイクルの振幅と周波数にどの程度影響を及ぼすかを調べる。

800 rpmにおける調節棒変位に対するトルク特性を調節棒変位が零(噴射量零)の点、軸トルク零の点(無負荷運転における平衡点)、平衡点における調節棒変位から噴射量増大方向に約2.0 mmの点の3点を通る二次曲線として近似する。回転数に依存しないこの

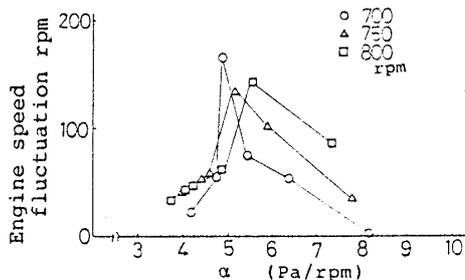


図7 $k=294$ N/mの場合の負圧感度 α と回転速度変動全振幅(700, 750, 800 rpm)

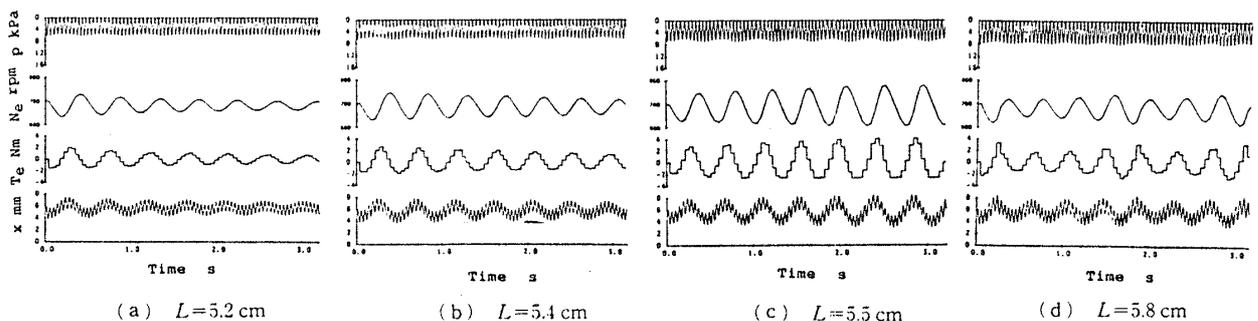


図8 ばね長さ L を変えた場合のシミュレーション波形($k=294$ N/m, 700 rpm)

近似トルク曲線を用いて目標回転速度 800 rpm の場合のリミットサイクルを計算した結果が図 10(a) である。800 rpm における初期外乱 8 rpm が成長して回転速度変動全振幅 225 rpm, 周波数約 2.2 Hz の持続振動になる。トルクが回転数に依存する場合のリミットサイクル計算結果図 10(b) の変動振幅と周波数はそれぞれ約 200 rpm, 約 2.1 Hz であり, 図 10(a) (b) 両者のリミットサイクルはよく似ている。すなわち, トルクの回転速度依存性が閉ループ系のリミットサイクルの振幅と周波数に及ぼす影響は小さい。

次に, トルクの回転数依存性を無視して調節棒変位のみ二次関数として近似した上記 800 rpm におけるトルク特性を用いて 500~1000 rpm の回転速度域について計算してみた結果が図 11(a) と図 11(b) であり, 図 11(a) は各回転速度における回転速度変動全振幅, 図 11(b) は周波数を示す。予想されるように

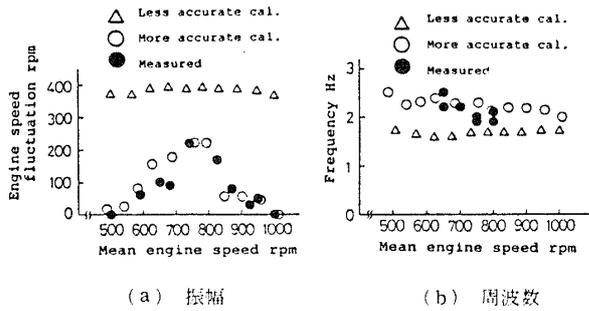


図 9 各シリンダ吸気行程に基づく短周期波を無視した場合の影響

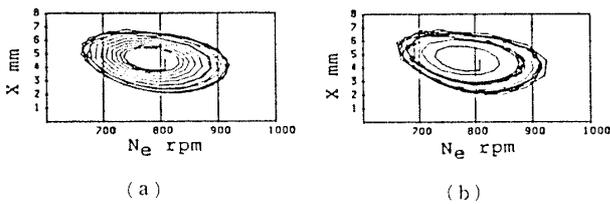


図 10 リミットサイクルに及ぼすトルク曲線近似の影響

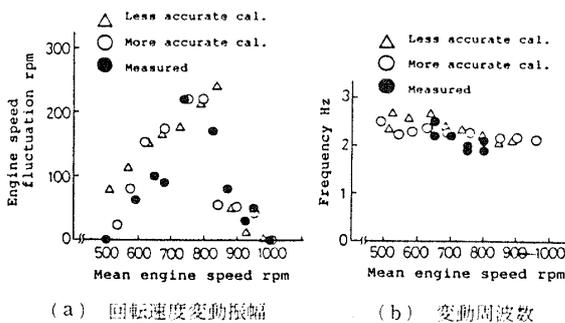


図 11 近似トルク曲線を用いた場合の各回転速度における影響

800 rpm 以外の回転速度域ではトルク近似の影響はあるが, 狭い回転速度域で近似したトルクを用いたにもかかわらず両計算値は比較的良好一致している。すなわち, トルクの回転数依存性を無視して調節棒変位のみ関数として狭い回転速度域で近似したトルクを用いても閉ループ系に形成されるリミットサイクルの振幅と周波数特性の特徴はよく表されている。

5.2 噴射量調節棒変位に対するトルク曲線のこう配の影響 5.1 節において, トルクの回転数依存性がリミットサイクルに及ぼす影響は小さく, 調節棒変位のみ二次関数として近似したトルク曲線を用いても, 閉ループのリミットサイクルの特徴をよく表すことがわかったので, この節ではこの近似トルク曲線に基づいて, 調節棒変位に対するトルク曲線のこう配がリミットサイクルの振幅と周波数に及ぼす影響を調べる。トルクの近似法は 5.1 節と同じであり, 図 13(a) に示すように, 平衡点より約 2.2 mm の調節棒変位に

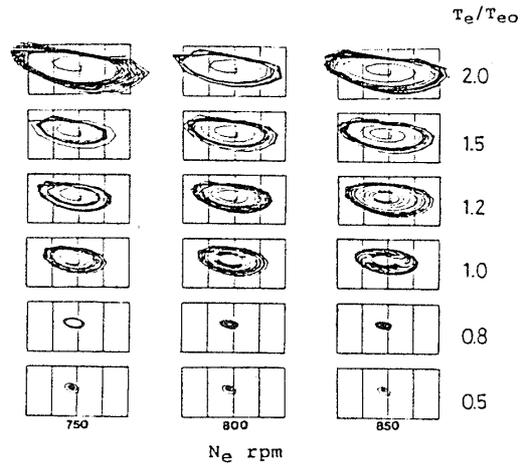


図 12 調節棒変位に対するトルク曲線のこう配のリミットサイクルに及ぼす影響

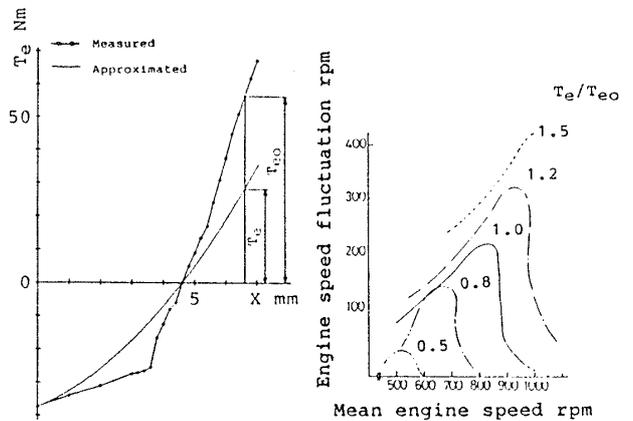


図 13 調節棒変位に対するトルク曲線のこう配の影響

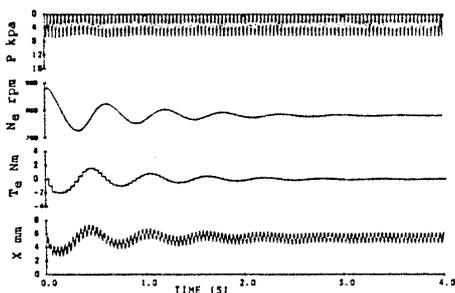


図 14 $T_e/T_{e0}=0.5$ の場合のシミュレーション波形 (800 rpm)

対応するトルクの値 T_e を標準値 (供試機関の値) T_{e0} の 0.5~2.0 倍まで変えて与え, そのときのトルク曲線のこう配の影響を調べることにした。

図 12 は, 目標回転速度 750, 800, 850 rpm におけるリミットサイクル計算結果であり, T_e/T_{e0} の増大とともに振幅は大きくなる。図 13(b) は T_e/T_{e0} をパラメータとして各平均回転速度における回転速度変動振幅を示したものである。トルクこう配が大きくなると大振幅を示す回転速度域が広がるとともに, 最大振幅を示す回転速度が高回転速度側に移っていく。こう配を小さくすればハンチング変動域が狭くなって低回転速度側に移動し, こう配が標準値の 0.5 倍になるとほぼ全回転速度域でリミットサイクルは消滅する。この結果は, 平衡点におけるトルクこう配 ($\partial T_e/\partial X$) が標準値の 0.5 倍以下になるとほぼ全回転速度域において線形系の平衡状態は安定になるという線形計算結果⁽²⁰⁾と一致している。周波数はトルクこう配が増大するとやや高めになる。図 14 はトルクこう配が標準値の 0.5 倍の場合のシミュレーション結果であり, 800 rpm において大きな初期外乱 80 rpm を与えてもすみやかに変動が減衰していく。しかし, 現実の機関では噴射ポンプの有効行程を短く, プランジャ径を大きくしてトルク曲線のこう配を大きくする傾向にあり, この場合はハンチング対策はいつそう難しくなる。

6. 結 論

前報までに述べたサブベンチュリ負圧応答遅れおよび機関回転軸系の慣性モーメント, 調速機系の等価質量, 等価減衰係数の影響に続いて, 本報では調速機系の噴射量調節棒復原ばねと絞り弁開度および各シリンダ吸気行程に基づく短周期波, トルク特性が閉ループ・機関・調速機系のリミットサイクル挙動に及ぼす影響をシミュレーション計算により明らかにし, 線形近似計算結果とも対照した。その内容は次記のように要約できる。

(1) 調速機系の調節棒復原ばねの自然長 L を短くすると最大振幅を示す回転速度域は低回転速度側に移動するが, 振幅の最大値はほとんど変わらない。 L を短くすると同一回転速度に対しては絞り弁開度を大きくすることになり負圧感度が小さくなる。復原ばね定数 k を大きくすると振幅は小さくなる。ただし, L を小, k を大にすると制御力 (フィードバックゲイン) が小さくなるから現実には大きな設計変更は難しい。

(2) 各シリンダ吸気行程に基づく短周期波を無視すると振幅計算値は非常に大きくなり, 周波数は低くなって実測値と合わない。

(3) 調速機なしでの機関運転を不可能にする回転速度に対するトルクこう配の右上がり特性がリミットサイクルの振幅と周波数に及ぼす影響は小さい。調節棒変位に対するトルクこう配を小さくしていくとリミットサイクルは消滅する。

リミットサイクル形成のメカニズムについては続報に考察したい。

本研究を進めるにあたり, ご指導と励ましを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 酒井宏教授と大竹祐輔助手ならびに研究室をともにする関口晃教授に日頃のご援助を感謝する。62 年度卒研 生 高橋昌利君には計算・図表作成にご助力いただいた。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付記する。

文 献

- (1) Webb, C. R., *Automot. Eng.*, 47-4 (1957), 146.
- (2) 高橋, 機誌, 62-483 (1959), 565.
- (3) 高橋, 機誌, 62-484 (1959), 755.
- (4) 高橋 (八田・浅沼編), 内燃機関ハンドブック, (1960), 236, 朝倉書店.
- (5) 金子, 新三菱重工技報, 5-3 (1963), 27.
- (6) 藤平, 内燃機関, 4-37 (1965), 23.
- (7) 石丸, 自動車技術, 19-11 (1965), 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 (1985), 404.
- (10) 鎌田・ほか 3 名, 自動車技術会論文集, 32 (1986), 53.
- (11) 西村・ほか 3 名, 自動車技術会論文集, 27 (1983), 70.
- (12) 長谷川, 自動車技術, 37-9 (1983), 986.
- (13) 鷲野・西山, 自動車技術会論文集, 33 (1986), 41.
- (14) 桜井・徳永・高橋, 機論, 53-492, B (1987), 2672.
- (15) 川副, 機論, 51-462, B (1985), 721.
- (16) 川副, 機論, 51-466, B (1985), 1925.
- (17) 川副, 機論, 51-468, C (1985), 2135.
- (18) 川副, 機論, 51-471, C (1985), 2789.
- (19) 川副, 機論, 53-495, C (1987), 2249.
- (20) 川副, 機論, 54-506, C (1988), 2248.
- (21) 川副, 機論, 54-507, C (1988), 2675.