



室蘭工業大学

学術資源アーカイブ

Muroran Institute of Technology Academic Resources Archive



小型2サイクル機関の燃料供給に対する研究(第2報) : 実用機関の燃料流量特性

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-07-24 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 林, 重信, 澤, 則弘, 飴谷, 孟 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3618

小型2サイクル機関の燃料供給に対する研究

(第2報) 実用機関の燃料流量特性

林 重信・澤 則弘*・飴谷 孟**

A STUDY ON THE FUEL SUPPLY STATES IN A SMALL TWO-STROKE CYCLE GASOLINE ENGINE.

(2 nd. Report) Fuel flow characteristics of a practical
gasoline engine.

Shigenobu Hayashi, Norihiro Sawa,* Tsutomu Ameya**

Abstract

To examine the influences of the pressure wave in an intake pipe system on the fuel flow amount of a crankcase-compressed two-stroke cycle gasoline engine.

The author carried out some experiments and then numerically analyzed on the unsteady characteristics of a simplified carburettor.

Some conclusions reached are summarized as follows.

- (a) The fuel flow amount from a carburettor decreases in inversely proportional to the amplitude of pulsation wave in the throat of a carburettor and is partly governed by the matching condition q .
- (b) When the opening of the throttle valve of a carburettor is small, the fuel flow amount increases with the engine speed and the length of a main fuel pipe, because of the inertia effect of the liquid column in a main fuel pipe.
- (c) To prevent the variation of air excess ratio, the utilization of a Helmholtz resonator with springy membrane is effective.
- (d) When the throttle valve of a carburettor is rapidly closed, the fuel flow rate is remarkably decreased and is violently fluctuated before reaching a given value in the stationary operation. This fluctuation period is approximately equal to the natural vibration period of the liquid column composed of the fuel injection pipe and the float chamber.
- (e) Such a variation of fuel flow rate can be observed in the case of accelerating operation.

I. ま え が き

気化器付きガソリン機関の使用状態は多種多様であるが、定常運転時はもちろんのこと過渡運転時においても、常に適正な混合気をシリンダ内に供給する必要がある。しかし、吸気管内の気流は著しい脈動流かもしくは間歇流であり、気化器から噴出供給される燃料流量は吸気管系の諸条件によってかなり影響されるものと思われる。従来、吸込み空気量に関連した数多くの報告があるが、燃料供給状態に言及したものはほとんどみあたらない。また、気化器に関

* 茨城大学工学部教授 ** 北海道ヤマハ株式会社

する基礎的研究¹⁾²⁾³⁾もすゝみ、その基本的特性がかなり明らかにされているが、実用機関における気化器からの燃料供給状態やシリンダ内混合気との関連などについては不明の点も多いようである。そこで、前報で用いたアマール形気化器をクランク室圧縮2サイクル機関に取付け、燃料供給状態におよぼす諸因子の影響を実験的に明らかにすることを目的として、とりあえず定常運転状態で気化器の位置、開度、寸度および吸気管長の影響を実験的に調べるとともに、前報において実施した単純気化器の非定常特性に関する数値計算結果および実験結果と比較しながら若干考察を加えた。またさらに、過渡運転時の燃料供給状態に関しても若干の実験を行なったので報告する。

II. 実験装置および実験方法

II・1 気化器実験

実験装置は図-1に示すように、ナッシュ型真空ポンプ、整流タンク、脈動気流や間歇気流を発生させるための回転弁またはポペット弁、管路、供試気化器、空気流量を測定するための丸型ノズルとサージタンクおよび燃料流量計などから構成されている。供試気化器の構造と主要寸法は前報の図-1のとおりであるが、浮子室を本体から分離し、主燃料系統と低速燃料系統を独立させて、それぞれの燃料流量が計測できるようにした。

多くの実験は主燃料系統のみを作動させて実施した。気化器の絞り弁は微動調整が可能で、主燃料噴出管(ニードル棒を含む)および燃料ジェットの流れ抵抗係数は各気化器開度につき定常流実験から求めた。各流動抵抗係数 ϕ_i は α_i, β_i を定数、 Re_i をレイノルズ数とするとき $\phi_i = \alpha_i + \beta_i/Re_i$ の関係で与えられ、それから主燃料噴出管路全体の流動抵抗係数 ϕ_m を求める

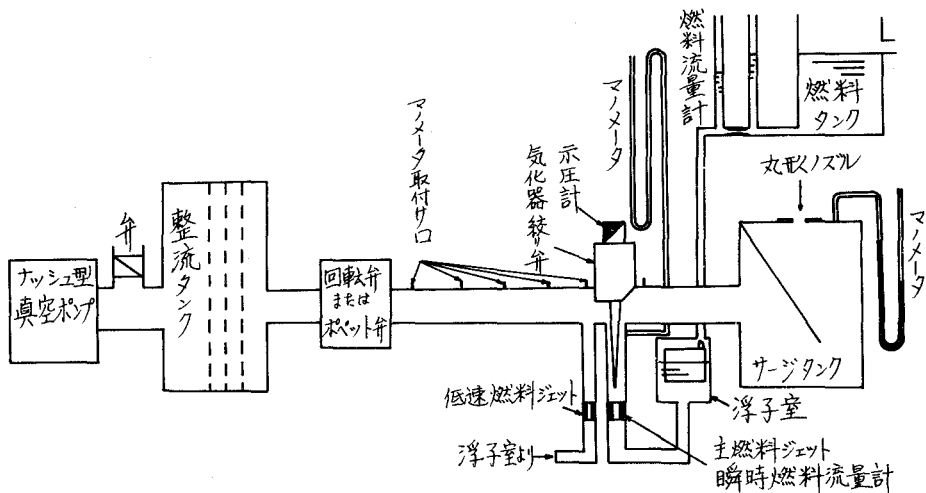


図-1 実験装置(気化器実験)

ことができる⁴⁾ (図-2 参照)。また、気化器スロート部の変動圧力は抵抗線歪形示圧計で、平均負圧はマンメータで、燃料の瞬時流量は試作した容量形瞬時流量計⁵⁾ (前報図-5 参照) を挿入して測定した。実験は所定の正弦状圧力波および間歇的な半波整流形圧力波を近似的に気化器スロート部に与え、そのときの変動圧力、燃料流量の瞬間値および平均燃料流量、平均吸込み空気量を記録および測定する。かゝる実験を所定の条件を変えて実施する。

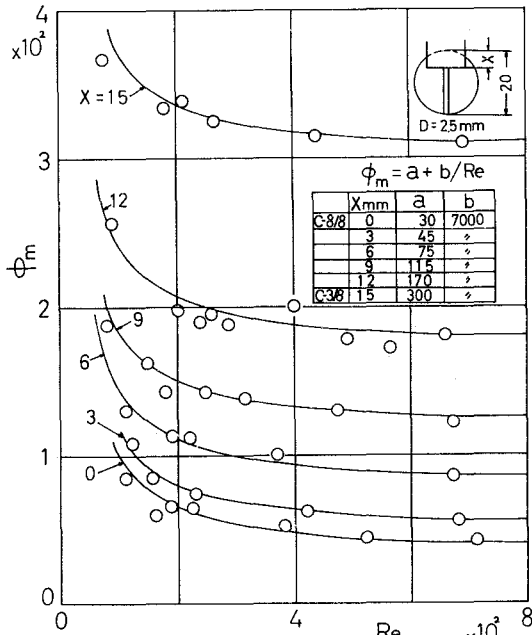


図-2 主燃料系統の流動抵抗係数 ϕ_m

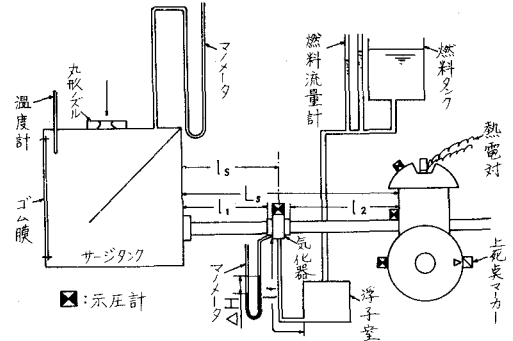


図-3 (a) 実験装置

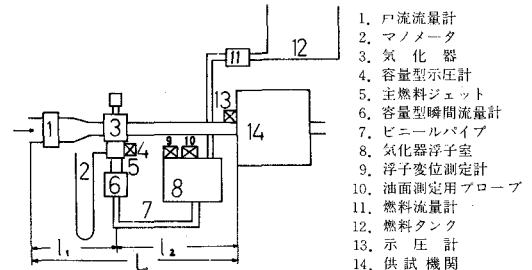


図-3 (b) 実験装置

II・2 定常特性の機関実験

供試機関はクランク室圧縮ピストン制御2サイクル機関で、その諸元は表-1のとおりである。使用した気化器は気化器実験に用いたものと同じ規格品である。実験装置は図-3 (a) に示すように吸込み空気量を測定するための丸形ノズルとサージタンク、気化器、吸気管、供試機関および排気管からなる。

表-1 機関諸元表

機 関	E-50	E-120
シリンダ内径×行程 (mm)	40 ϕ ×39.8	52.0 ϕ ×56.0
行程 体 積 (cc)	50	118.9
平均クランク室容積 (cc)	161	390.0
圧 縮 比	7 : 1	7.28 : 1
クランク室圧縮比		1.3 : 1
最 高 出 力		8ps/7000rpm
最 大 ト ル ク		0.89kg-m/4000rpm
点 火 時 期		24°(B.T.D.C.)
ポートタイミング	掃気孔開	55°(B.T.D.C.)
	排気孔開	67°(B.T.D.C.)
	給気孔開	60°(B.T.D.C.)
		70°(B.T.D.C.)

さらに、気化器スロート部の平均負圧および変動圧力を測定するためにマンメータと抵抗線歪形示圧計を、平均燃料流量を測定するために浮子室と燃料タンクの間ベンチュリ型流量計を挿入した。また、浮子室を本体から分離し、主燃料系統のみを作動させ、目的に応じてその

長さを変えた。このほかに吸気孔直前とクランク室内の変動圧力を測定するために、抵抗線歪型示圧計と上死点マーカーをそれぞれ設置した。実験は、まず任意の吸気管長 L_s 、気化器の開度 C および取付け位置 l_s を設定し、燃焼変動が吸込み空気量や燃料流量の変動を誘起するおそれがあるので、主として電気動力計により駆動運転で機関速度を低速から高速($N=1500\sim 6000$ rpm)まで順次変え、それぞれの機関速度で点火栓座温度が定常化するのを待って、回転数、吸込み空気量、燃料流量、スロート部負圧などを測定する。次に設定条件を変えて同様の実験を繰り返す。さらに、代表的条件につき各部の変動圧力を記録した。なお、実験は燃料流量の測定精度をたかめるために、正規の燃料ジェットよりも大きいものを使用して、過濃混合気の範囲で実施した。

II・3 過渡特性の機関実験

実験装置は定常特性の機関実験の場合とほぼ同じであるが、吸込み空気量の瞬間値を記録するため丸型ノズルの代りに層流々量計を、浮子および油面の変位を測定するために容量型変位計を取付けた装置(図-3(b))を用いて急加速や減速時の燃料供給状態を調べた。

III 定常運転時の燃料供給状態

III・1 気化器位置と燃料流量

III・1・1 残留脈動波の同調と燃料流量

吸気管長 L_s を一定($L_s=88$ cm)とし気化器(開度 $C=8/8$)を機関側に近づけると、吸込み空気量 G_a はほとんど変わらないのに燃料流量 G_f は図-4に示すように著しく減少し、しかも特定の機関回転数 N でさらに減少する。このために、空燃比 G_a/G_f または空気過剰率 λ は異常に大きくなり、燃焼不能におちいる場合もあることをすでに指摘した⁶⁾。その際、吸気管内の残留脈動波が次の吸気過程に重畳する状態に注目し、 a は吸気管内圧力波の伝播速度m/s、 N は機関回転数rpm、 L_s は吸気管長m、 Δl_s は管端の補正長さmとすると、脈動次数 q は

$$q = 15 \cdot a / N (L_s + \Delta l) \quad \dots (1)$$

で与えられる。この脈動次数が $q = n + \frac{1}{4}$ (n は1, 2, 3, ……の整数)の場合には残留脈動波の負の波が吸気孔開口時(I. O.)に重なるので、図-5に示すように吸気過程の負圧期間が長くなり、 $q = n + \frac{3}{4}$ のときには正の圧力波が重なるので逆に負圧期間が短くなる。このため、前者では燃料の流出を助長し、後者では逆に流出を阻害するので、燃料流量は q の値、したがって機関回転数で大きく変動し燃焼状態の良否が左右されると説明した。しかし、かかる残留脈動波の影響が燃焼不能を招くほど大きなものであるか否かについての疑問を残している。そこで、この残留脈動波の影響を明確にする目的で図-4の実験結果を $G_f/\sqrt{\Delta H}$ で整理したのが図-6である。同図には気化器スロート部における変動圧力のオシログラムから求めた正圧波の最大値 ΔP^* および機関の一回転中(吸気孔開時I. O.から次の吸気過程における吸

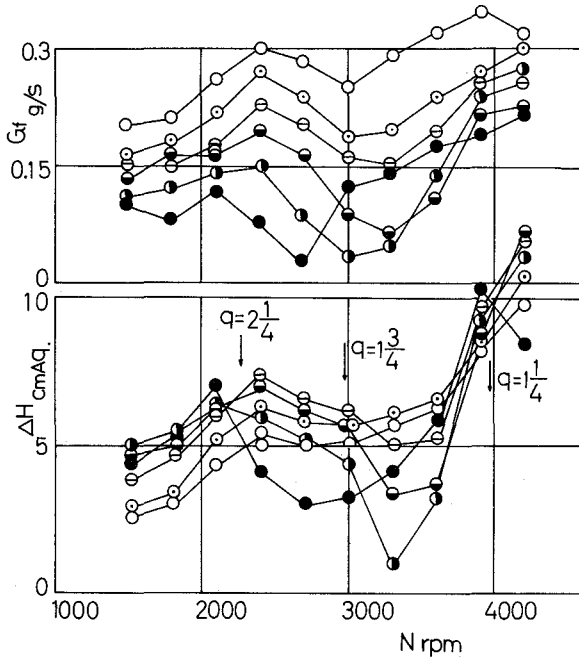


図-4 燃料流量 (G_f), スロット部負圧 (ΔH) と機関回転数 (N) (E-50)

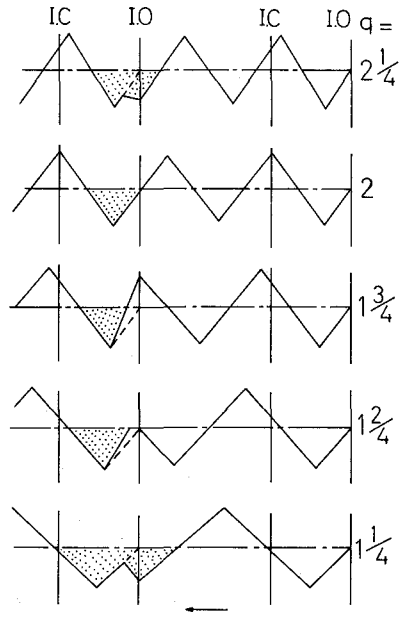


図-5 脈動波の同調と脈動次数 q

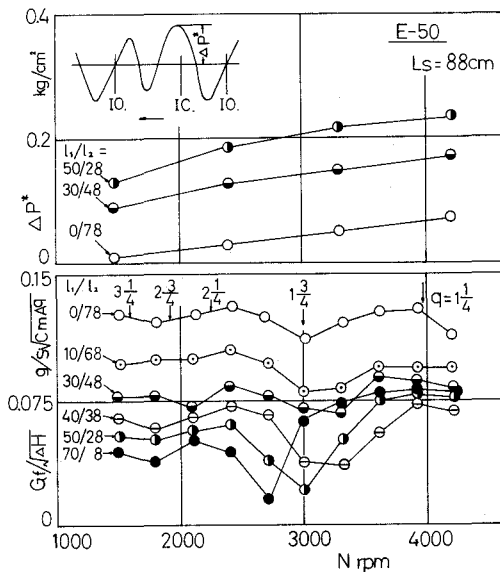


図-6 気化器位置と $G_f/\sqrt{\Delta H}$, Δp^*

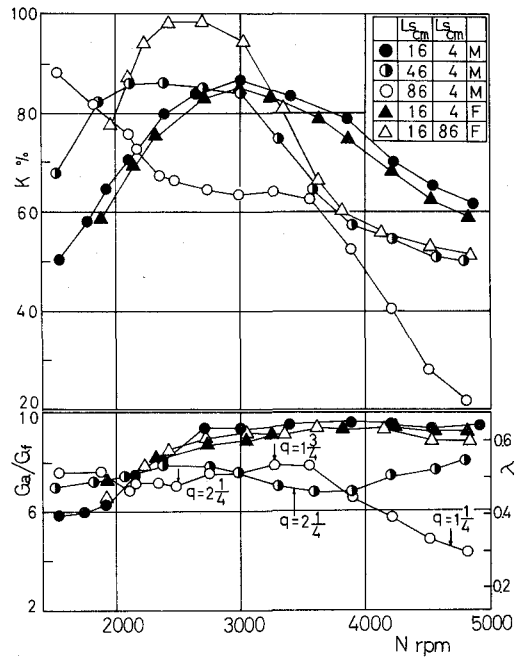


図-7 給気比 (K), 空燃比 (G_a/G_f) と機関回転数 (機関 E-120) 記号 M: 駆動運転, F: 発火運転

気孔開時 I. O. まで)の吸気管内における脈動波のサイクル数 q を併記している。このサイクル数 q は式 (1) から求められる脈動次数 q に相当するものである。図において、 $G_f/\sqrt{\Delta H}$ 曲線は気化器の位置のいかんにかかわらず、ほぼ特定の機関回転数で起伏を生じ、 $q = n + \frac{1}{4}$ 附近で曲線の山、 $q = n + \frac{3}{4}$ 附近で谷となっており、前述の考察がほぼ妥当なことがわかる。このような残留脈動波の影響は、たとえ気化器が吸気管の開口端に取付けられていても、吸気管が長いと残留脈動波の振巾が大きいため、図-6の $G_f/\sqrt{\Delta H}$ 曲線の $l_1/l_2 = 0/78$ (供試機関 E-50, 吸気管長 $L_s = 88$ cm) や図-7の空燃比 G_a/G_f または空気過剰率 λ の曲線 (E-120, $L_s = 86$ cm) にみられるようにかなり大きい。しかし、吸気管が短くなるほど、脈動波の振巾が小さく、一回転中に含まれる脈動波のサイクル数が多くなるため、その脈動波の減衰も大きくなるので、残留波の影響は $L_s = 16$ cm ではほとんど認められない。

なお、空気過剰率 λ の値は駆動運転でも発火運転でも (図-7の▲印と●印の比較)、排気管長 L_e を長くして給気比 K を大巾に変えた場合 (▲印と△印の比較) でも、吸気管系の条件 (吸気管長 L_s , 気化器位置 l_s , 気化器開度 C など) が同一であればほとんど変わらない。以上述べた

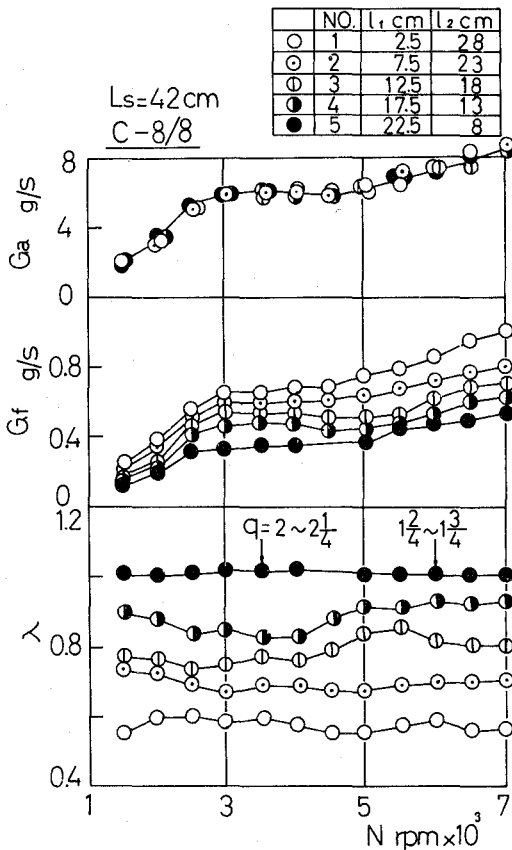


図-8 気化器位置と空気過剰率 (λ) (機関 E-120)

ように脈動次数が小さいほど、すなわち吸気管長 L_s が一定の場合には機関回転数 N が高く、逆に機関回転数 N が一定の場合には吸気管長 L_s が長いほど、また N と L_s がともに一定である場合でも気化器が機関側に近いほど、気化器スロート部に作動する脈動波の振巾は一般に大きくなるので、それに比例して残留脈動波の燃料流量 G_f に及ぼす影響は増大する。次に、図-4 およ

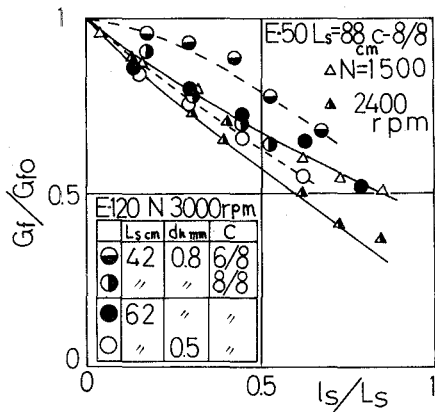


図-9 燃料流量比 G_f/G_{f0} と気化器位置 l_s/L_s

び図一六の実験結果を詳細にみると、 $q > 3$ の範囲でも気化器が機関側に近いほど、燃料流量 G_f は減少し、 $G_f/\sqrt{\Delta H}$ の値は低下している。この傾向は全回転範囲におよび、その変化はかなり大きい。このことは吸気管長 L_s が比較的短い場合にも明確に認められる(図一八)。いま、燃料流量 G_f と気化器位置 l_s (l_s は吸気管の開口端から気化器の燃料噴出口までの長さを表わす)との関係線図を求め、 $l_s = 0$ に相当する点の燃料流量 G_{f0} を見積り、 G_f/G_{f0} を l_s/L_s でまとめると図一九となる。同図には機関E-120を用い、吸気管長 L_s 、機関回転数 N 、気化器開度 C 、燃料ジェットの穴径 d_h などを変えた場合の実験結果をも併記しているが、いずれの場合も気化器が機関側に近いほど燃料流量 G_f は減少し、その減少割合は気化器の開度 C が大きいほど顕著である。このような現象は、残留脈動波の同調状態の影響や一般的な定常流の関係などからは説明できず、燃料噴出管路に非定常流としての取扱いが必要なことが示唆される。

III・1・2 脈動波の振巾と燃料流量

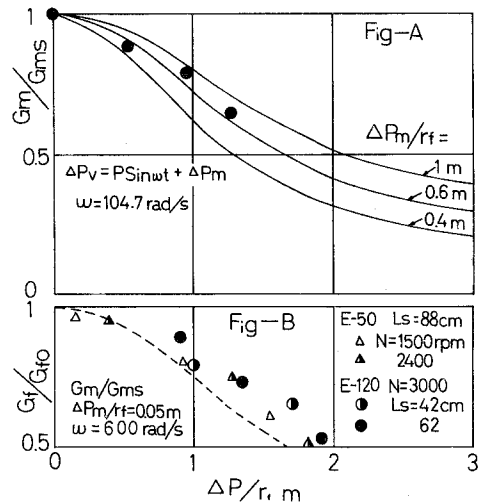
気化器の燃料噴出口に脈動圧力波が作用した場合の燃料流量の特性を明らかにするため、主燃料管のみが作動する単純気化器につき瞬時燃料流量 G_{fi} を数値計算するとともに実験的解明を試みた。すなわち、気化器の浮子室内の燃料の影響や主燃料噴出管路内の液柱の圧縮性などを無視すると、管内液柱の運動方程式は

$$(l_f/g)\ddot{x} + (\phi_m/2g)|\dot{x}| \dot{x} + x = \Delta p_v / \gamma_f \tag{2}$$

で与えられる。こゝに、 l_f は主燃料噴出管路の長さ[m]、 g は重力定数[m/s²]、 x は液柱の変位[m]、 ΔP_v は燃料噴出口と浮子室油面に作用する圧力の差[kg/m²]、 γ_f は燃料の比重量[kg/m³]、 ϕ_m は全燃料噴出管路の流動抵抗係数であり定常流実験で求めた値を使用するものとする。なお実用機関の吸気管内圧力波は一回転ごとに繰り返される減衰振動圧力波であるが、こゝでは問題を簡単にするため、非減衰振動圧力波

$$\Delta P_v = \Delta P \cdot \sin \omega t + \Delta P_m \dots \dots (3)$$

が燃料噴出口に連続的に作用するものとして、式(2)から燃料流量の瞬時値 $G_{fi} = \gamma_f \cdot A_f \cdot \dot{x}$ (こゝに、 A_f は主燃料噴出管路の断面積[m²])をルンゲ・クッタ・ギル法を用いて電子計算機(FACOM-231:室蘭工業大学計算機室)で数値計算し、1サイクルの平均燃料流量 G_m [g/s]を求める。一方、定常負圧 ΔP_m のみが作用する場合($\Delta P = 0$)の燃料流量 G_{ms} [g/s]を定常流れの関係式から算出し、その値を規準として、 G_m/G_{ms} と脈動波の振巾 ΔP および定常負圧 Δ



図一十 燃料流量比 G_m/G_{ms} 、 G_f/G_{f0} と脈動圧力波

P_m との関係を求めたのが図-10である。図によると、 ΔP が大きく、 ΔP_m が小さいほど、 G_m/G_{ms} は減少している。これは、流動抵抗係数 ϕ_m がレイノルズ数 R_e の関数であること、燃料噴出管路内液柱の慣性、脈動正圧波による逆流現象などに燃料流量が左右されるため、計算値は気化器実験による実験値(図-10(A)の●印、 $\Delta P_m/\gamma_f \approx 0.6$ m)とよく一致する。なお、数値計算によると、脈動圧力波の角速度 w [rad./s] がたかくなると平均燃料流量 G_m は増加し、平均負圧が作用する場合の燃料流量 G_{ms} に近づく。このため、 ΔP の影響は小さくなる傾向を示す。実用機関の吸気管内脈動波の角速度 w は吸気孔開口期間の影響を省略して、吸気管系を一端閉のパイプと見做し、その気柱の基準振動を考えると

$$w = 2\pi a/4 \cdot (L_s + \Delta l)$$

で与えられるので、主として吸気管長 L_s によって規定される。いま、気化器に関する基礎的解析結果を実用機関にあてはめてみると、吸気管長 L_s が長いほど、脈動波の振巾 ΔP は大きく、角速度 w は小さくなり、機関回転数 N がたかいほど振巾 ΔP は大きくなる。また、気化器の開度が大きく、気化器が機関側に近いほど ΔP は大きい。一方、吸気管長 L_s が長く、機関回転数 N がたかいほど定常負圧 ΔP_m が増加するので、燃料流量に対して逆の作用をもつことになる。このため、図-9の実験結果にもみられるように、燃料流量に主として影響するのは気化器開度と気化器の位置ということになる。さらに、 ΔP 、 ΔP_m の影響を明確にするため、 G_m/G_{ms} の代りに機関実験の結果(図-4および図-9)から求めた G_f/G_{f0} を、圧力振巾 Δp の代りにオシログラムから求めた圧力波の最大振巾 ΔP^* (図-4参照)を用いてプロットしたのが図10(B)である。同図には供試機関E-50($L_s = 88$ cm)の実験範囲($N = 1500 \sim 4200$ rpm)における平均的な負圧 $\Delta P_m/\gamma_f \approx 0.05$ m、脈動波の角速度 $w = 2\pi a/4 \cdot (L_s + \Delta l) \approx 600$ rad/sを用いて、式(2)および(3)から求めた計算値 G_m/G_{ms} を点線で併記している。吸気管内における圧力波は一回転ごとに繰り返えされる減衰脈動波であるにもかかわらず実験値は計算値とかなりよく一致している。したがって、気化器を機関側に近づけたとき燃料流量 G_f や $G_f/\sqrt{\Delta H}$ が減少したのは、燃料噴出口に作用する脈動波の振巾が増大することによる気化器の非定常特性に主として起因するもので、これに前項で述べた残留脈動波の重畳状態の影響が加味して燃料流量曲線を規定し、特定の機関回転数で燃焼不能を招くほどの大きな影響をおよぼすものであることがわかる。

II・1・3 脈動波形と燃料流量

気化器開度大きい場合(たとえばC-8/8やC-6/8)には、図-8に示したように気化器が機関側に近づくほど燃料流量 G_f は減少したが、低負荷運転やエンブレキ運転時のように気化器開度が小さい場合(たとえばC-2/8~3/8)には必ずしも減少するとはかぎらず、図-11(機関E-120, $L_s = 42$ cm)に示すように吸気管のほぼ中央附近($l_s/L_s = 0.3 \sim 0.4$)で燃料流量 G_f は最大となり、気化器が吸気管開口端に近づくると逆に G_f が減少する傾向が認めら

れる。この G_f が最大になる位置は気化器開度が大きいほど開口端側に近づき、開度がC-5/8以上になると開口端で G_f が最大となる。このように気化器開度が小さい場合には、燃料流量 G_f と気化器位置 l_s および平均負圧(ΔH)の間には一定の関係は認められないが、これは燃料噴出口に作用する圧力波が気化器位置によって大巾に変わるためと考えられる。

すなわち、図-12のオシログラムによると、気化器が吸気管開口端にある場合($l_s/L_s=0.19$)には吸気過程に図aのような半波整流形負圧波に近い圧力波が作用しているが、気化器が機関側に近づき $l_s/L_s=0.43$ (図b)になると、吸気期間に大きな負圧波が二つ発生している。これがさらに機関側に近づくと、図c($l_s/L_s=0.65$)のように吸気孔閉止(I.C.)後も大きな残留脈動波が認められるようになる。これは、圧力波に対して絞りによる減衰作用が、気柱の脈動系の節に近いほど小さくなるため、残留脈動波の周期に関する実験値 $5.1\text{ms} \sim 5.4\text{ms}$ は圧力伝播速度 $a=330\text{m/s}$ 、管端補正 $\Delta l=2\text{cm}(=d)$ として求めた値 $T=4 \cdot (L_s + \Delta l)/a=5.3\text{ms}$ と近似している。

図cの圧力波には図aの圧力波を点線で併記しているが、吸気期間の圧力波はクランク室の負圧と吸入空気惯性によって生成される圧力波(点線)に比較的短い周期の圧力波が重なったものと考えられる。なお、その周期は吸気開口端からの距離 l_s を用いた値 $T=4 \cdot (l_s + \Delta l)/a=3.6\text{ms}$ とかなりよく近似している。このことは気化器の絞り部を閉端とする圧力振動が発生し、それが重畳しているとも考えられる。しかし、図bの実験値は 3ms 、計

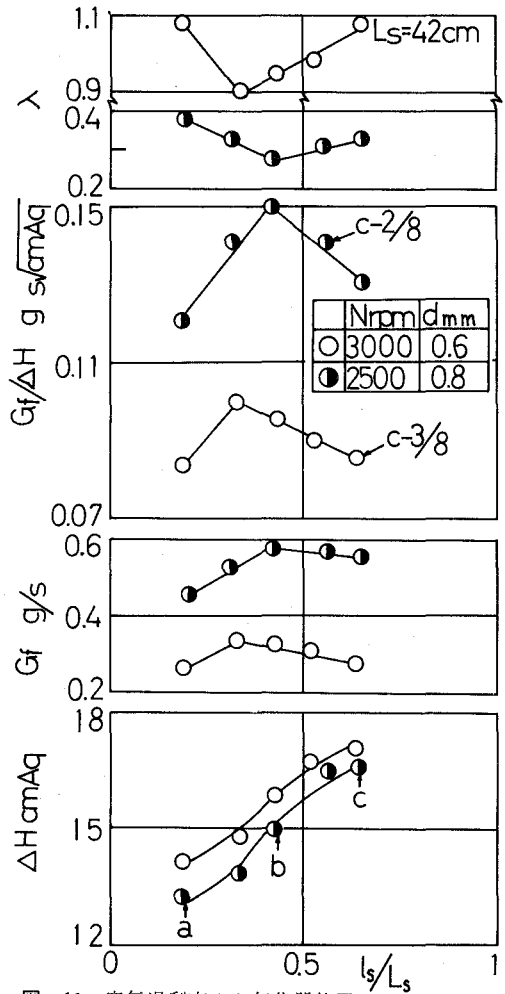


図-11 空気過剰率 λ と気化器位置 l_s/L_s (機関E-120)

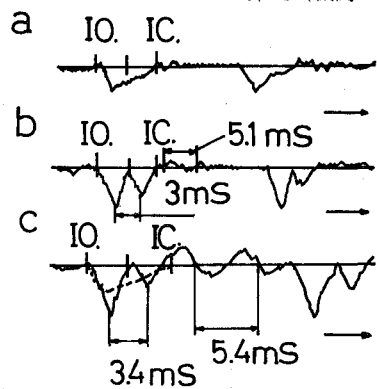


図-12 気化器スロート部の圧力変動

算値は 2.5 ms と近似度が悪くなる。このように吸気管内圧力波は単純ではないが、吸気過程における負圧波の増加は燃料流量 G_f を増大させ、残留脈動波は燃料流出を阻害する作用をもつもので、図—11 のような結果を招いたものと思われる。

以上述べたように、吸気管内の圧力は条件によって複雑に変わり、燃料流量 G_f にも影響するので、その実体を明らかにしないと各運転状態における燃料流量 G_f を予測することはできない。

III・2 機関速度と燃料流量（気化器開度が小さい場合）

前項で述べたように気化器の開度が大きい場合（たとえば、全開 C—8/8）には、残留脈動波の重畳状態に起因する $G_f/\sqrt{\Delta H}$ 曲線の起伏（図—6）を無視すると $G_f/\sqrt{\Delta H}$ の値は、本来機関回転数に関係なくほぼ一定であるものと推測できる。

このことは機関 E—120 による実験結果（図—13 参照）の空気過剰率 λ 曲線（●、●印）にも認められる。これに反して、低負荷運転やエンジンブレーキ運転時のように気化器の開度が C—2/8 ~ 3/8 と小さい場合は、機関回転数 N がたかくなるにつれて吸込み空気量 G_a と燃料流量 G_f はともに増加するが、後者の増加する割合が大きいので図—13 の○、①および▲印が示すように空気過剰率 λ は順次減少している。

このように気化器の開度が小さいと、吸気管内圧力波は減衰し、燃料噴出口に働く気化器スロート部の圧力波は同図のオシログラム a に示すような、いわゆる半波整流形負圧波に近い圧力波が吸気孔開口期間に一回転ごとに発生することになる。このような圧力波が気化器の燃料噴出口に作用した場合の燃料流量に関する基本的特性を明らかにするため、圧力波をモデル化し図—14 に示したように

$$\Delta P_v = \Delta P \cdot \sin \frac{\pi}{\theta^*} \theta \quad (4)$$

で与えられる圧力波が有効吸気孔開口期間 $\theta^* \cdot \text{rad}$. に働くものとする。こゝに、 θ はクラック角 rad. である。式（2）および式（4）から算出した燃料流量の瞬時値 G_{fi} を図—14 に実線で、定常流の関係から求めた瞬時値を点線で、さらにそれ等の平均燃料流量 G_m 、 G_{ms} の値を併記している。また式（4）を満足させる圧力波を実験的に作ることはできなかったが、近似的圧力波が作用した場合の瞬時燃料流量の実測値をも太い実線で示している。図において、瞬時燃料流量 G_{fi} の負圧波に対する追従性は燃料噴出管路内の燃料液柱の慣性のため悪く、とくに減速流において顕著である。このために、平均燃料流量 G_m は定常流の関係から求めた平均燃料流量 G_{ms} よりも大きくなる。しかも、機関回転数がたかくなると、一回転の所要時間が短くなるので燃料の流出が完全に停止しないうちに次のサイクルの吸気過程が開始するようになる。したがって、平均燃料流量 G_m は機関回転数に比例して増加するという基本的特性をもつことがわかる。このことは、気化器実験の実測値と定性的によく一致していることから確認できる。次に、式（4）に含まれている $\theta = (2\pi N/60) \cdot t$ に含まれている機関回転数 N_{rpm} を

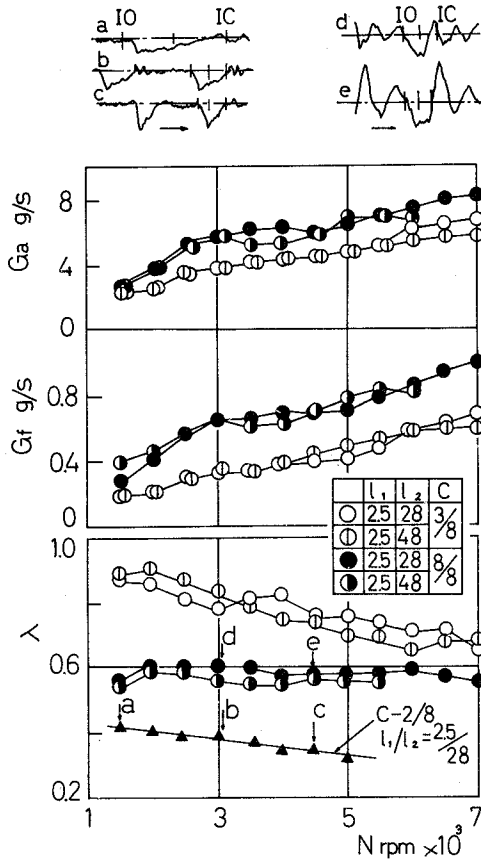


図-13 機関速度と燃料流量（気化器開度の影響）

変えて、平均燃料流量 G_m を算出し、 $N=1600$ rpm のときの G_{m0} を規準として G_m/G_{m0} を求める。さらに図-13 に示した機関実験の実験結果と対比するため、 $N=1600$ rpm、気化器位置 $l_1/l_2=2.5/28$ 、開度 $C=3/8$ の条件における空気過剰率 λ_0 を用い、任意機関回転数における空気過剰率 λ を $\lambda = \lambda_0 (G_{m0}/G_m)$ から求め、図-13 に点線で併記しているが、実験値と定性的によく符合しており、気化器の基本的特性が燃料流量に影響していることがわかる。なお、実用機関における負圧波は図-11 のオシログラム a のように完全な半波整流形負圧波ではなく、しかも負圧波の振巾は機関回転数がたかくなるとオシログラム b、c のようにいくぶん大きくなっているため、詳細にはこれらの影響をも考慮する必要があるだろう。

III・3 燃料噴出管長さと燃料流量

実用機関では機械的振動による浮子室油面の波立ちを防ぐため、浮子室を気化器本体から離してパイプで連結する場合がある。もし連結管が非弾性管と見做すことができるときには運動方程式 (2) において管長 l_f を長くしたことになる。燃料噴出口に式 (4) で与えられる半波

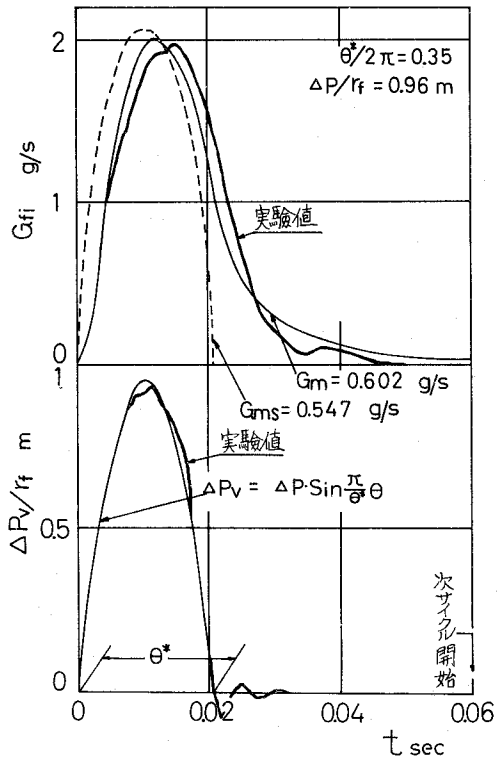


図-14 瞬時燃料流量 G_{fi} と圧力波 ΔP_v

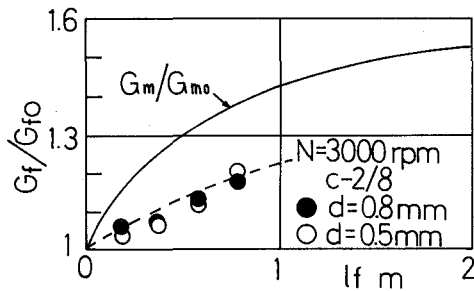


図-15 燃料流量比 G_f/G_{f0} と燃料噴出管長さ l_f

機関 E-120 吸気管長 $L_s=62\text{cm}$ ($l_1/l_2=2.5/48$) には機関実験による実験値 G_f/G_{f0} をも併記している。機関実験では、吸気管内圧力波が完全な半波整流形圧力波でないうえに気化器本体と浮子室との連結に一部ビニールパイプを使用したことなどのため定量的比較はできないが、燃料流量の実験値 G_m は管路長さ l_f に比例して増加しており、計算値と定性的に一致している。このように気化器の燃料流量に関する基本特性が機関実験の燃料流量にもあらわれていることがわかる。

III・4 附加容器と燃料流量

吸気管が長く、気化器が機関側に近い場合、吸気管にヘルムホルツ・レゾネータを附加すると脈動波を減衰させ空気過剰率曲線の改善に有用であるといわれている。たとえば2サイクル機関を用いた Alfred Jante⁷⁾ の報告によると、ヘルムホルツ・レゾネータの気柱の固有振動数 ν と機関の吸込み回数 $N/60$ の同調から、レゾナンス速度 $N_r=60 \cdot \nu$ を提案し、固有振動数 ν のレゾネータを付けると N_r よりもたかい機関回転数範囲において空気過剰率曲線の改善が得られると述べている。いま、最低機関回転数を $N=1500\text{rpm}$ とし、それより高速回転域の空気過剰率曲線を平坦にするためには、たとえば図-16 に示すヘルムホルツ・レゾネータの寸法を $d=2\text{cm}$ 、 $l=5\text{cm}$ 、圧力伝播速度 $a=330\text{m/s}$ とし、 $N_r=1500\text{rpm}$ 、 $N_r=60 \cdot \nu$ 、 $\nu=(a \cdot d / 4\pi) \sqrt{\pi / V \cdot \{l + (\pi/4)d\}}$ から容積 V を概算すると、 $V=2.07 \times 10^4\text{cc}$ となり、かなり大きいので実用性に乏しい。そこで機関の行程体積 ($V_h=118.9\text{cc}$) と等しい容積のレゾネータ ($\phi 52.9 \times 54\text{mm}$) を準備し、それを取付けた場合およびレゾネータの閉端を弾性膜(ゴム)とした場合の効果を調べた。その実験結果を図-16 に示す。図において、機関 E-120、 $L_s=62\text{cm}$ 、 $l_1/l_2=22.5/28\text{cm}$ の場合、 $N=4000\text{rpm}$ 附近 ($q \approx 1\frac{3}{4}$) で混合気は希薄 ($\lambda \approx 1.5$) になる特性をもっているが、これにレゾネータを気化器の直前(図-16(a)参照)に付けるとオシログラム os-2 に示すように脈動圧力波が著しく減衰するので残留脈動波の燃料流量におよぼす影響も小さくなり、混合気の希薄化はある程度防ぐことができる ($\lambda \approx 1.2$)。なお、空気過剰率曲線の山を与える機関回転数は $N=3500\text{rpm}$ 附近に移行しているが、これは吸気管系全体の等価管長が長くなり、圧力波の周期が長くなるためである⁷⁾。さらに、レゾネータの入

口を適当に絞ったり(記号D), 弾性膜を付ける(記号F)と空気過剰率曲線の変動は減少し, ほぼ所期の目的を達することができる。その反面, 吸気慣性効果を利用して最大給気比の増加を図っている機関ではレゾネータを付けると慣性効果も減少し, 最大給気比が低下することに留意する必要がある⁸⁾。

IV 過渡運転時の燃料供給状態

過渡運転時の燃焼状態を解明し, 過渡特性を改善するためには吸込み空気や気化器から噴出する燃料の瞬間的挙動を明らかにする必要があり, 燃料流量の応答性に及ぼす諸因子の影響に関する理論的および実験的研究結果を既に報告⁹⁾した。一般に, 小型気化器における燃料流量のインデイシヤル応答は比較的優れており, 応答遅れ時間は0.01 sec以下であるので実用上問題はない。しかし, 自動車用機関の運転状態を考えると, 加減速運転時のように数秒間にわたっての燃料流量の挙動をも解明する必要がある。

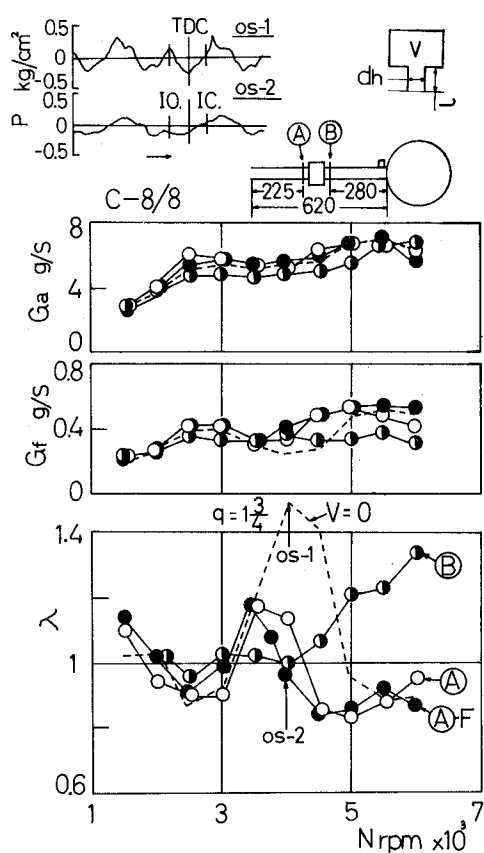


図-16(a) 脈動波減衰の効果 (機関E-120)

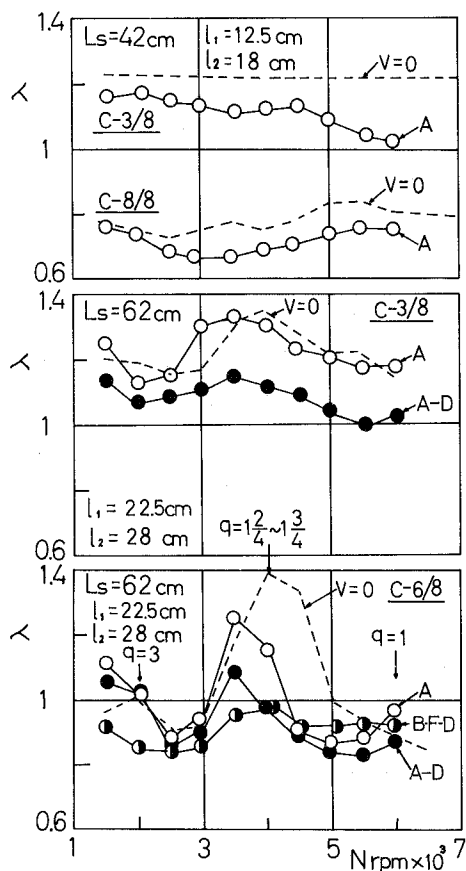


図-16(b) 脈動波減衰の効果 (機関E-120)

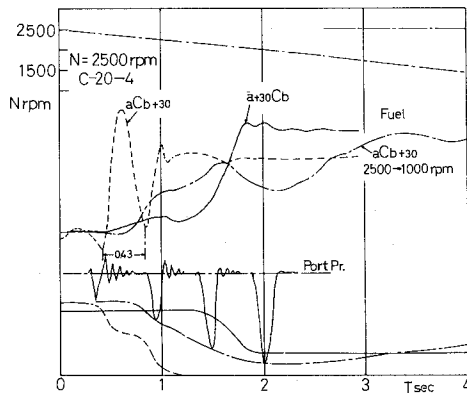


図-17 過渡運転時の燃料流出（気化器開度急変）

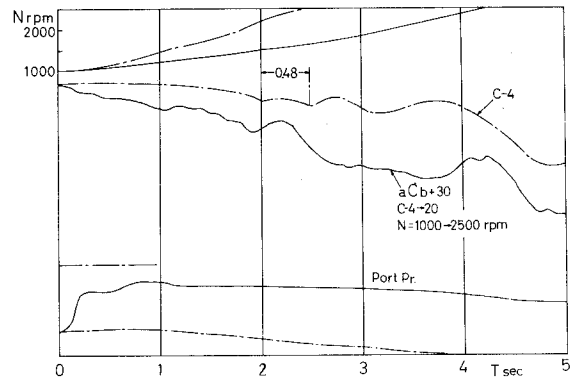


図-18 加速運転時の燃料流出（気化器開度と機関速度変化）

そこで、実用機関の各運転状態につき図-3 (b) の実験装置を用いて吸込み空気量、燃料流量、吸気管内圧力、気化器浮子室油面および浮子の挙動を計測し、これら因子の相互関係を調べた。

IV・1 気化器開度の急開・急閉と燃料流量

減速運転（2500 rpm → 1000 rpm）や機関回転数を一定として気化器を全開から急に閉じた場合（ $N=200$ rpm, $C-20 \rightarrow 4$ ）の吸気管内圧力および燃料流量の瞬間的挙動の最大変位（オシログラム上の最大振れでこれはほぼ燃料流量に比例する）を記録し図-17に示す。図において、気化器開度を急変させた場合、燃料流量は急減しはげしく変動しながら一定値に達する（図中の $aCb+30$: 点線）。

この変動周期は約 0.43 sec で燃料噴出管および浮子室からなる液柱系において粘性抵抗を無視して算出した固有振動周期 0.395 sec と近似しており、さらに粘性抵抗を考慮するならばよりよい近似をみるであろう。このように燃料噴出管系が比較的長い場合には燃料流量のはげしい変動を招くことになる。かゝる燃料流量の変動は加速運転の場合（図-18 一点鎖線）にも認められる。（ $T \approx 0.48$ sec）。しかし、機関回転数と気化器開度をともに変えた場合には加速運転時（図-19 の一点鎖線）でも減速運転時（図-18 の実線）でも $t=0.9 \sim 1.1$ 秒程度のゆっくりした変動も見受けられる。また、機関回転数 N を一定に保ち、気化器を急開および急閉させそのときの吸込み空気量 (A. F.)、燃料流量 (F. F.)、浮子室油面 (O. L.)、浮子 (F. L.) および給気孔直前の圧力 (P. R.) などの挙動を同時記録した代表例を図-19に示す。図において、気化器絞り弁を開き給気孔直前の圧力変動波 (P. R.) が変化すると、わずかに遅れて吸込み空気量 (A. F.) や燃料流量 (F. F.) は流入し、浮子室油面 (O. L.) や浮子 (F. L.) は降下し始める。この際、浮子は油面に 0.3~0.45 秒遅れて追従し、これらが定常状態に達するには 3~4 秒を要することがわかる。この期間は油面の降下を伴うので、燃料の流出量に影響を受ける筈である。いま、燃料噴出管系の圧力損失係数 α と気化器開度 Z との関係を実験から求め、

これを図-20に示す実験式に纏めて、気化器開度が図-21の $Z = 0.25 + 0.75 t$ で与えられ、それにつれて吸込み空気量 G_a は $G_a = 20(1 - e^{-10t})$ で、燃料噴出口に図の如き定常的負圧 ΔP_0 が作用するものとして運動方程式(2)を用いて燃料流量 G_f の挙動を数値計算した結果を同図に併記している。図によると、気化器開度が開き始めてから約0.25秒後に燃料流量 G が最大に、さらに約0.8秒後に最小になり、やがて定常値に達することがわかる。さらに、かかる定常的負圧に周期的変動圧力波が重畳する場合には図-22に示すように燃料流量も周期的に変動しながら変化する。こゝに示した0.8秒は図-20に矢印で示した時期(0.8~1.0 sec)とよく近似しており、供試気化器の燃料噴出管系液柱の動的特性に基因する現象であることがわかる。なお、矢印以後の燃料流量(F.F.)の変動はさきに指摘した気化器液柱系の固有振動周期とよく一致している。

IV・2 気化器浮子室油面の変動と燃料流量

浮子室を気化器本体に直結し、吸気管系に挿入すると、一般に機関が高速化するにつれて機

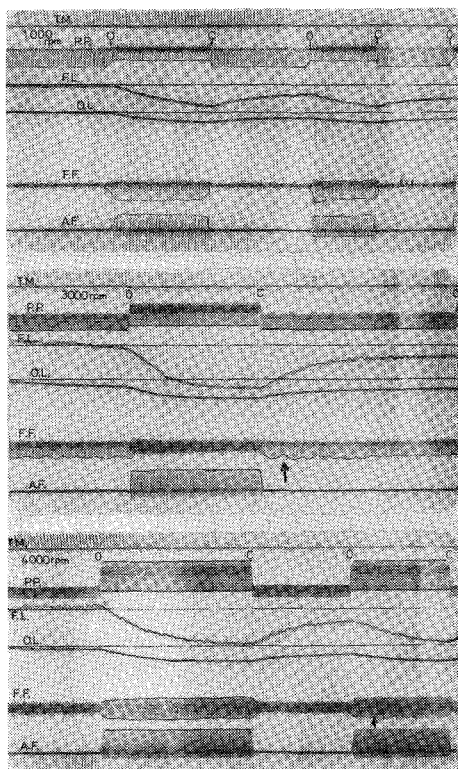


図-19 気化器絞弁開閉運転時の挙動

- A. F. : 空気流量 (戸流流量計)
- F. F. : 燃料流量 (容量型瞬間流量計)
- O. L. : 油面 (油面測定装置)
- F. L. : 浮子 (容量型変位計)
- P. P. : ポート圧 (抵抗線示圧計)
- T. M. 上死点 (電磁型指示計)

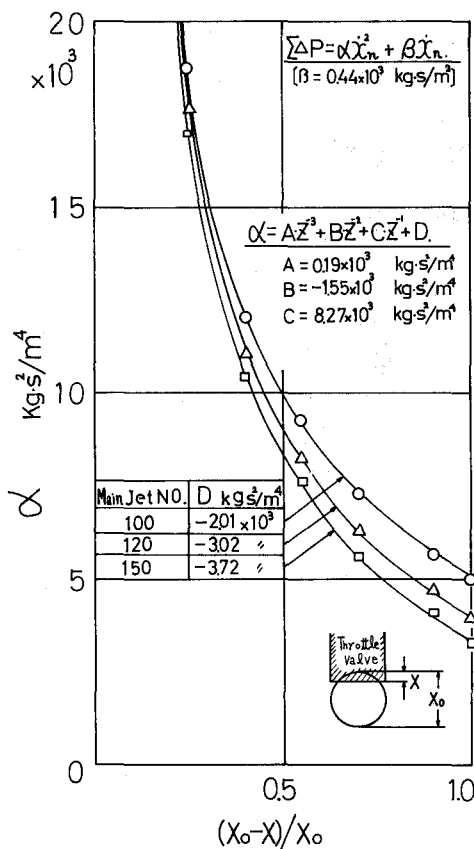


図-20 気化器の抵抗係数

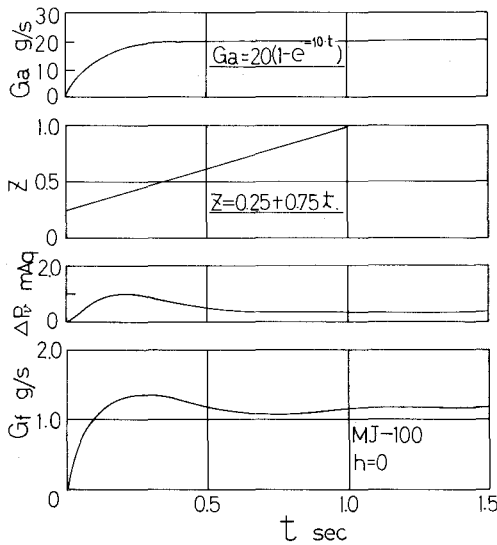


図-21 過度運転時の燃料流量

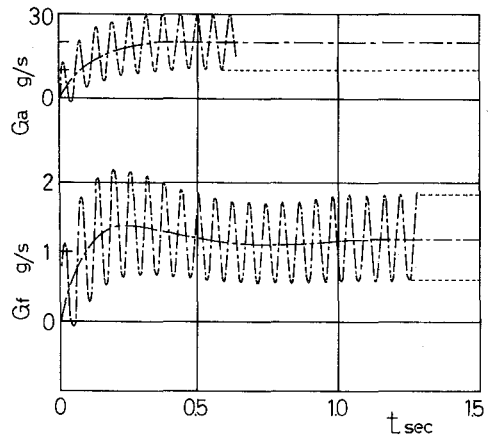


図-22 過渡時の燃料流量 (脈動波附加)

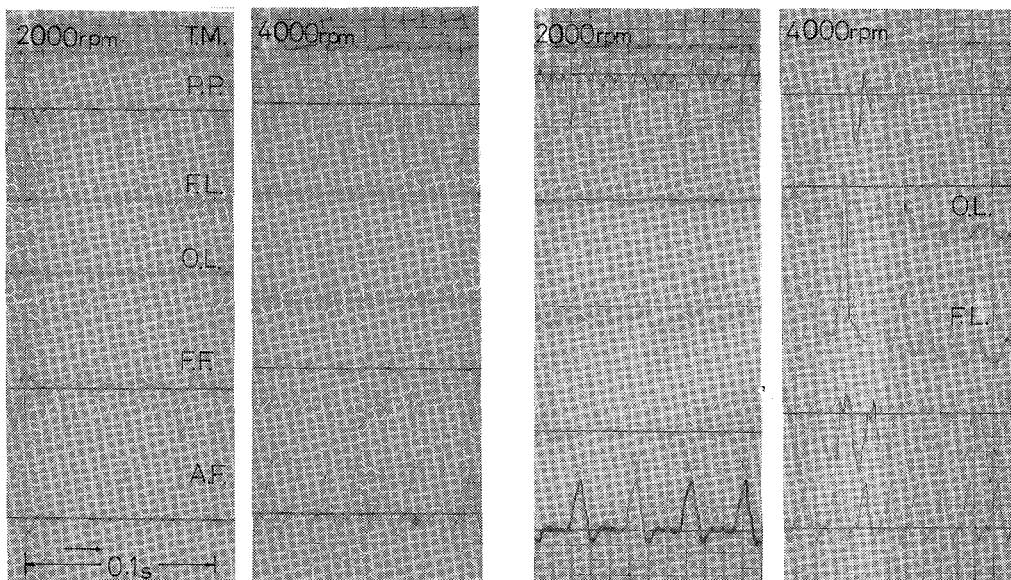


図-23 気化器の各特性

械振動がはげしくなる。このため浮子室内の油面は図-23に示す(図中OL)ように上昇し、しかもはげしく変動する。このため図-23 N=4000rpmに見られるように燃料流量の波形(F.F.)、したがって燃料流量自体にサイクル毎の変動や、0.1~0.2秒おきの不規則な変動が生ずる。このような状態で、気化器絞り弁を急開閉しても油面や浮子のレベルは図-24に示すようにほとんど変わらない。

次に気化器開度を一定とし、機関駆動用電動機を定回転位置にセットしておき電源を入れて

急加速運転に入る。暫らくの後、電源を切って急減速を行なった。これらの実験例を図-25に示す。これは始動時や停止時の運転状態に相当する。浮子室を分離した図-25 (a) の場合、吸込み空気量や燃料流量の始動時の変動模様は図-21~図-22に示した数値計算結果と定性的によく一致している。この場合油面や浮子は段々と下降し、その応答遅れ t_i は図-26に示す

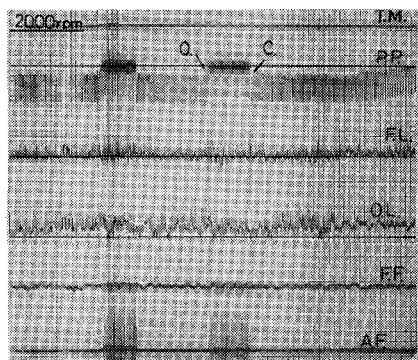


図-24 気化器絞弁の各開閉による燃料流出の挙動

ように大きく、しかも浮子の動きは油面よりも0.8~1.0 sec 遅れて追従していることがわかる。減速時にも同様の現象が認められる。これに対し、浮子室を直結して急加速させると機械振動などの影響で浮子は急激に降下しはげしく振動する。このため油面は波立ちを始め、条件によっては逆に上昇することもある(図-2のb, c)。この場合、燃料の逆流(F.F.波形の正の高さ)が著るしくなる。次に減速した場合

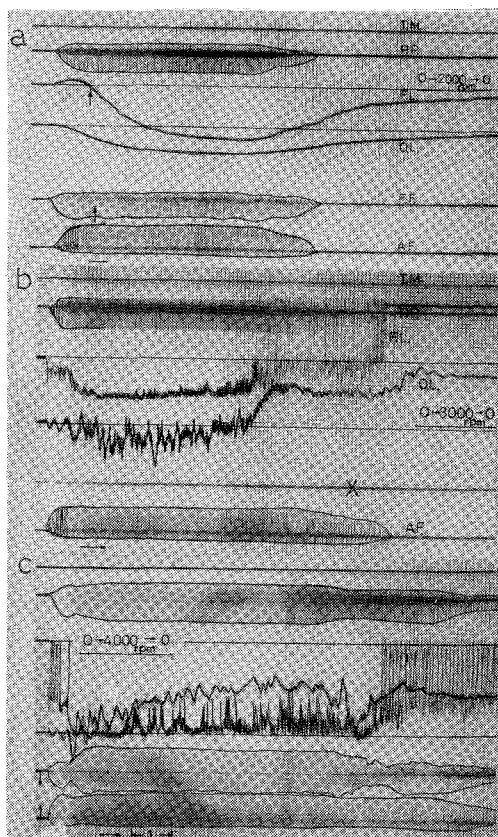


図-25 加速度における燃料流量、浮子室の挙動

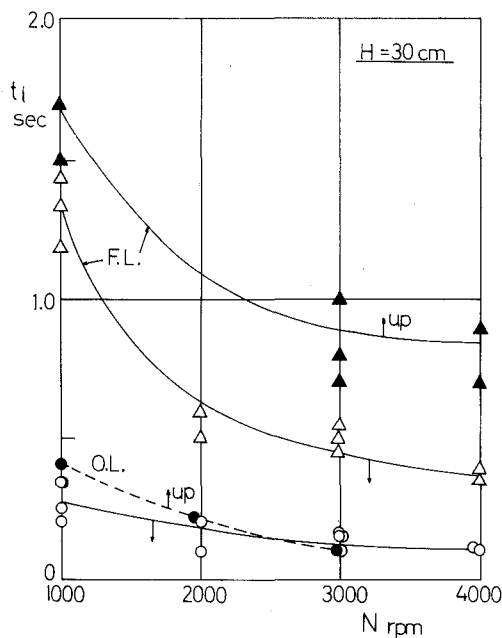


図-26 浮子の挙動

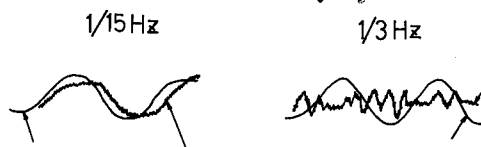


図-27 液膜の挙動

も浮子のはげしく振動し、油面が急激に上昇するので燃料流量が初期に急減するような異常現象が認められる(図c)。かゝる異常現象は気化器の取付け状態や吸気管系の条件によって左右され、不安定である。上述の機械振動による浮子の異常振動をさげたととしても吸込み空気流量すなわち吸気流管内負圧の変動に応じて浮子室油面が変わり、浮子も油面を制御する方向で変動する筈である。しかし吸気管入口に弁を取付け、その弁の開口面積を周期的に変化させ、浮子の挙動を計測した実験結果によると図-27に示すように弁の変動周波数が $1/15 \text{ Hz}$ 程度では、浮子の変動は遅れを伴うが追従性もよく油面制御的役割を果たしているが、 $1/3 \text{ Hz}$ になると浮子の挙動は複雑になり、周期の短い変動が認められ、これは吸入時の周期とも一致しておらず、もはや油面制御作用を果たしていないことがわかる。

V. 結 言

小型2サイクル機関の燃料流量におよぼす気化器の位置、開度、燃料噴出管長、吸気管長さおよび機関回転数などの影響について実験的に調べるとともに、気化器を単純化したモデルについて数値計算し、その結果と対比しながら考察したが要約すると次のとおりである。

(1) 脈動波の振幅が大きい場合には次の吸気過程に影響し、脈動次数が $q = 15 \cdot a / N (L_0 + \Delta l) = n + 1/4$ のときは吸気孔開時期(I. O.)に負の脈動波が同調するので燃料流量は増加し、 $q = n + 3/4$ のときは正の脈動波が重なるので燃料流量は減少する。したがって、燃料流量は機関回転数によって変動する。

(2) 一定長さの吸気管に気化器を取り付ける場合、気化器スロート部における脈動波の振幅は気化器が機関側に近づくほど大きくなり、それに比例して燃料流量は減少する。これは模型気化器による燃料流量の非定常特性に関する数値計算結果と一致する。

(3) 気化器開度が小さく、気化器スロート部の圧力波がいわゆる半波整流形負圧波で、それが一回転毎に繰返えされる場合には、機関回転数がたかく、燃料噴出管路長さが大きいほど燃料液柱の慣性のため瞬時燃料流量の負圧波に対する追従性が悪くなる。このため一回転の平均燃料流量は増加し、空気過剰率は小さくなる。

(4) 気化器開度が小さい場合、気化器を機関側に近づけると気化器スロート部の圧力波が大巾に変化するので、燃料流量は気化器開度が大きい場合のように順次減少するとはかぎらず、途中で燃料流量は最大になる。

(5) 燃料流量(または空気過剰率)が機関回転数によって著るしく変動するような場合、ヘルムホルツ・レゾネータを付け、その入口を適当に絞り、その本体を弾性膜で作ると、小形のレゾネータで空気過剰率の変動をかなり減少させることができる。

(6) 気化器開度を急開閉して過渡運転する場合、燃料流量ははげしく変動しながら一定値に達する。その変動周期は燃料噴出管系の固有振動周期とほぼ一致する。

(7) 気化器絞り弁を開き加速運転に入って吸込み空気量が一次要素的に増加する場合、燃料流量は $t=0.9\sim 1.1$ 秒後に最大となり、その後減少して一定値に達する特性をもっている。この場合の実験値と計算値はよく一致する。

(8) 加・減速運転時には機械的振動により浮子室油面は著るしく変動し(周期 $0.1\sim 0.2$ 秒)、燃料流量の不規則な変動やサイクル毎の変動を誘発する。かゝる機械振動がはげしいと油面は波立ち、条件によっては逆に油面が上昇し、燃料流量の逆流もはげしくなる。

おわりに、実験に熱心に協力された元室蘭工業大学福島和俊教官、卒業生柴田誠(大豊工業 K. K)、滝川典明(出光興産)および野口英也(いすゞ自動車)の諸君に謝意を表します。

(昭和50年5月20日受理)

文 献

- (1) K. C. Bier et al : SAE paper 69013(1969-1)
- (2) D. L. Harrington, J. A. Bolt : SAE paper 700082(1970-1)
- (3) J. A. Bolt et al : SAE paper 710207(1971-1)
- (4) 沢・山辺 : 機械学会東海支部講演論文集 (1968—6), 37
- (5) 八田 他3名 : 機械学会前刷集 No. 98 (1963—10), 95
- (6) 浅沼・沢 : 機械学会論文集 25—156 (昭34—8), 840
- (7) A. Ifred Jante : SAE Trans. (1971), 1899
- (8) 沢・本間 : 室工大研報 Vol 5, No.2 (昭41—8), 327
- (9) 林・沢 : 室工大研報 Vol 8, No.2 (昭49—10), 363